

**MONTAJE DE BANCO PARA PRUEBAS DE EVALUACIÓN EN  
INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE PARA EL  
LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA**

**ALIRIO MANTILLA GÓMEZ  
JORGE ISAÍAS PADILLA PLAZAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

**MONTAJE DE BANCO PARA PRUEBAS DE EVALUACIÓN EN  
INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE PARA EL  
LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA**

**ALIRIO MANTILLA GÓMEZ  
JORGE ISAÍAS PADILLA PLAZAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

*Al Dios todopoderoso por todo lo que me ha brindado  
A Lidia, por su amor, comprensión, ternura, dedicación e*

*Incondicional apoyo*

*A mis Hijas Diana Marcela, Valentina e Isabela,*

*Por su infinito Amor, Ternura, y momentos de alegría y*

*Felicidad que me han dado*

*A mis padres, Hermanos y demás familiares, Amigos y*

*Compañeros de Trabajo y estudio por su paciencia.*

*Alirio Mantilla G.*

*A DIOS, por haberme brindado el alcanzar esta meta  
A mi madre, Oliva, por su incondicional apoyo y amor  
A mi familia, amigos y todas aquellas personas que han  
Confiado en mí y han deseado de corazón el logro de mis metas.  
Para todos ellos este logro también es vuestro.*

*Jorge Isaías.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen a:

La Universidad Industrial de Santander por ofrecernos la oportunidad de desarrollar nuestras metas y propósitos para un proyecto de Vida.

Al personal de la escuela de Ingeniería Mecánica por su recibimiento y acogida durante el transcurso de toda nuestra carrera.

A los profesores de la facultad de ciencias Físico – Mecánicas y en especial a los de la escuela de Ingeniería Mecánica por sus consejos y conocimientos que nos brindaron.

Al Ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su paciencia, colaboración, formación académica y orientación como director de éste trabajo de grado.

Al ingeniero Ariel Vega Lizarazo, gran amigo incondicional que nos apoyó y colaboró durante la ejecución del trabajo grado.

A todos nuestros familiares y demás amigos que poco a poco fueron ayudando a nuestra formación íntegra tanto en lo profesional como en lo personal.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>31</b>
<b>1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	<b>33</b>
1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES DE CALOR	34
1.2 SUPERFICIES EXTENDIDAS (ALETAS)	38
1.3 ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN	46
1.3.1 Coeficientes por convección de superficies aleteadas	49
1.3.2 Coeficientes de convección para flujo forzado dentro de tuberías	51
1.3.2.1 Coeficientes de convección para flujo en tubos sin cambio de fase	51
1.3.2.2 Coeficientes de convección para flujo en tubos sin cambio de fase. Condensación de vapores	55
<b>2. ESTUDIO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR</b>	<b>60</b>
2.1 TIPOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	60
2.1.1 Intercambiador de calor de doble tubos	62
2.1.2 Intercambiadores de tubos y coraza	63
2.1.3 Intercambiador de flujo cruzado	65
2.2 ANÁLISIS GLOBAL DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	66
2.3 DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS (LMTD)	68
2.4 RELACIÓN EFECTIVIDAD-NTU	70
<b>3. CARACTERÍSTICAS GEOMETRICAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS</b>	<b>79</b>
3.1 BANCO DE TUBOS	79

3.1.1	Arreglo en línea	80
3.1.1.1	Parte interna del tubo	80
3.1.1.2	Parte externa del tubo	81
3.1.2	Arreglo escalonado	83
3.1.2.1	Parte interna del tubo	84
3.1.2.2	Parte externa del tubo	84
3.2	INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO ALETEADO	88
3.2.1	Aletas circulares en tubos circulares	88
3.2.1.1	Parte interna del tubo	88
3.2.1.2	Características geométricas para la parte externa del tubo	89
3.2.2	Aletas planas continuas sobre tubos circulares	92
3.2.2.1	Parte interna del tubo	92
3.2.2.2	Parte externa del tubo	92
3.2.3	Relaciones geométricas generales para intercambiadores de tubo aleteado	94
<b>4.</b>	<b>COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS</b>	<b>96</b>
<b>5.</b>	<b>ANÁLISIS EXPERIMENTAL Y TEÓRICO DEL BANCO DE PRUEBAS</b>	<b>105</b>
5.1	ANÁLISIS TÉRMICO	106
5.1.1	Cálculos derivados de los intercambiadores	109
5.1.2	Procedimiento de cálculo	111
5.1.1	Datos de entrada	108
5.1.2	Geometría y cálculos derivados de la geometría	109
5.1.3	Coefficiente convectivo externo $h_{ec}$ y eficiencia de aleta en condensación	110
5.1.4	Coefficiente convectivo interno $h_{i_c}$ en condensación	111

5.1.5	Coeficiente convectivo externo $h_{es}$ y eficiencia de aleta en subenfriamiento	112
5.1.6	Coeficiente convectivo interno $h_{i_s}$ en subenfriamiento	113
5.1.7	Proceso iterativo en condensación	114
5.1.8	Proceso iterativo en subenfriamiento	115
<b>6.</b>	<b>PRUEBAS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS</b>	<b>117</b>
6.1	PRUEBAS REALIZADAS	117
6.2	RESULTADOS EXPERIMENTALES	117
<b>7.</b>	<b>PROGRAMA EN MATLAB</b>	<b>120</b>
7.1	DESARROLLO DEL PROGRAMA	120
7.1.1	Datos de entrada	121
7.1.2	Cálculos internos de procesos	121
7.1.3	Datos de salida	121
7.2	DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA	121
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>126</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>127</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>128</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>129</b>

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
<b>Figura 1.</b> Transferencia de calor en superficie plana	36
<b>Figura 2.</b> Transferencia de calor local en tubos concéntricos	37
<b>Figura 3.</b> Geometría simple de aleta rectangular	41
<b>Figura 4.</b> Aletas circulares sobre un tubo	44
<b>Figura 5.</b> Aleta de placas tipo persiana sobre tubo	45
<b>Figura 6.</b> Aleta continúa de placas con sistema de tipo escalonado	46
<b>Figura 7.</b> Aletas continuas de placas con sistemas de tubo en línea	46
<b>Figura 8.</b> Perfiles de flujo en tuberías	52
<b>Figura 9.</b> Modelo de flujos para la condensación de vapor en el interior de tubos horizontales	55
<b>Figura 10.</b> Regímenes de flujo típicos de procesos de condensación en el interior de tubos horizontales	56
<b>Figura 11.</b> Clasificación de intercambiadores de calor	61
<b>Figura 12.</b> Flujo en un intercambiador de calor de doble tubo	62
<b>Figura 13.</b> Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor concéntricos	63
<b>Figura 14.</b> Intercambiadores de calor de tubos y coraza	64
<b>Figura 15.</b> Patrones de flujo intercambiadores de calor de flujo transversal	65
<b>Figura 16.</b> Ejemplo de perfiles de temperatura en intercambiador de calor a contraflujo	73
<b>Figura 17.</b> Efectividad de un intercambiador de calor a contraflujo	74
<b>Figura 18.</b> Intercambiadores de calor con cambio de fase	78
<b>Figura 19.</b> Intercambiador tubular de un solo paso con un arreglo de tubos en línea	80

<b>Figura 20.</b> Intercambiador tubular de un solo paso con un arreglo de tubos escalonados	84
<b>Figura 21.</b> Celda unitaria de un arreglo de tubos escalonado	85
<b>Figura 22.</b> Intercambiador tubular de aleta circular	89
<b>Figura 23.</b> Celda unitaria de un arreglo de tubo aleteado escalonado	91
<b>Figura 24.</b> Intercambiador de tubo redondo y aleta plana	93
<b>Figura 25.</b> Intercambiador de calor 1	96
<b>Figura 26.</b> Intercambiador de calor 2	97
<b>Figura 27.</b> Ventilador	98
<b>Figura 28.</b> Dimensiones de la mesa	99
<b>Figura 29.</b> Variador de velocidad ALTIVAR 18	99
<b>Figura 30.</b> Selector de canal análogo	100
<b>Figura 31.</b> Potenciómetro	101
<b>Figura 32.</b> Conexiones hidráulicas	102
<b>Figura 33.</b> Válvula de bola y acoples para manguera	102
<b>Figura 34.</b> Termocuplas tipo J	103
<b>Figura 35.</b> Banco de pruebas	104
<b>Figura 36.</b> Zonas de transferencia de calor en el banco de pruebas	106
<b>Figura 37.</b> Proceso para la solución del análisis térmico	107
<b>Figura 38.</b> Diagrama de flujo del programa	122

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1.</b> Relaciones de $\epsilon$ para intercambiadores de calor	75
<b>Tabla 2.</b> Relaciones de NTU para intercambiadores de calor	76
<b>Tabla 3.</b> Nomenclatura y propiedades geométricas del banco de tubos	87
<b>Tabla 4.</b> Comparación de resultados para la primera prueba del laboratorio con los resultados obtenidos por el programa de MATLAB	118
<b>Tabla 5.</b> Comparación de resultados para la segunda prueba del laboratorio con los resultados obtenidos por el programa de MATLAB	119

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
<b>Anexo A.</b> Manual del Banco de pruebas para el Laboratorio	130
<b>Anexo B.</b> Manual de Altivar 18	160
<b>Anexo C.</b> Código del programa en archivo .m de MATLAB	179
<b>Anexo D.</b> Planos del Banco de Pruebas	186

## NOMENCLATURA

### NOTACIÓN

$A$	Área de transferencia de calor, [ m <sup>2</sup> ].
$C$	Razón de capacidades térmica de flujo, adimensional.
$\dot{C}$	Capacidad térmica de flujo, [ J/K ].
$c_1$	Constante de la Ecuación 1.35, adimensional.
$c_2$	Constante de la Ecuación 1.35, adimensional
$C_p$	Calor específico del fluido, [ J/kg-K ].
$d_h$	Diámetro hidráulico, [ m ].
$d_i$	Diámetro interno, [ m ].
$d_o$	Diámetro externo, [ m ].
$F$	Función de la Ecuación 1.43, adimensional.
$G$	Gasto másico, [ kg/m <sup>2</sup> -K ].
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización, [ J/kg ].
$h_i$	Coefficiente de transferencia de calor por convección interno, [ W/m <sup>2</sup> -K ].
$h_o$	Coefficiente de transferencia de calor por convección externo, [ W/m <sup>2</sup> -K ].
$j$	Factor de Colburn, adimensional.
$k$	Conductividad térmica,
$L$	Longitud, [ m ].
$m$	Parámetro para aleta, adimensional.
$N_f$	Número de aletas,
$N_t$	Número de tubos, adimensional.
$NTF$	Número de tubos por fila, adimensional.
$Nu$	Número de Nusselt, adimensional.
$NTU$	Número de Unidades Térmicas, adimensional.
$p_t$	Paso de los tubos
$Pr$	Número de Prandtl, adimensional.

$Q$	Flujo de transferencia de calor, [ W ].
$q$	Flujo de transferencia de calor por unidad de área, [ W/m <sup>2</sup> ].
$R$	Resistencia térmica, [ K/W ].
$Re$	Número de Reynolds, adimensional.
$St$	Número de Stanton, adimensional.
$r$	Radio, [ m ].
$T$	Temperatura, [ K ].
$U$	Coefficiente global de transferencia calor.
$V$	Volumen del intercambiador de calor, [ K/W ].
$W$	Altura de aleta, [ m ].
$X_l$	Paso longitudinal entre tubos, [ m ].
$X_t$	Paso transversal entre tubos, [ m ].
$x$	Calidad del gas, adimensional.
$y$	Espesor de aleta, [ m ].

## LETRAS GRIEGAS

- $\alpha$  Difusividad térmica, [  $m^2/s$  ].
- $\Delta P$  Diferencial de presiones, [ PSI ].
- $\Delta T$  Diferencial de temperaturas, [ K ].
- $\delta$  Espesor de aleta, [ mm ].
- $\varepsilon$  Efectividad, adimensional.
- $\eta$  Eficiencia de aleta, adimensional.
- $\rho$  Densidad del fluido. [  $kg/m^3$  ].
- $\mu$  Viscosidad dinámica, [  $kg/m*s$  ].
- $\nu$  Viscosidad cinemática, [  $m^2/s$  ].
- $\sigma$  Razón del área de flujo libre al área frontal del intercambiador, adimensional.
- $\chi$  Número de Martinelli, adimensional.
- $\phi$  Parámetro de la Ecuación 1.22, adimensional.

## SUBÍNDICES

*1,2* Se refiere al cuerpo que se está analizando.

*a* Aire.

*b* Base.

*c,* Fría a la entrada.

*c,o* Fría a la salida.

*f* Aleta.

*ff* Flujo libre.

*fr* Frontal.

*h,i* Caliente a la entrada.

*h,o* Fría a la salida.

*i* Interno.

*l* Líquido.

*o* Externo

*p* Primario.

*s* Superficial.

*T* Total.

*v* Vapor.

*w* De pared.

## GLOSARIO

**ALETA:** Superficie metálica unida a un tubo para proporcionar mayor superficie de contacto, a fin de mejorar el enfriamiento. Las aletas pueden ser circulares, enrolladas en forma de espiral individualmente en cada tubo, o rectangulares en forma de placa, para un grupo de tubos. Se usan extensivamente en condensadores enfriados por aire y evaporadores.

**ANEMÓMETRO:** Instrumento utilizado para medir la proporción del flujo o movimiento (velocidad) del aire.

**CALDERA (Boiler):** Recipiente cerrado, en el cual un líquido puede ser calentado o evaporado.

**CALDERA, ALTA PRESIÓN:** Recipiente para la producción de vapor, con espacio para agua. El calor evapora el agua, y el vapor es entonces entubado hacia el equipo, para calefacción, fuerza, proceso, etc. El vapor tiene una presión de 205 kPa (15 psig).

**CALOR:** Forma de energía que actúa sobre las sustancias para elevar su temperatura; energía asociada con el movimiento al azar de las moléculas.

**CALOR ESPECÍFICO:** Relación de la cantidad de calor requerido, para aumentar o disminuir la temperatura de una sustancia en 1°C, comparado con la que se requiere para aumentar o disminuir la temperatura de una masa igual de agua en 1°C. Se expresa como una fracción decimal.

**CALOR LATENTE:** Cantidad de energía calorífica requerida para efectuar un cambio de estado (fusión, evaporación, solidificación) de una sustancia, sin cambio en la temperatura o presión.

**CALOR LATENTE DE CONDENSACIÓN:** Cantidad de calor liberada por un kg de una sustancia para cambiar su estado de vapor a líquido.

**CALOR LATENTE DE EVAPORACIÓN:** Cantidad de calor requerido por un kg de sustancia, para cambiar su estado de líquido a vapor.

**CALOR SENSIBLE:** Calor que causa un cambio de temperatura en una sustancia, sin que cambie de estado.

**CALOR TOTAL:** Suma del calor sensible y del calor latente.

**CAMBIO DE ESTADO:** Condición en la cual, una sustancia cambia de sólido a líquido o de líquido a gas, debido a la aplicación de calor. O a la inversa, cuando una sustancia cambia de gas a líquido o de líquido a sólido, debido a la remoción de calor.

**CONDENSACIÓN:** Proceso de cambiar de estado un vapor o un gas a líquido, al enfriarse por abajo de su temperatura de saturación o punto de rocío.

**CONDENSADO:** Líquido que se forma cuando se condensa un vapor.

**CONDENSADOR:** Componente del mecanismo de refrigeración, el cual recibe del compresor vapor caliente a alta presión, enfriándolo y regresándolo luego a su estado líquido. El enfriamiento puede ser con aire o con agua.

**CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE:** Intercambiador de calor, el cual transfiere calor al aire circundante. En estos condensadores, el vapor caliente de la descarga del compresor entra en los tubos, y el aire atmosférico circula por fuera de los tubos, los cuales, generalmente, son del tipo aleteado.

**CONDENSAR:** Acción de cambiar un gas o vapor a líquido.

**CONDUCCIÓN:** Flujo de calor entre sustancias, por medio de vibración de las moléculas.

**CONDUCTIVIDAD:** Habilidad de una sustancia para conducir o transmitir calor y/o electricidad.

**CONDUCTIVIDAD, COEFICIENTE DE:** Medición de la proporción relativa, a la cual, diferentes materiales conducen el calor. El cobre es un buen conductor del calor, por lo tanto, tiene un coeficiente de conductividad alto.

**CONVECCIÓN:** Transferencia de calor por medio del movimiento o flujo de un fluido.

**CONVECCIÓN FORZADA:** Transferencia de calor que resulta del movimiento forzado de un líquido o un gas, por medio de una bomba o un ventilador.

**ACOPLES:** Dispositivos mecánicos para unir líneas de tuberías.

**DIFUSOR DE AIRE:** Rejilla o salida de distribución de aire, diseñada para dirigir el flujo de aire hacia los objetivos deseados.

**DUCTO:** Tubo o canal, a través del cual, el aire es movido o transportado.

**EFECTO SEEBECK:** El efecto Seebeck se usa comúnmente en dispositivos llamados Termopar (porque está hecho de un acople o unión de materiales, generalmente metales) para medir una diferencia de temperatura directamente o para medir una temperatura absoluta colocando un extremo a una temperatura conocida.

**ENTALPÍA:** La cantidad de calor en un kilogramo de sustancia, calculada de una base de temperatura aceptada. La temperatura de 0 °C, es una base aceptada para los cálculos del vapor de agua. Para cálculos de refrigeración, la base aceptada es de -40°C.

**HUMEDAD:** Vapor de agua presente en el aire atmosférico.

**INSTRUMENTO:** Dispositivo que tiene habilidades para registrar, indicar, medir y/o controlar.

**INTERCAMBIADOR DE CALOR:** Dispositivo utilizado para transferir calor de una superficie caliente a una superficie menos caliente. (Los evaporadores y condensadores son intercambiadores de calor).

**LÍNEA DE TIERRA:** Alambre eléctrico que conduce electricidad de manera segura, desde una estructura hacia el suelo.

**MEDIDOR DE FLUJO:** Instrumento utilizado para medir la velocidad o el volumen de un fluido en movimiento.

**MOTOR POLIFÁSICO:** Motor eléctrico diseñado para usarse con circuitos eléctricos de tres o cuatro fases.

**NEWTON:** Unidad de fuerza del Sistema Internacional (SI), equivalente a la fuerza ejercida sobre un objeto que tiene una masa de un kilogramo, y una aceleración gravitacional de  $1 \text{ m/seg}^2$ .

**NÚMERO DE NUSSELT:** Número adimensional que mide el aumento de la transferencia de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

**NÚMERO DE PRANDTL:** Número adimensional que establece la relación entre el componente cortante de la viscosidad y la difusividad térmica.

**NÚMERO DE REYNOLDS:** Relación numérica de las fuerzas dinámicas del flujo de masa, con el esfuerzo puro debido a la viscosidad.

**NÚMERO DE STANTON:** Número adimensional que mide la relación entre el calor transferido a un fluido y su capacidad calórica, utilizado en el estudio de la convección forzada.

**ORIFICIO:** Abertura de tamaño exacto para controlar el flujo de fluidos.

**PASCAL (Pa):** Unidad de presión absoluta en el sistema internacional (SI); es igual a la fuerza de un Newton ejercida sobre una superficie de un  $\text{m}^2$ ;  $\text{Pa} = \text{N/m}^2$ . Para algunos fines científicos o prácticos, el Pascal puede resultar una unidad muy pequeña, por lo que entonces se utiliza el kilo-Pascal (kPa) o el BAR.  $1 \text{ kPa} = 1,000 \text{ Pa}$  y  $1 \text{ BAR} = 100 \text{ kPa}$ .

**POTENCIÓMETRO:** Instrumento para medición o control, el cual funciona al detectar pequeños cambios en la resistencia eléctrica.

**PRESIÓN:** Energía impactada sobre una unidad de área. Fuerza o empuje sobre una superficie.

**PRESIÓN ABSOLUTA:** Es la suma de la presión manométrica más la presión atmosférica.

**PRESIÓN ATMOSFÉRICA:** Presión que ejerce el aire atmosférico sobre la tierra. Se mide en kPa, mm de Hg, kg/cm<sup>2</sup>, lb/pulg<sup>2</sup>, etc. Al nivel del mar, tiene un valor de 101.325 kPa (14.696 lb/pulg<sup>2</sup>).

**PRESIÓN DE CONDENSACIÓN:** Presión dentro de un condensador, a la cual el vapor de refrigerante, cede su calor latente de evaporación y se vuelve líquido. Esta varía con la temperatura.

**PRESIÓN DE VAPOR:** Presión ejercida por un vapor o un gas.

**PUNTO DE EBULLICIÓN:** Temperatura a la que un líquido hierve, bajo la presión atmosférica de 101.3 kPa. El punto de ebullición del agua pura es de 100°C a nivel del mar.

**PURGAR:** Liberar gas comprimido hacia la atmósfera, a través de una o varias partes, con el propósito de eliminar contaminantes.

**RESISTENCIA:** Oposición al flujo o movimiento. Coeficiente de fricción.

**SENSOR:** Dispositivo capaz de transformar magnitudes físicas en magnitudes eléctricas.

**SOLDADURA CON PLATA:** Proceso de soldadura en el que la aleación contiene algo de plata.

**SUBENFRIAMIENTO:** Enfriamiento de refrigerante líquido, abajo de su temperatura de condensación.

**TERMOCUPLA:** Tipo de dispositivo que permite la medición o censado de la temperatura.

**TEMPERATURA:** 1- Intensidad de calor o frío, tal como se mide con un termómetro. 2- Medición de la velocidad del movimiento de las moléculas.

**TEMPERATURA AMBIENTE:** Temperatura de un fluido (generalmente el aire), que rodea un objeto por todos lados.

**TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN:** Temperatura dentro de un condensador, en el que el vapor de refrigerante, cede su calor latente de evaporación y vuelve líquido. Esta varía con la presión.

**TERMODINÁMICA:** Rama de las ciencias; trata con las relaciones entre el calor y la acción mecánica.

**TRANSFERENCIA DE CALOR:** puede definirse entonces como la transmisión o transporte de energía de una región a otra, resultado de la diferencia de temperatura existente entre ellas.

**TRIFÁSICO:** Que opera por medio de la combinación de tres circuitos de corriente alterna, los cuales difieren en fase por un tercio de ciclo.

**UNIÓN:** Punto de conexión (como entre dos tubos).

**VÁLVULA:** Accesorio utilizado para controlar el paso de un fluido.

**VAPOR:** Estado o fase de una sustancia que está en su temperatura de saturación, o muy cercano a ella.

**VAPOR SATURADO:** Vapor que se encuentra a las mismas condiciones de temperatura y presión, que el líquido del cual se está evaporando. Es decir, si este vapor se enfría, se condensa.

**VARIADOR DE VELOCIDAD:** Elemento que controla la frecuencia de rotación generalmente de motores.

**VENTILACIÓN:** Flujo de aire forzado, por diseño, entre un área y otra.

**VENTILADOR (ABANICO):** Dispositivo de flujo radial o axial, usado para mover o producir flujo de gases.

**VENTILADOR DEL CONDENSADOR:** Dispositivo utilizado para mover aire a través del condensador enfriado por aire.

**VOLUMEN ESPECÍFICO:** Volumen por unidad de masa de una sustancia ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ).

**WATT (W):** Unidad de potencia, equivale a la potencia producida al realizar un trabajo de 1 Joule por segundo ( $1 \text{ Watt} = 1 \text{ J/s}$ ).

## RESUMEN

**TÍTULO:** MONTAJE DE BANCO PARA PRUEBAS DE EVALUACION EN INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA\*

**AUTORES:**

Alirio Mantilla Gómez.

Jorge Isaías Padilla Plazas. \*\*

**PALABRAS CLAVES:**

Transferencia de Calor, Convección Forzada, Intercambiadores de Calor, Flujo Cruzado, Matlab.

**DESCRIPCIÓN:**

El objetivo de este proyecto de grado es el de proveer a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander de un banco de pruebas para intercambiadores de calor enfriados por aire, que permita a los estudiantes de Ingeniería Mecánica entender el efecto en el desempeño térmico en relación con la velocidad del aire, la influencia de la distribución del fluido a enfriar, la geometría del intercambiador de calor; efectuando el análisis de estos efectos por medio de la implementación de un programa en Matlab para de este modo hacer las respectivas comparaciones de los resultados teóricos con los resultados de las pruebas experimentales realizadas en el laboratorio.

En este documento se hace una introducción a los fundamentos de la transferencia de calor para el respectivo estudio en intercambiadores de calor de flujo cruzado principalmente, con sus respectivas fórmulas de cálculo derivadas de las geometrías características que el banco de pruebas ha de estar configurado y que resultan ser indispensables para el análisis experimental y teórico para ello. También se hace la descripción detallada de los distintos componentes que hacen parte de la adecuación del banco de pruebas y su puesta en funcionamiento. Con la ayuda de una tarjeta de adquisición de datos y del programa Measurement & Automation Explorer se obtienen las mediciones de temperaturas reales en el sistema y a su vez con la elaboración del programa de Matlab se comparan los resultados de desempeño real con los resultados en teoría.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gélvez Arocha.

## SUMMARY

**TITLE:** ASSEMBLY OF TEST BENCH FOR EVALUATION IN AIR COOLED HEAT EXCHANGERS BY APPLIED HEAT EXCHANGER LABORATORY \*

**AUTHORS:**

Alirio Mantilla Gómez.

Jorge Isaías Padilla Plazas. \*\*

**KEY WORDS:**

Heat Transfer, Forced Convection, Heat Exchangers, Cross-flow, Matlab.

**DESCRIPTION:**

The objective of this degree project is to provide the School of Mechanical Engineering of The Santander Industrial University a test bench for air cooled heat exchangers that allowing to mechanical engineering students understand the effect on thermal performance in relation to the air velocity, the influence of the distribution of the fluid to be cooled, the heat exchanger geometry, making the analysis of these effects by the implementation of a program in Matlab to thereby make the respective comparisons of theoretical results with the results of experimental tests carried out in the laboratory.

This document provides an introduction to the basics of heat transfer to the respective study on heat exchangers mainly crossflow, with their respective formulas geometries derived features that test must be configured and turn out to be essential for the experimental and theoretical analysis for it. It also makes the detailed description of the various components that are part of the adequacy of test and set up. With the aid of a data acquisition card and the Measurement & Automation Explorer program yields the actual temperature measurements in the system and in turn to the development program of Matlab compares actual performance results with the results in theory.

---

\* Degree Work.

\*\* Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Omar Gélvez Arocha.

## INTRODUCCIÓN

El éxito en la actividad industrial está ligado al nivel de competitividad de desarrollo de las empresas productoras, uno de los principales factores para lograr la efectividad de las empresas y la competitividad está en el uso racional que se le haga a la energía térmica, así como la disminución del consumo de agua en los procesos de producción. Para lograr dichos objetivos se han venido implementando equipos como los recuperadores de calor y los equipos enfriados por aire.

El inconveniente de estos equipos enfriados por aire u equipos cuyo fluido de trabajo es gas (aire, gas natural, gases productos de la combustión) es que los coeficientes de convección tienen valores muy bajos, lo que implica que necesariamente se deban utilizar superficies extendidas para mejorar la transferencia de calor, estas superficies se construyen en forma de bancos de tubos aleteados.

Los bancos de tubos son intercambiadores de calor que proporcionan transferencia de energía térmica entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Los intercambiadores de calor son usados en forma individual o como componentes de grandes sistemas térmicos en una variedad de usos industriales, comerciales y domésticos, por ejemplo, la refrigeración ventilación y sistemas de aire acondicionado en procesos, fábricas e industrias espaciales, así como en la ingeniería ambiental.

La complejidad de esos sistemas se deriva de su configuración geométrica, el fenómeno físico presente en la transferencia de calor y el gran número de variables implicadas en su operación. Como consecuencia de tal complejidad no hay disponible ninguna solución analítica basada en este principio; la mayor parte de los cálculos están basados en información empírica de los fabricantes de estos

equipos y en éstos momentos la gran mayoría de estos análisis para predecir su comportamiento incluye suposiciones y condiciones que no son compatibles con los fenómenos que ocurren en ellos bajo los estados reales de operación.

Los defectos en la aproximación conducen en muchos casos a las predicciones insatisfactorias de la transferencia de calor con los errores que pueden ser a veces del orden de 25 - el 30 % o más alto. Ya que el funcionamiento de los intercambiadores de calor es muy a menudo un factor clave en el diseño de sistema térmico total, mejoras constantes de su modelado y simulación son definitivamente necesarias para aumentar la exactitud de sus predicciones y, por consiguiente, mejorar la fiabilidad y la eficacia de sistemas térmicos para el uso específico.

El empleo de tecnología computacional ha tenido mucha atención en años recientes como una aproximación alternativa de enfrentarse a los problemas reales. Los programas de computación manejan entre otros; lógica difusa, algoritmos, modelos matemáticos, simulaciones para solucionar problemas que son de una complejidad superior.

## 1. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La Transferencia de Calor es una ciencia que se ocupa de analizar la tasa de transferencia de energía que puede ocurrir entre dos o más cuerpos, como resultado de una diferencia de temperaturas. Lo que se busca es determinar cómo puede ser transferida la energía calórica. Y la rapidez (tiempo) a la que se realizará éste intercambio bajo ciertas condiciones específicas.

La transferencia de calor determina una metodología para calcular la velocidad temporal a la cual los fenómenos de intercambio de calor se producen y así poder diseñar los componentes y sistemas en los que son de aplicación. La transferencia de calor abarca una amplia gama de fenómenos físicos que hay que comprender antes de proceder a desarrollar la metodología que conduzca al diseño térmico de los sistemas correspondientes.

Los intercambiadores de calor son dispositivos complejos que proporcionan transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Los intercambiadores de calor son usados en forma individual o como componentes de grandes sistemas térmicos en una variedad de usos industriales, comerciales y domésticos por ejemplo la refrigeración ventilación y sistemas de aire acondicionado en procesos, fábricas e industrias espaciales, así como en la ingeniería ambiental.

La complejidad de esos sistemas se deriva de su configuración geométrica el fenómeno físico presente en la transferencia de calor y el gran número de variables implicadas en su operación. Como consecuencia de tal complejidad no hay disponible ninguna solución analítica basada en este principio; la mayor parte de los cálculos están basados en información empírica de los fabricantes de estos equipos y en éstos momentos la gran mayoría de estos análisis para predecir que

su comportamiento incluye suposiciones y condiciones que no son compatibles con los fenómenos que ocurren en ellos bajo los estados reales de operación.

Desde el momento en que un intercambiador de calor se instala y pone en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor; la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un intercambiador mayor, pero éste a su vez implica un mayor costo, tanto de tipo económico, como energético.

En el tipo de intercambiador de calor más comúnmente utilizado en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado los dos caudales de fluidos están separados por una superficie, generalmente tubos metálicos. En los intercambiadores de calor refrigerante-agua, como los que se usan en los evaporadores de los enfriadores y en los condensadores enfriados por agua, se utiliza una configuración de envolvente y tubos. En donde se requiere un intercambio aire-aire como en los sistemas de recuperación de energía, se utilizan intercambiadores de placas aleteadas.

En los intercambiadores de flujo cruzado o transversal agua-aire o refrigerante-aire, a los cuales se les denomina serpentines de haz de tubos, se utilizan tubos con aletas exteriores. La transferencia de calor puede darse en donde solo ocurre un intercambio de calor sensible o como en el caso de los serpentines deshumidificadores, donde ocurren simultáneamente intercambio de calor latente y sensible.

## **1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES DE CALOR**

En cualquier punto dentro de un intercambiador de calor, el calor se transfiere entre un fluido caliente y un fluido frío a través de una membrana que separa los

dos fluidos. A nivel local, la transferencia de calor entre un fluido caliente y un fluido frío generalmente es modelada como la transferencia de calor unidimensional a través de una serie de resistencias, tres resistencias son necesarias para tener en cuenta la convección entre un fluido y la membrana que separa o metal, la conducción a través de la membrana, y la convección entre el segundo fluido y la membrana. De la geometría más simple de intercambiador de calor, los dos fluidos están separados por una superficie plana, como lo muestra la Figura 1 y la resistencia global está dada por la siguiente ecuación.

$$R = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta y}{k_w} + \frac{1}{h_2} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

$$q_{12} = \frac{Q_{12}}{A} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

donde:

**R** = Resistencia Térmica total entre dos fluidos.

**h** = coeficiente de transferencia de calor por convección.

**K<sub>w</sub>** = conductividad térmica

**A** = área de transferencia de calor entre los dos fluidos.

**T** = temperatura de los fluidos

**Q<sub>12</sub>** = transferencia de calor entre el fluido 1 y el fluido 2.

**q<sub>12</sub>** = flujo de transferencia de calor entre el fluido 1 y el fluido 2.

Las ecuaciones también se pueden escribir en términos de un coeficiente de transferencia de calor global, que se define como el recíproco de la resistencia térmica.

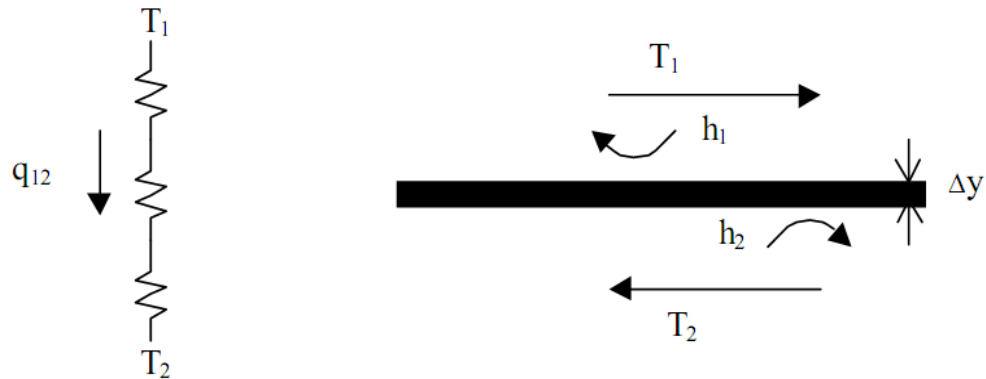
$$UA = \frac{A}{R} = \frac{A}{\left( \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2} \right)} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

$$Q_{12} = UA (T_1 - T_2) \quad \text{Ecuación 1.4}$$

donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de Calor.

**Figura 1.** Transferencia de calor en superficie plana.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

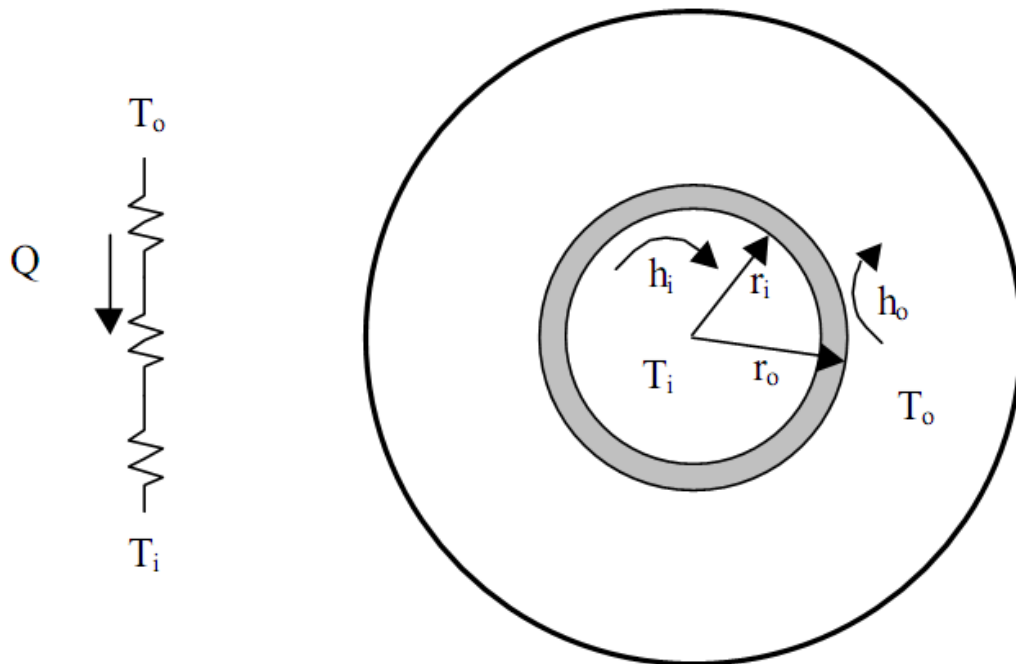
La mayoría de los intercambiadores de calor tienen geometrías mucho más complicadas. En particular, el área de transferencia de calor por convección es casi siempre diferente en los dos fluidos. La forma de geometría más sencilla es un intercambiador de calor de tubos concéntricos en el que un fluido a través de un tubo y el segundo fluido fluye en el espacio anular entre el tubo y un segundo tubo con un diámetro más grande. Para esta geometría la transferencia de calor local se produce en todo el espesor de la pared del tubo interno, (ver Figura 2), en este caso, las ecuaciones se expresan en términos de un fluido interno y externo, con líquido que fluye por el interior del tubo. Las resistencias térmicas se calculan para la transferencia de calor por convección y conducción en coordenadas cilíndricas.

$$\frac{R}{A} = \left(\frac{R}{A}\right)_i + \left(\frac{R}{A}\right)_w + \left(\frac{R}{A}\right)_o \quad \text{Ecuación 1.5}$$

$$\frac{1}{UA} = \left( \frac{R}{A} \right) = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{r_i}{A_i k} * \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{1}{A_o h_o}$$

Ecuación 1.6

**Figura 2.** Transferencia de calor local en tubos concéntricos.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

Ya que el área no es constante, la conductancia total es más difícil de definir. Si bien el término  $UA$  es definida con facilidad, la definición del coeficiente global  $U$ , depende de la superficie utilizada y sirve para definir la transferencia de calor en función de la superficie externa,  $A_o$ .

$$UA = U_o A_o = \frac{A_o}{\left( \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o r_i}{A_i k} \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{1}{h_o} \right)}$$

Ecuación 1.7

Aunque otra manera de escribir estas ecuaciones en términos de valores efectivos de  $R$  asociados con la convección interna, la convección externa, y la

conductancia de la pared. Nótese que tanto la convección interna y la conductancia de la pared se expresan en términos del área de transferencia de calor interna.

$$UA = \frac{A_0}{R} = \frac{A_0}{\frac{A_0}{A_i}(R_i + R_w) + R_0}$$

*Ecuación 1.8*

Esta ecuación es mucho más general que las relaciones anteriores ya que se aplica a cualquier geometría de intercambiador de calor en el que una pared separa dos fluidos. Por ejemplo, los intercambiadores de calor utilizados en muchas de las aplicaciones emplean pines y aletas sobre sus superficies para incrementar los coeficientes de transferencia de calor y el área de transferencia de calor. Las resistencias térmicas para estas superficies mejoradas son funciones complicadas de geometría, pero la transferencia de calor global puede aún ser descrita por la Ecuación 1.8.

## **1.2 SUPERFICIES EXTENDIDAS (ALETAS)**

La mayoría de Intercambiadores empleados en sistemas estructurales tienen un mayor diseño de sofisticación que un simple intercambiador de calor de tubos concéntricos. En particular, casi todos los intercambiadores de calor aire-líquido emplean superficies extendidas tales como aletas. Las aletas son específicamente empleadas sobre las superficies externas, o del lado del aire, de serpentines ya que la resistencia térmica es naturalmente baja. Al adicionar aletas se obtiene la ventaja de reducir la resistencia térmica global debido al incremento del área para la transferencia de calor con un diseño de intercambiador de calor de tipo compacto.

La cantidad adecuada de aletas, sin embargo, no es tan simple como aumentar el área para la transferencia de calor en las ecuaciones anteriores. Implícito en el análisis de las series resistivas que conducen a la resistencia térmica global está la suposición que la temperatura en cualquier interfaz es constante. En la Figura 2, por ejemplo, la temperatura superficial externa se asume como constante. Si las aletas se añaden a la superficie externa del tubo, la temperatura de la superficie no puede ser considerada como constante.

Las formas que adoptan las aletas son muy variadas, y dependen en gran medida de la morfología del sólido y de la aplicación concreta. La aleta se denomina “aguja” o “pin” cuando la superficie extendida tiene forma cónica o cilíndrica. La expresión “aleta longitudinal” se aplica a superficies adicionales unidas a paredes planas o cilíndricas. Las “aletas anulares” van unidas coaxialmente a superficies cilíndricas (tuberías generalmente).

Al colocar aletas sobre una superficie primaria, la temperatura superficial media del conjunto resulta ser menor, por lo que al reducir la diferencia media de temperatura entre la superficie y el fluido, puede ocurrir que el aumento de superficie no produzca un incremento notable en el flujo de calor disipado o incluso que éste disminuya, es decir, que las aletas aíslen térmicamente la superficie. Resulta importante pues, determinar el campo de temperaturas resultante al instalar las aletas.

El efecto de la superficie extendida está especificado al emplear una eficiencia de aleta y una efectividad superficial para corregir la resistencia térmica asociada con la convección de la superficie proveniente de la parte externa de la aleta. Estos parámetros son definidos para relacionar la transferencia de calor real a partir de la superficie extendida sobre la transferencia de calor si toda la superficie estuviese a una temperatura uniforme igual a la temperatura en la base de la

aleta. Para una aleta sobre un tubo, la base de la aleta es el radio del tubo exterior. La eficiencia de la aleta  $\eta$  se define como

$$\eta = \frac{\text{Transferencia de calor real de la aleta}}{\text{Transferencia de calor total con aletas a la temperatura de la base}} \quad \text{Ecuación 1.9}$$

La transferencia de calor real del lado del aire está compuesta por ambas áreas superficiales de la aleta y una porción del tubo que está expuesto entre las aletas. El efecto de esta área de base puede ser acomodada para definir una efectividad superficial  $\eta_s$

$$\eta_s = \frac{\text{Transferencia de calor real de la aleta y la base}}{\text{Transferencia de calor total con aletas a la temperatura de la base}} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

Conociendo la eficiencia de la aleta y las áreas de la superficie de la resistencia a la convección térmica en la superficie del lado del aire se puede determinar:

$$R_{th,0} = \frac{1}{\eta_{s0} h_0 A_0} \quad \text{Ecuación 1.11}$$

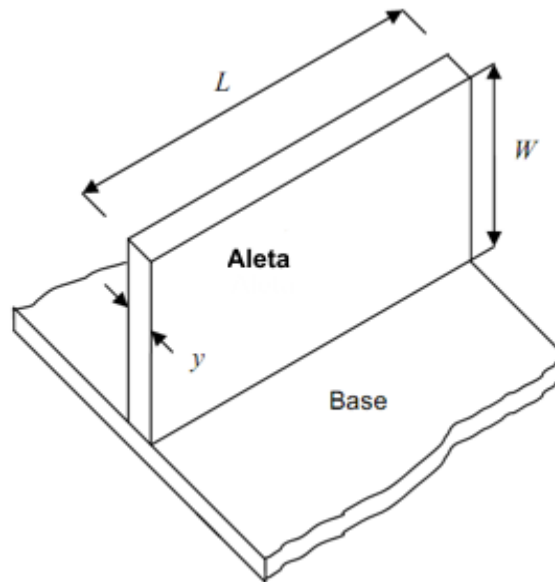
$$\eta_{s0} = 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \eta_s) \quad \text{Ecuación 1.12}$$

donde:

$$A_f = \text{Área de la superficie con Aletas}$$

La eficiencia de la aleta es una función de la geometría y la conductividad térmica de la aleta y el coeficiente de convección. En casos sencillos, la eficiencia de aleta se puede determinar analíticamente. En la Figura 3 se da la geometría de una aleta simple. En este caso, la aleta se supone que es rectangular y plana.

**Figura 3.** Geometría simple de aleta rectangular.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

En la forma de aleta rectangular simple la transferencia de calor efectiva se determina analíticamente mediante el equilibrio de energía en el elemento diferencial de la aleta que se muestra en la figura.

La energía por convección desde la superficie de la aleta es igual a la diferencia de la transferencia de calor por conducción dentro y fuera del elemento diferencial. Definiendo  $x$  en la dirección vertical en la figura, un balance de energía que se obtiene es el siguiente:

$$hP\Delta x[T(x) - T_{\infty}] = A_{fc} [q_{cond}(x) - q_{cond}(x + \Delta x)] \quad \text{Ecuación 1.13}$$

$$hP\Delta x[T(x) - T_{\infty}] = kA_{fc} \left( \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - \frac{dT}{dx} \Big|_x \right) \quad \text{Ecuación 1.14}$$

donde:

$T$  = Temperatura de la aleta

$T_{\infty}$  = Temperatura del aire

$q_{cond}$  = Transferencia de calor por conducción

$k$  = Conductividad térmica del material de la aleta

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección

$P$  = perímetro de la aleta para aleta rectangular  $P=2(L+y)$

$A_{fc}$  = Área de la sección transversal de la aleta para aleta rectangular  $A_c=L*y$

Tomando el límite cuando  $\Delta x \rightarrow 0$ , y reordenando:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{hP}{k A_{fc}} (T - T_{\infty}) \quad \text{Ecuación 1.15}$$

La agrupación de las constantes se conoce como parámetro de aleta,  $m$

$$m^2 = \frac{hP}{k A_{fc}} \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Asumiendo que las aletas son muy delgadas y  $P/A_{fc} = 2/y$  y

$$m^2 = \frac{2h}{ky} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

La solución de la ecuación diferencial de segundo orden define que el perfil de temperatura a través de la aleta requiere una condición de frontera en  $x=0$  y  $x=W$ .

La temperatura en  $x=0$  está definida como la temperatura de la base,  $T_b$  la cual en el caso de tubos circulares es la temperatura de pared exterior del tubo, para aletas largas la temperatura en el extremo de la aleta es despreciable.

$$\begin{aligned} T(x=0) &= T_b \\ q_{cond}(x=W) &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

Bajo estas condiciones la tasa de transferencia de calor está dada por:

$$\dot{Q}_f = mkA_{fc} \tanh(mW)(T_b - T_\infty) \quad \text{Ecuación 1.19}$$

La eficiencia de la aleta puede ser determinada directamente de la definición:

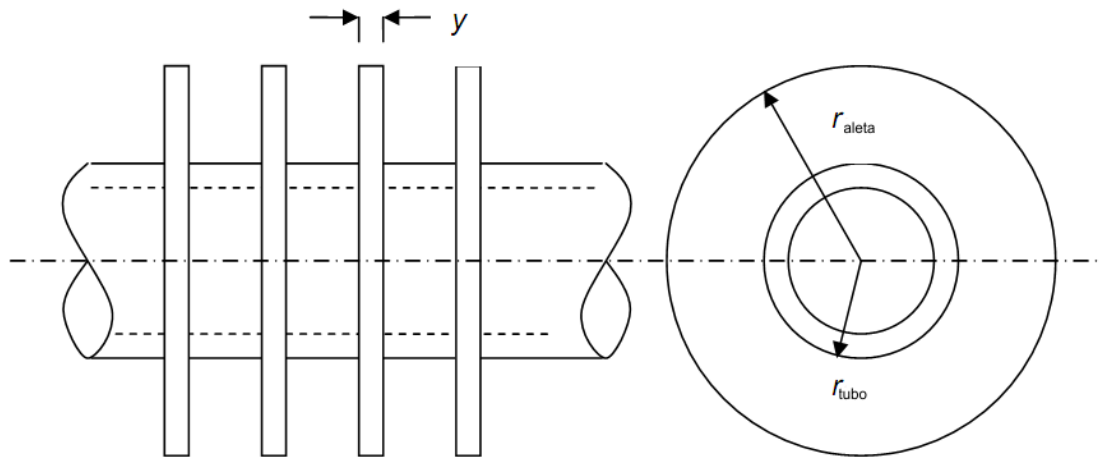
$$\eta = \frac{\tanh(mW)}{mW} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

La geometría sencilla de la aleta de la Figura 3 no es comúnmente utilizada en los serpentines en los sistemas HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) calefacción, ventilación y aire acondicionado, las aletas circulares son grapadas alrededor del tubo como se muestra en la Figura 4. La eficiencia de aleta para aletas circulares puede ser determinada analíticamente mediante la utilización de las funciones de Bessel de primero y segundo orden, una aproximación a dicha solución está dada mediante la ecuación:

$$\eta = \frac{\tanh(m * r_{tubo} * \phi)}{m * r_{tubo} * \phi} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$\phi = \left[ \frac{r_{aleta}}{r_{tubo}} - 1 \right] \left[ 1 + 0,35 \ln \left( \frac{r_{aleta}}{r_{tubo}} \right) \right] \quad \text{Ecuación 1.22}$$

**Figura 4.** Aletas circulares sobre un tubo.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

Las aletas más comunes en aplicaciones HVAC son aletas de placas continuas. En general, las placas delgadas de material de aletas de aluminio son apiladas sobre un haz de tubos. En muchos casos, las aletas tienen un patrón sinusoidal u ondulado en la dirección del flujo para mejorar los coeficientes de transferencia de calor del lado aire. Otros diseños, las perforaciones troqueladas tipo persianas en la aleta para mejoras más adelante. La Figura 5 es un ejemplo de una aleta de placa tipo persiana para un serpentín de dos filas con tubos en línea. Es más común utilizar un arreglo de tubos escalonados para serpentines de múltiples filas.

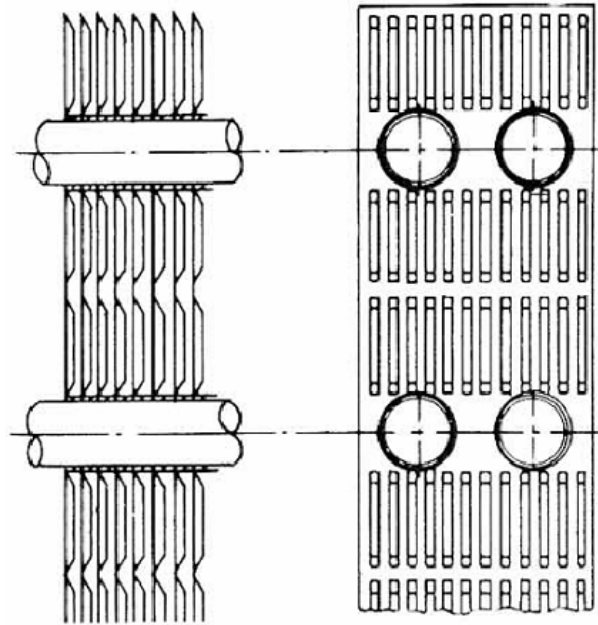
Las eficiencias de aleta, para geometrías de aleta tipo placa, no pueden ser resueltas analíticamente. La eficiencia puede ser aproximada para placas planas sencillas pudiendo modelarse la aleta alrededor del tubo como una efectiva aleta circular (Schmidt 1949). Un radio de aleta efectivo,  $r_{aleta,e}$ , es utilizado preferiblemente que el radio de aleta real. La Figura 6 muestra un área efectiva de aleta alrededor de un arreglo de tubos escalonados. El radio efectivo puede ser estimado por la siguiente relación empírica. Nótese que la definición de  $L$  y  $M$  depende  $L \geq M$ .

$$\frac{r_{aleta,e}}{r_{tubo}} = 1,27 \frac{M}{r_{tubo}} \left( \frac{L}{M} - 0,3 \right)^{1/2} \quad L \geq M \quad \text{Ecuación 1 .23}$$

Si el serpentín está configurado en un arreglo de tubos en línea, como se muestra en la Figura 7, la aleta para un tubo en particular puede ser representada como un rectángulo en lugar de un hexágono. El radio efectivo de la aleta, puede ser estimado de la siguiente manera.

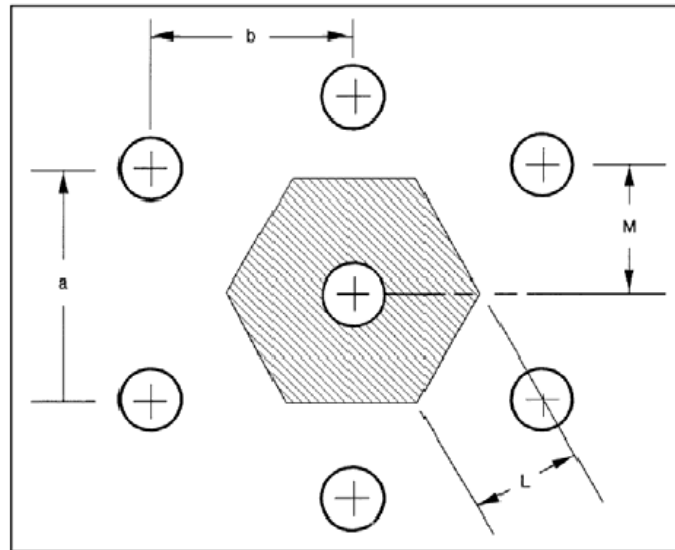
$$\frac{r_{faleta,e}}{r_{tubo}} = 1,28 \frac{M}{r_{tubo}} \left( \frac{L}{M} - 0,2 \right)^{1/2} \quad L \geq M \quad \text{Ecuación 1 .24}$$

**Figura 5.** Aleta de placas tipo persiana sobre tubo.



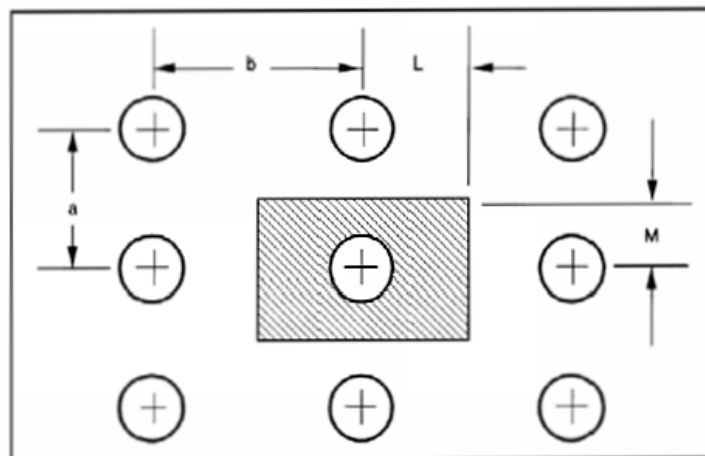
Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

**Figura 6.** Aleta continua de placas con sistema de tubos escalonados.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

**Figura 7.** Aletas continuas con sistema de tubos en línea.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

### 1.3 ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La convección es el mecanismo transferencia de calor a través de un fluido con movimiento masivo de éste. En la convección existe movimiento del fluido a nivel

macroscópico, entendiendo como nivel macroscópico movimiento de volúmenes relativamente grandes del fluido.

Para el estudio de la transferencia de calor por convección, se ha hecho la siguiente clasificación.

- ✓ **SEGUN EL ORIGEN DEL MOVIMIENTO** { **FORZADA**  
**LIBRE**
  
- ✓ **SEGUN EL REGIMEN DE FLUJO** { **LAMINAR**  
**TURBULENTO**
  
- ✓ **SEGUN EL CONFINAMIENTO** { **INTERNO**  
**EXTERNO**
  
- ✓ **SEGUN LA NATURALEZA DEL PROCESO** { **CON CAMBIO DE FASE**  
**SIN CAMBIO DE FASE**

Debido a que en intercambiadores de calor de tipo cruzado, la característica de movimiento de los fluidos que interactúan es de naturaleza forzada, es por eso que el estudio de las correlaciones que a continuación se verán va dirigido a la convección forzada tanto externa como interna para este tipo de intercambiador de calor en especial.

Los cálculos de transferencia de calor en los intercambiadores de calor requieren la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor por convección para ambos fluidos. Para calefacción y refrigeración en intercambiadores de calor, los coeficientes de convección son necesarios para el flujo de aire sobre las superficies del tubo y aleta, y el flujo de líquido en el interior de los tubos.

Los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada son determinados experimentalmente y correlacionados usando un conjunto de números adimensionales. Los números adimensionales describen la escala geométrica y las propiedades termo físicas de la corriente. Las siguientes ecuaciones definen los grupos más comunes.

**Número de Reynolds:**

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{uD_h}{\nu} \quad \text{Ecuación 1.25}$$

**Número de Prandtl:**

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{Ecuación 1.26}$$

**Número de Nusselt**

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad \text{Ecuación 1.27}$$

**Número de Stanton**

$$St = \frac{h}{Gc_p} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad \text{Ecuación 1.28}$$

**Factor de Colburn**

$$j = St Pr^{2/3} \quad \text{Ecuación 1.29}$$

donde:

$C_p$  = Calor específico Btu/lbm C, J/kg C

$D_h$  = Diámetro hidráulico, ft, m

$G$  = Flujo de masa,  $G = \rho \cdot u$ , lb<sub>m</sub>/ft<sup>2</sup>, kg/m<sup>2</sup>

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección, Btu/hr ft<sup>2</sup> F, W/m<sup>2</sup> C

$k$  = Conductividad térmica del fluido, Btu/hr ft F, W/m C

$u$  = Velocidad del fluido, ft/s, m/s

$\alpha$  = Difusividad térmica,  $\alpha = k/\rho c_p$ , ft<sup>2</sup>/hr, m<sup>2</sup>/s

$\mu$  = Viscosidad dinámica, lbm/ft hr, kg/m s

$\nu$  = Viscosidad cinemática,  $\nu = \mu/\rho$ , ft<sup>2</sup>/hr, m<sup>2</sup>/s

$\rho$  = Densidad del fluido, lbm/ft<sup>3</sup>, kg/m<sup>3</sup>

**1.3.1 Coeficientes de convección para superficies aleteadas.** Los coeficientes de transferencia de calor por convección para superficies con aletas a menudo se expresan en términos del factor de Colburn ( $j$ ). Bajo condiciones secas del serpentín, la capa promedio del coeficiente de transferencia de calor se puede determinar a partir de la correlación de factor Colburn, el número de Prandtl, y las propiedades de flujo de aire.

$$h_o = jG_a C_{p_a} \text{Pr}^{-2/3} \quad \text{Ecuación 1.30}$$

$G_a$  es el flujo de masa de aire a través del área de flujo libre,  $A_{ff}$ . La relación de área de flujo mínima y el área frontal del serpentín puede ser calculada a partir del tubo y la geometría de la aleta.

$$A_{ff} = A_{fr} \left(1 - \frac{d_o}{a}\right) \left(1 - \frac{y}{Y}\right) \quad \text{Ecuación 1.31}$$

donde,

$d_o$  = Diámetro exterior del tubo, ft, m

$a$  = Distancia entre los tubos en la fila frontal, ft, m

$y$  = Espesor de aleta, ft, m

$Y$  = Espacio entre aletas, ft, m

$A_{fr}$  = Área frontal del intercambiador, ft<sup>2</sup>, m<sup>2</sup>

El factor de transferencia de calor de Colburn se determina utilizando el número de Reynolds del aire a través del serpentín los parámetros geométricos del mismo.

$$j = c_1 \text{Re}^{c_2} \quad \text{Ecuación 1.32}$$

El número de Reynolds se calcula utilizando el flujo de masa y el diámetro hidráulico.

$$\text{Re} = \frac{G_a d_h}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.33}$$

El diámetro hidráulico,  $d_h$ , es un diámetro efectivo entre los canales de la aleta.

$$d_h = \frac{4A_{ff}}{A_o / L} \quad \text{Ecuación 1.34}$$

donde,

$A_o$  = Área exterior total de transferencia de calor, ft<sup>2</sup>, m<sup>2</sup>

$L$  = longitud de la bobina en la dirección de flujo, ft, m

Las constantes  $c_1$  y  $c_2$ , están determinadas por la curva adaptada a los parámetros geométricos del serpentín y se han desarrollado para  $200 < \text{Re} < 2000$ . Las constantes se calculan como una función de la aleta y la geometría del tubo.

$$c_1 = 0,159 \left( \frac{y}{w} \right)^{0,141} \left( \frac{d_h}{y} \right)^{0,065} \quad \text{Ecuación 1.35}$$

$$c_2 = -0,323 \left( \frac{y}{w} \right)^{0,049} \left( \frac{Y}{y} \right)^{0,077}$$

La altura de la aleta,  $W$ , se puede calcular tanto para placas de aletas circulares como para continuas, donde  $W = r_{aleta} - r_{tubo}$ . Para aletas circulares,  $r_{aleta}$  es el radio verdadero de la aleta. Para aletas de placas continuas en arreglos escalonados o en línea, el radio efectivo se puede utilizar como se ha descrito anteriormente.

**1.3.2 Coeficientes de convección para flujo forzado dentro de tuberías.** El flujo forzado a través de tuberías tiene gran importancia por las múltiples aplicaciones que tiene en ingeniería para transporte, calefacción, refrigeración, etc. Según la naturaleza del proceso el coeficiente de convección interna ( $h_i$ ) empleará distinto procedimiento de cálculo.

**1.3.2.1 Coeficientes de convección para flujo en tubos sin cambio de fase.**

El coeficiente de transferencia de calor para convección forzada se calcula para flujo totalmente desarrollado en un tubo utilizando relaciones de transferencia de calor para flujos laminar y turbulento de manera estándar, el cual puede ser aplicado a áreas de secciones transversales no circulares de modo que se utilice el diámetro hidráulico en lugar del diámetro del tubo circular (Ver Figura 8). Las correlaciones son válidas en flujo laminar o turbulento en tubos lisos, con moderadas diferencias de temperatura entre la pared del tubo y el fluido, para fluidos con números de Prandtl dentro del rango de 0.6 a 100 y  $L/D > 60$ .

El número de Reynolds es calculado de la siguiente manera:

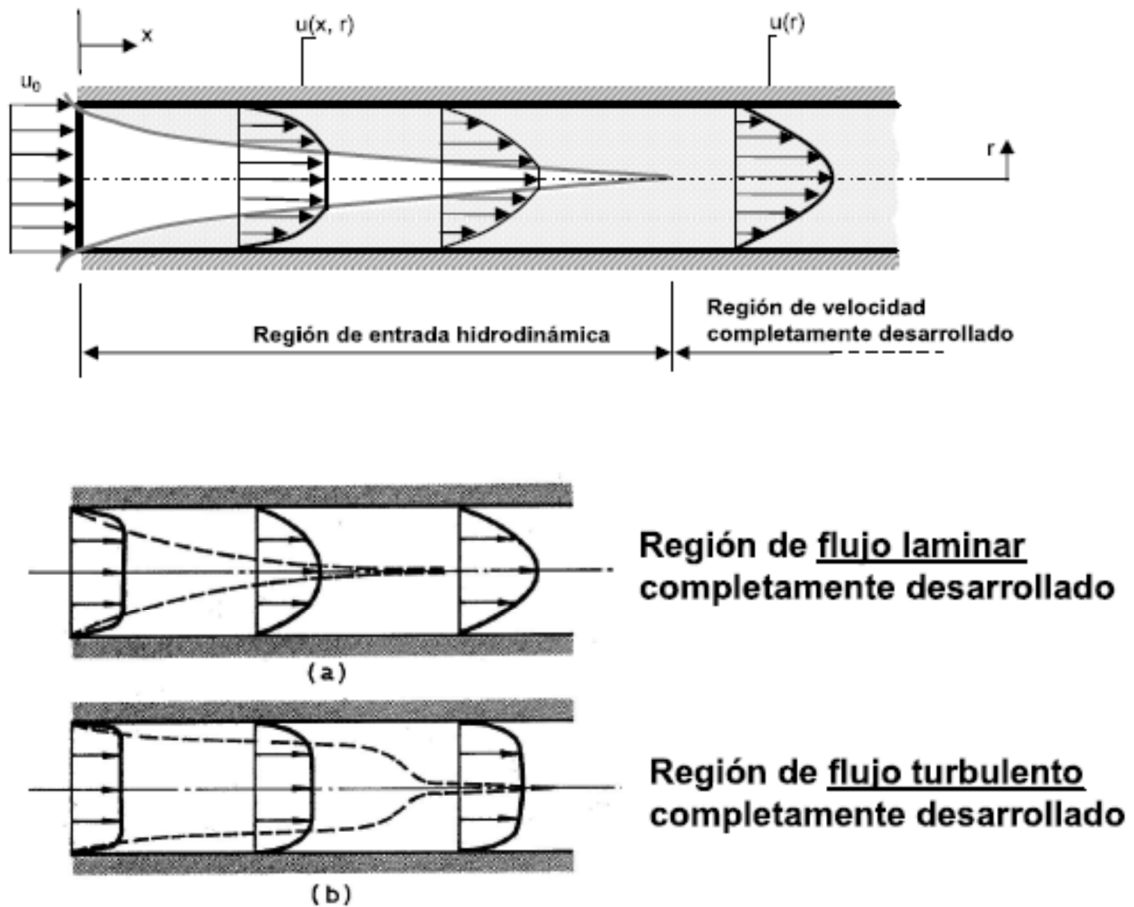
$$\text{Re} = \frac{Gd_i}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.36}$$

En este caso,  $G$  es el flujo másico de fluido dentro del tubo,  $d_i$  es el diámetro interno del tubo, y  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de bulbo.

El coeficiente de convección de transferencia de calor es calculado a partir de la definición del número de Nusselt.

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i} \quad \text{Ecuación 1.37}$$

**Figura 8.** Perfiles de flujo en tuberías.



Fuente: <http://www.uco.es/~p32sebej/Energ%C3%A9tica/Convecci%C3%B3n.pdf>

- **Flujo Turbulento.**

Probablemente la correlación de transferencia de calor más ampliamente utilizada para flujo turbulento completamente desarrollado ( $Re_D > 10000$ ) de líquidos al interior de los tubos es la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0.023(Re_D)^{0.8}(Pr)^n \quad \text{Ecuación 1.38}$$

donde:

$$n=0.4, \quad t_w > t_b \rightarrow \text{Calentamiento}$$

$$n=0.3, \quad t_w < t_b \rightarrow \text{Enfriamiento}$$

válido para  $|t_w - t_b| < 6^\circ\text{C}$  para líquidos ó  $|t_w - t_b| < 60^\circ\text{C}$  para gases

Para  $|T_w - T_b|$  mayores a las anteriores,

$$Nu_D = 0.027Re_D^{0.8}Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad \text{Ecuación 1.39}$$

Propiedades a  $t_b$  y  $\mu_s$  a  $t_s$ .

Las dos ecuaciones anteriores pueden introducir un error hasta de +/- 20%, sin embargo su aplicación es muy sencilla y en el primer caso no se necesita  $t_s$ . Sin embargo existe una ecuación más exacta que se conoce como ecuación de Petukhov-Popov.

$$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^n \quad \text{Ecuación 1.40}$$

$$\text{En el cual: } \left\{ \begin{array}{l} f = (1.82 \log_{10} Re_D - 1.64)^{-2} \text{ para tuberías lisas, para} \\ \text{rugosas usar el diagrama de Moody.} \\ n = 0.11 \text{ para líquidos, } t_s > t_b \\ n = 0.25 \text{ para líquidos, } t_s < t_b \\ n = 0 \text{ para gases} \\ 0.5 < Pr < 200 \text{ con una exactitud del 6\%} \\ 200 < Pr < 2000 \text{ con una exactitud del 10\%} \\ 10^4 < Re_D < 5 \times 10^6 \\ 0 < \mu/\mu_s < 40 \end{array} \right.$$

Por otra parte, una información más reciente de Gnielinski sugiere que pueden obtenerse mejores resultados para flujo turbulento en tubos lisos a partir de

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad \text{Ecuación 1.41}$$

Para  $0.5 < Pr < 1.5$ ;  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

ó

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad \text{Ecuación 1.42}$$

Para  $1.5 < Pr < 500$ ;  $3000 < Re < 10^6$

- **Flujo Laminar.**

La correlación recomendada para predecir el coeficiente de película promedio en el flujo laminar dentro de tubos es:

$$Nu_D = 1,86 \left[ Re_D Pr \frac{D}{L} \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad \text{Ecuación 1.43}$$

La ecuación tiene en cuenta la diferencia entre la viscosidad a la temperatura de bulbo del fluido,  $\mu$ , y la viscosidad a la temperatura de pared,  $\mu_s$ .

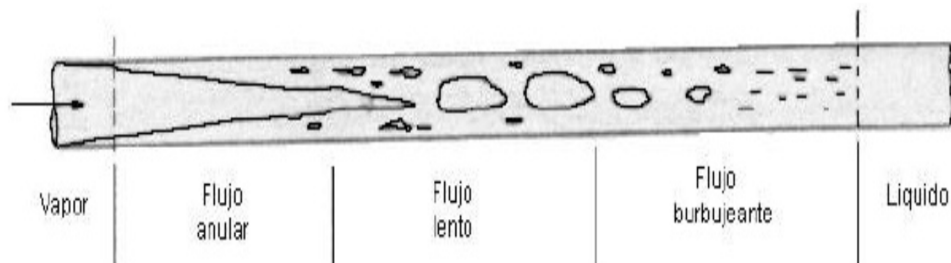
Cuando el factor entre corchetes es menor que 20, se invalida la Ecuación 1.43; no obstante, esto no ocurrirá en la mayoría de las aplicaciones del intercambiador de calor. Las propiedades deben evaluarse al promedio aritmético de las temperaturas seccionales medias, excepto para  $\mu_w$ , la cual se evalúa a la temperatura de pared.

Cabe hacer una aclaración precautoria en relación con la región de transición de flujo laminar a flujo turbulento: esta región se define aproximadamente para  $2000 < Re_D < 10000$ . La predicción del coeficiente de transferencia de calor es incierta durante la transición. Es una práctica común evitar esta región haciendo una selección apropiada del tamaño del tubo y el gasto.

### 1.3.2.2 Coeficientes de convección para flujo en tubos con cambio de fase.

**Condensación de vapores.** Tiene lugar cuando el vapor se pone en contacto con una superficie a menor temperatura de saturación del vapor a la presión existente, como consecuencia, el vapor cede su calor latente y condensa (vapor saturado). El coeficiente de transferencia de calor depende de cada tipo de flujo al interior del tubo (Figura 9).

**Figura 9.** Modelo de flujos para la condensación de vapor en el interior de tubos horizontales.

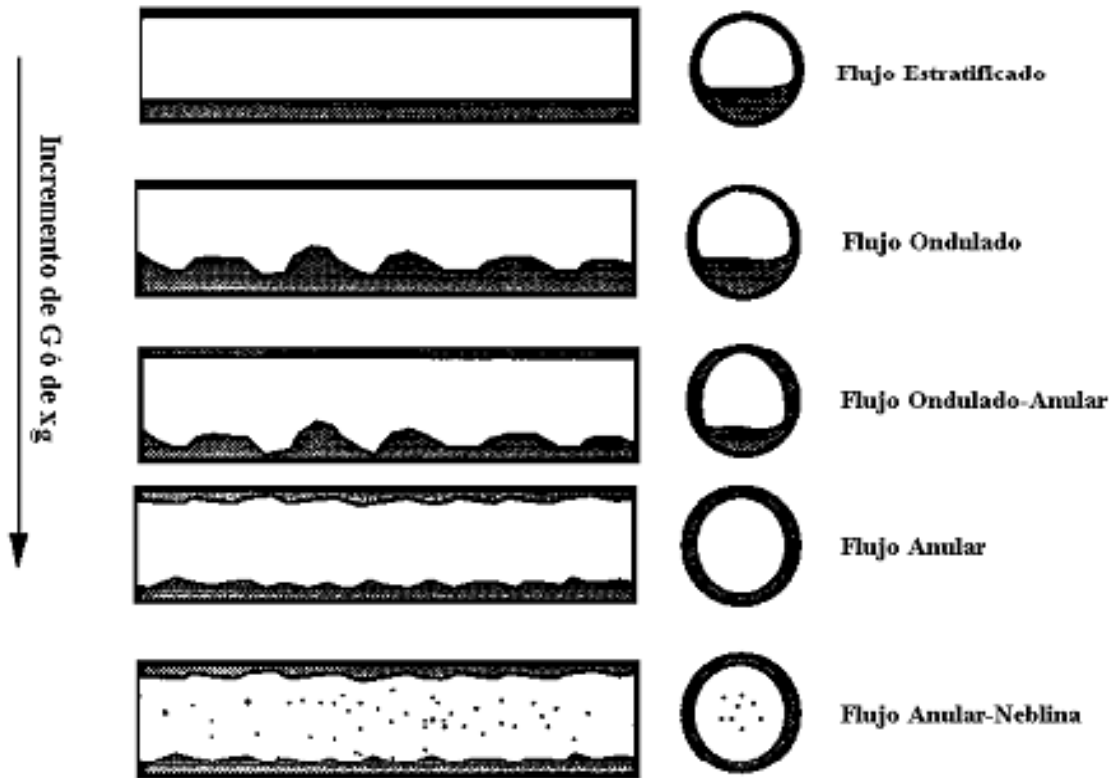


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/67796223/61/Condensacion-en-el-interior-de-tubos-horizontales>.

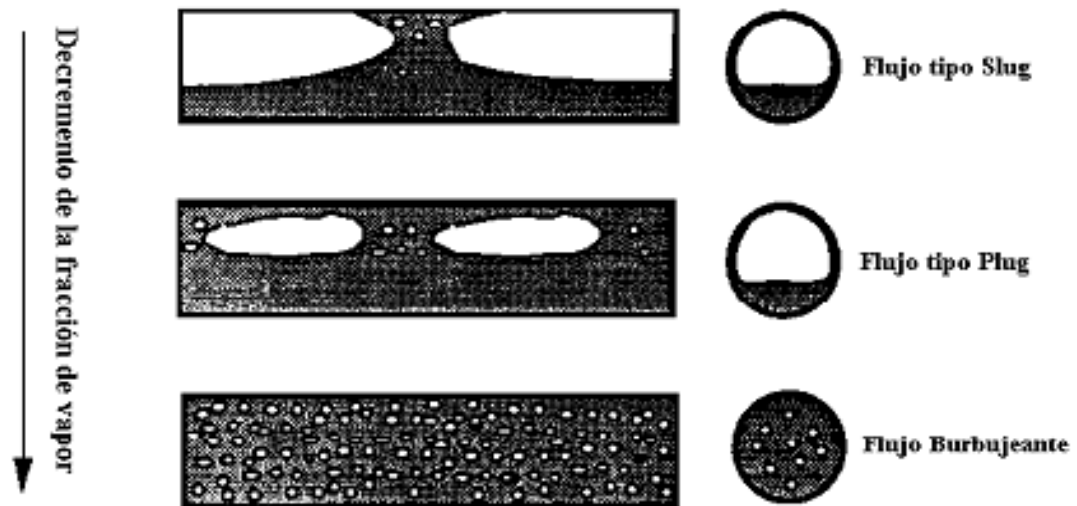
Una de las más importantes características del flujo bifásico es la manera en como las fases de líquido y vapor se orientan. Esto es llamado régimen de flujo ó estructura de flujo. Una variedad de estructuras de flujo pueden ocurrir, dependiendo principalmente de la relación entre flujo másico y las propiedades físicas de las dos fases, además de la geometría y orientación del canal o tubería.

La Figura 10 muestra una recopilación de algunos de los más típicos regímenes de flujo bifásico que se observan en procesos de condensación en el interior de tubos horizontales. Estos difieren ligeramente de observaciones de condiciones adiabáticas o de evaporación porque los procesos de condensación tienden a mojar la parte superior de la pared del tubo en todos los regímenes de flujo. Los regímenes de flujo de la Figura 10 se dividen en dos grupos:

**Figura 10.** Regímenes de flujo típicos de procesos de condensación en el interior de tubos horizontales.



**Regímenes de flujo encontrados a elevadas fracciones volumétricas de vapor**



**Regímenes de flujo encontrados a bajas fracciones volumétricas de vapor**

Fuente: [www.tdx.cat/bitstream/10803/6682/10/01Ogv01de05.pdf.txt](http://www.tdx.cat/bitstream/10803/6682/10/01Ogv01de05.pdf.txt)

- 1) Aquellos que ocurren normalmente a elevados valores de la fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g > 0.5$ ).
- 2) Aquellos típicos a bajos valores de la fracción volumétrica de vapor ( $\epsilon_g < 0.5$ ).

La primera categoría incluye cinco regímenes de flujo: flujo estratificado (stratified flow), flujo ondulado (wavy flow), flujo ondulado-anular (wavy-annular flow), flujo anular (annular flow) y flujo anular-neblina (annularmist flow). La segunda categoría incluye: flujo tipo “slug”, flujo tipo “plug” y flujo burbujeante (bubbly flow). Los primeros cinco regímenes están ordenados de manera que el siguiente corresponde a un incremento en la velocidad de la fase vapor. Los tres regímenes en la segunda categoría están ordenados de manera que el siguiente aparecería al incrementarse la cantidad de la fase líquida (ó disminuir la fracción volumétrica de vapor).

Los dos tipos de flujos más determinantes para hallar el coeficiente medio de transferencia de calor son:

- **Flujo Estratificado**

Bajas velocidades de vapor y de condensado

- **Flujo Anular**

Altas velocidades de vapor y bajas velocidades de condensado

En la mayoría de los condensadores de refrigerador el fluido refrigerante se condensa en el interior de largos tubos verticales, horizontales o en espiral. En general, el flujo es anular sobre la mayor parte de la longitud del tubo, y se puede predecir de manera satisfactoria el comportamiento del condensador sobre casi todo el intervalo práctico de funcionamiento, por medio de correlaciones basadas en un modelo de flujo anular. Se recomienda el siguiente sistema de

correlaciones. En primer lugar se calcula el número de Reynolds de cada fase por separado:

$$\text{Re}_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}; \quad \text{Re}_v = \frac{GxD}{\mu_v} \quad \text{Ecuación 1.44}$$

Y luego se obtienen los números de Nusselt de la siguiente manera:

$\text{Re}_v > 35000$ :

$$\text{Nu} = \frac{h_i D}{k_l} = 0.15 \frac{\text{Pr}_l \text{Re}_l^{0.9}}{F} \left( \frac{1}{\chi} + \frac{2.85}{\chi^{0.476}} \right) \quad \text{Ecuación 1.45}$$

Donde  $\chi$  es el parámetro de *Martinelli*

$$\chi = \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad \text{Ecuación 1.47}$$

y  $F$  es una función que representa la resistencia térmica de la película anular, que fluye en el régimen turbulento,

$$\begin{aligned} F &= 5 \text{Pr}_l + 5 \ln(1 + 5 \text{Pr}_l) + 2.5 \ln(0.0031 \text{Re}_l^{0.812}) & 1125 < \text{Re}_l \\ &= 5 \text{Pr}_l + 5 \ln[1 + \text{Pr}_l(0.0964 \text{Re}_l^{0.585} - 1)] & 50 < \text{Re}_l < 1125 & \text{Ec. 1.48} \\ &= 0.707 \text{Pr}_l \text{Re}_l^{0.5} & \text{Re}_l < 50 \end{aligned}$$

$\text{Re}_v < 35000$ : Si el número de Reynolds del vapor es más bajo, el régimen anular no se mantiene y el flujo se estratifica si el tubo es horizontal. La calidad del vapor es, en general, inferior al 20%.

$$\text{Nu} = 0.728 K \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) D^3 h'_{fg}}{\mu_l k_l (T_{sat} - t_w)} \right]^{1/4} \quad \text{Ecuación 1.49}$$

$$K = \left[ 1 - \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-3/4} \quad \text{Ecuación 1.50}$$

La ecuación 1.49 está basada en un análisis tipo Nusselt de la condensación de película en la pared de un tubo horizontal.

## **2. ESTUDIO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

En este capítulo, se dará una información general acerca de la clasificación de los intercambiadores de calor, así mismo se darán las pautas para el análisis y métodos de cálculo para la transferencia de calor.

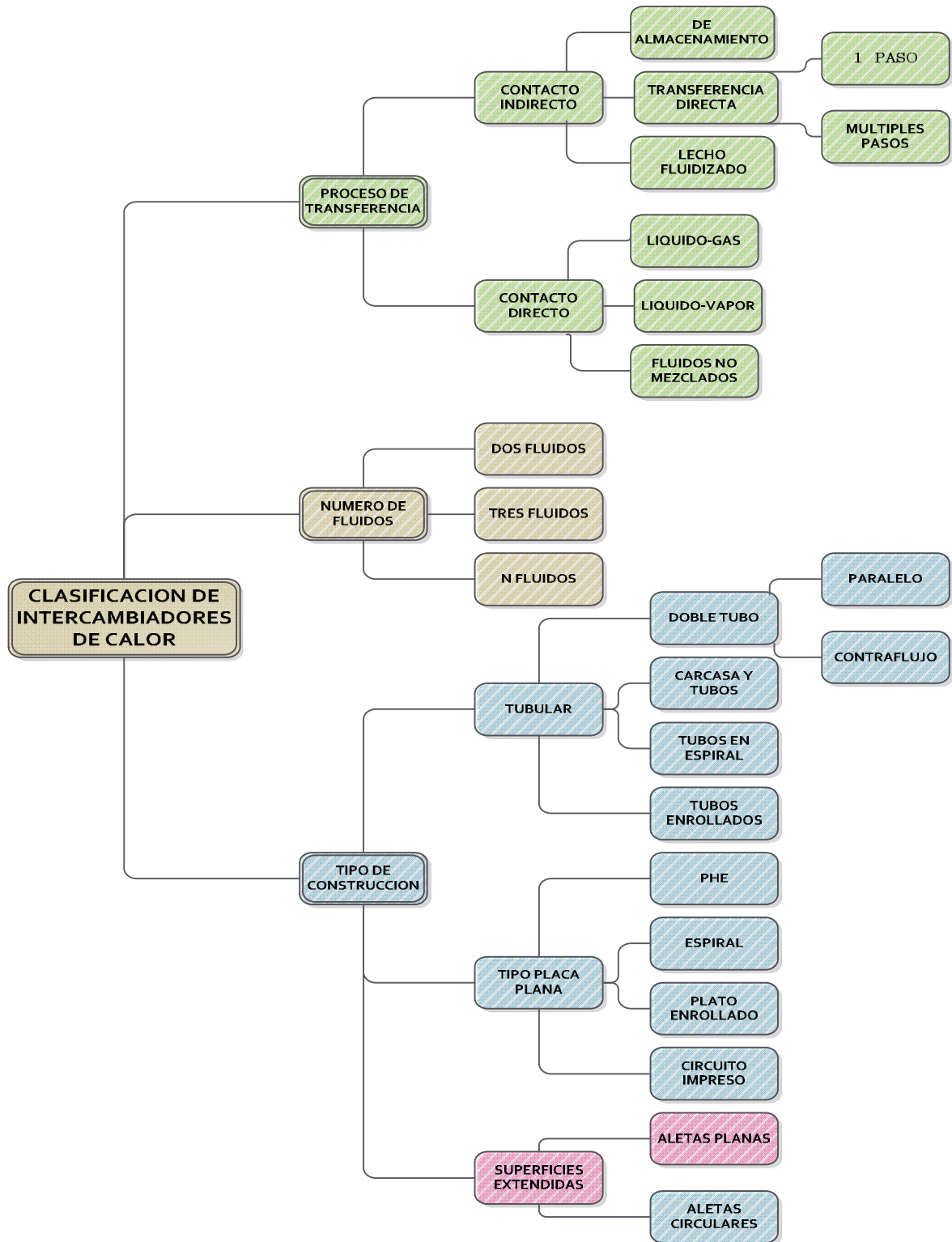
### **2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Un intercambiador de calor es un dispositivo que es usado para transferir energía térmica (Entalpía) entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido o entre partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas y en contacto térmico.

Las aplicaciones típicas implican el calentamiento o el enfriamiento de una corriente de fluido de interés y la evaporación o condensación de corrientes de fluido individuales o multicompuestos. En otras aplicaciones, el objetivo puede ser recuperar o rechazar el calor, o esterilizar, pasteurizar, fraccionar, destilar, concentrar, cristalizar controlar un fluido de proceso. En unos pocos intercambiadores de calor, los fluidos de intercambio de calor están en contacto directo. En la mayoría de los intercambiadores de calor, la transferencia de calor entre fluidos se lleva a cabo a través de una pared de separación hacia dentro o hacia fuera de una pared en forma transitoria.

La clasificación de los intercambiadores de calor de manera general es mostrada en la Figura 11, para efecto del presente proyecto se analizará globalmente los intercambiadores de calor de doble tubo, de tubos y coraza, y de flujo cruzado.

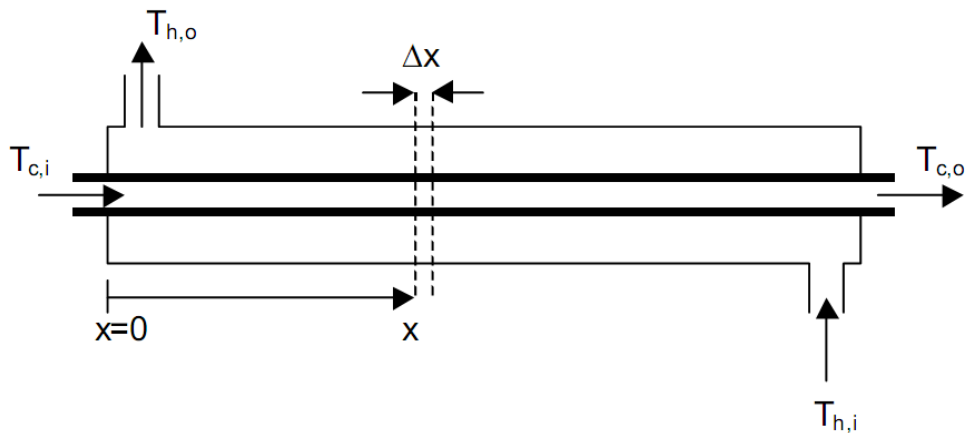
Figura 11. Clasificación de intercambiadores de calor.



Fuente: Autores.

**2.1.1 Intercambiador de calor de doble tubo.** La configuración más simple es un intercambiador de doble tubo o de tubos concéntricos. Este se muestra en la Figura 12, donde uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o a contracorriente (Figura 13). El intercambiador puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Este tipo de intercambiador es útil principalmente para velocidades de flujo bajas.

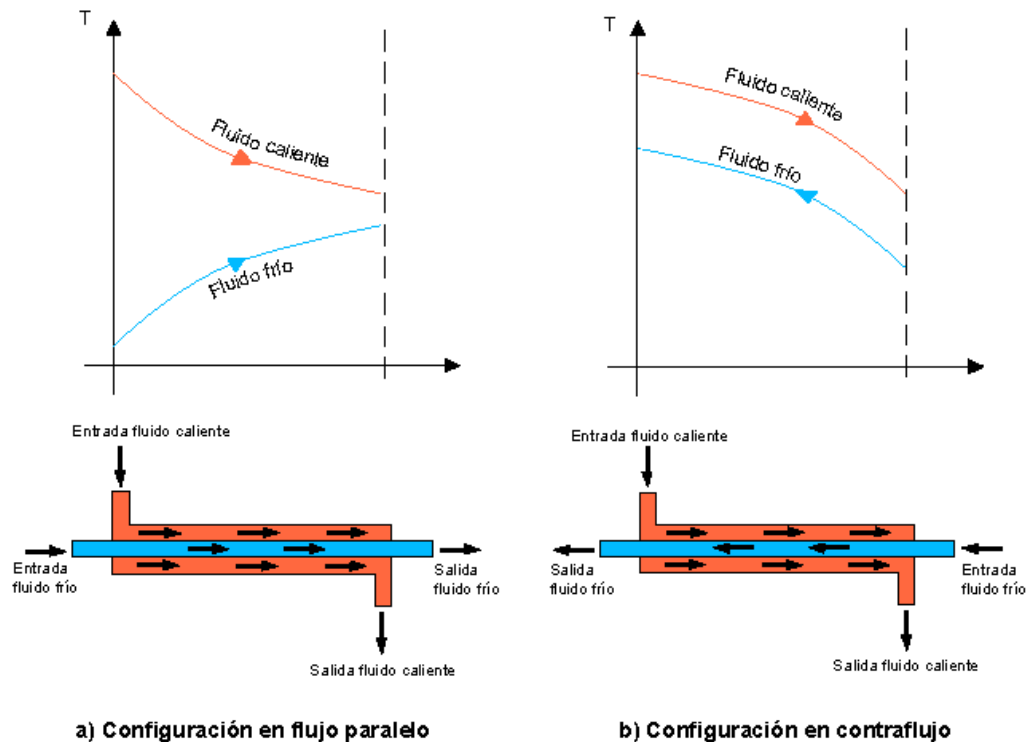
**Figura 12.** Flujo en un intercambiador de calor de doble tubo.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

**2.1.2. Intercambiadores de tubos y coraza.** Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza, que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de haz, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza.

**Figura 13.** Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor concéntricos.



Fuente: <http://termofluidoster386iunics.blogspot.com/>

En la Figura 14-a se muestra el modelo más simple de intercambiador de tubos y coraza que corresponde a un solo paso por los tubos y un solo paso por la coraza. El fluido frío entra y circula por los tubos en paralelo en un solo paso, mientras que el fluido caliente entra por el otro extremo y fluye a contracorriente por el exterior de los tubos. Se usan deflectores transversales de tal manera que el fluido se ve forzado a fluir perpendicularmente por la batería de tubos en lugar de hacerlo en paralelo. Esta turbulencia adicional generada por el flujo transversal, aumenta el coeficiente de transferencia de calor de la coraza.

En la Figura 14-b se muestra un intercambiador con flujo paralelo-contracorriente. El líquido en los tubos fluye pasando dos veces (tal como se indica) y el líquido de la coraza fluye en un solo paso. En el primer paso por los tubos, el fluido frío fluye a contracorriente del fluido caliente de la coraza y en el segundo paso por los

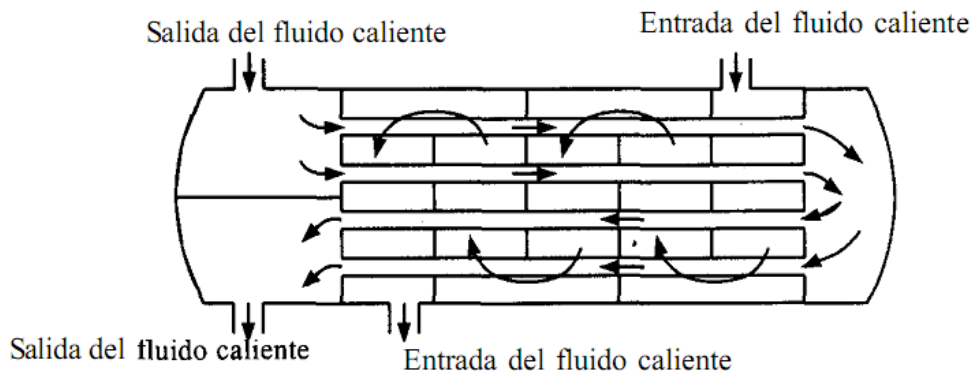
tubos fluye en paralelo con el fluido caliente. Otro tipo de intercambiador opera con 2 pasos por la coraza y 4 pasos por el tubo. Se usan también otras combinaciones de número de pasos y las más comunes son de un paso por la coraza y de 2 y 4 pasos por los tubos.

**Figura 14.** Intercambiadores de calor de tubos y coraza: a) un paso por la coraza y un paso por los tubos, b) un paso por la coraza y dos pasos por los tubos.

a)



b)



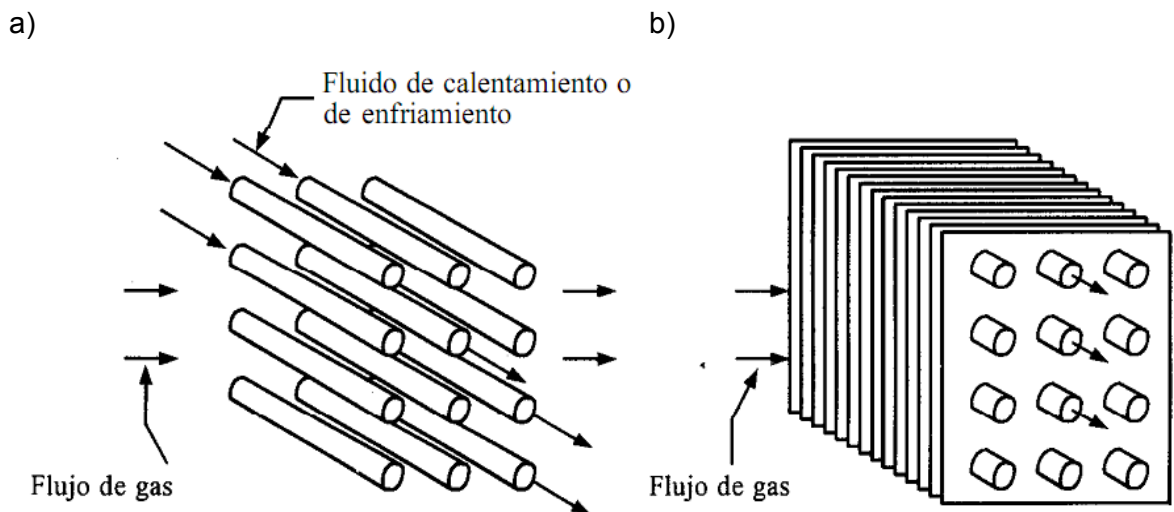
Fuente: <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r81452.PDF>

**2.1.3. Intercambiador de flujo cruzado.** Cuando se va a calentar o enfriar un gas como el aire, uno de los dispositivos de uso más común es el intercambiador de calor de flujo transversal que se muestra en la Figura 15-a. Uno de los fluidos, que es un líquido, fluye dentro de tubos y el gas exterior fluye a través del manojó de tubos por convección forzada o a veces natural. El fluido del interior de los tubos se considera sin mezcla, ya que está confinado y no puede mezclarse con

ninguna otra corriente. El flujo de gas en el exterior de los tubos está mezclado, dado que puede moverse libremente entre los tubos y habrá una tendencia a que la temperatura del gas se iguale en la dirección normal al flujo

Un segundo tipo de intercambiador de calor de flujo transversal, que se muestra en la Figura 15-b, se usa comúnmente en aplicaciones de calefacción de espacios y aire acondicionado. En este tipo, el gas fluye a través de un manojo de tubos con aletas y no se mezcla porque queda confinado en canales de flujo separados entre las aletas conforme el gas pasa sobre los tubos. El fluido dentro de los tubos no se mezcla.

**Figura 15.** Patrones de flujo intercambiadores de calor de flujo transversal: a) un fluido mezclado (gas) y otro sin mezclar; b) ambos fluidos sin mezclar.



Fuente: <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r81452.PDF>

## 2.2 ANALISIS GLOBAL DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

El análisis de un intercambiador de calor a contraflujo está basado sobre un balance de energía para un elemento diferencial,  $\Delta x$ , a lo largo de la longitud del intercambiador de calor. Un balance de calor estipula que la transferencia de calor a partir de una corriente caliente es igual a la transferencia de calor de la corriente

fría, y que la transferencia de calor es dirigida por el diferencial de temperatura local entre las corrientes caliente y fría.

$$\Delta Q = (\dot{m}c_p)_c [T_c(x + \Delta x) - T_c(x)] \quad \text{Ecuación 2.1}$$

$$\Delta Q = (\dot{m}c_p)_h [T_h(x + \Delta x) - T_h(x)] \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$\Delta Q = U \cdot \Delta A \cdot [T_h(x) - T_c(x)] \quad \text{Ecuación 2.3}$$

donde

$Q$  = rata de transferencia de calor

$\dot{m}$  = rata de flujo másico de la corriente de fluido caliente o fría

$c_p$  = calor específico

$T$  = temperatura del fluido caliente o frío

$\Delta A$  = área diferencial para la transferencia de calor

Nótese que la Ecuación 2.3 describe la transferencia de calor entre el fluido caliente y frío para el área diferencial de transferencia de calor asociada con  $\Delta x$ . La ecuación es escrita asumiendo que  $U$  es una función de las resistencias convectiva y conductiva, y la razón de área externa a interna. La razón de área es virtualmente constante y las resistencias pueden ser asumidas para ser constantes en su mayor parte de flujo.

En el límite en el que  $\Delta x$  se aproxima a cero, la Ecuación 2.1 se iguala a la Ecuación 2.3 obteniendo

$$dT_c = \frac{UdA}{(\dot{m}c_p)_c} (T_h - T_c) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Una ecuación similar puede ser obtenida combinando las ecuaciones 2.3 y 2.4.

$$dT_h = \frac{UdA}{(\dot{m}C_p)_h} (T_h - T_c)$$

*Ecuación 2.5*

Nótese que  $d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c$ , las dos ecuaciones previas pueden ser restadas para dar la siguiente.

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = \left[ \frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right] U dA$$

*Ecuación 2.6*

Integrando a partir de  $x = 0$  a  $x = L$ , asumiendo que  $U$  es constante,

$$\ln \left( \frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right) = \left[ \frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} \right] UA$$

*Ecuación 2.7*

Sobre la longitud del intercambiador de calor, las ecuaciones 2.1 y 2.2 pueden ser reescritas para dar la transferencia de calor total a partir de las corrientes caliente y fría.

$$Q = (\dot{m}c_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$Q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Sustituyendo en los términos de rata de flujo en la Ecuación 2.7

$$\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right) = \left[\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{Q} - \frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{Q}\right] UA$$

Ecuación 2.10

Resolviendo para Q,

$$Q = UA \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)}$$

Ecuación 2.11

### 2.3 DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS (LMTD)

Las ecuaciones anteriores describen la total transferencia de calor a través del intercambiador de calor en términos de las temperaturas de entrada y de salida y el UA total del intercambiador de calor. La ecuación es a menudo reescrita en términos de una *diferencia media logarítmica de temperaturas*, algunas veces conocidas como la *verdadera* diferencia de temperatura media,  $\Delta T_m$ .

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)}$$

Ecuación 2.12

La ecuación puede, de manera más general, ser reescrita en términos de la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío en  $x = L$  y  $x = 0$ .

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T|_{x=L} - \Delta T|_{x=0}}{\ln\left(\frac{\Delta T|_{x=L}}{\Delta T|_{x=0}}\right)}$$

Ecuación 2.13

La Ecuación 2.13 aplica igualmente a un intercambiador de tubos concéntricos con flujo *paralelo*, por ejemplo, fluyendo ambos fluidos en la misma dirección. La transferencia de calor es entonces calculada por

$$Q = UA \cdot \Delta T_m \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Físicamente, la diferencia media logarítmica de temperaturas representa una diferencia promedio entre la corriente caliente y fría que guía la transferencia de calor, para un intercambiador de calor de tubos concéntricos, esta diferencia de temperatura promedio es una diferencia ponderada exponencialmente entre las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos.

Nótese que las ecuaciones anteriores sólo aplican para un subconjunto de intercambiadores de calor y no aplica al intercambiador de calor HVAC. Especialmente, aplicados hacia flujos paralelos, contraflujo, y flujo cruzado cuando uno de los fluidos no cambian la temperatura. En general, la diferencia de temperatura media para otras configuraciones es analizada usando un factor de corrección,  $F$ , definida como la rata de diferencia de temperatura media para un verdadero intercambiador de calor a contraflujo.

$$\Delta T_m = F \Delta T_{m,cf} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

Los factores de corrección para varias geometrías de intercambiadores de calor están disponibles en la literatura, especialmente para diferentes intercambiadores de calor de líquido a líquido (por ejemplo, coraza y tubos). Sin embargo, para baterías de calentamiento e enfriamiento de aire, se encontrarán más convenientes para evaluar geometrías alternas usando la representación efectividad-NTU.

## 2.4 RELACIÓN EFECTIVIDAD-NTU

En este análisis, se desarrollarán las relaciones entre la transferencia de calor total del intercambiador de calor, el coeficiente global de transferencia de calor por área y las temperaturas de fluido a la entrada y a la salida. Infortunadamente, la ecuación resultante para la transferencia de calor se requiere que se sepa las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. En muchas aplicaciones, no se sabrá las temperaturas de salida. En su lugar, a menudo se sabrá las temperaturas de entrada y las tasas de flujo de los fluidos. Con un poco de álgebra, las ecuaciones 2.7, 2.8 y 2.9 pueden ser manipuladas para estipularse tal expresión. Para los intercambiadores de calor concéntricos en contraflujo,

$$Q = \left[ \frac{1 - e^{-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} \left[ 1 - \frac{(\dot{m}c_p)_h}{(\dot{m}c_p)_c} \right]}}{1 - \frac{(\dot{m}c_p)_h}{(\dot{m}c_p)_c} e^{-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} \left[ 1 - \frac{(\dot{m}c_p)_h}{(\dot{m}c_p)_c} \right]}} \right] (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{c,i})$$

*Ecuación 2.16*

Con un poco más de álgebra, la ecuación, la ecuación puede también ser reescrita como

$$Q = \left[ \frac{1 - e^{-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_c} \left[ 1 - \frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h} \right]}}{1 - \frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h} e^{-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_c} \left[ 1 - \frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h} \right]}} \right] (\dot{m}c_p)_c (T_{h,i} - T_{c,i})$$

*Ecuación 2.17*

Mientras las ecuaciones son muy confusas, ellas formarán la base para la metodología de la efectividad-NTU. Para hacer estas ecuaciones más fáciles de escribir, se definen las siguientes variables.

$$\begin{aligned}\dot{C}_{mín} &= \text{mín} \left[ (\dot{m}c_p)_c, (\dot{m}c_p)_h \right] \\ \dot{C}_{máx} &= \text{máx} \left[ (\dot{m}c_p)_c, (\dot{m}c_p)_h \right]\end{aligned}$$

*Ecuación 2.18*

$$C = \frac{\dot{C}_{mín}}{\dot{C}_{máx}}$$

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{mín}}$$

*Ecuación 2.19*

donde,

$UA$  = coeficiente de calor global para el intercambiador de calor

$C$  = capacidad térmica de flujo, adimensional

$NTU$  = número de unidades de transferencia. Adimensional

Por tanto, las ecuaciones (7.56) y (7.55) pueden ser reescritas como

$$Q = \varepsilon (\dot{m}c_p)_{mín} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

*Ecuación 2.20*

donde,

$\varepsilon$  = efectividad

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - Ce^{-NTU(1-C)}}$$

*Ecuación 2.21*

Esta ecuación es una definición matemática de la efectividad en términos de las características físicas de transferencia de calor del serpentín y las ratas de flujo

del fluido. La efectividad puede también ser definida más conceptualmente para representar la relación de la actual transferencia de calor hacia la máxima transferencia de calor posible para las tasas de flujo de fluido dadas. Físicamente, esta máxima transferencia de calor posible podría ocurrir si el intercambiador de calor fuera infinitamente largo ( $UA = \infty$ ). Esta definición conceptual de efectividad puede ser mejor observada insertando la ecuación 2.16 o 2.17 dentro de la ecuación 2.20.

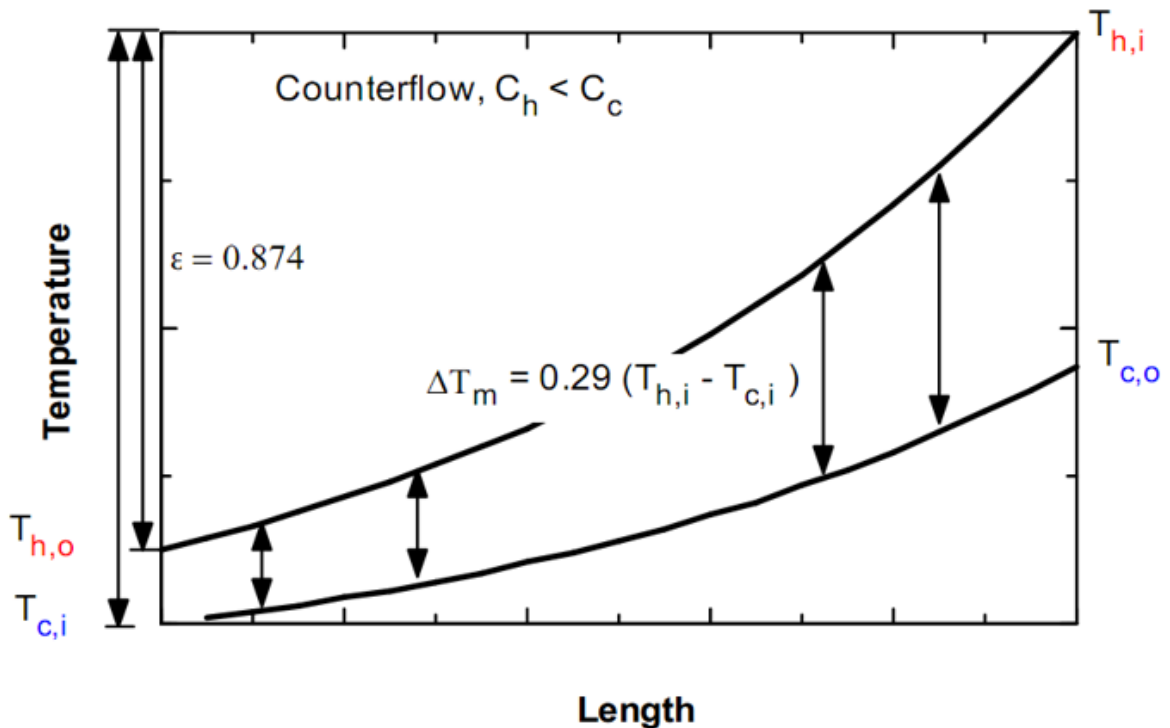
$$\varepsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{(\dot{m}c_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

*Ecuación 2.22*

El denominador es la tasa máxima de transferencia de calor. Si el intercambiador de calor fuera infinitamente largo, el fluido con la más pequeña capacidad térmica de flujo (a menudo el fluido de más bajo movimiento) saldría a la temperatura de entrada del otro fluido.

Las definiciones de efectividad y diferencia media logarítmica de temperatura son ilustradas en la Figura 16. La figura muestra el perfil de temperatura a lo largo de un intercambiador de calor de tubos concéntricos. La diferencia media logarítmica de temperatura,  $\Delta T_m$ , es la diferencia de temperatura media efectiva entre los fluidos caliente y frío a lo largo de la longitud. La efectividad es la relación de diferencias de temperatura mostrada. Nótese que, para este ejemplo, el fluido caliente tiene la relación de capacidad térmica de flujo más baja y experimenta una diferencia de temperatura más grande de punta a punta que el fluido frío.

**Figura 16.** Ejemplo de perfiles de temperatura en intercambiador de calor a contraflujo.



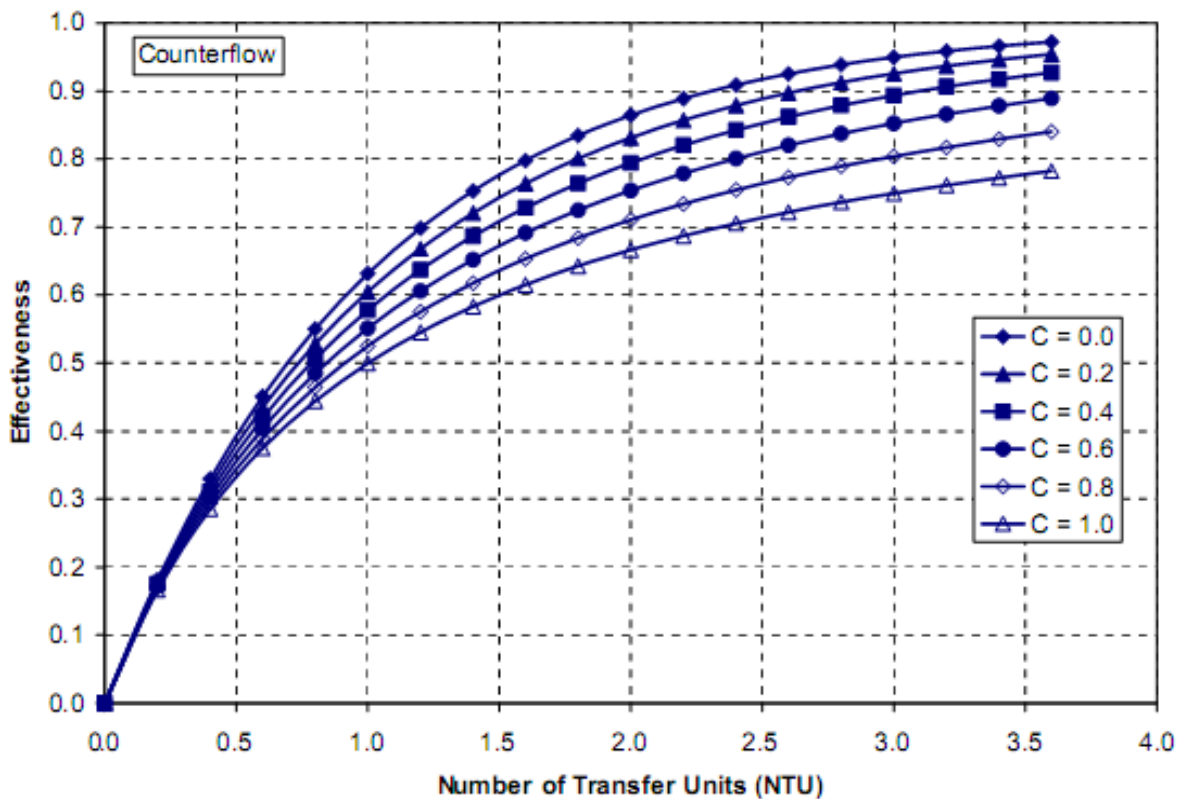
Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

La Ecuación 2.21 da como resultado la efectividad para un intercambiador de calor a contraflujo como una función de NTU y la relación de tasa de capacidad térmica de flujo. Una representación gráfica de la efectividad a contraflujo es dada en la Figura 17. La efectividad se acerca a la unidad a medida que el NTU se incrementa. (cabe recordar que entre más grande sea el NTU se ve reflejado en que tan grande es el UA).

Las relaciones de efectividad, basados sobre el NTU y las tasas de flujo de serpentines, están disponibles para otras configuraciones de intercambiadores de calor y están dadas en la Tabla 1, así como la Tabla 2 muestra las relaciones de los NTU en relación con la efectividad y las tasas de flujo. La información de la configuración describe la forma básica de flujo. Las formas de flujo en contraflujo y paralelas aplican obviamente para la configuración de tubos concéntricos.

Adicionalmente, estas configuraciones también pueden aplicar a serpentines para calentamiento de aire y de enfriamiento. Los serpentines para el enfriamiento de agua refrigerante, en particular, están a menudo diseñados para filas de tubos superiores a ocho en dirección al flujo de aire. La buena práctica de diseño ordena que el agua debe ser introducido dentro de la última fila del serpentín y que fluya “contrario” al flujo de aire hacia la fila delantera del serpentín. Como resultado, la configuración a contraflujo es la apropiada para los serpentines con cuatro o más filas de tubos.

**Figura 17.** Efectividad de un intercambiador de calor a contraflujo.



Fuente: [www.coursehero.com](http://www.coursehero.com)

**Tabla 1.** Relaciones de  $\epsilon$  para intercambiadores de calor.

Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor:  
 $NTU = UA_s/C_{\min}$  y  $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$  (Kays y London, Ref. 5)

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i>	
Flujo paralelo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Casco y tubos</i>	
Un paso por el casco y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (un solo paso)	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$\epsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con <math>c = 0</math></i>	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Fuente: Fundamentos de transferencia de Calor y Masa Yunnus Cengel.

**Tabla 2.** Relaciones de NTU para intercambiadores de calor.

Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor,  $NTU = UA_s/C_{\min}$   
 y  $c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min}/(\dot{m}C_p)_{\max}$  (Kays y London, Ref. 5)

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Casco y tubos:</i> Un paso por el casco y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left( \frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> $C_{\max}$ mezclado, $C_{\min}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[ 1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{\min}$ mezclado, $C_{\max}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con <math>c = 0</math></i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Fuente: Fundamentos de transferencia de Calor y Masa Yunnus Cengel.

Los serpentines para calentamiento son por lo general de una o dos filas únicamente y pueden ser clasificados como intercambiadores de calor de flujo cruzado. Las tablas 1 y 2 muestran distintas variaciones de flujo cruzado, descritas por el nivel de *combinación* de los fluidos. Esta combinación se refiere a la oportunidad que tiene un fluido de mezclarse cuando fluye a través de un intercambiador calor. Por ejemplo, el agua que fluye por el casco de un intercambiador de coraza y tubos es combinado cuando fluye a través del intercambiador, mientras el fluido dentro de los tubos es incapaz de combinarse con otro fluido en los tubos cuando fluye a través del intercambiador. Para un serpentín de tubo aleteado, ningún fluido tiene la oportunidad de mezclarse. Un serpentín para calefacción es mejor descrito utilizando las relaciones para un intercambiador de flujo cruzado con ambos flujos sin mezclar.

Las ecuaciones de las Tablas 1 y 2 pueden ser todas derivadas analíticamente con la excepción de la configuración de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar, las cuales están basadas en el análisis experimental. Dos casos especiales merecen mención:

- Cuando los dos corrientes de flujo de un intercambiador de calor a contraflujo tienen la misma tasa de capacidad térmica de flujo ( $C = 1$ ), las ecuaciones normalizadas a contraflujo para cálculos de la efectividad darán 0/0. La aplicación de la regla de l'Hôpital a la ecuación normalizada da la ecuación específica para  $C = 1$ .
- El caso de  $C = 0$ , es una caracterización conveniente de un intercambiador de calor en el cuál uno de los fluidos sufre un cambio de fase. Si un fluido sufre un cambio de fase, este es capaz de transferir calor sin cambio en la temperatura del fluido. Esta conducta es análoga a un fluido de una sola fase con una tasa de flujo infinita. Es decir, en el límite de la tasa de la capacidad térmica de flujo infinita, el cambio de la temperatura del fluido se aproxima al cero. Las tres aplicaciones específicas en los sistemas de HVAC pueden ser aproximadas al comportamiento de un intercambiador de calor de una sola fase con  $C = 0$ : 1) un intercambiador de calor vapor-aire o vapor-agua, 2) un intercambiador de calor refrigerante-aire o refrigerante-agua, y 3) un refrigerador evaporativo.

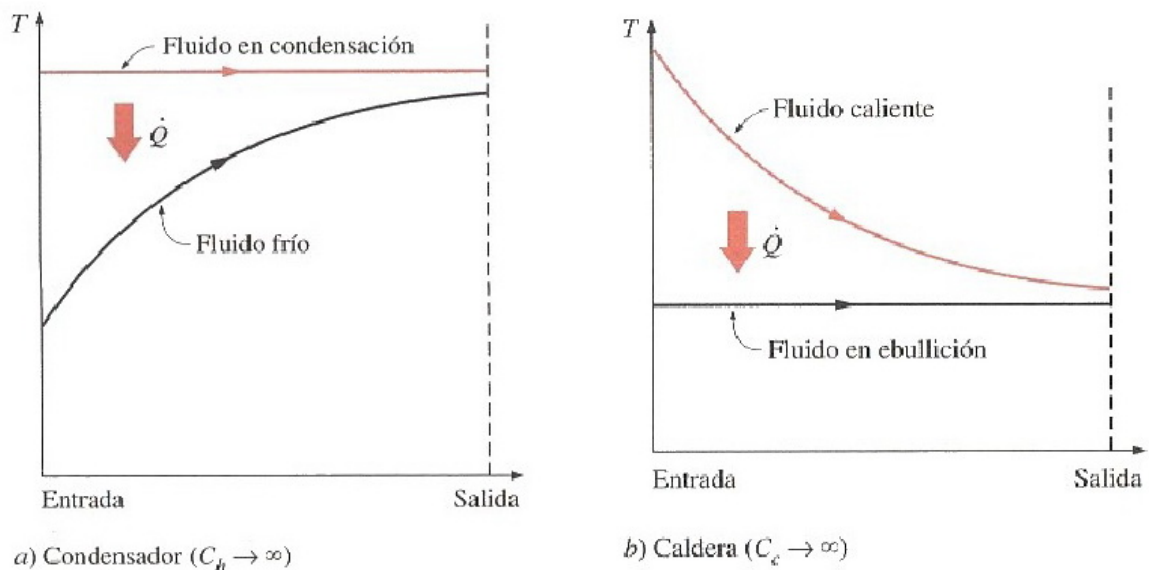
En el caso donde  $C = 0$  son propios de condensadores y las calderas. En ellos uno de los fluidos pasa por un proceso de cambio de fase y la razón de la transferencia de calor se expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

donde  $\dot{m}$  es la rapidez de la evaporación o de la condensación del fluido  $h_{fg}$  es su entalpía de vaporización a la temperatura o presión especificadas.

Un fluido común absorbe o libera una gran cantidad de calor a temperatura constante durante un proceso de cambio de fase, como se muestra en la Figura 18. La razón de capacidad calorífica de un fluido durante un proceso de este tipo debe tender al infinito puesto que el cambio en la temperatura es prácticamente cero; es decir,  $C = \dot{m}_c C_p \rightarrow \infty$  cuando  $\Delta T \rightarrow 0$ , de modo que la razón de la transferencia de calor  $\dot{Q} = \dot{m}_c C_p \Delta T$  es una cantidad finita. Por lo tanto, en el análisis de los intercambiadores de calor un fluido en condensación o en ebullición se considera de manera conveniente como un fluido cuya razón de capacidad calorífica es infinita.

**Figura 18.** Intercambiadores de calor con cambio de fase.



Fuente: Incropera

### **3. CARACTERÍSTICAS GEOMETRICAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS**

El objetivo de este capítulo es trazar en líneas generales, las características geométricas superficiales que son utilizadas en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor y cambio de fase a través de los factores experimentales  $j$  (Colburn) y  $f$  (Darcy) en el diseño de distintos intercambiadores de calor. Si las geometrías superficiales requeridas son determinadas en forma diferente a estas para las correlaciones originales, la transferencia de calor y la caída de presión calculada puede ser significativamente diferente a los valores reales (o medidos) a pesar de que tan altamente sean exactos a los datos originales de  $j$  y  $f$ . Las características geométricas importantes son: el área de transferencia de calor (tanto primario como secundario, igualmente), el área mínima de flujo libre, el área frontal, el diámetro hidráulico, y la longitud de flujo en cada lado de fluido del intercambiador;( las longitudes de flujo podrían ser diferente para los cálculos de transferencia de calor y caída de presión por ejemplo, ver Ecuaciones 3.7 y 3.8) La relación entre el área mínima de flujo libre y el área frontal es necesaria para la determinación de las pérdidas a la entrada y a la salida. La densidad de área superficial de transferencia de calor es un importante parámetro empleado en los cálculos del intercambiador de calor. Para una superficie aletada, una longitud apropiada es necesaria para la determinación de la eficiencia de aleta. En este capítulo, se ha de dar una serie de dimensiones básicas conocidas para cada geometría y se ha de llegar a las características geométricas para los intercambiadores siguientes: banco de tubos sin aletas y de tubo aleteado.

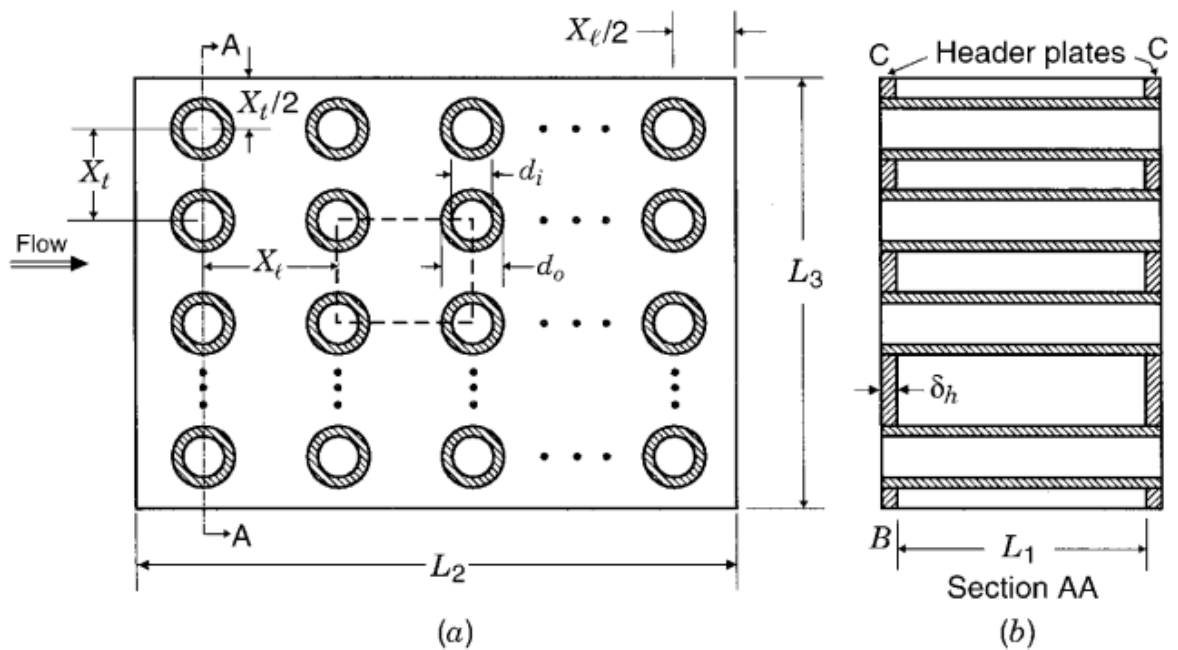
#### **3.1 BANCO DE TUBOS**

Las características geométricas son derivadas separadamente para los arreglos de tubo en línea y escalonado. El flujo es idealizado de manera normal al banco

de tubos sobre el lado externo. Los tubos son considerados desnudos (sin aletas) en esta sección.

**3.1.1 Arreglo en línea.** La geometría básica para un banco de tubos de flujo cruzado de un solo paso con un arreglo de tubos en línea es mostrada en la Figura 19. Las dimensiones titulares (placa del banco) para este banco de tubo están considerado como  $L_2 \times L_3$  tal que las salientes de  $X_t/2$  son idealizados sobre cada terminación en la dimensión  $L_2$  y de cada terminación en la dimensión  $L_3$ . De esta forma la longitud central para el flujo normal al banco de tubos es  $L_2$  y la dimensión de no flujo es  $L_3$ . Así las características geométricas para ser derivadas son para un arreglo de tubo infinito.

**Figura 19.** Intercambiador tubular de un solo paso con un arreglo de tubos en línea.



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

**3.1.1.1 Parte interna del tubo.** Los tubos tienen diámetro interno  $d_i$ ; longitud entre cabezales  $L_1$ ; longitud total, incluyendo los platos cabezales,  $L_1 + 2\delta_h$ ; y un número total de tubos  $N_t$  donde

$$N_t = \frac{L_2 L_3}{X_t X_l} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Las características geométricas de interés para los análisis de esta geometría son las siguientes:

$$\text{área de transferencia de calor total } A_T = \pi d_i L_1 N_t \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$\text{área de flujo mínimo total } A_{ff} = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$\text{área frontal } A_{fr} = L_2 L_3 \quad \text{Ec. 3.4}$$

$$\text{relación entre las áreas de flujo libre y la frontal } \sigma = \frac{(\pi/4)d_i^2 N_t}{L_2 L_3} = \frac{(\pi/4)d_i^2}{X_t X_l} \quad \text{Ec. 3.5}$$

$$\text{diámetro hidráulico } D_h = d_i \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$\text{longitud de tubo para transferencia de calor} = L_1 \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$\text{longitud de tubo para caída de presión} = L_1 + 2\delta_h \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$\text{densidad de área superficial } \alpha_i = \frac{A_T}{V_{total}} = \frac{\pi d_i L_1 N_t}{L_1 L_2 L_3} \quad \text{Ec. 3.9}$$

El área de transferencia de calor asociado con los platos cabezales sobre el lado del tubo, representado por un plano a través de la línea  $BC$  (el plano más hacia la izquierda) en la Figura 19-b, es generalmente no tomado en cuenta. Nótese que las diferentes longitudes de tubos son consideradas para los cálculos de transferencia de calor y de caída de presión. Si hay un tubo saliente más allá de los platos cabezales o láminas de tubo, esta longitud puede ser adicionada para los cálculos de caída de presión en la Ecuación 3.8, pero esta longitud adicionada no contribuirá a la transferencia de calor de un fluido a otro.

**3.1.1.2 Parte externa del tubo.** Las características geométricas del banco de tubos en línea de la Figura 19 son ahora resumidas. El área de transferencia de calor total consiste en el área asociada con el área de superficie externa del tubo y aquella correspondiente con los dos platos cabezales:

$$A_T = \pi d_o L_1 N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad \text{Ecuación 3.10}$$

El número de tubos  $N'_t$  en una fila (en la dirección  $X_t$ ) es

$$N'_t = \frac{L_3}{X_t} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

El área mínima de flujo libre  $A_{ff}$  y el área frontal  $A_{fr}$  son

$$A_{ff} = (X_t - d_o) N'_t L_1 \quad \text{Ecuación 3.12}$$

$$A_{fr} = L_1 L_3 \quad \text{Ecuación 3.13}$$

por tanto,

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} = \frac{(X_t - d_o) N'_t}{L_3} = \frac{X_t - d_o}{X_t} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

$$D_h = \frac{4A_{ff}L_2}{A_T} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

donde  $A_{ff}$  y  $A_T$  son dadas por las Ecuaciones (3.12) y (3.10), respectivamente.

$$\text{longitud de flujo para cálculo de } \Delta p = L_2 \quad \text{Ecuación 3.16}$$

$$\text{volumen total del intercambiador de calor } V = L_1 L_2 L_3 \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$$\text{densidad del área superficial } \alpha_o = \frac{A_T}{V} = \frac{\pi d_o}{p_t^2} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

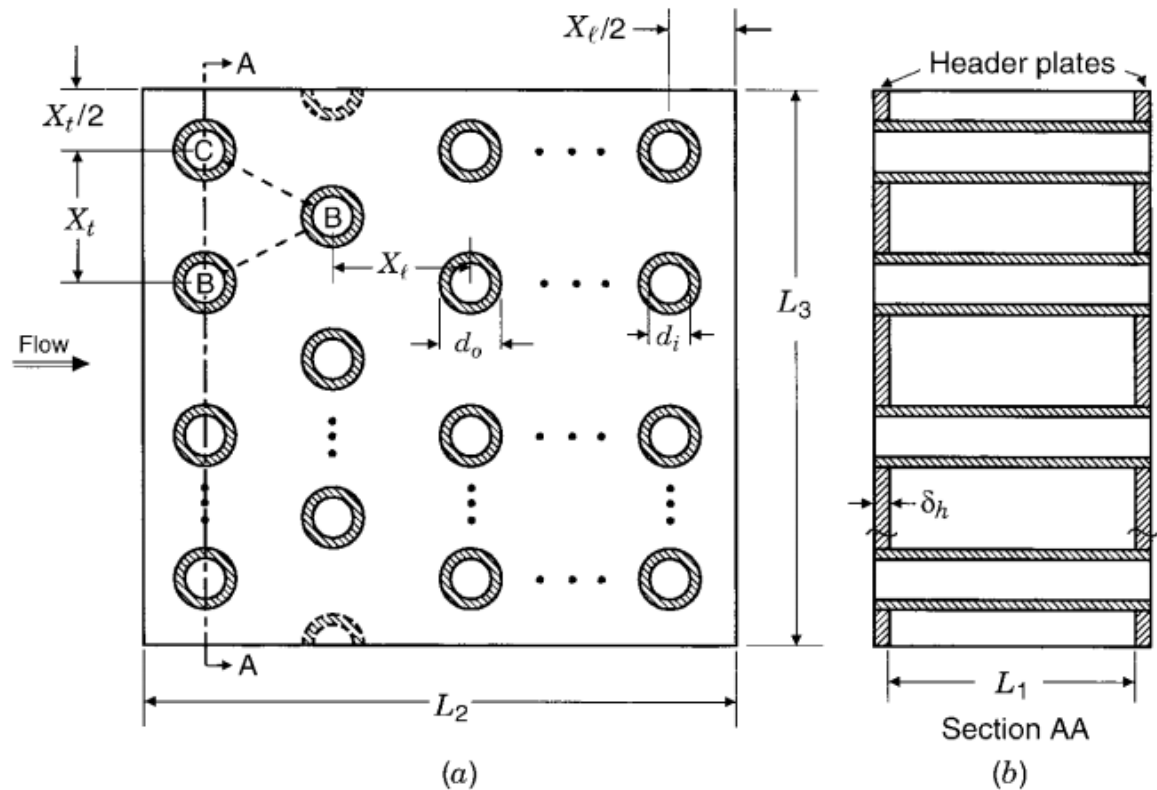
donde  $A_T$  y  $V$  son dadas en las Ecuaciones 3.10 y 3.17, respectivamente. La segunda igualdad en la Ecuación 3.18 es para una celda unitaria (mostrado por las líneas de trazos en la Figura 19) para un arreglo en línea.

Se debe dar énfasis en que la definición previa del diámetro hidráulico, Ecuación 3.15, es empleada por Kays & London (1998) para banco del tubos. Sin embargo, Žukauskas (1987) y otros investigadores utilizan el diámetro externo del tubo como la dimensión característica en correlaciones de transferencia de calor y caída de presión.

**3.1.2 Arreglo escalonado.** Las características geométricas son derivadas para el arreglo escalonado de la Figura 20. En este caso, cualquier tubo está a mitad de camino (en la dirección  $X_t$ ) entre los dos tubos vecindarios en la próxima fila de tubos, y el patrón de dos filas de tubo transversales se repite a lo largo de la dirección  $X_\ell$ . Sin embargo, si el patrón de la fila de tubos transversales se repite después de tres filas de tubos a lo largo de la dirección  $X_\ell$ , con los tubos en las sucesivas filas de tubos puestas a una distancia  $X_t/3$  (y así los tubos en cada cuarta filas de tubo arregladas de manera idéntica), esto se refiere como un arreglo en escalón de tres filas. Un arreglo de tubos en escalón de n-filas con  $n \geq 3$  es posible también. Para los cálculos de la geometría para el arreglo escalonado de tubos, se asimila al arreglo de tubos en línea, es de considerar las salientes  $X_\ell/2$  en ambos lados de  $L_2$ , las salientes  $X_t/2$  en ambos lados de  $L_3$ , y la mitad de los tubos en cada terminación en la fila de tubos alterna para simular un arreglo de tubos infinito. El total de número de tubos en cada haz de tubos está dado por la Ecuación 3.1. Si la mitad de tubos son eliminados a partir de las filas de tubos alternadas intermedias, el número de tubos en la primera fila se convierte en  $L_3/X_t$  y en la segunda fila,  $L_3/X_t - 1$ . El número total de filas de tubos entonces es  $L_2/X_\ell$ , y el número total de tubos

$$N_t = \frac{L_3}{X_t} \frac{L_2/X_\ell + 1}{2} + \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) \frac{L_2/X_\ell - 1}{2} \quad \text{Ecuación 3.19}$$

**Figura 20.** Intercambiador tubular de un solo paso con un arreglo de tubos escalonado.



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

**3.1.2.1 Parte interna del tubo.** Los tubos tienen diámetro interno  $d_i$ , longitud entre cabezales  $L_1$ , longitud total que incluyen los platos cabezales como  $L_1 + 2\delta_h$  y el número total de tubos como  $N_t$ , como es expresado por la Ecuación 3.1. Las características geométricas son idénticas a las dadas en las Ecuaciones 3.2 a 3.9 para arreglo en línea.

**3.1.2.2 Parte externa del tubo.** El área total de transferencia de calor consiste en el área asociada con la superficie externa del tubo y aquella correspondiente con los dos platos cabezales.

$$A_T = \pi d_o L_1 N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad \text{Ecuación 3.20}$$

El área mínima de flujo libre ocurre ya sea en un plano a través de la sección AA o en un plano a través de las diagonales tales como BB y BC de una celda unitaria de la Figura 20-a. Una celda unitaria para el análisis es mostrada en la Figura 21. De la Figura 21,

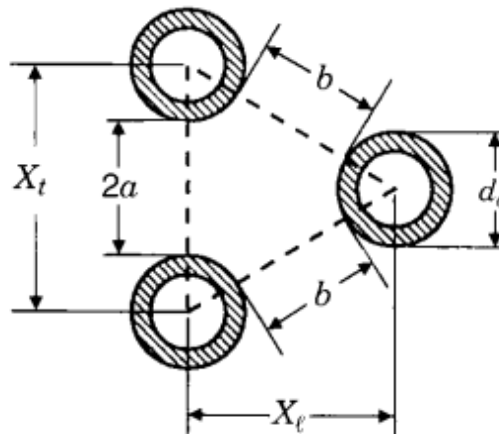
$$2a = X_t - d_o \quad \text{Ecuación 3.21}$$

$$b = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_\ell^2 \right]^{1/2} - d_o = p_t - d_o \quad \text{Ecuación 3.22}$$

donde el término entre corchetes es  $p_t$  para disposiciones de tubos a 30°, 60°, y 45° de la Tabla 3. Ahora se define el menor de  $2a$  y  $2b$  como  $c$ :

$$c = \begin{cases} 2a & \text{si } 2a < 2b \\ 2b & \text{si } 2b < 2a \end{cases} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

**Figura 21.** Celda unitaria de un arreglo de tubos escalonado



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

El área mínima de flujo libre sobre el lado externo del tubo es entonces dado por

$$A_{ff} = \left[ \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c + (X_t - d_o) \right] L_1 \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Aquí el último término,  $(X_t - d_o)L_1$ , corresponde al área de flujo libre entre el último tubo (a cada terminación en la primera fila) y la pared del intercambiador.

Otras características geométricas de interés son

$$A_{fr} = L_1 L_3 \quad \text{Ecuación 3.25}$$

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

$$D_h = \frac{4A_{ff}L_2}{A_T} \quad \text{Ecuación 3.27}$$

$$\text{longitud de flujo para cálculo de } \Delta p = L_2 \quad \text{Ecuación 3.28}$$

$$\text{volumen del intercambiador de calor } V = L_1 L_2 L_3 \quad \text{Ecuación 3.29}$$

$$\text{densidad del área de superficie } \alpha_o = \frac{A_T}{V} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

donde  $A_{ff}$  y  $A_T$  son dadas en las Ecuaciones 3.24 y 3.20, respectivamente.

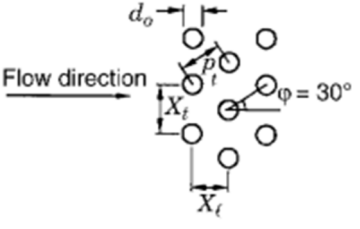
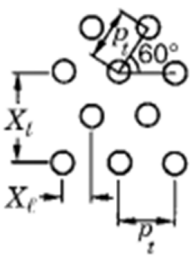
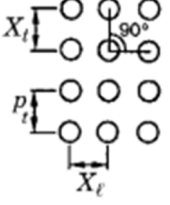

Si se ignora todos los efectos finales y el área superficial del plato cabezal,  $\alpha_o$  puede derivarse para una celda unitaria (mostrado por las líneas de trazos) de la Figura 21 de la siguiente manera:

$$A_T = \frac{1}{2} \pi d_o L_1 \quad V = X_\ell X_t L_1 = (p_t \sin 60^\circ) p_t L_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} p_t^2 L_1 \quad \text{Ecuación 3.31}$$

y

$$\alpha_o = \frac{A_T}{V} = \frac{\pi d_o}{\sqrt{3} p_t^2} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

**Tabla 3.** Nomenclatura y propiedades geométricas de banco de tubos

				
	Arreglo escalonado triangular a 30°	Arreglo escalonado triangular rotado a 60°	Arreglo en línea cuadrado a 90°	Arreglo escalonado cuadrado rotado a 45°
Paso longitudinal entre tubos, $X_t$	$p_t$	$\sqrt{3}p_t$	$p_t$	$\sqrt{2}p_t$
Paso transversal entre tubos, $X_t$	$\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)p_t$	$\frac{p_t}{2}$	$p_t$	$\frac{p_t}{\sqrt{2}}$
Relación entre el área mínima de flujo libre y el área frontal, $A_o/A_{fr} = \sigma$	$\frac{p_t - d_o}{p_t}$	$\frac{\sqrt{3}p_t - d_o}{\sqrt{3}p_t}$ para $p_t - d_o \geq 3.732$ $\frac{2(p_t - d_o)}{\sqrt{3}p_t}$ para $p_t - d_o \leq 3.732$	$\frac{p_t - d_o}{p_t}$	$\frac{\sqrt{2}p_t - d_o}{\sqrt{2}p_t}$ para $\frac{p_t}{d_o} \geq 1.707$ $\frac{2(p_t - d_o)}{\sqrt{2}p_t}$ para $\frac{p_t}{d_o} \leq 1.707$

Fuente: Fundamentals of heat exchangers design.

Para intercambiadores de casco y tubos, son comúnmente utilizados tres tipos distintos de arreglos escalonados, y son nombrados como disposición de tubos a 30°, 45°, y 60°, mientras el haz de tubos con arreglo en línea es mencionado como disposición de tubos a 90°. La relación entre el paso de tubos  $p_t$  y los pasos transversal y longitudinal ( $X_t$  y  $X_\ell$ ) para estas disposiciones de tubos es establecida en la Tabla 3. También se resume en esta tabla la relación entre el área mínima de flujo libre y el área frontal  $\sigma$  para estas disposiciones de tubos. Nótese que la Ecuación 3.24 para  $A_{ff}$  es válido para cualquier arreglo escalonado; su valor en términos de  $\sigma$  está dado en la Tabla 3 para éstas disposiciones de tubos.

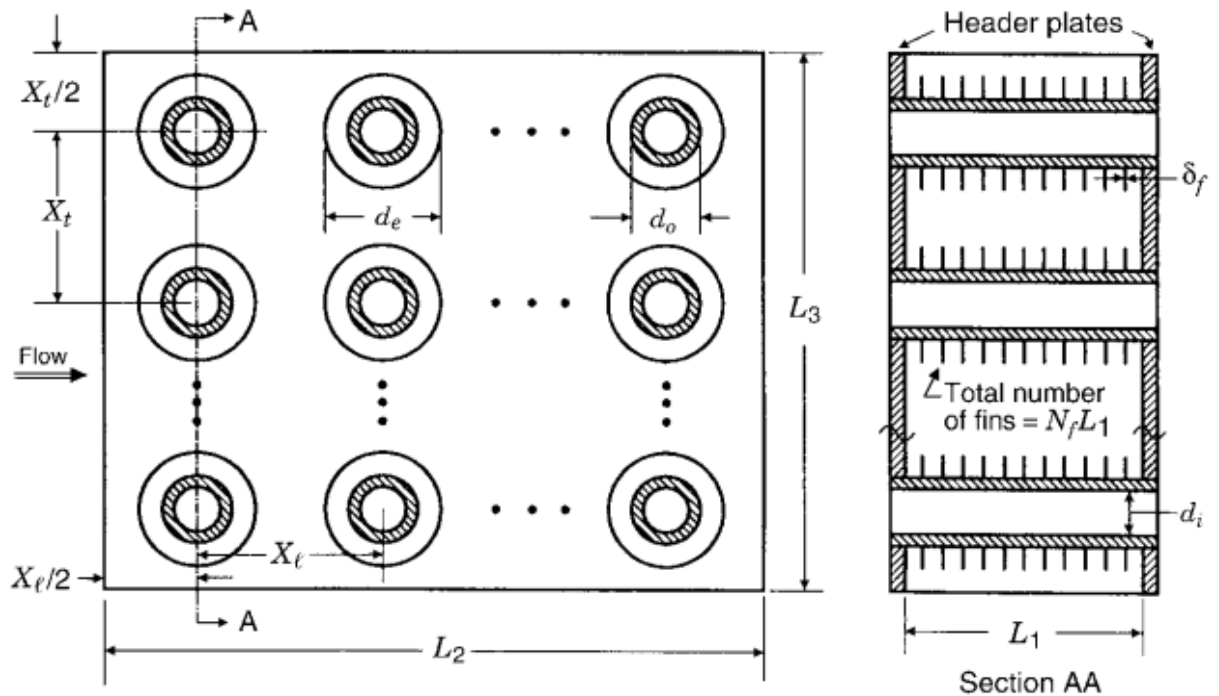
## **3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO ALETEADO**

Las características geométricas se derivan para dos intercambiadores de calor de tubo aleteado en particular; con tubos circulares que tienen individualmente aletas circulares y tubos circulares que tienen las aletas planas continuas.

**3.2.1 Aletas circulares en tubos circulares.** La geometría de un intercambiador de flujo cruzado idealizado, de un solo paso es mostrado en la Figura 20 para un arreglo de tubos en línea. Los tubos aleteados también podrían estar en arreglo escalonado similar al mostrado en la Figura 22. El número total de tubos en este intercambiador es dado en la Ecuación 3.1 para el arreglo linear o escalonado.

**3.2.1.1 Parte interna del tubo.** Las características geométricas básicas para el lado del tubo aplicable para los arreglos en línea y escalonado son idénticas a las dadas en las Ecuaciones 3.2 hasta la Ecuación 3.9.

**Figura 22.** Intercambiador tubular de aleta circular.



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

**3.2.1.2 Características geométricas para la parte externa del tubo.** La determinación de las características geométricas para la parte externa del tubo es un tanto complicada debido a la presencia de aletas circulares. Se idealiza que la raíz de la aleta circular tiene un diámetro efectivo  $d_o$  y la punta de la aleta tiene un diámetro  $d_e$ . Dependiendo de las técnicas de manufactura,  $d_o$  puede ser el diámetro externo del tubo o el diámetro externo del tubo adicional al espesor de los dos collares hechos a partir del material de aleta anular para espaciar las aletas uniformemente.

El área de transferencia de calor total  $A$  trata sobre el área asociada con los tubos desnudos y los platos cabezales (área de superficie primaria)  $A_p$ , y el de las aletas (área de superficie secundaria)  $A_f$ . El área de superficie primaria es la misma que la dada en la Ecuación 3.10 o 3.20 menos el área obstruida por las aletas

$$A_p = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad \text{Ecuación 3.33}$$

donde  $\delta$  es el espesor de la aleta y  $N_f$  es el número de aletas por unidad de longitud. El área de superficie de aleta está dada por

$$A_f = \left[ \frac{2\pi(d_e^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_e \delta \right] N_f L_1 N_t \quad \text{Ecuación 3.34}$$

El número 2 en el primer término significa los dos lados de una aleta. El área superficial total de transferencia de calor es entonces

$$A_T = A_p + A_f \quad \text{Ecuación 3.35}$$

El área mínima de flujo libre para el arreglo en línea es el área para un banco del tubo [Ecuación 3.12] menos el área obstruida por las aletas:

$$A_{ff} = \left[ (X_t - d_o) L_1 - (d_e - d_o) \delta N_f L_1 \right] \frac{L_3}{X_t} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

Para el arreglo de tubos escalonados, el área mínima de flujo libre podría ocurrir o a través del frente de la fila o a través de las diagonales similares a estas de la Figura 21. Una celda unitaria es mostrada en la Figura 23. Las dimensiones  $2a$  y  $b$  tal como se calculan en las Ecuaciones 3.21 y 3.22 deben ser modificadas para el área obstruida por las aletas circulares. Refiriéndose a estas dimensiones modificadas como  $2a'$  y  $b'$ ; es de notar, que éstas no se puede representar en la Figura 20. Y son dadas como

$$2a' = (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad \text{Ecuación 3.37}$$

$$b' = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_\ell^2 \right]^{1/2} - (d_e - d_o) \delta N_f = (p_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \quad \text{Ecuación 3.38}$$

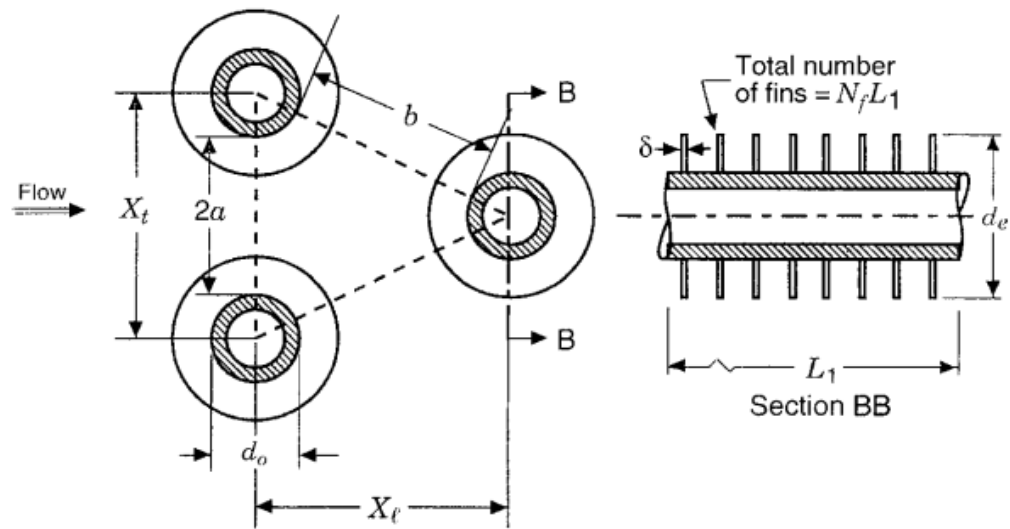
donde el término entre corchetes es  $p_t$  para disposiciones de tubos a 30°, 60° y 45° de la Tabla 3. Ahora se define  $c'$  tal que

$$c' = \begin{cases} 2a' & \text{si } 2a' < 2b' \\ 2b' & \text{si } 2b' < 2a' \end{cases} \quad \text{Ecuación 3.39}$$

El área mínima de flujo libre es entonces dada por

$$A_{ff} = \left[ \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c' + (X_t - d_o) - (d_e - d_o) \delta N_f \right] L_1 \quad \text{Ecuación 3.40}$$

**Figura 23.** Celda unitaria de un arreglo de tubo aleteado escalonado



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

Otras características geométricas de interés están dadas por las Ecuaciones 3.25 hasta 3.30 con valores apropiados de  $A_{ff}$  y  $A_T$  a partir de las anteriores ecuaciones.

La eficiencia de aleta para aletas circulares es calculada a partir de la Ecuación 1.21, utilizando  $d_o/2$  y  $d_e/2$  en lugar de  $r_{tubo}$  y  $r_{aleta}$  respectivamente.

**3.2.2 Aletas planas continuas sobre tubos circulares.** Conceptualmente, la fabricación de este intercambiador es simple y técnicamente fácil para la producción en masa. Los agujeros propios son hecho dentro de la hoja metálica plana (aletas) de dimensiones propias  $L_2 \times L_3 \times \delta$ . Los tubos son entonces deslizados dentro de las aletas apropiadamente apiladas. Los tubos son ó expandidos mecánicamente ó son soldados. La geometría de un intercambiador de flujo cruzado idealizado de un solo paso es mostrado en la Figura 24 para un arreglo de tubos escalonados. Los tubos podrían también estar en arreglo en línea. El número total de tubos en este intercambiador es dado por la Ecuación 3.1 para los arreglos en línea o escalonado.

**3.2.2.1 Parte interna del tubo.** Las características geométricas para la parte interna del tubo son las mismas a las que están dadas en las Ecuaciones 3.2 a 3.9.

**3.2.2.2 Parte externa del tubo.** Las características geométricas para el flujo normal a los tubos y aletas son similares a las que se han dado para las aletas circulares sobre tubos circulares salvo por algunas modificaciones debido a la geometría de la aleta plana. El área total de transferencia de calor consiste en el área asociada con los tubos al descubierto y los platos cabezales (área de superficie primaria) y las aletas (área de superficie secundaria). El área de superficie primaria es la misma a la que se han dado en la Ecuación 3.10 o la Ecuación 3.20 menos el área obstruida por las aletas:

$$A_p = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad \text{Ecuación 3.41}$$

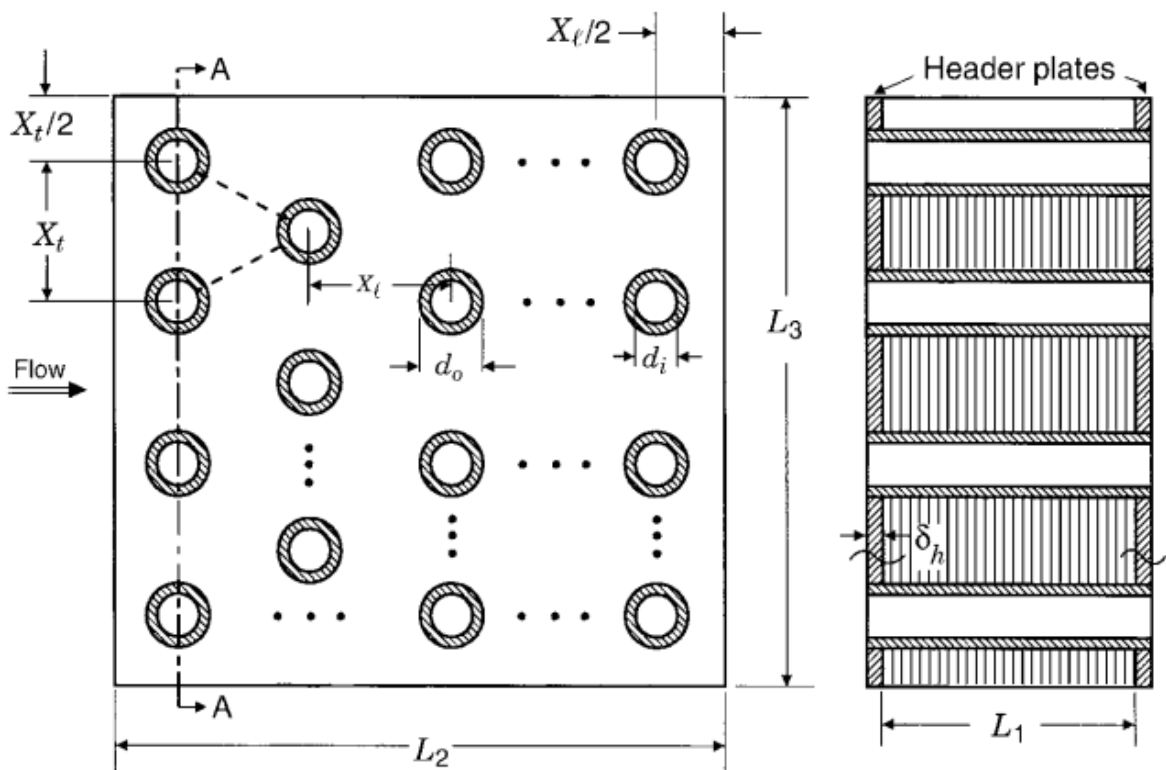
El área secundaria (superficie aletada) es

$$A_f = \underbrace{2 \left[ L_2 L_3 - \left( \frac{\pi d_o^2}{4} \right) N_t \right] N_f L_1}_{\text{área superficial de aleta}} + \underbrace{2 L_3 \delta N_f L_1}_{\text{área de los bordes de ataque y salida}} \quad \text{Ecuación 3.42}$$

y el área superficial total de transferencia de calor

$$A_T = A_p + A_f \quad \text{Ecuación 3.43}$$

**Figura 24.** Intercambiador de tubo redondo y aleta plana



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design.

El área mínima de flujo libre para un arreglo en línea es el área para un banco de tubos [Ecuación 3.12] menos el área obstruida por las aletas:

$$A_{ff} = \left[ (X_t - d_o) L_1 - (X_t - d_o) \delta N_f L_1 \right] \frac{L_3}{X_t} \quad \text{Ecuación 3.44}$$

Para el arreglo de tubos escalonado, el área mínima de flujo libre podría ocurrir o a través de la fila frontal o a través de las diagonales a éstas de la Figura 21 o la Figura 23. Las dimensiones  $2a$  y  $b$  calculadas en las Ecuaciones 3.21 y 3.22 deben ser modificadas por el área que es obstruida por las aletas planas continuas. Estas dimensiones modificadas, son denominadas como  $2a''$  y  $b''$ , son expresadas como:

$$2a'' = (X_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f \quad \text{Ecuación 3.45}$$

$$b'' = \left[ \left( \frac{X_t}{2} \right)^2 + X_\ell^2 \right]^{1/2} - d_o - (X_t - d_o)\delta N_f = (p_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f \quad \text{Ec. 3.46}$$

donde el término puesto entre corchetes es  $p_t$  para disposiciones de tubos a  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ , y  $45^\circ$  de la Tabla 3. Ahora es definido  $c''$  como:

$$c'' = \begin{cases} 2a'' & \text{si } 2a'' < 2b'' \\ 2b'' & \text{si } 2b'' < 2a'' \end{cases} \quad \text{Ecuación 3.47}$$

El área mínima de flujo libre es entonces dado como:

$$A_{ff} = \left[ \left( \frac{L_3}{X_t} - 1 \right) c'' + (X_t - d_o) - (X_t - d_o)\delta N_f \right] L_1 \quad \text{Ecuación 3.48}$$

Otras características geométricas de interés son idénticas a las dadas en las Ecuaciones 3.25 a la 3.30 con los valores apropiados de  $A_{ff}$  y  $A_T$  a partir de las anteriores ecuaciones.

**3.2.3 Relaciones geométricas generales para intercambiadores de tubo aleteado.** En las Secciones 3.2.1 y 3.2.2 se ha mostrado cómo se evalúan  $A_T$  ( $A_p$  y  $A_f$ ),  $A_{ff}$ ,  $A_{fr}$ , y  $d_h$  para las superficies de tubo aleteado en ambas partes de

fluido. Ahora se mostrará cómo evaluar  $\alpha$  y  $\sigma$ , y la relación entre ellos, a través de la definición del diámetro hidráulico para ambos tubos aleteados individualmente y aletas planas sobre tubos circulares o planos. Para estos casos, la densidad de área superficial es la relación entre el área de superficie total de transferencia  $A$  sobre un lado del intercambiador y el volumen total  $V$  del intercambiador tal como:

$$\alpha_1 = \frac{A_{T1}}{V} \quad \alpha_2 = \frac{A_{T2}}{V} \quad \text{Ecuación 3.50}$$

Similarmente, la relación entre el área mínima de flujo libre y el área frontal  $\sigma$  para cada uno de los fluido es dada por:

$$\sigma_1 = \frac{A_{ff,1}}{A_{fr,1}} \quad \sigma_2 = \frac{A_{ff,2}}{A_{fr,2}} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

Los valores de  $\alpha$  y  $\sigma$  están relacionados para la definición del diámetro hidráulico como:

$$d_{h,1} = \frac{4\sigma_1}{\alpha_1} \quad d_{h,2} = \frac{4\sigma_2}{\alpha_2} \quad \text{Ecuación 3.52}$$

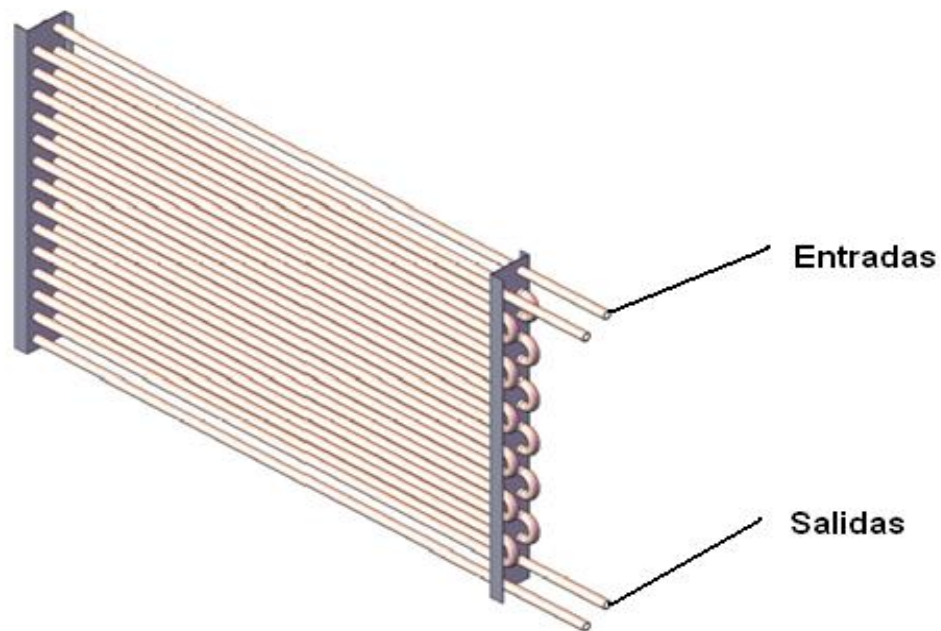
Nótese que la densidad de área superficial  $\beta$  no tiene ningún significado en intercambiadores de tubo aleteado ya que los volúmenes ocupados por cada lado de los fluidos no son mutuamente independientes. Por tanto, se hace referencia a  $\alpha$  sólo para los intercambiadores de la tubo aleteado.

#### 4. COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS

Para el desarrollo de las pruebas experimentales se empezó a construir un banco para dichas pruebas basados en dos módulos de intercambiadores de calor (condensadores de aire acondicionado) totalmente idénticos en su geometría, y por tanto, igual en número de filas de tubos, número de tubos por fila, número de aletas, paso de aletas y espesor de aletas; asimismo los materiales que los conforman. De estos dos condensadores se dispuso de tres derivaciones de flujo para cada uno que son los siguientes:

- **Módulo 1 (Figura 25)**
  - 1 fila con una entrada
  - 2 filas en serie con una entrada
  - 2 filas en paralelo con 2 entradas

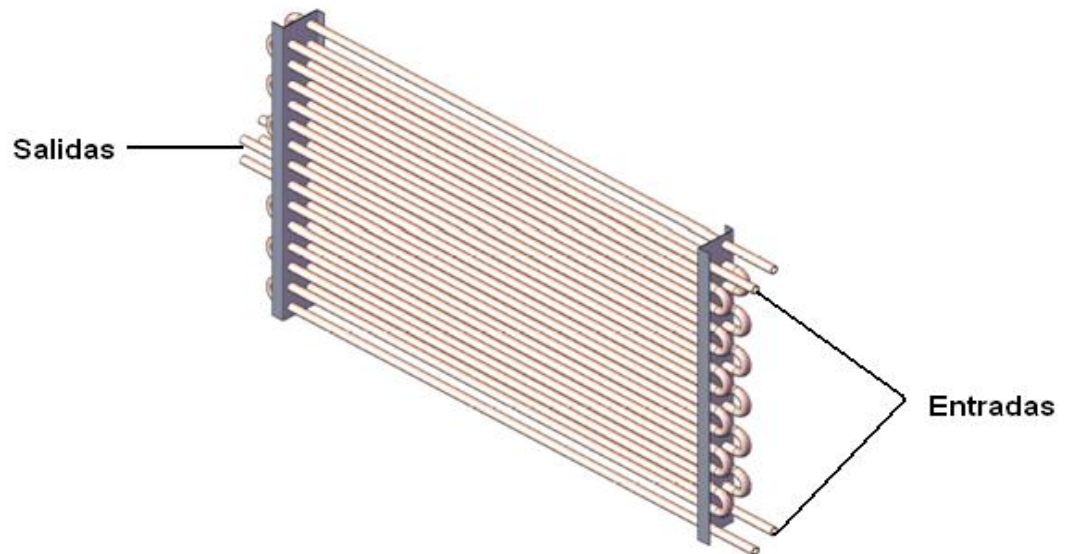
**Figura 25.** Intercambiador de calor 1



Fuente: Autores.

- **Módulo 2 (Figura 26)**
  - 1 fila con 2 entradas
  - 2 filas en serie con 2 entradas
  - 2 filas en paralelo con 4 entradas

**Figura 26.** Intercambiador de calor 2.

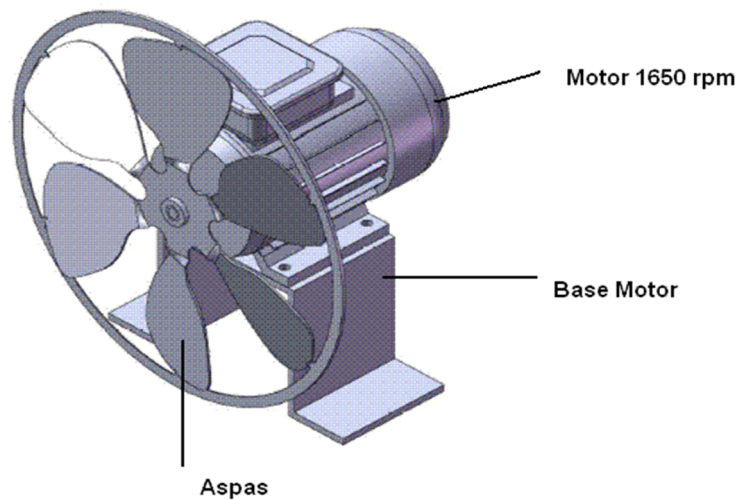


Fuente: Autores.

- **Ventiladores**

Seguido a la adquisición de los condensadores, se procedió a la obtención del sistema de ventilación, para lo cual se dotó el banco con cuatro aspas de ventiladores de 35 centímetros de diámetro acopladas respectivamente a cuatro motores síncronos de la marca Demco, trifásicos a una velocidad máxima de giro de 1650 rpm y de  $\frac{1}{2}$  HP cada uno y montados sobre dos bases construidas en lámina de acero Cold Rolled calibre 16. (Figura 27).

**Figura 27.** Modelo de ventilador



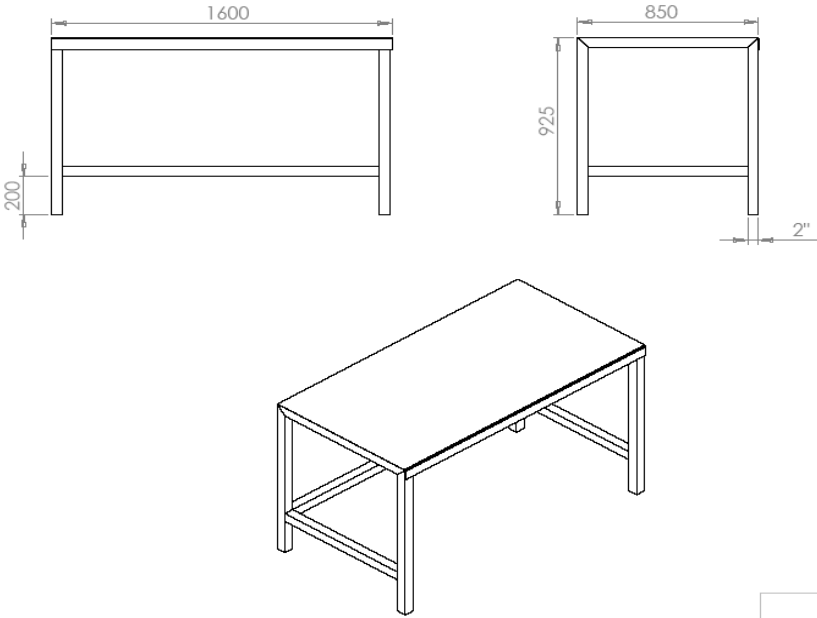
Fuente: Autores.

- **Mesa y soportes**

La base o mesa donde está montado el equipo del banco (condensadores y ventiladores) está construida en tubo cuadrado en acero Cold Rolled laminado en frío calibre 18 y la lámina también de acero Cold Rolled calibre 14 con las dimensiones presentes en la figura 28.

Adicionalmente se construyeron unas toberas para los ventiladores que están hechas en acero Cold Rolled calibre 18, para direccionar el flujo de aire exclusivamente a los condensadores, donde son bien detalladas en los planos del banco de pruebas (Ver Anexo D).

**Figura 28.** Dimensiones de la mesa.



Fuente: Autores.

- **Variador de Velocidad Altivar 18**

**Figura 29.** Variador de velocidad ALTIVAR 18.



Fuente: Autores.

Se dispuso de un variador de velocidad que es un convertidor de energía encargado de modular la energía que recibe de los motores. Los variadores de velocidad permiten variar la velocidad y la regulación del par de fuerza de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Se utilizan estos equipos cuando las necesidades de la aplicación sean:

- Dominio de par y la velocidad
- Regulación sin golpes mecánicos
- Movimientos complejos
- Mecánica delicada

- **Selector de Canal Análogo**

El selector de Canal permite la escogencia del módulo o intercambiador que se requiere emplear en el banco de pruebas.

**Figura 30.** Selector de Canal Análogo.



Fuente: Autores.

- **Potenciómetro**

Este potenciómetro permite regular la velocidad de los ventiladores, mediante el variador de velocidad este dispositivo es el actuador de dicho mecanismo.

**Figura 31.** Potenciómetro.



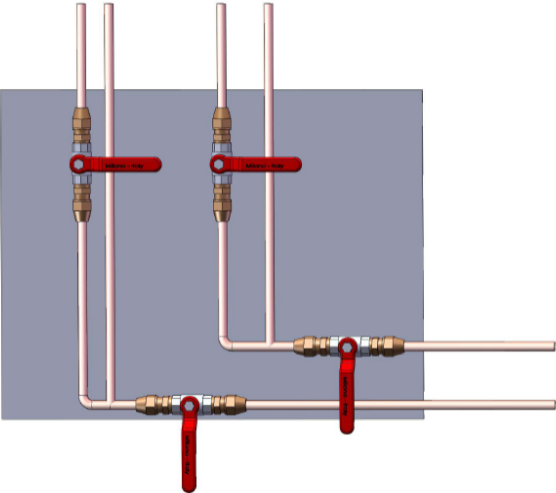
Fuente: Autores.

- **Conexiones hidráulicas y accesorios**

Las conexiones hidráulicas están hechas en manguera tipo R1 para vapor de 3/8" con acoples roscados NPT, así mismo los codos y las térs en cobre con roscas NPT.

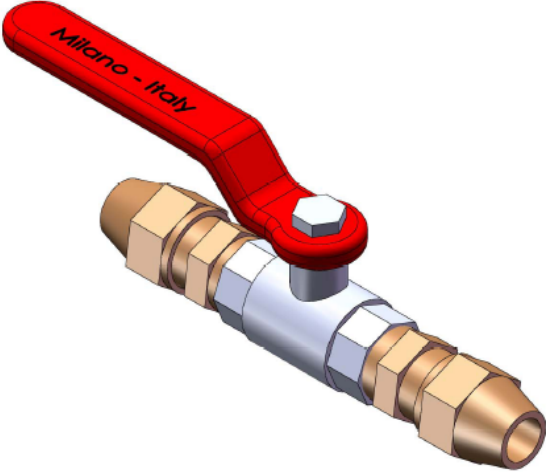
Las válvulas son de 3/8" son de compuerta o de bola. Una **válvula de bola**, conocida también como de "esfera", es un mecanismo que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza porque el mecanismo regulador situado en el interior tiene forma de esfera perforada.

**Figura 32.** Conexiones hidráulicas.



Fuente: Autores.

**Figura 33.** Válvula de Bola y Acoples para Manguera.



Fuente: Autores.

- **Termocuplas**

Las termocuplas son el sensor de temperatura más común utilizado industrialmente. Una termocupla se hace con dos alambres de distinto material unidos en un extremo (soldados generalmente). Al aplicar temperatura en la unión de los metales se genera un voltaje muy pequeño (efecto Seebeck) del orden de los milivolts el cual aumenta con la temperatura. Por ejemplo, una termocupla "tipo J" está hecha con un alambre de hierro y otro de constantán (aleación de cobre y níquel).

Se emplean termocuplas tipo J conectadas a la entrada, y salida de los fluidos frío y caliente así mismo en las paredes de los tubos para determinar la temperatura superficial o temperatura de pared.

**Figura 34.** Termocuplas tipo J.



Fuente: Autores.

- **Banco de Pruebas**

Finalmente, en el banco se construyo una caja para las conexiones del selector de canal y del potenciómetro.

**Figura 35.** Fotografía del Banco de Pruebas.



Fuente: Autores.

## 5. ANÁLISIS EXPERIMENTAL Y TEÓRICO DEL BANCO DE PRUEBAS

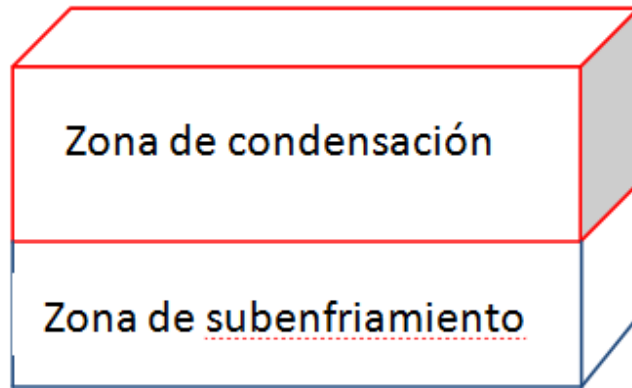
El objetivo principal de la construcción del banco de pruebas para intercambiadores de calor aleteados enfriados por aire es el de disponer de un equipo con el cual se pueda corroborar la teoría que se haya expuesto en clase, con la práctica a través del análisis experimental del banco de pruebas.

Para poder hacer dicha comprobación es necesario hacer un análisis térmico basado en un área de transferencia de calor especificada por las características geométricas previamente establecidas por parte de los condensadores, y de acuerdo a esa área se ha de determinar el calor total transferido de un fluido al otro y la rata de flujo másico del condensado correspondiente a la velocidad del aire que se está empleando en los ventiladores.

Por su parte el análisis experimental se basará en la toma de datos de las temperaturas censadas por las termocuplas dispuestas en el banco de pruebas, así como la medición de la rata de flujo másico obtenida del condensado y que corresponde a la medición de la velocidad del aire que se está manejando, con lo cual se obtendrán los resultados del coeficiente global de transferencia de calor y el calor total transferido de un fluido hacia el otro.

El análisis teórico considera que el vapor que entra al intercambiador pasa por 2 etapas: una de condensación y la otra de subenfriamiento (Figura 36). Así mismo el banco consta de 6 configuraciones las cuales en estos cálculos solo representamos una sola configuración las demás se podrán analizar en el programa de Matlab donde se podrá disponer del tipo de configuración que se desee.

**Figura 36.** Zonas de Transferencia de Calor en el Banco de Pruebas.

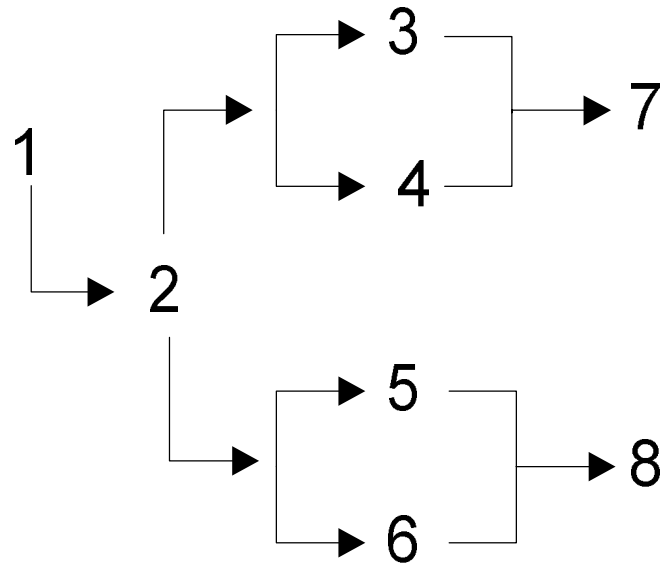


Fuente: Autores.

## 5.1 ANALISIS TÉRMICO

Para el cálculo se deben tener en cuenta la transferencia de calor con cambio de fase, en este caso la condensación se presenta cuando la pared de un intercambiador de calor expuesta a un vapor se enfría hasta que su temperatura es inferior a la temperatura de saturación del vapor, y este se condensa sobre la superficie.

**Figura 37.** Proceso para la solución del análisis térmico.

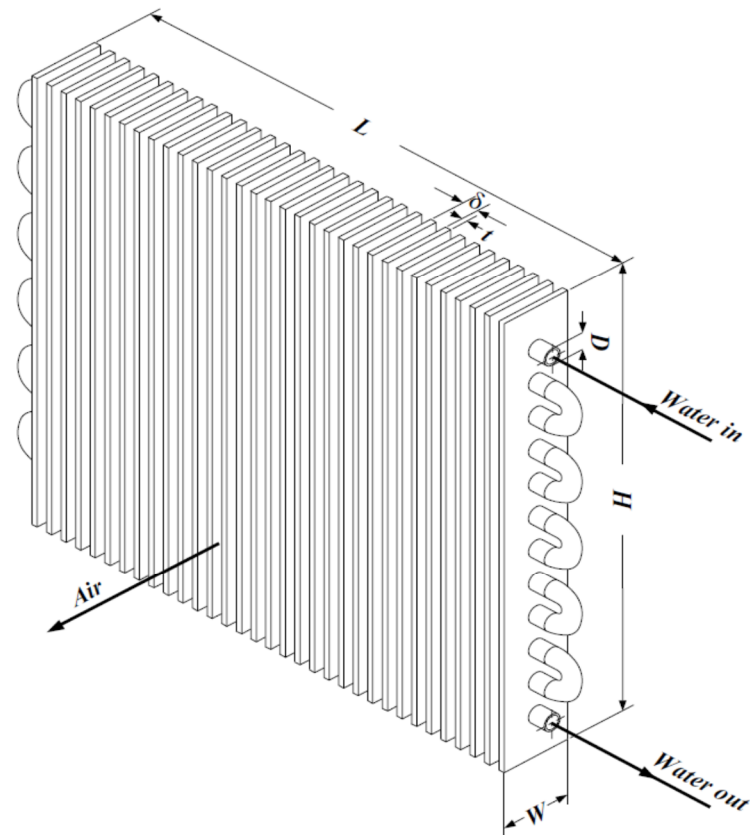


Fuente: Autores.

- 1 Datos de entrada
- 2 Geometría y cálculos derivados
- 3 Coeficiente convectivo externo y eficiencia de aleta en condensación
- 4 Coeficiente convectivo interno en condensación
- 5 Coeficiente de Tc y eficiencia de aleta en subenfriamiento
- 6 Coeficiente convectivo interno en subenfriamiento
- 7 Proceso iterativo en condensación
- 8 Proceso iterativo en subenfriamiento

### 5.1.1 Datos de entrada

<b>DATOS DE ENTRADA</b>		
<b>GEOMETRIA INICIAL</b>	<b>AIRE DE ENTRADA</b>	
NF	$T_a$	$\rho_a$
NTF	$Cp_a$	$k_a$
NC	$V_a$	$\mu_a$
Do	$Pr_a$	$vel_a$
Di	<b>VAPOR DE AGUA</b>	
$L_1$	$T_v$	$m_v$
$X_t$	$Cp_v$	$\rho_v$
$X_\ell$	$X$	$k_v$
	$hfg$	$\mu_v$
$t_{al}$	<b>AGUA</b>	
$N_{al}$	$Cp_w$	$\rho_w$
$k_{tubos}$	$Pr_w$	$k_w$
$k_{al}$	$\mu_w$	$T_m$



### 5.1.2 Geometría y cálculos derivados de la geometría

$$L_3 = NTF * X_t$$

$$L_2 = NF * X_\ell$$

$$L_T = NTF * NF * L_1$$

$$A_i = \pi * D_i * L_1 * NTT$$

$$A_{min} = L_1 * (1 - (NaI * \delta_{al})) * (L_3 / X_t) * (X_t - D_o)$$

$$A_{fr} = L_1 * L_3$$

$$A_{f1} = 2 * (L_2 * L_3 * ((0,25 * \pi * D_o^2) NTT)) * NF * L_1$$

$$A_{f2} = 2 * L_3 * \delta_{al} * NaI * L_1$$

$$A_{fin} = A_{f1} + A_{f2}$$

$$A_p = \pi * D_o * NTT * L_1 * (1 - \delta_{al} * NaI)$$

$$A_T = A_{fin} + A_p$$

$$V = A_{fr} * L_2$$

$$\alpha = A_T / V$$

$$\sigma = A_{min} / A_{fr}$$

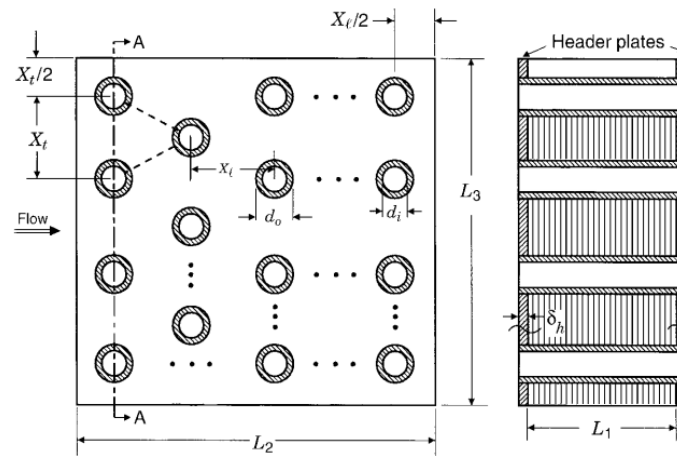
$$Dh = 4 * \sigma / \alpha$$

$$Z = \frac{4}{\pi} \left( \frac{X_t}{Dh} \right) * \left( \frac{X_\ell}{D_o} \right) * \sigma$$

$$L_2 = X_t * NF$$

$$L_3 = X_\ell * NTF$$

$$NTT = NF * NTF$$



#### FACTOR DE FORMA (ALETAS) $\phi$ ( $\psi$ )

$$M = X_t / 2$$

$$L = 0,5 * \sqrt{X_\ell^2 + M^2}$$

$$Rt = D_o / 2$$

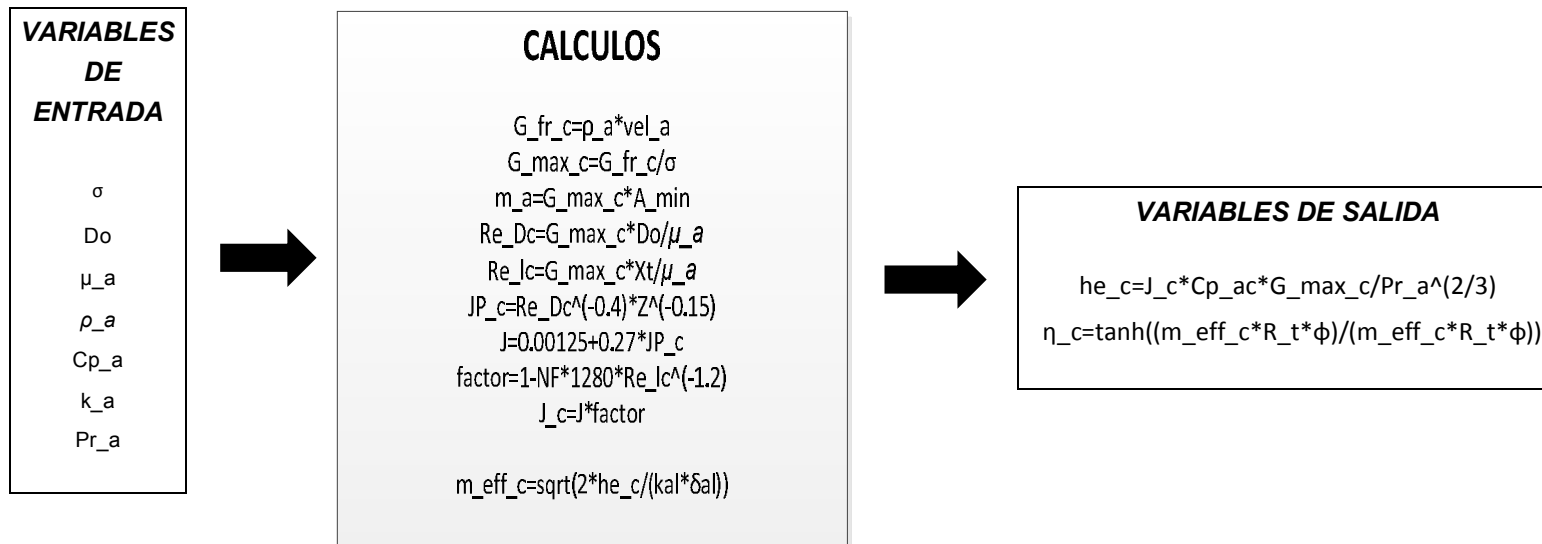
$$\psi = M / Rt$$

$$\beta = L / M$$

$$Re = Rt * 1,27 * \psi * \sqrt{\beta - 0,3}$$

$$\phi = (Re / Rt - 1) * (1 + 0,35 \text{ Log } (Re / Rt))$$

### 5.1.3 Coeficiente convectivo externo $h_{ec}$ y eficiencia de aleta en condensación



### 5.1.4 Coeficiente convectivo interno $hi\_c$ en condensación

**DATOS DE ENTRADA**

$mv, Di, NC, X, Tp, Tv, h2\_a, h2\_b,$   
 $Psat\_T, \mu\_Lv, \mu\_gv, \rho\_Lv, \rho\_gv,$   
 $Cp\_Lv, k\_Lv, Pr\_Lv$   
 propiedades del vapor a  $T\_v$



**CALCULOS**

$$hfg = h2\_a - h2\_b$$

$$hfg' = hfg + 0,5 * 1,048 (Tv - Tp)$$

$$G\_v = \frac{mv}{\pi * Di^2 * NC / 4}$$

$$G\_v = \frac{mv}{\pi * Di^2 * NC / 4}$$

$$Re\_L = \frac{G\_v * (1 - X) * Di}{\mu\_Lv}$$

$$Re\_v = G\_v * X * \frac{Di}{\mu\_gv}$$

$$k = \left[ 1 - ((1 - X) / X) * \rho\_gv / \rho\_gl^{2/3} \right]^{-3/4}$$

Numerador(num):

$$9,81 * \rho\_Lv * (\rho\_Lv - \rho\_gv) * Di^3 * hfg'$$

Denominador(den):

$$\mu Lv * k\_Lv * (Tv - Tp)$$

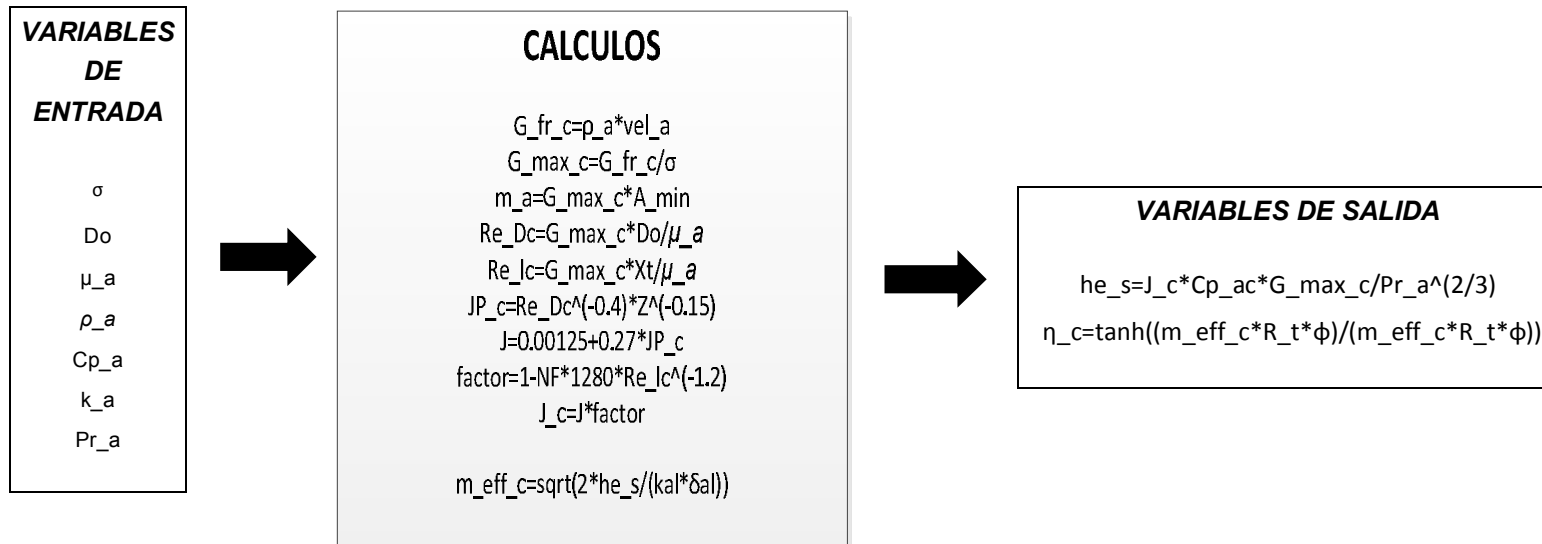
$$Nu = 0,728 * k * \left( \frac{num}{den} \right)^{1/4}$$



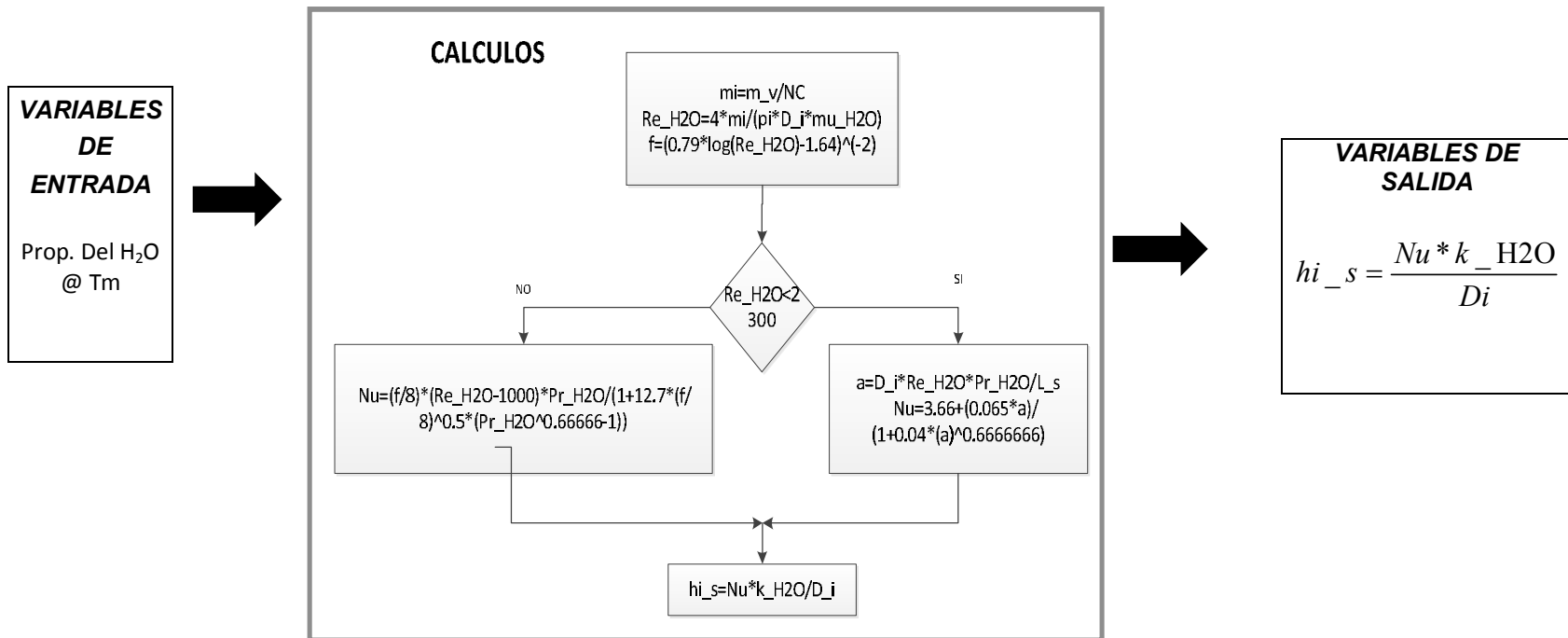
**VARIABLES DE SALIDA**

$$hi\_c = \frac{Nu * k\_Lv}{Di}$$

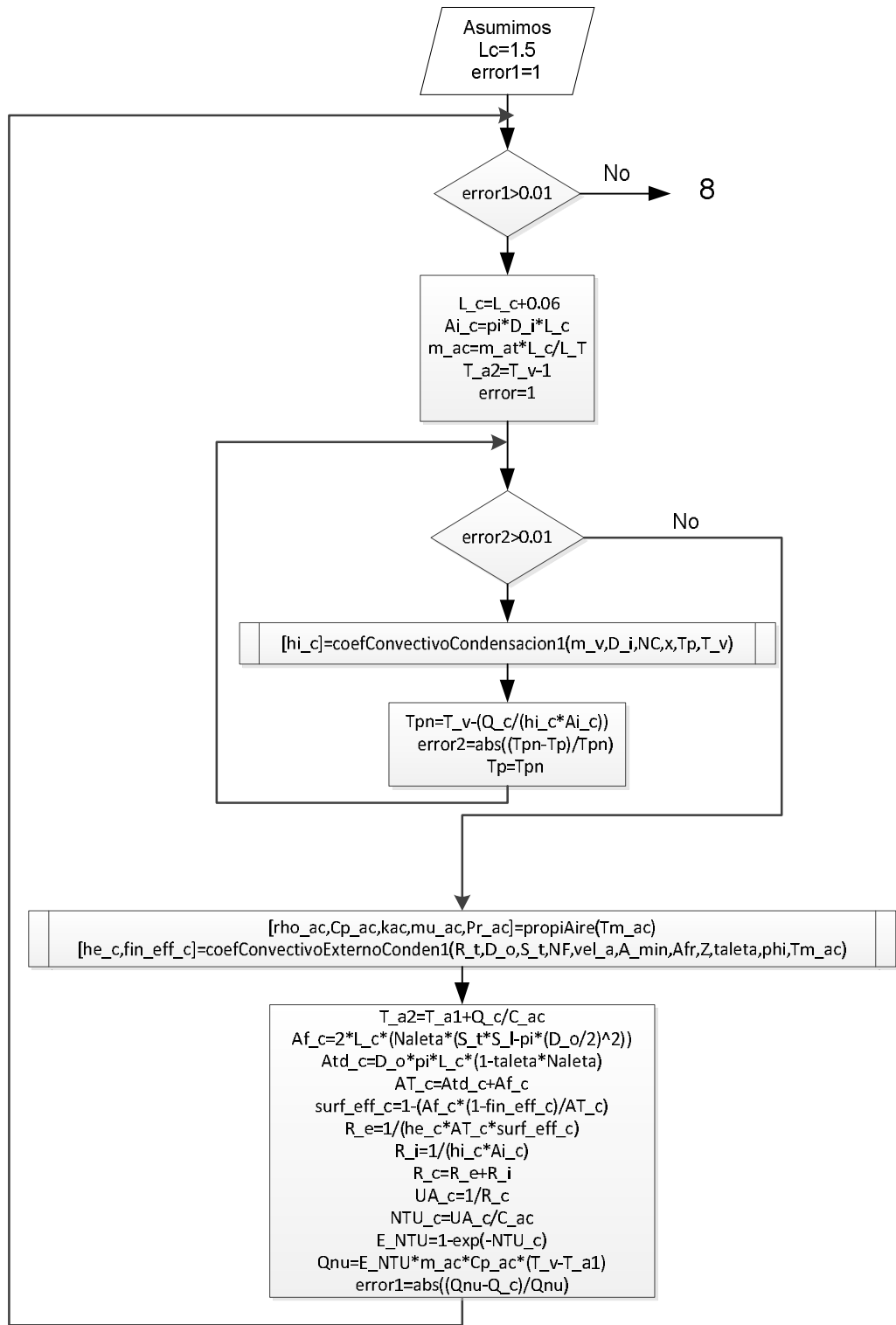
### 5.1.5 Coeficiente convectivo externo $h_{es}$ y eficiencia de aleta en subenfriamiento



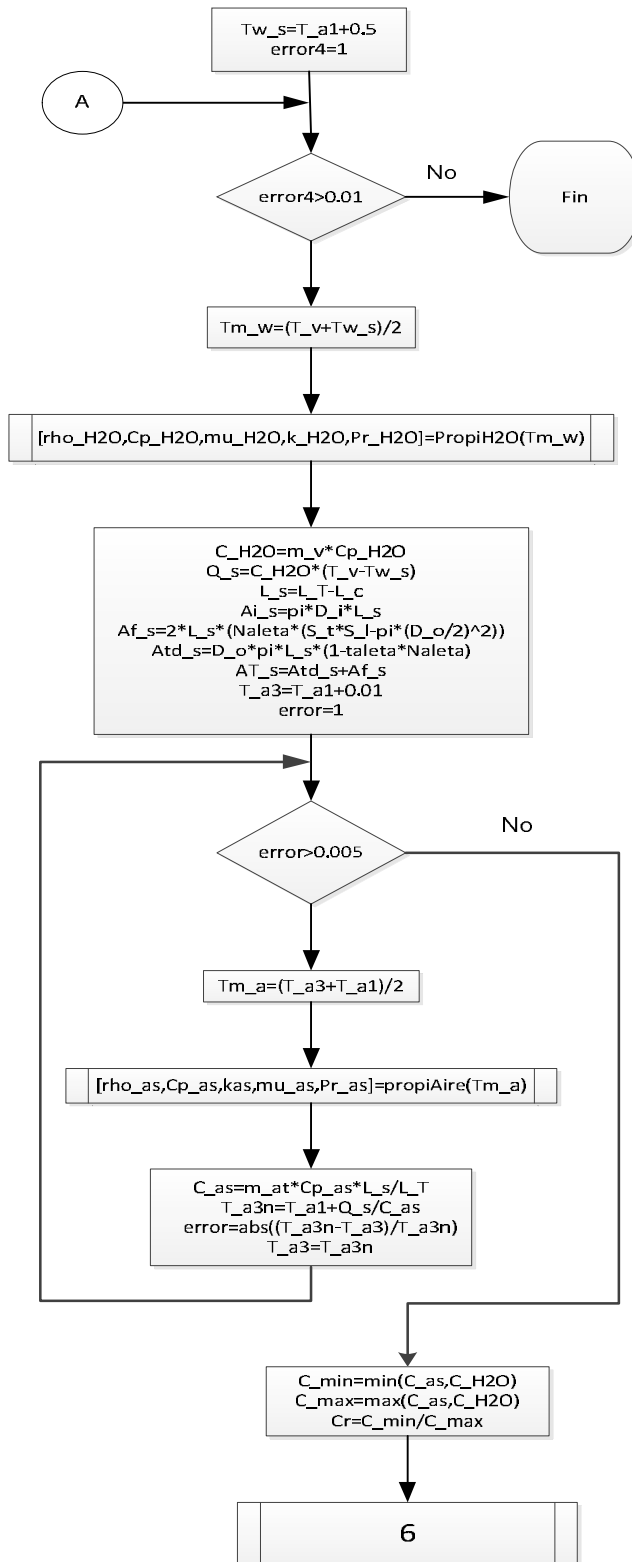
### 5.1.6 Coeficiente convectivo interno $hi_s$ en subenfriamiento

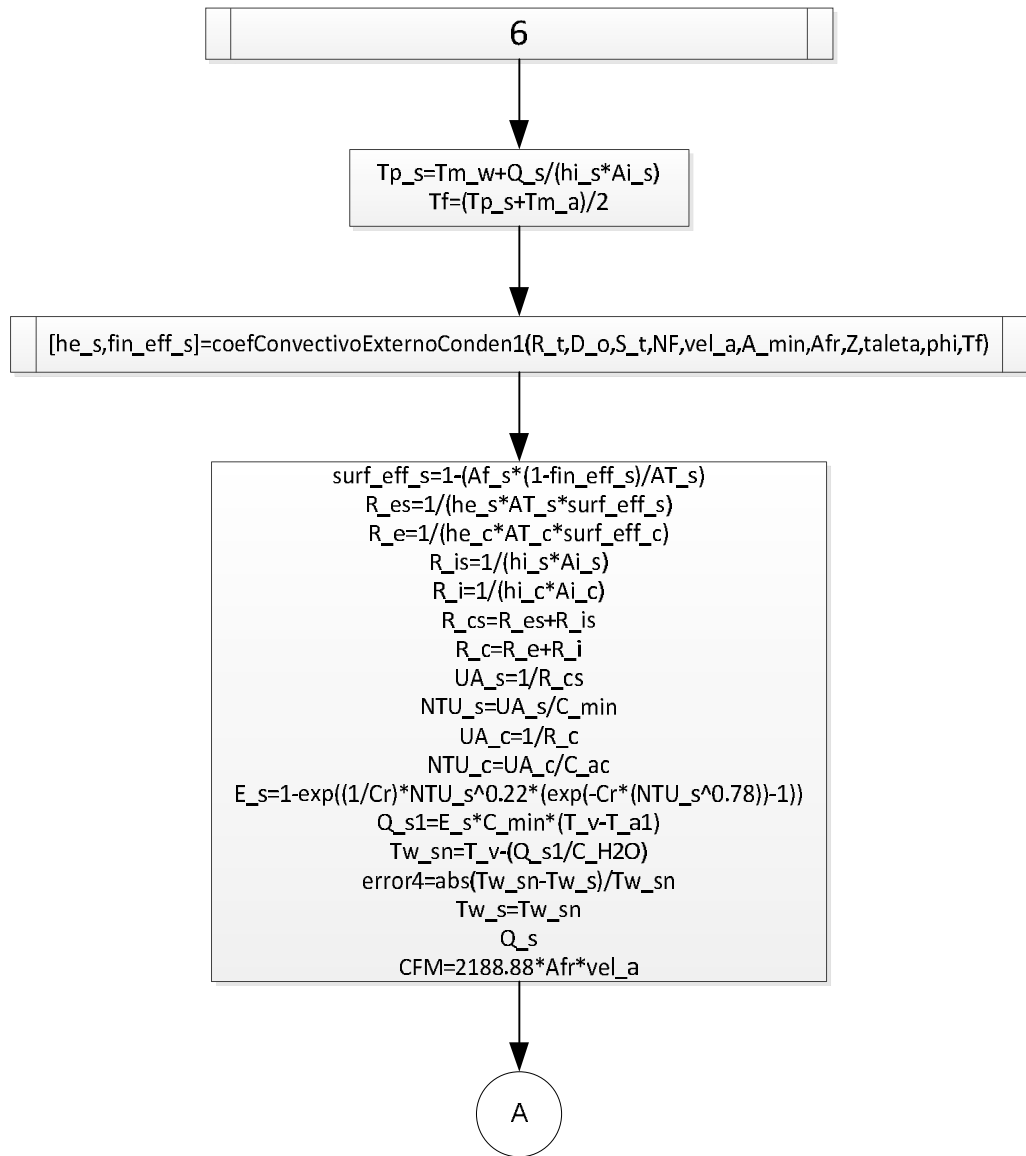


### 5.1.7 Proceso iterativo en condensación



### 5.1.8 Proceso iterativo en subenfriamiento





## **6. PRUEBAS Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS**

Una vez ensamblado y conectado todos los dispositivos que conforman el banco de pruebas, se realizarán las pruebas con la ayuda del vapor generado por una caldera, que nos suministra vapor saturado a una presión de 30 PSI.

Se realizaron pruebas, variando el flujo de aire en los ventiladores y cambiando las configuraciones del arreglo de los intercambiadores descritas anteriormente.

### **6.1 PRUEBAS REALIZADAS**

Se realizaron en el laboratorio de Transferencia Aplicada, dos tipos de pruebas específicas. La primera prueba fue de acuerdo a la configuración tipo 1 (Ver Anexo B), y la segunda de acuerdo a la configuración tipo 4.

Se conecta a la energía el cable que va al variador de velocidad de los motores de los ventiladores, se inicia el Altivar 18 y se selecciona el par de motores, a los cuales se les hará variar la velocidad, ajustando el potenciómetro y con la ayuda de un anemómetro se hace la medición de la velocidad del aire en los ventiladores registrando los valores de referencia al lado del potenciómetro.

Las Termocuplas se conectan al módulo de termocuplas del Field Point, y éste a su vez, irá conectado a un computador portátil, permitiendo visualizar las distintas temperaturas del banco de pruebas.

### **6.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES**

En base a los resultados obtenidos de la práctica que se le realizó al banco de pruebas, se obtuvieron las siguientes tablas:

**Tabla 4.** Comparación de resultados para la primera prueba del laboratorio contra los resultados obtenidos por el programa de MATLAB.

**Primera Prueba**

$V_{\text{air}} 5 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,003 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 28,7 \text{ }^\circ\text{C}$		<b>Laboratorio</b>	<b>Programa</b>
Canal 0	Entrada de vapor	97,2	97,2
Canal 1	Salida de vapor	30,9	30,6
Canal 3	Tsup	66,3	68,3
Canal 5	T salida aire	47,7	44,2
Calor latente		6795	6780
Calor sensible		831,402	616,968

$V_{\text{air}} 5 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,004 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25,7 \text{ }^\circ\text{C}$		<b>Laboratorio</b>	<b>Programa</b>
Canal 0	Entrada de vapor	104,2	104,2
Canal 1	Salida de vapor	27,6	27,4
Canal 3	Tsup	81,2	70,1
Canal 5	T salida aire	40,8	43,3
Calor latente		8988	9040
Calor sensible		1281,977	856,064

$V_{\text{air}} 11 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,004 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25 \text{ }^\circ\text{C}$		<b>Laboratorio</b>	<b>Programa</b>
Canal 0	Entrada de vapor	103,7	103,7
Canal 1	Salida de vapor	28,9	25,2
Canal 3	Tsup	80	58,8
Canal 5	T salida aire	50,7	34,9
Calor latente		8984	9040
Calor sensible		1253,04	897,864

$V_{\text{air}} 8 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,004 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25 \text{ }^\circ\text{C}$		<b>Laboratorio</b>	<b>Programa</b>
Canal 0	Entrada de vapor	103	103
Canal 1	Salida de vapor	29,08	26,3
Canal 3	Tsup	81,3	62,3
Canal 5	T salida aire	53,4	37,6
Calor latente		8988	9040
Calor sensible		1238,307	886,16

Fuente: Autores.

**Tabla 5.** Comparación de resultados para la segunda prueba del laboratorio contra los resultados obtenidos por el programa de MATLAB.

### Segunda Prueba

$V_{\text{air}} 2,5 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,003 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25 \text{ }^\circ\text{C}$		Laboratorio	Programa
Canal 0	Entrada de vapor	84	84
Canal 1	Salida de vapor	24,5	24,5
Canal 4	Tsup	79	67
Canal 6	T salida aire	65	45,9
Calor latente		6897	6780
Calor sensible		745,23	426,36

$V_{\text{air}} 5 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,0025 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25,6 \text{ }^\circ\text{C}$		Laboratorio	Programa
Canal 0	Entrada de vapor	87,4	87,4
Canal 1	Salida de vapor	26,1	26
Canal 4	Tsup	76,9	61,7
Canal 6	T salida aire	51,6	39,8
Calor latente		5727,5	5650
Calor sensible		640,2785	443,08

$V_{\text{air}} 7 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,0025 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 25 \text{ }^\circ\text{C}$		Laboratorio	Programa
Canal 0	Entrada de vapor	90,9	9099
Canal 1	Salida de vapor	25,2	25,2
Canal 4	Tsup	71,5	59,2
Canal 6	T salida aire	53,4	36,9
Calor latente		5700	5650
Calor sensible		686,4	479,655

$V_{\text{air}} 11 \text{ m/s} - \dot{m}_{\text{vap}} 0,0015 \text{ kg/s} - T_{\text{al}} 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$		Laboratorio	Programa
Canal 0	Entrada de vapor	98	98
Canal 1	Salida de vapor	31	32,7
Canal 4	Tsup.	85,7	59,9
Canal 6	T salida aire	59,3	37
Calor latente		3394	3390
Calor sensible		420,09	332,31

Fuente: Autores.

## **7. PROGRAMA EN MATLAB**

MATLAB (Matrix Laboratory) es un software que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje m.), es un programa interactivo de uso general en Ciencias e Ingeniería cuya interacción se realiza mediante instrucciones (comandos), y también mediante funciones y programas (scripts). Los objetos básicos con los cuales opera MATLAB son matrices. La especificación y asignación de cada variable la realiza MATLAB en forma dinámica y eficiente, por lo que no son necesarias las declaraciones de variables de algunos lenguajes de computación convencionales.

### **Características de MATLAB**

- Cálculo numérico rápido y con alta precisión
- Manejo simbólico
- Graficación y visualización avanzada
- Programación mediante un lenguaje de alto nivel
- Programación estructurada y orientada a objetos
- Soporte básico para diseño de interfaz gráfica
- Extensa biblioteca de funciones
- Aplicaciones especializadas para algunas ramas de ciencias e ingeniería.

### **7.1 DESARROLLO DEL PROGRAMA**

El programa fue diseñado con el fin de que se pudiesen ofrecer los resultados requeridos en cuanto a la determinación del flujo de calor y la determinación de las temperaturas de salida de las corrientes, para cualquier tipo de geometría de intercambiadores de calor de flujo cruzado (aleteado), cuyo fluido interno sea vapor de agua y que sea sometido a un intercambio de calor con el aire agitado por ventiladores.

**7.1.1 Datos de entrada.** Se ha dividido en dos tipos de datos de entrada. La primera hace referencia a los datos provenientes de la geometría del condensador (dimensión, paso entre aletas, número de aletas, espesor de aletas, diámetros externo e interno de los tubos, paso transversal y longitudinal entre tubos), así como el número total de filas empleadas, el número de tubos por fila y la configuración de distribución del flujo interno. En segundo término están los datos de entrada propios del proceso como son el flujo másico de vapor, la velocidad del aire a la entrada y las temperaturas de entrada de estas dos corrientes.

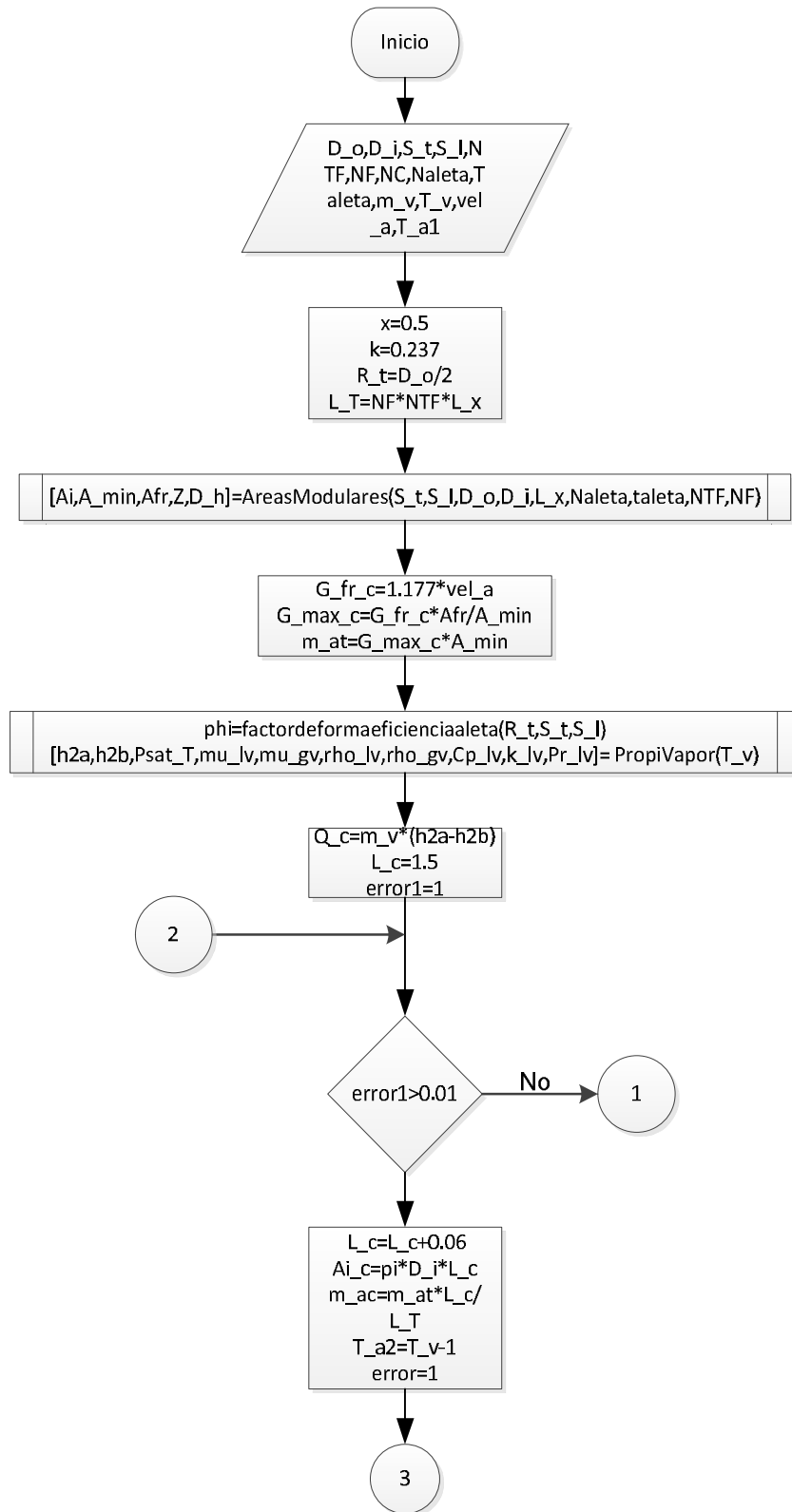
**7.1.2 Cálculos internos de procesos.** En este nivel, llegan a ser parte todo lo que concierne a las diferentes fórmulas para el cálculo tanto de propiedades térmicas de los fluidos, correlaciones y demás factores necesarios para el desarrollo del programa, así como también la ayuda de las interpolaciones y sentencias repetitivas y de condicionamiento. Vale decir, que se optó para el desarrollo del programa del método de la  $\epsilon$  - NTU, ya que era el más idóneo para dar las respuestas concernientes a las temperaturas de salida de las corrientes.

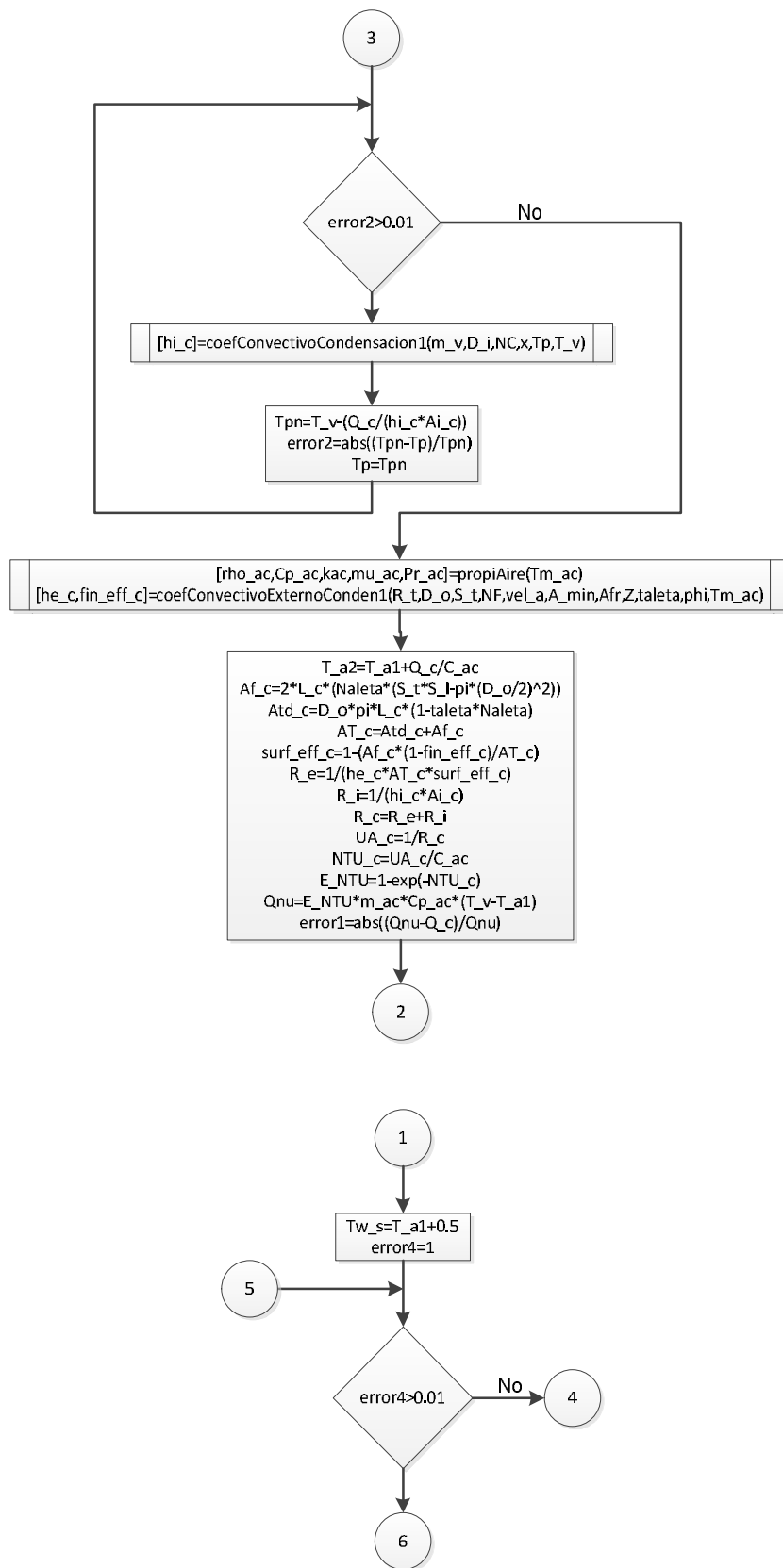
**7.1.3 Datos de salida.** Por último, el programa arrojará los resultados que interesan conocerse, como son, el qué tanto calor se ha intercambiado en las regiones de condensación y/o subenfriamiento, las temperaturas a la salida de ambas corrientes y la temperatura de pared en el condensador. También se da la opción de conocer que tanto porcentaje del trayecto en la tubería correspondió a la parte de condensación del vapor.

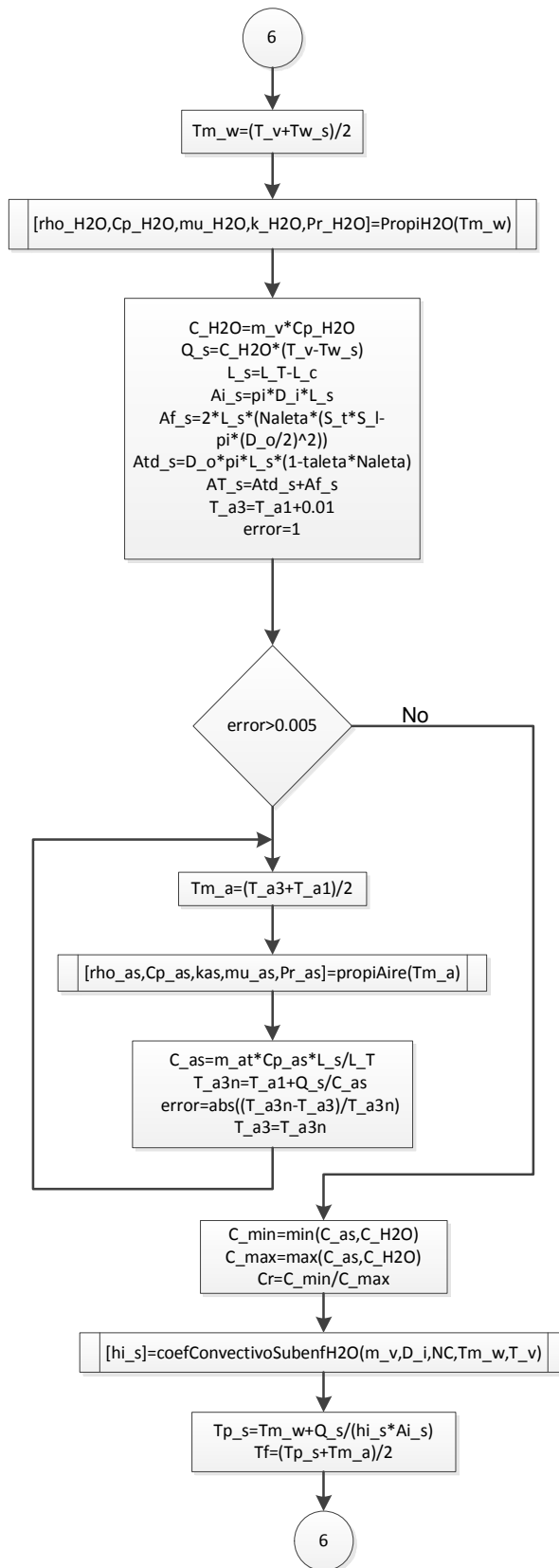
## **7.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA**

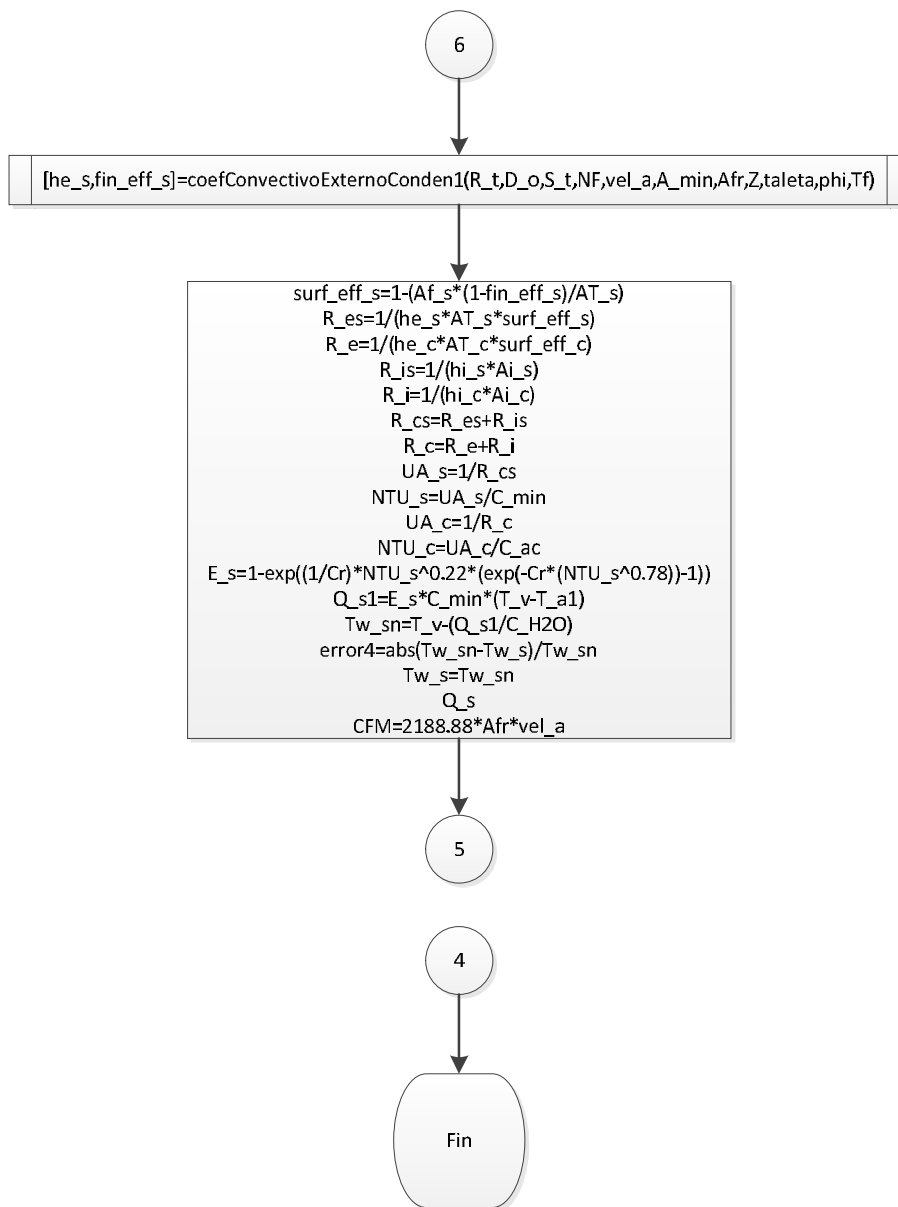
A continuación se muestra un diagrama de flujo pormenorizado del programa para cálculos de intercambiadores de calor aleteados (condensadores).

Figura 38. Diagrama de flujo del programa.









Fuente: Autores.

## CONCLUSIONES

- ✓ Se construyó un banco de pruebas de intercambiadores de calor aleteados enfriados por aire para determinar los parámetros de la transferencia de calor, variando las condiciones de configuración y distribución del flujo primario (vapor de agua) y flujo másico de los dos fluidos.
- ✓ Los valores experimentales y los teóricos difieren significativamente tanto por el lado del fluido secundario como por el lado del fluido primario, debido a las pérdidas de aire en la entrada del intercambiador ya que el flujo másico real sería menor que el que proporcionan los ventiladores. También en el interior de los tubos asumimos que el vapor es saturado con una calidad de 1 para los cálculos en el programa de Matlab lo cual representa un cierto grado de incertidumbre. en consideración se hubiese podido utilizar agua caliente en lugar de vapor de agua donde tendríamos una sola fase sin las complicaciones que genera la solución del problema con cambio de fase.
- ✓ Se elaboró una práctica de laboratorio de transferencia de calor cuyo objetivo es determinar el calor transferido, el coeficiente de transferencia de calor y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos empleados.
- ✓ Se implementó un programa en MATLAB para la comparación de resultados obtenidos en la práctica con los teóricos, de acuerdo con las fórmulas y correlaciones aplicadas a los intercambiadores.
- ✓ El programa en MATLAB, queda supeditado a realizarse ciertas mejoras, para lograr que se obtengan resultados mucho más acordes con la realidad, ya que a medida que empleen regímenes de flujo másico más elevados tanto para el vapor como para el aire, los resultados se harán más inciertos debido a las interpolaciones y condicionamientos dentro del programa.

## RECOMENDACIONES

- ✓ Se recomienda la verificación del voltaje a 220 V de la toma de corriente del banco de pruebas, para evitar para evitar posibles sobrecargas en los motores de los ventiladores.
- ✓ Se recomienda seguir los pasos consignados en el Manual de Laboratorio consignados en el Anexo A para cada una de las configuraciones, así como seguir las normas de seguridad para el Laboratorio de Plantas Térmicas.
- ✓ Se recomienda en caso de problemas con el encendido y puesta en servicio del variador de velocidad, leer el manual de usuario para el Altivar 18, que está consignado en el Anexo B del libro.
- ✓ Se recomienda, para la obtención de resultados más precisos la instalación de una trampa de vapor para asegurar que la calidad del vapor a la entrada sea del 100% que es la que se asume para el programa de Matlab. Así mismo un regulador de flujo de aire para asegurar que la misma cantidad de aire que sale de los ventiladores sea el mismo que pasa a través del condensador.

## BIBLIOGRAFÍA

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. Segunda Edición. México: McGraw Hill. 2004. 824p.

HOLMAN, J. P. Transferencia de calor. Octava edición. Madrid: McGraw Hill, 1998. 484p.

INCROPERA, Frank P. and DEWITT, Davis P. Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. México: Prentice Hall. 1999. 886p.

KERN, Donald Q. Procesos de Transferencia de calor. Primera edición. México: McGraw Hill, 1997. 980p.

KUPPAN, T. Heat Exchanger Design Handbook. New York: Marcel Dekker, Inc., 2000. 1119p.

McQUISTON, Faye C. Calefacción, ventilación y aire acondicionado. México: Limusa Wiley. 2008. 622p

MILLS, Anthony F. Transferencia de Calor. Primera Edición. McGraw Hill. 1995. 932p.

## **ANEXOS**

Anexo A: MANUAL DE LABORATORIO

# INTERCAMBIADORES DE CALOR ALETEADOS ENFRIADOS POR AIRE



## MANUAL DE LABORATORIO

ALIRIO MANTILLA GÓMEZ  
JORGE PADILLA PLAZAS

## BANCO DE PRUEBAS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR ALETEADOS ENFRIADOS POR AIRE

### 1. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS



El banco de pruebas “Intercambiadores de Calor Aleteados” está conformado por una estructura metálica, en la cual van montados dos similares intercambiadores de calor aleteados, igualmente de cuatro ventiladores de motores asíncronos trifásicos, un sistema de tuberías y de mangueras, un variador de velocidad y el cofre que contiene el equipo del Field Point. El fluido primario es vapor de agua que es suministrado por la caldera del laboratorio de Plantas Térmicas, el cual circulará por un sistema de tuberías y mangueras, el fluido secundario es aire de tiro forzado suministrado por las revoluciones de las aspas de los ventiladores que son regulados por un variador de velocidad (ALTIVAR 18).

## **2. OBJETIVOS:**

- Determinar el cambio de temperaturas, tanto para el fluido primario como para el secundario, dependiendo de la configuración y del régimen de operación de los ventiladores.
- Calcular el flujo de calor total y el coeficiente global de transferencia de calor (U), dependiendo en los diferentes tipos de configuraciones y de la graduación de la velocidad del aire suministrado al banco.
- Calcular el porcentaje de error entre los resultados teóricos y los resultados obtenidos en la práctica de laboratorio.

## **3. MARCO TEÓRICO**

### **3.1 Intercambiadores de calor aleteados**

Se usa cuando se necesita eliminar el calor a bajas temperaturas.

Puede ser utilizado como medio de enfriamiento: agua o aire

El uso de AIRE como medio de enfriamiento tiene las siguientes ventajas:

- Está siempre disponible
- Puede ser aplicado a bajas temperaturas
- No es corrosivo
- No causa incrustaciones en condiciones normales.

Pero se puede citar como desventajas:

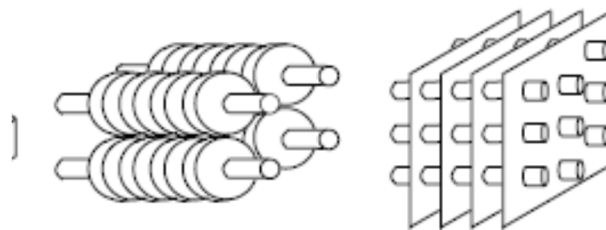
- Baja conductividad térmica
- Baja densidad
- Bajo calor específico
- Bajo coeficiente de transferencia de calor por convección
- Se requiere un mayor volumen para una cantidad dada de calor.

### 3.2 Configuración del material

- utilización de superficies aleteadas en los exteriores de los tubos para aumentar la área de transferencia
- forma geométrica de las aletas de los tubos debe ser largas y delgadas debido al volumen de aire que se mueve, combinada con poca pérdida de carga admisible
- grandes áreas de captación de aire hacia la atmósfera.

### 3.3 Análisis térmico de intercambiadores de calor compactos – con aletas

Intercambiadores de calor de tubos aleteados



Las aletas se colocan sobre la superficie expuesta al AIRE para incrementar el área superficial y disminuir la resistencia a la transferencia de calor por convección

$$q = UA\Delta T = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_i} + R_{cond} + \frac{1}{h_e}}$$

<R ⇒ >Q

- la conducción tiene muy poca influencia
- la convección gobierna

Con aletas:

$$q = hA_T\eta_s \cdot (T_b - T_f)$$

donde  $A_T$  = área total de transferencia de calor (área de la base sin aletas  $A_b$  + área de las aletas  $A_a$ )

$$A_T = A_b + A_a$$

$\eta_s$  = eficiencia de la superficie aletada (arreglo de aletas + área de la base donde se encuentran)

$T_b - T_f$  = diferencia de temperatura entre la base y el fluido

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_i(A_i\eta_{si})} + \frac{R_{fi}}{(A_i\eta_{si})} + R_{cond} + \frac{1}{h_e(A_e\eta_{se})} + \frac{R_{fe}}{A_e\eta_{se}}}$$

$$\eta_s = \frac{q_T}{hA_T(T_b - T_f)} = \frac{(q_b + q_a)}{q_{max}}$$

$$\eta_s = 1 - \frac{A_a}{A_T}(1 - \eta_a)$$

$\eta_a$  = eficiencia de la aleta, a partir de ecuaciones y gráficos.

Para un caso general de convección se pueden utilizar:

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$$

Donde  $L_c$  es la longitud y el parámetro  $m$  es dado por:

$$m = \sqrt{\frac{h_e P}{kA}}, \text{ siendo } P \text{ el perímetro, } A \text{ es el área de la sección}$$

transversal,  $k$  la conductividad térmica del material de la aleta y  $h_e$  el coeficiente de transferencia de calor del fluido externo. O bien puede ser reducido a:

$$m = \left(\frac{2h}{kt}\right)^{1/2}$$

Donde  $t$  es el espesor de aleta.

#### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo del fluido en contacto con las aletas - $h_e$

El  $h_e$  es obtenido a través del factor de Colburn  $j_h$ , ó:

$$J_h = \frac{h_e}{G C_p} Pr^{2/3} \quad (1)$$

Donde  $Pr$  es el número adimensional de Prandtl ( $Pr = c_p \mu / k$ ),  $G$  es el flujo másico en  $\text{kg/m}^2$  y  $c_p$  el calor específico del fluido.

El factor de Colburn,  $j_h$ , puede ser encontrado a través de gráficos para geometrías específicas (figuras 11.20 y 11.21 de Incropera) o a través de correlaciones. De una forma u otra depende del número adimensional de Reynolds, o bien:

$$\text{Re} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (2)$$

Flujo másico máximo - G

$$G = \rho V_{\max}$$

Donde  $V_{\max}$  es la velocidad media del fluido a través de la sección más estrecha, es decir, la superficie mínima de flujo.

En las condiciones de régimen constante estacionario  $\dot{m}_e = \dot{m}_s$ , ó bien,

$$\rho_e V A_{fr} = \rho V_{\max} A_{\min}$$

Considerando que la densidad no varía, el producto de la velocidad del flujo de aire ( $V$ ) y el área frontal ( $A_{fr}$ ), por tanto, debe ser igual a la velocidad del flujo dentro del intercambiador de calor ( $V_{\max}$ ) y el área mínima de flujo ( $A_{\min}$ ).

Así, la  $V_{\max}$  es:

$$V_{\max} = V \frac{A_{fr}}{A_{\min}}$$

$A_{fr}$  = área frontal del intercambiador de calor

$A_{\min}$  = área mínima de libre flujo a través de las aletas que está en los espacios transversales a la corriente del fluido

Y  $G$  es:

$$G = \rho V \frac{A_{fr}}{A_{\min}}$$

La relación entre  $A_{\min}$  y el  $A_{\text{frontal}}$  se proporciona generalmente en las figuras para cada configuración, o bien:

$$\sigma = \frac{A_{\min}}{A_{fr}}$$

Por tanto:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (3)$$

### Diámetro hidráulico

$$D_h = 4 \cdot \frac{L \cdot A_{\min}}{A_T} \quad (4)$$

De esta forma, el Reynolds viene dado por:

$$Re = \frac{D_h \dot{m}}{\mu \sigma A_{fr}} \quad (5)$$

Para algunas configuraciones de intercambiadores de calor con aletas se disponen de figuras que además de las curvas de Jh en función de Re ofrecen algunas informaciones referentes a la geometría, por ejemplo:

- diámetro externo, paso entre aletas, espesor de aleta, etc.
- $\sigma = A_{\min} / A_{\text{frontal}}$
- $D_h$  = diámetro hidráulico del canal de flujo (mm)
- Compacticidad  $\alpha$  = área de T.C. total / volumen del I.C. ( $\text{m}^2 / \text{m}^3$ )
- $A_a / A_T$  = área de las aletas / área total del intercambiador de calor

La compacticidad  $\alpha$ , se utiliza para determinar el volumen del intercambiador de calor una vez conocida el área de superficie de transferencia de calor ( $A_T$ ).

El volumen mínimo de paso libre de corriente está dado por  $L \times A_{\min}$ , donde L es la longitud de la ruta del fluido en el núcleo del intercambiador.

#### **4. EQUIPOS UTILIZADOS**

##### **Equipos de proceso**

- 2 intercambiadores de calor (radiadores)
- 4 ventiladores de motor asíncrono trifásico
- Juego de mangueras tipo R1
- Juego de conectores (uniones en T y racores)
- Variador de velocidad ALTIVAR 18
- 7 termocuplas tipo J
- Anemómetro
- Cronómetro

##### **Equipo de monitoreo**

- Módulo de red FP - 1000
- Módulo de termocupla FP - TC - 120
- Fuente de voltaje de 12 V C.C.
- Extensión serial RS232
- Computador (software de monitoreo)

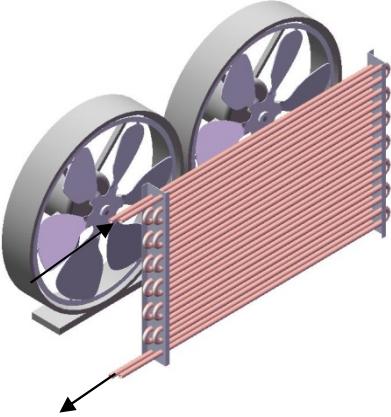
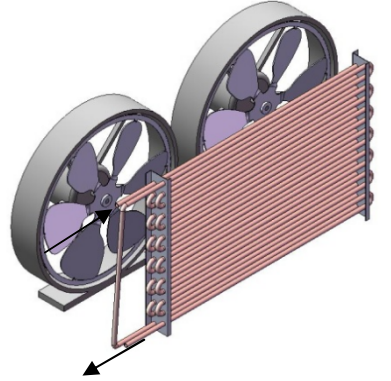
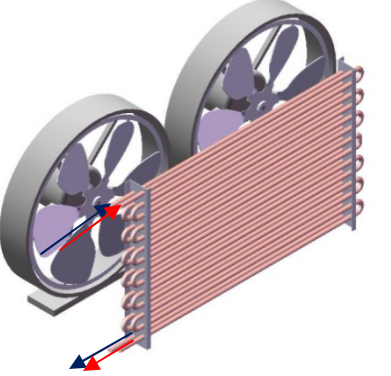
##### **Especificaciones de los intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor empleados para la práctica son totalmente idénticos, es decir, en cuanto a sus dimensiones físicas, número de filas, número de tubos por filas, número de aletas y material para tubos y aletas no existen diferencia alguna, como es mostrada en la siguiente tabla.

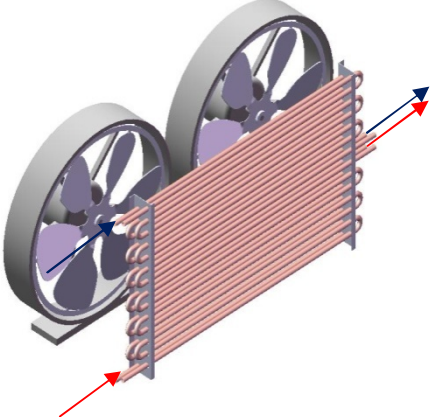
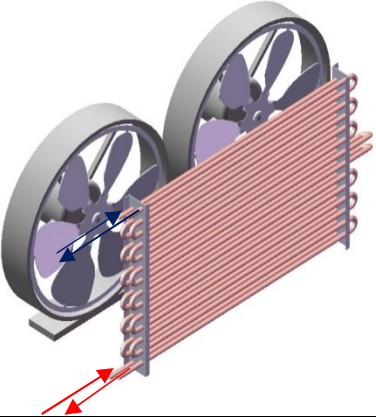
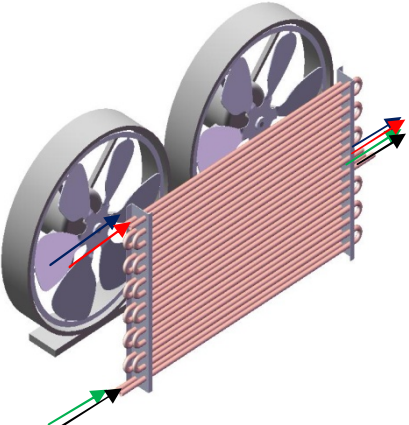
**TABLA DE ESPECIFICACIONES**

CONCEPTO	NOMENCLATURA	DIMENSIONES	
		SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
NÚMERO DE FILAS	NF	2	2
NÚMERO DE TUBOS POR FILA	NTF	14	14
PASO DE ALETAS	FP	433 f/m	11 f/in
LONGITUD DE LOS TUBOS	L	0.5842 m	23 in
DIÁMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS	De	9.525 E-3 m	0.375 in
DIÁMETRO INTERIOR DE LOS TUBOS	Di	8 E-3 m	0.315 in
PASO LONGITUDINAL ENTRE TUBOS	Sl	0.0254 m	1 in
PASO TRANSVERSAL ENTRE TUBOS	St	0.254 m	1 in
ESPESOR DE LAS ALETAS	$\Delta a$	2.54 E-4 m	0.01 in
ÁREA EXTERNA DEL TUBO SIN ALETAS	$A_b$	0.4356 m <sup>2</sup>	675.25 in <sup>2</sup>
ÁREA DE LAS ALETAS	$A_a$	8.131 m <sup>2</sup>	12604.5 in <sup>2</sup>
ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	$A_T$	8.5666 m <sup>2</sup>	13279.7 ft <sup>2</sup>
ÁREA DE MÍNIMA DE LIBRE FLUJO	$A_{min}$	0.1152 m <sup>2</sup>	178.56 in <sup>2</sup>
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS TUBOS	$k_t$	386 W/m K	0.743 BTU/ h ft °F
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LAS ALETAS	$k_a$	237 W/m K	0.392 BTU/ h ft °F

**TABLA DE CONFIGURACIONES PARA EL MODULO #1**

Configuración	Detalle	Dibujo
1	Emplea una fila de tubos con una entrada y una salida de vapor	 <p>The diagram shows a 3D perspective of a tube bundle with two fans. A single red arrow points into the bundle from the left, and another single red arrow points out from the bottom right. The bundle consists of a single row of red tubes.</p>
2	Emplea las dos filas de tubos con una entrada y una salida para el vapor	 <p>The diagram shows a 3D perspective of a tube bundle with two fans. A single red arrow points into the bundle from the left, and another single red arrow points out from the bottom right. The bundle consists of two rows of red tubes.</p>
3	Emplea las dos filas de tubos con dos entradas y dos salidas para el vapor	 <p>The diagram shows a 3D perspective of a tube bundle with two fans. Two red arrows point into the bundle from the left, and two red arrows point out from the bottom right. The bundle consists of two rows of red tubes.</p>

**TABLA DE CONFIGURACIONES PARA EL MODULO #2**

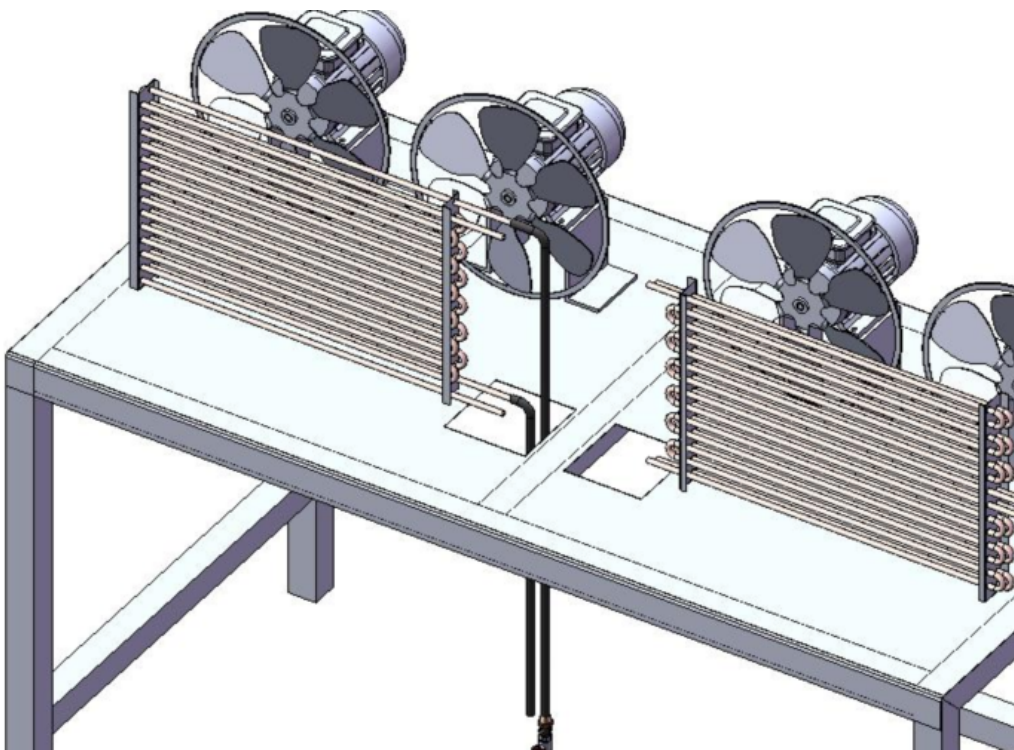
Configuración	Detalle	Dibujo
4	<p>Emplea una fila de tubos con dos entradas y dos salidas de vapor</p>	
5	<p>Emplea las dos filas de tubos con dos entradas y dos salidas para el vapor</p>	
6	<p>Emplea las dos filas de tubos con cuatro entradas y cuatro salidas para el vapor</p>	

## 5. PROCEDIMIENTO

Para la realización de las distintas pruebas a llevarse a cabo para cada una de las configuraciones mostradas en este manual, se dará a continuación una breve descripción para cada configuración y los pasos a seguirse para la correcta operación de cada una de ellas

### a. Configuración #1

La descripción de esta configuración consiste básicamente en transportar el flujo de vapor tan solo por la primera fila de tubos (la más próxima a los ventiladores) en el intercambiador #1, y evaluar el comportamiento de transferencia de calor de este, variando tanto el flujo de vapor suministrado por la caldear como el flujo volumétrico de aire derivado de las revoluciones de los ventiladores en funcionamiento. Esta configuración se caracteriza por tener tan solo un circuito (lazo de derivación) recorriendo el intercambiador.



### **Técnica de operación**

1. Conectar una manguera proveniente de la entrada de vapor a la terminal más próxima a los ventiladores, del mismo modo llevar otra manguera al depósito de condensados.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 1, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

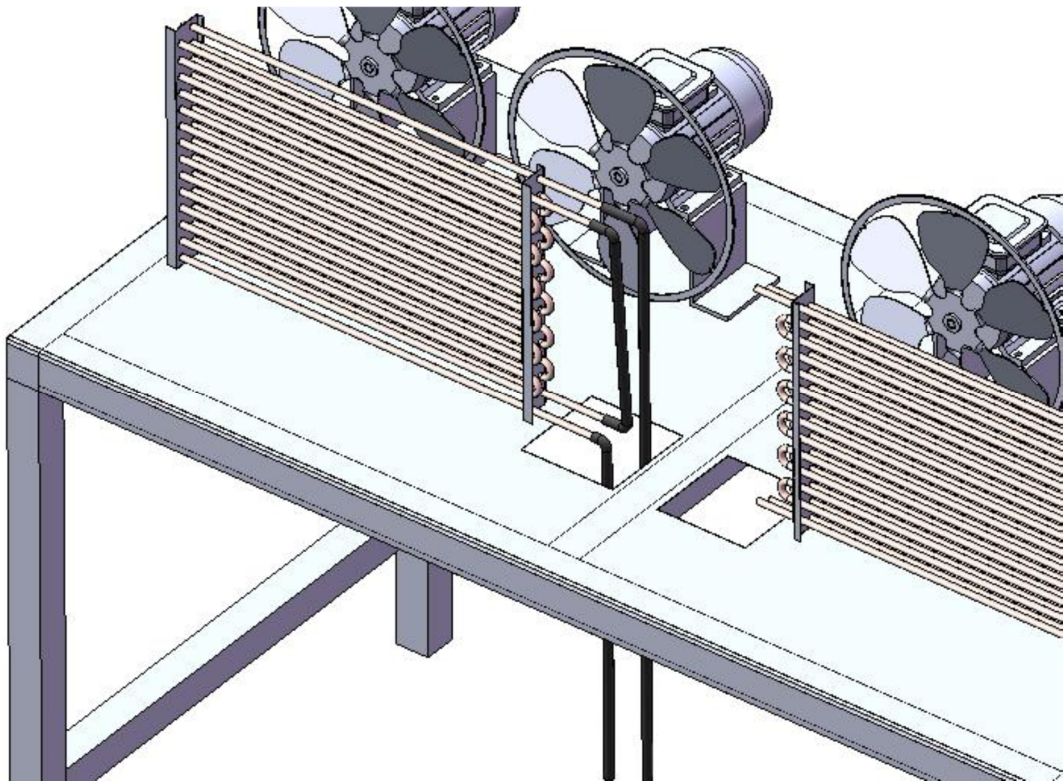
**Tabla de toma de datos experimentales**

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

### b. Configuración #2

La descripción de esta configuración consiste en transportar el flujo de vapor al interior del intercambiador 1, primero haciendo pasar por la primera fila de tubos (la más próxima a los ventiladores) y luego conectarlo a la siguiente fila de tubos, de esta manera tendremos una configuración de 2 filas conectadas en serie, para luego evaluar el comportamiento de transferencia de calor en esta configuración, variando tanto el flujo de vapor suministrado por la caldeara, como el flujo volumétrico de aire derivado de las revoluciones de los ventiladores en funcionamiento. Esta configuración se caracteriza por tener tan solo un circuito (lazo de derivación) recorriendo el intercambiador.



### **Técnica de operación**

1. Hacer las conexiones de mangueras tal como ha sido mostrada en la figura anterior.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 1, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor de la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

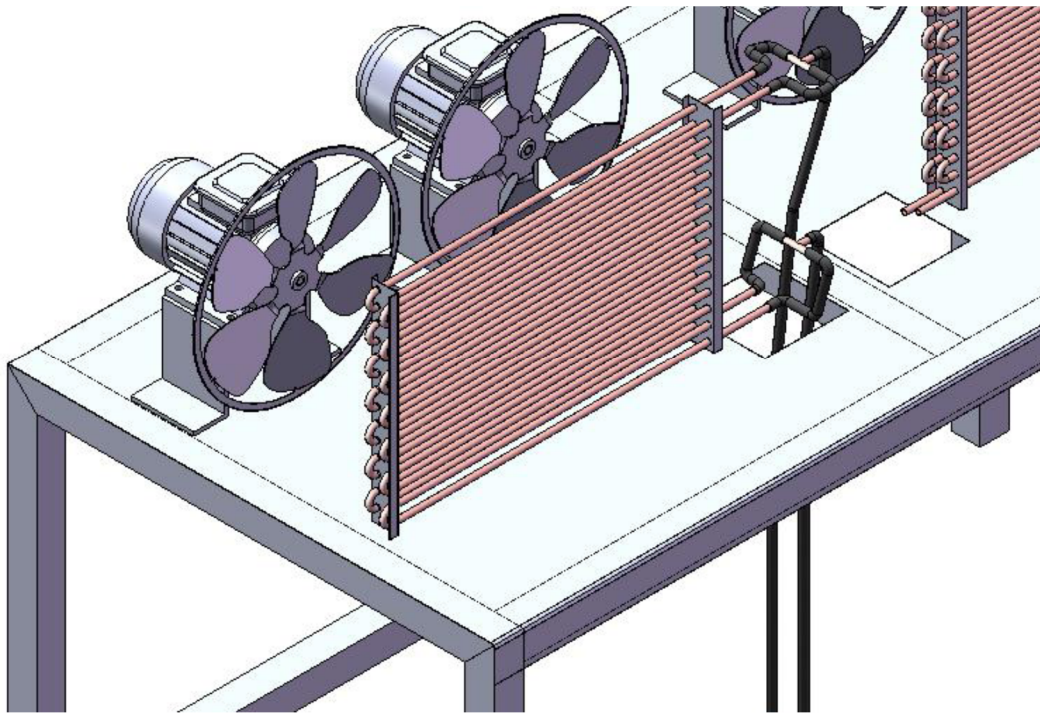
**Tabla de toma de datos experimentales**

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

### c. Configuración #3

La descripción de esta configuración consiste en conectar la línea de entrada del vapor al intercambiador 1, ramificándolo hacia las entradas de cada una de las dos filas del intercambiador, para luego volverla a unificarla a la salida de cada una de las filas de tubos, obteniendo de esta manera una configuración de dos filas conectadas en paralelo.



### **Técnica de operación**

1. Hacer las conexiones de mangueras tal como ha sido mostrada en la figura anterior.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 1, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor de la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

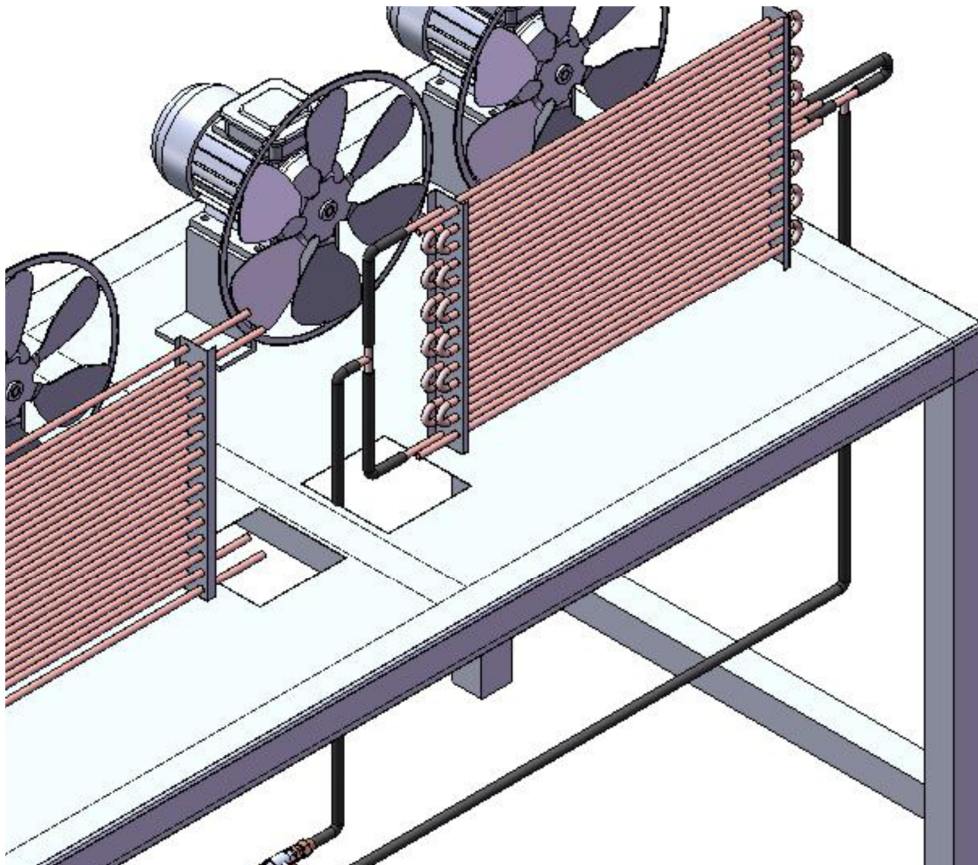
**Tabla de toma de datos experimentales**

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} [\text{m/s}]$	$T_{a1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{a2} [^{\circ}\text{C}]$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} [\text{m/s}]$	$T_{a1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{a2} [^{\circ}\text{C}]$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

#### d. Configuración #4

Para esta configuración se conecta la línea de entrada del vapor a los dos terminales de la primera fila que estén más próximos a los ventiladores del intercambiador 2, ramificando el fluido en dos circuitos al interior de esta fila, para luego conectarlos a la salida hacia el tanque de condensados, por lo tanto, se emplea una sola fila de tubos con dos circuitos recorriéndola.



### **Técnica de operación**

1. Hacer las conexiones de mangueras tal como ha sido mostrada en la figura anterior.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 2, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor de la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

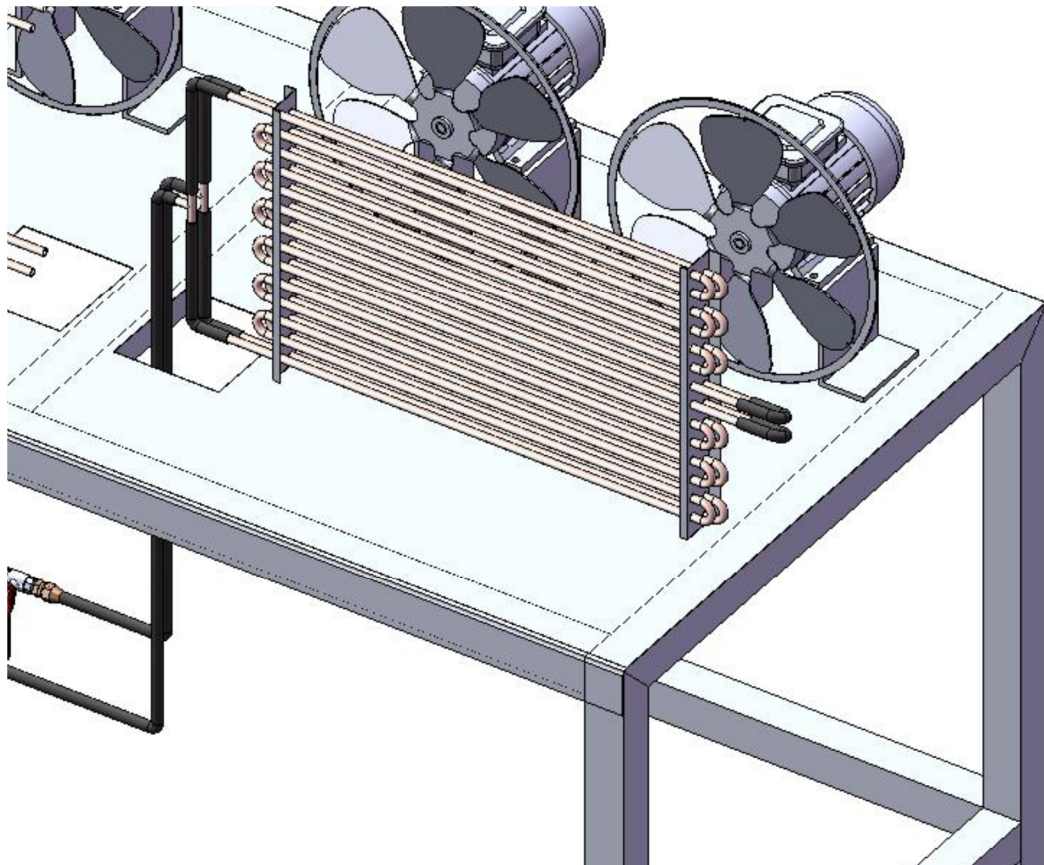
**Tabla de toma de datos experimentales**

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} [\text{m/s}]$	$T_{a1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{a2} [^{\circ}\text{C}]$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} [\text{m/s}]$	$T_{a1} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{a2} [^{\circ}\text{C}]$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

### e. Configuración #5

La descripción de esta configuración consiste en dividir la línea de entrada de vapor hacia las terminales de la fila próxima a los ventiladores del intercambiador 2, haciendo su recorrido luego hacia la fila 2, conectándolas por medio de mangueras para finalmente conectar las salidas en los terminales de la fila 2, hacia la tubería que culmina en el tanque de condensados.



### **Técnica de operación**

1. Hacer las conexiones de mangueras tal como ha sido mostrada en la figura anterior.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 2, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor de la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

**Tabla de toma de datos experimentales**

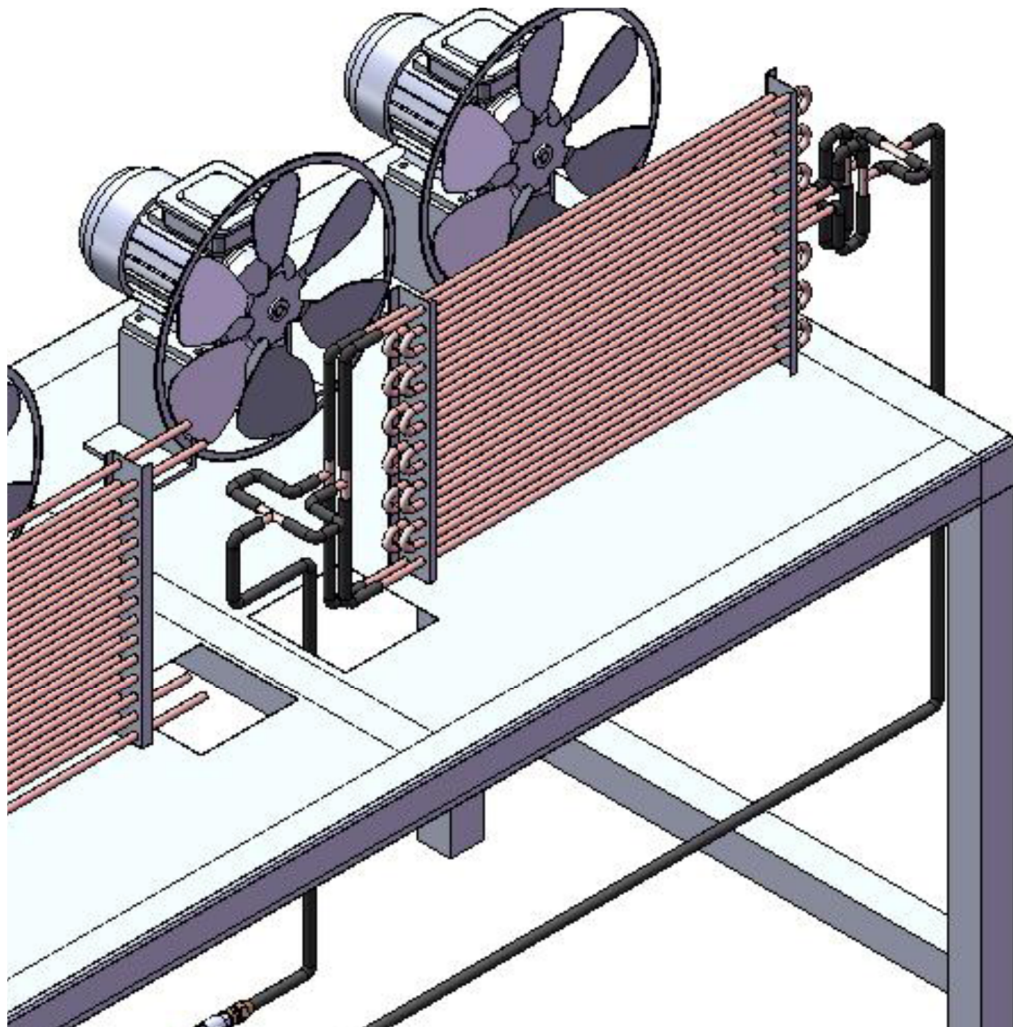
<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

#### f. Configuración #6

La descripción de esta configuración consiste en conectar la línea de entrada de vapor a los cuatro terminales del intercambiador 2, ubicados hacia el interior del banco, y luego conectar los cuatro terminales para la salida ubicados en la parte opuesta a los conectores de entrada, para finalmente conectarlos a la tubería de salida de condensados.

Esta configuración se distingue por emplear las dos filas de tubos, derivándose el fluido interno en cuatro circuitos.



### **Técnica de operación**

1. Hacer las conexiones de mangueras tal como ha sido mostrada en la figura anterior.
2. Verificar el correcto ajuste de manguera y demás elementos con el fin de evitar fugas.
3. Identificar las termocuplas habilitadas para esta configuración en especial y conéctelas en forma correcta al modulo de termocuplas para hacer sus respectivas lecturas.
4. Purgar la línea de vapor proveniente de la caldera, eliminando el posible condensado que exista en ella, abriendo la válvula de purga.
5. Energizar el banco a la toma de corriente de 220 V y verificar el correcto funcionamiento del variador de velocidad.
6. Poner en marcha el accionar de los ventiladores colocando la manija del selector para la operación del intercambiador de calor en 2, y graduar la velocidad de los ventiladores a una velocidad de mediana marcha.
7. Determinar por medio de un anemómetro la velocidad media del aire a la entrada del intercambiador.
8. Conectar la línea de vapor de la caldera al intercambiador y permitir el paso al flujo de vapor abriendo la válvula cuando se alcance una presión manométrica alrededor de los 25 PSI.
9. Registrar los valores de temperatura que ofrecen las termocuplas y promediar estos valores.
10. Cuantificar el gasto volumétrico del condensado
11. Incrementar las revoluciones de los ventiladores hasta que estos alcancen a trabajar a régimen máximo y cuantificar la velocidad del aire.
12. Repetir el paso 9.
13. Repetir el paso 10.

**Tabla de toma de datos experimentales**

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

<b>VAPOR</b>	$P_{\text{VAPOR}} = 25 \text{ PSI}$		$T_{\text{VAPOR}} =$
<b>AIRE</b>	$V_{\text{aire}} \text{ [m/s]}$	$T_{a1} \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{a2} \text{ [}^\circ\text{C]}$
	1		
	2		
	3		
<b>CONDENSADO</b>	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
	$W_{\text{condensado}} =$		
<b>TUBOS</b>	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		
	$T_{\text{pared}} =$		

## ANEXO B. MANUAL DEL VARIADOR DE VELOCIDAD ALTIVAR 18

Guide d'exploitation  
User's manual  
Bedienungsanleitung  
Guía de explotación

# Altivar 18 Telemecanique

variateurs de vitesse pour  
moteurs asynchrones,  
variable speed controllers  
for asynchronous motors,  
Frequenzumrichter  
für Drehstrom-Asynchronmotoren,  
variadores de velocidad  
para motores asíncronos.



GROUPE SCHNEIDER

■ Merlin Gerin ■ Modicon ■ Square D ■ Telemecanique

## Verificaciones preliminares

Sacar el Altivar 18 de su embalaje, y verificar que no ha sido dañado durante el transporte. Asegurarse de que la referencia del variador escrita en la etiqueta está conforme con el albarán de entrega correspondiente al pedido.

## Elección del variador

Red	Corriente de línea (1)		Potencia indicada en la placa		Altivar 18			Referencia	Peso
	a U1	a U2	kW	HP	Corriente de salida permanente	Corriente transitoria máx. (2)	Potencia disipada a carga nominal		
U1...U2	A	A	kW	HP	A	A	W		kg
200...240 50/60 Hz monofásica	4,4	3,9	0,37	0,5	2,1	3,1	23	ATV-18U09M2	1,5
	7,6	6,8	0,75	1	3,6	5,4	39	ATV-18U18M2	1,5
	13,9	12,4	1,5	2	6,8	10,2	60	ATV-18U29M2	2,1
	19,4	17,4	2,2	3	9,6	14,4	78	ATV-18U41M2	2,8
200...230 50/60 Hz trifásica	16,2	14,9	3	–	12,3	18,5	104	ATV-18U54M2	3,3
	20,4	18,8	4	5	16,4	24,6	141	ATV-18U72M2	3,3
	28,7	26,5	5,5	7,5	22	33	200	ATV-18U90M2	7,8
	38,4	35,3	7,5	10	28	42	264	ATV-18D12M2	7,8
380...460 50/60 Hz trifásica	2,9	2,7	0,75	1	2,1	3,2	24	ATV-18U18N4	2
	5,1	4,8	1,5	2	3,7	5,6	34	ATV-18U29N4	2,1
	6,8	6,3	2,2	3	5,3	8	49	ATV-18U41N4	3,1
	9,8	8,4	3	–	7,1	10,7	69	ATV-18U54N4	3,3
	12,5	10,9	4	5	9,2	13,8	94	ATV-18U72N4	3,3
	16,9	15,3	5,5	7,5	11,8	17,7	135	ATV-18U90N4	8
	21,5	19,4	7,5	10	16	24	175	ATV-18D12N4	8
31,8	28,7	11	15	22	33	261	ATV-18D16N4	12	
	42,9	38,6	15	20	29,3	44	342	ATV-18D23N4	12

(1) Valor típico sin inductancia adicional.

(2) Durante 60 segundos.

*El Altivar 18 ha sido diseñado para alimentar motores con una potencia adaptada a cada uno de sus calibres.*

## Características técnicas

### Entorno

Grado de protección	IP31 IP20 sin la tapa de la parte superior del capó
Resistencia a las vibraciones y a los choques según EN50178	0,8 gn de 10 a 50 Hz 2 gn de 50 a 150 Hz
Contaminación ambiente máxima	Grado 2 según IEC684. Proteger el variador del polvo, de los gases corrosivos, de las proyecciones de líquidos...
Humedad relativa máxima	93 % sin condensación ni goteo. Si hay riesgo de condensación prever un sistema de calentamiento
Temperatura del aire ambiente en el entorno del aparato según EN50178	Para almacenamiento: - 25 °C a + 65 °C Para funcionamiento: - 10 °C a + 40 °C sin desclasificación, con tapa superior - 10 °C a + 50 °C sin desclasificación, sin tapa superior
Altitud máxima de utilización	1000 m sin desclasificación. Más allá desclasificar la corriente de un 3 % por cada 1000 m suplementarios

### Características eléctricas

Alimentación	Tensión	- monofásica : 200 V - 15 % a 240 V + 10 % - trifásica: . 200 V - 15 % a 230 V + 10 % . 380 V - 15 % a 460 V + 10 %
	Frecuencia	50/60 Hz ± 5 %
Tensión de salida		Tensión máxima igual a la tensión de alimentación
Gama de frecuencia a la salida		0,5 a 320 Hz
Corriente transitoria máxima		150 % de la corriente nominal del variador durante 60 segundos
Par de frenado		30 % del par nominal del motor sin resistencia de frenado (valor típico). Hasta 150 % con resistencia de frenado opcional
Resolución en frecuencia		- Display : 0,1 Hz - Entradas analógicas: 0,1 Hz para 100 Hz máx.
Frecuencia de corte		Ajustable de 2,2 a 12 kHz
Protecciones y seguridades del variador		- Aislamiento galvánico entre potencia y control (entradas, salidas, fuentes) - Protección contra cortocircuitos : . de las fuentes internas disponibles . entre las fases de salida U - V - W . entre las fases de salida y la tierra para los calibres 5,5 a 15 kW - Protección térmica contra calentamientos excesivos y sobrecorrientes - Seguridades contra subtensión y sobretensión de red - Seguridades contra sobretensiones en el frenado
Protección del motor		Protección integrada en el variador por cálculo de $I^2t$

## Compatibilidad electromagnética

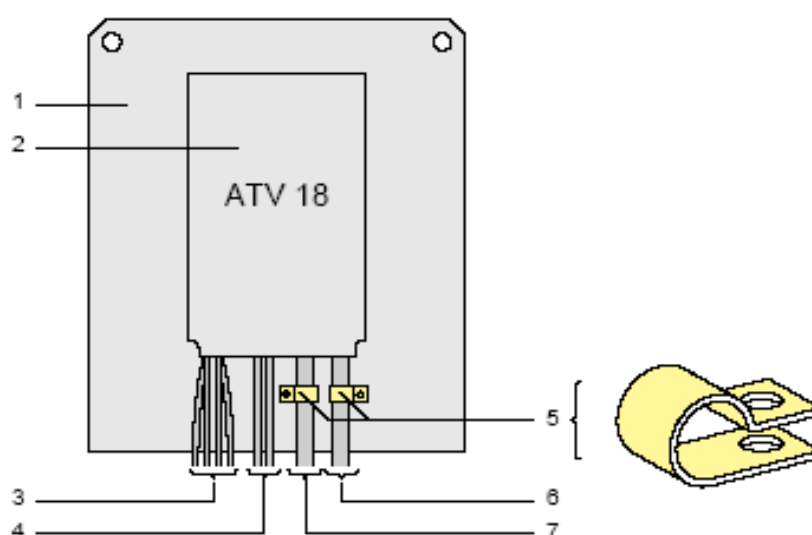
---

**Instalación :** para respeto de las normas EN55011 clase A, EN61800-3, IEC1800-3.

### Reglas generales

- Equipotencialidad en "alta frecuencia" de las masas entre el variador, el motor y las pantallas de los cables.
- Utilización de cables apantallados con pantallas conectadas a masa sobre 360° en ambos extremos para el cable motor y los cables de control. Esta pantalla puede realizarse sobre una parte del recorrido mediante tubos o canaleta metálicos a condición de que no haya discontinuidades.

### Plano de instalación



- 1- Pletina de chapa sin pintar, con tratamiento anticorrosión conductor (plano de masa). Puede utilizarse una chapa pintada a condición de asegurar un buen contacto eléctrico de la superficie de apoyo y de fijación con 2 y 5.
- 2- El Altivar 18 directamente fijado sobre la pletina (equipotencialidad de las masas).
- 3- Hilos o cable de alimentación no apantallados, conexión eventual hacia la inductancia de la línea.
- 4- Hilos no apantallados para la salida de los contactos del relé de seguridad.
- 5- Fijación y puesta a masa de las pantallas de los cables 6 y 7 lo más cerca posible del variador :
  - descubrir las pantallas,
  - utilizar collares de dimensiones apropiadas sobre las partes descubiertas de las pantallas, para su fijación a la chapa,
  - tipos de collares: metálicos inoxidables.Las pantallas deben apretarse suficientemente sobre la chapa para que los contactos sean buenos.
- 6- Cable apantallado para la conexión del motor con pantalla conectada a masa en los dos extremos. Esta pantalla no debe ser interrumpida y en caso de utilización de borneros intermedios estos deberán estar en un cajetín metálico blindado CEM.
- 7- Cable apantallado para conexión del control.  
Para las utilizaciones que necesiten muchos conductores, habrá que utilizar secciones pequeñas (0,5 mm<sup>2</sup>). La pantalla deberá conectarse a masa en los dos extremos. Esta pantalla no debe ser interrumpida y en caso de utilización de borneros intermedios estos deben estar en un cajetín metálico blindado CEM.

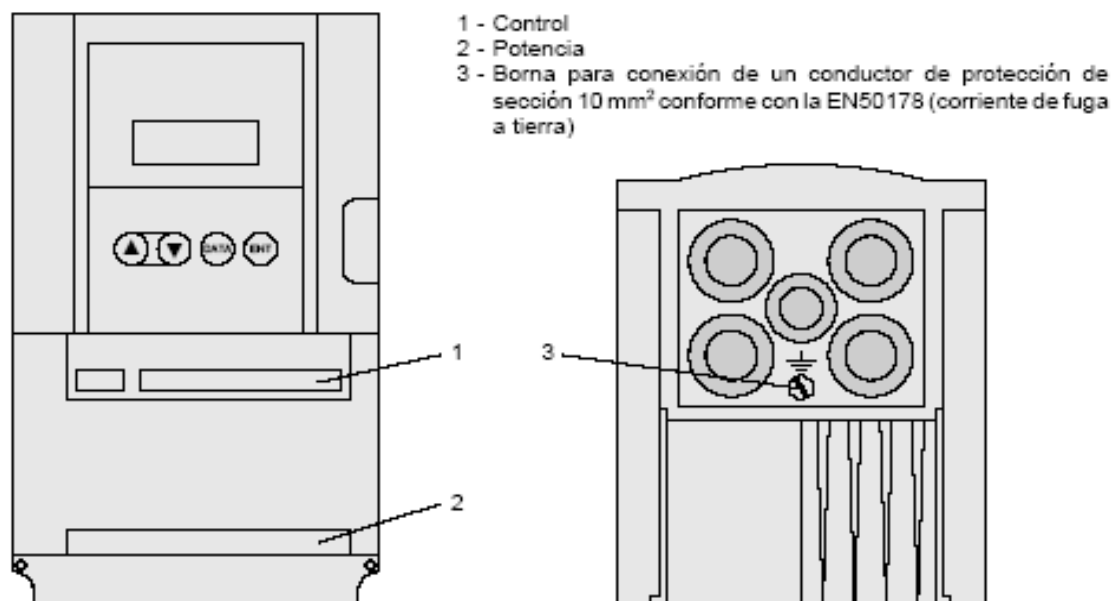
**Nota:** La conexión equipotencial en AF de las masas entre el variador, el motor y las pantallas de los cables no dispensa de conectar los conductores de protección PE (amarillo-verde) a las bornas previstas a este efecto en cada uno de los aparatos.

## Acceso a los borneros - Borneros de potencia

### Acceso a los borneros

Para acceder a los borneros, quitar la tapa fijada por 2 tornillos.

**Emplazamiento de los borneros :** en la parte inferior del Altivar.



Los variadores disponen de tapas "pasa-cables" metálicas con orificios dotados de tapones de caucho perforables para el paso y la protección de los cables. En estas tapas metálicas, pueden montarse prensaestopas metálicos CEM.

### Borneros de potencia

#### Características de las bornas

Altivar ATV-18	Capacidad máxima de conexionado		Par de apriete en Nm
	AWG	mm <sup>2</sup>	
U09M2, U18M2	AWG14	2,5	1
U29M2, U41M2 U54M2, U72M2 U18N4, U29N4 U41N4, U54N4 U72N4	AWG10	6	1,2
U90M2, D12M2, U90N4, D12N4	AWG8	10	2,4
D18N4, D23N4	AWG8	16	4

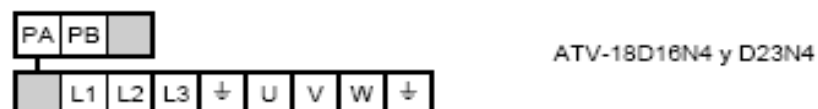
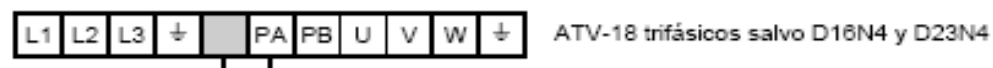
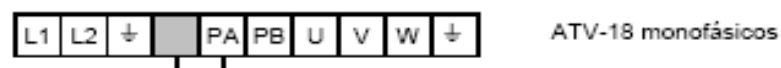
## Borneros de potencia

---

### Función de las bornas

Bornas	Función	Para Altivar ATV-18
L1 L2	Alimentación de potencia	Todos los calibres
L3		Trifásicos unicamente
⌵	Borna de masa del Altivar	Todos los calibres
	No utilizar	Todos los calibres
PA PB	Salida hacia la resistencia de frenado	Todos los calibres
U V W	Salidas hacia el motor	Todos los calibres
⌵	Borna de masa del Altivar	Todos los calibres

### Disposición de las bornas



## Bornero de control

Capacidad máxima de conexionado: 1,5 mm<sup>2</sup>, AWG16.

Par de apriete: 0,5 mN

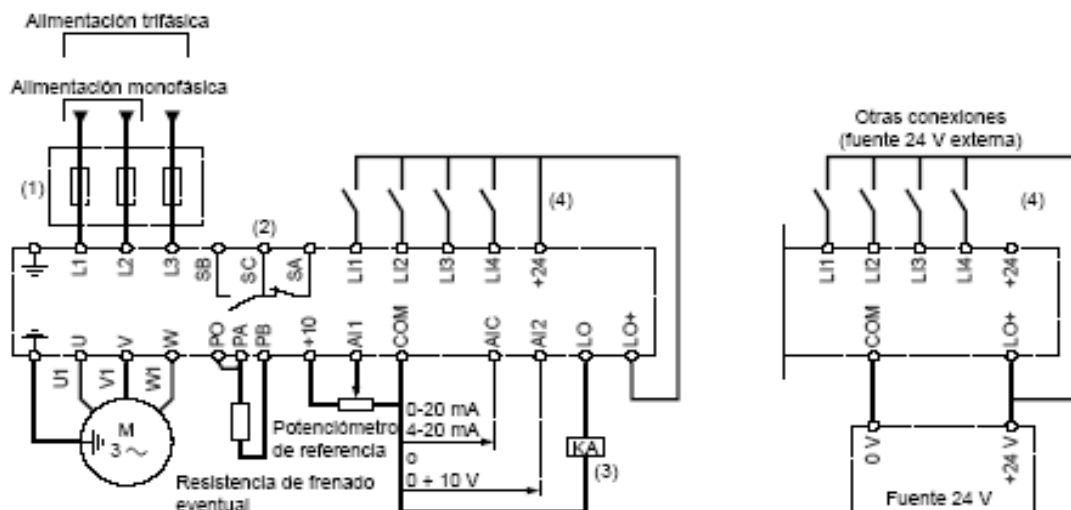
Configuración del variador según preajuste de fábrica.

Bornero de control aislado galvánicamente de la potencia.

Borna	Función	Características
SA SC SB	Contacto NA ó NC del relé de seguridad. Cerrado para variador bajo tensión, sin fallo	Poder de conmutación de los contactos: - mín. 10 mA para 5 V $\overline{\text{---}}$ - máx. sobre carga inductiva ( $\cos \varphi$ 0,4, L/R 7 ms) 1,5 A para 250 V $\sim$ y 1,5 A para 30 V $\overline{\text{---}}$
+10	Alimentación para potenciómetro de consigna 1 a 10 k $\Omega$	10 V $\begin{matrix} +15\% \\ \rightarrow 0 \end{matrix}$ 10 mA máx., protegidos
AI1	Consigna de velocidad en tensión	Entrada analógica 0 + 10 V impedancia 30 k $\Omega$
AI2 o AIC	Consigna en tensión o Consigna en corriente, sumatoria de AI1	Entrada analógica 0 + 10 V impedancia 30,56 k $\Omega$ o entrada analógica 0 - 20 mA (preajuste de fábrica) ó 4 - 20 mA, impedancia 400 $\Omega$ AI2 o AIC son asignables. No utilizarlas simultáneamente.
COM	Común para entradas lógicas y analógicas y salida lógica	
LI1 LI2 LI3 LI4 } }	Mando de sentido directo Mando de sentido inverso Velocidades preseleccionadas	Entradas lógicas impedancia 3,5 k $\Omega$ Alimentación + 24 V (máx. 30 V) Estado 0 si < 5 V, estado 1 si > 11 V LI2, LI3, LI4 son asignables
+ 24	Alimentación de las entradas y salidas lógicas	+ 24 V protegidos, consumo máx. 100 mA
LO+	Alimentación de la salida lógica	A conectar al + 24 V internos o al + 24 V (máx. 30 V) de una alimentación externa
LO	Referencia de velocidad alcanzada	Salida lógica compatible API (colector abierto) + 24 V máx. 20 mA con fuente interna ó 200 mA con fuente externa. LO es asignable.

# Esquema de conexionado

## Esquema de conexionado para preajuste de fábrica



- (1) Inductancia de línea eventual (1 fase o 3 fases).
- (2) Contactos del relé de seguridad, para señalar a distancia el estado del variador.
- (3) Relé o entrada del automático = 24 V.
- (4) + 24 V interno. En caso de utilización de una fuente externa de + 24 V, conectar el 0 V a la borna COM, y no utilizar la borna + 24 del variador.

**Nota:** Equipar con antiparásitos todos los circuitos inductivos a proximidad al variador o acoplados al mismo circuito (relés, contactores, electroválvulas,...)

## Elección de los componentes asociados

Ver catálogo Altivar 18.

## Precauciones de cableado

### Potencia

Respetar las secciones de los cables preconizadas por las normas.

El variador deberá conectarse imperativamente a tierra, con el fin de que esté en conformidad con las reglamentaciones relativas a corrientes de fuga elevadas (superiores a 3,5 mA). Una protección aguas abajo por disyuntor diferencial es desaconsejada debido a las componentes continuas que pueden ser generadas por las corrientes de fugas del variador. Si la instalación comporta varios variadores en la misma línea, conectar por separado cada variador a tierra. Si es necesario prever una inductancia de línea (consultar el catálogo).

Separar los cables de potencia de los circuitos con señales de bajo nivel de la instalación (detectores, autómatas programables, aparatos de medida, video, teléfono).

### Mando

Separar los circuitos de mando y los cables de potencia. Para los circuitos de mando y de consigna de velocidad, se recomienda utilizar cable apantallado y trenzado con un paso comprendido entre 25 y 50 mm uniendo la pantalla en cada extremo.

## Puesta en servicio

---

El Altivar está preajustado en fábrica para las condiciones de empleo más corrientes:

- aplicaciones de par constante.

### Preajustes

- Display: variador listo (en parada), frecuencia del motor (en marcha).
- Red: 50 Hz.
- Tensión del motor: 230 V ó 400 V, según modelo.
- Rampas: 3 segundos.
- Pequeña velocidad: 0 Hz - gran velocidad: 50 Hz.
- Ganancia del bucle de frecuencia: estándar.
- Corriente térmica del motor = corriente nominal del variador.
- Corriente de frenado por inyección en la parada = 0,7 corriente nominal del variador, durante 0,5 segundos.
- Funcionamiento a par constante, con control vectorial del flujo sin sensor.
- Entradas lógicas:
  - . 2 sentidos de marcha (LI1, LI2),
  - . 4 velocidades preseleccionadas (LI3, LI4) : 0 Hz, 5 Hz, 25 Hz, 50 Hz.
- Entradas analógicas:
  - . AI1: consigna velocidad 0 + 10 V,
  - . AI2 (0 + 10 V) o AIC (0, 20 mA) sumatoria de AI1.
- Salida lógica:
  - . LO: consigna de velocidad alcanzada.
- Adaptación de automática de la rampa de deceleración en caso de sobretensión en el frenado.
- Frecuencia de corte 4 kHz.

Si los valores arriba mencionados son compatibles con la aplicación, el variador puede utilizarse sin modificación de los ajustes.

Alimentación de potencia por contactor de línea:



- evitar las maniobras frecuentes del contactor KM1 (envejecimiento prematuro de los condensadores de filtrado) utilizar las entradas LI1 a LI4 para controlar el variador,
- en caso de ciclos < 60 s, estas disposiciones son imperativas, en caso contrario existe un riesgo de destrucción de la resistencia de carga.

### Ajustes de usuario y extensión de las funcionalidades

Si es necesario, el display y las teclas permiten la modificación de los ajustes y la extensión de las funcionalidades detalladas en las páginas siguientes. Existen dos niveles de acceso jerarquizados:

- nivel 1 : ajustes (configuración de base),
- nivel 2 : extensión de funcionalidades.

La vuelta a los ajustes de fábrica se puede realizar fácilmente.

Los parámetros son de tres tipos:

- visualización : valores indicados por el variador.
- ajuste : modificables en funcionamiento y en parada,
- configuración : solamente modificables en parada y sin frenado. Visualizables en funcionamiento.



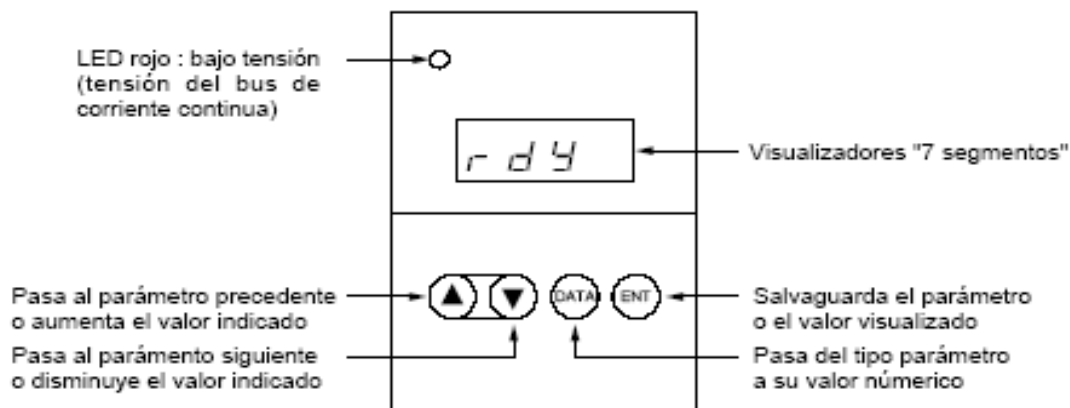
- asegurarse de que los cambios de ajuste en funcionamiento no presentan peligro; efectuarlos preferentemente a motor parado.

## Puesta en servicio

---

### Terminal integrado

#### Funciones de las teclas y del display



Indicación normal sin fallo y sin puesta en marcha.

- *l n i b* : Secuencia de inicialización.
- *r d y* : Variador listo.
- *y 3 0* : Indicación de la consigna de frecuencia.
- *d c b* : Frenado por inyección de corriente continua.
- *r b r y* : Rearranque automático en curso.

#### Utilización del terminal integrado

Desfile de los parámetros: Parámetro siguiente, Parámetro precedente

Indicación del valor del parámetro, de su estado o de su asignación:

Modificación del valor, del estado o de la asignación:



La acción sobre o no memoriza la selección.

Memorización, salvaguarda de la selección visualizada :

La memorización se acompaña de un parpadeo del display

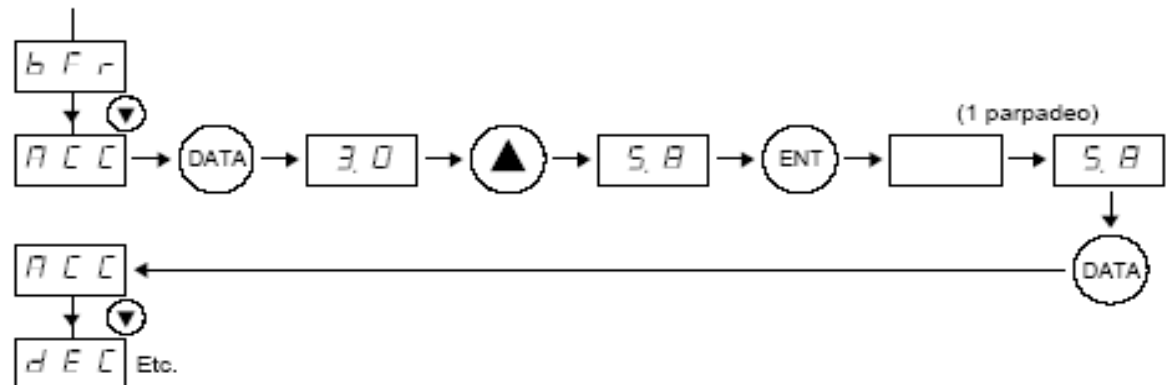
Retorno a los parámetros:

## Puesta en servicio

---

### Utilización del terminal integrado

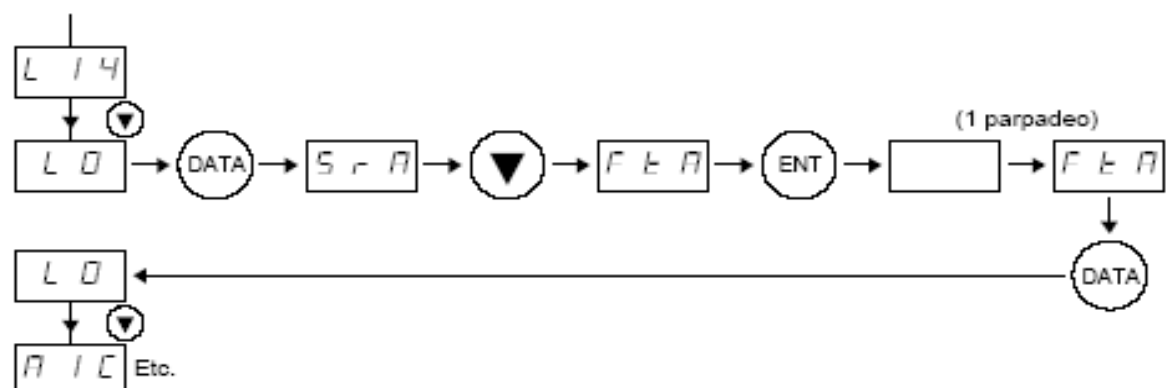
#### Ejemplo 1: ajuste de rampa



#### Ejemplo 2: acceso a los parámetros del segundo nivel

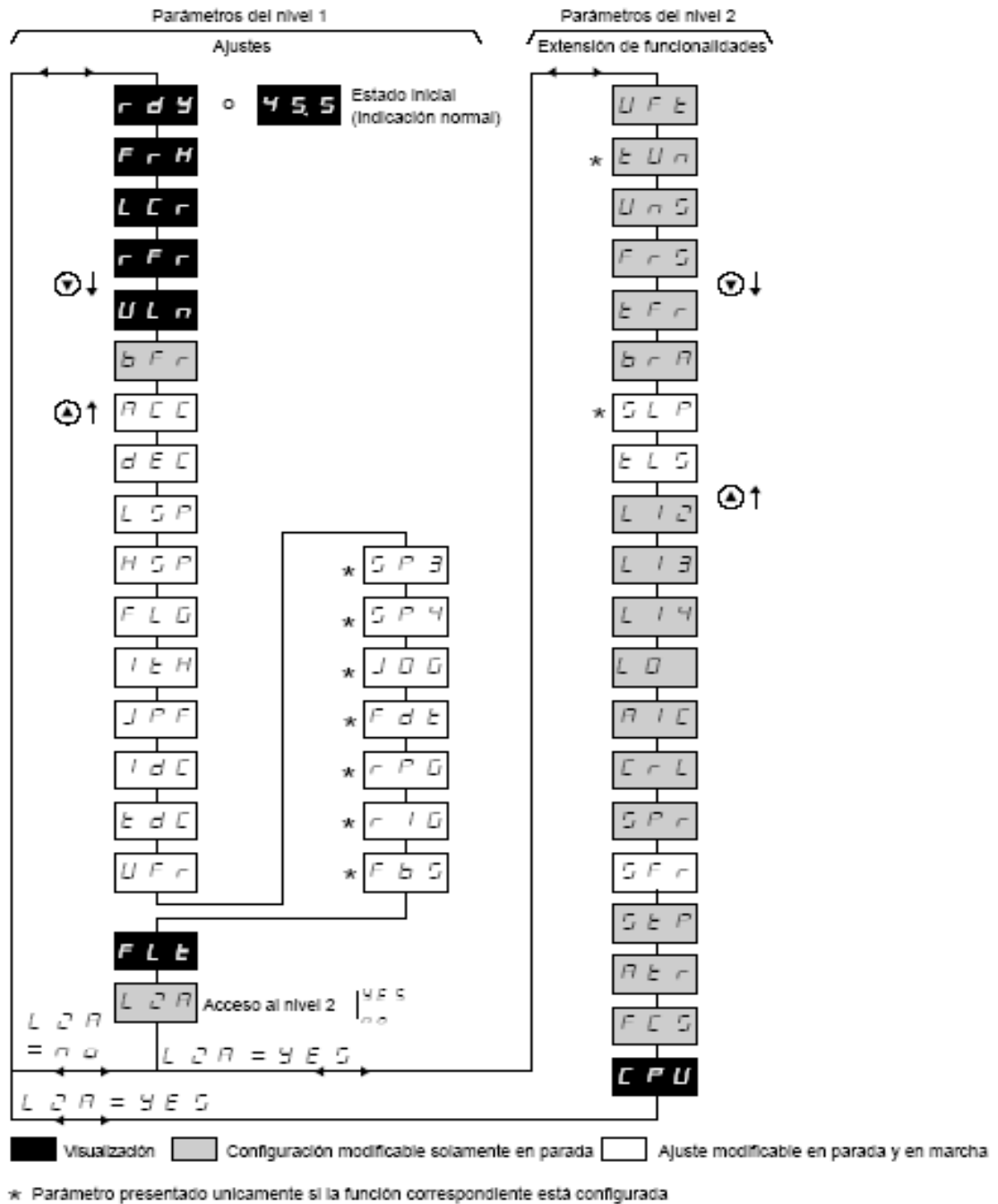


#### Ejemplo 3: configuración de la salida lógica



# Puesta en servicio

## Acceso jerarquizado a los parámetros



## Puesta en servicio

### Ajuste del variador (parámetros del nivel 1)

Código	Función	Preajuste de fábrica	Valor máx.	Valor mín.	Unidad	Resolución (incremento mín.)	Tipo
$r d \mathcal{Y}$	Variador listo						Visualización
$F r H$	Consigna en frecuencia } Elección del parámetro indicado en funcionamiento (1) Corriente motor } Frecuencia de rotación } Tensión de red }	$F r H$			Hz	0.1	Visualización
$L C r$					A	0.1	Visualización
$r F r$					Hz	0.1	Visualización
$U L r$					V	1	Visualización
$b F r$	Frecuencia de base. Elegir la misma frecuencia que la de la red  El valor de $b F r$ preajusta a la frecuencia y la tensión nominales del motor a los valores siguientes: ATV18...M2 : - $b F r = 50$ : 230 V/50 Hz - $b F r = 60$ : 230 V/60 Hz ATV18...N4 : - $b F r = 50$ : 400 V/50 Hz - $b F r = 60$ : 460 V/60 Hz  Estos preajustes son pueden modificarse en los parámetros del nivel 2.	50	60	50	Hz		Configuración
$r C C$	Rampa de aceleración lineal	30	3600	0,1	s	0.1 ó 1 0.1 ó 1 (0,1 a 999,9 y luego 1000 a 3600)	Ajuste
$d E C$	Rampa de deceleración lineal	30	3600	0,1	s		Ajuste
	Las rampas son definidas para la frecuencia base. Ejemplo: rampa 10 s : - si $b F r = 50$ Hz, hace falta 5 s para variar de 25 Hz, - si $b F r = 60$ Hz, hace falta 5 s para variar de 30 Hz.						
$L S P$	Pequeña velocidad	0	= $H S P$	0	Hz	0.1	Ajuste
$H S P$	Gran velocidad: asegurarse de que este ajuste conviene al motor y a la aplicación.	50	= $b F r$ (2)	= $L S P$	Hz	0.1	Ajuste
$F L G$	Ganancia del bucle de frecuencia	33	100	0		1	Ajuste
	Ajustar en función de la inercia y del par resistente de la mecánica accionada : - máquinas con fuerte par resistente o fuerte inercia: reducir progresivamente 33 a 0, - máquinas de ciclos rápidos, pequeño par resistente y poca inercia: aumentar progresivamente la ganancia en la zona 33 a 100. Un exceso de ganancia puede provocar una inestabilidad de funcionamiento						
$I t H$	Protección térmica del motor (4). Ajustar ItH a la intensidad nominal de placa del motor. Para desactivar la protección térmica, aumentar hasta el valor máximo.	$I_N$ (3)	1,15 $I_N$ (3)	0,5 $I_N$ (3)	A	0.1	Ajuste

(1)  $L C r$ ,  $r F r$  y  $U L r$  no son memorizables por , pero son visualizables momentáneamente hasta la parada o el paso al parámetro siguiente.

(2)  $b F r$  es un parámetro de nivel 2 ajustable de 40 a 320 Hz, preajustado a 60 Hz. Para  $H S P > 60$  Hz, modificar previamente el ajuste de  $b F r$  (nivel 2).

(3)  $I_N$  = corriente de salida permanente del variador.

(4) Atención: - en caso de motores en paralelo para un mismo variador, poner un relé térmico para cada motor con el fin de evitar las consecuencias de un de desequilibrio cargas.  
- en caso de desconexión de la tensión del variador el cálculo de Pt vuelve a cero.

## Puesta en servicio

### Ajuste del variador (parámetros del nivel 1)

Código	Función	Preajuste de fábrica	Valor máx.	Valor mín.	Unidad	Resolución (incremento mín.)	Tipo
J P F	Supresión de la velocidad crítica que provoca una resonancia mecánica: es posible prohibir el funcionamiento prolongado en un margen de frecuencia de 2 Hz, ajustable en toda la gama de utilización. El preajuste de fábrica a 0 desactiva la función.	0	H S P	0	Hz	0.1	Ajuste
I d c	Corriente de frenado por inyección de corriente automática en la parada	0,7 I <sub>N</sub> (1)	I <sub>N</sub> (1)	0,25 I <sub>B H</sub>	A	0.1	Ajuste
t d c	Tiempo de frenado por inyección automática en la parada. El ajuste a 0 suprime la inyección en la parada y el ajuste a 25,5 la hace permanente (2).	0,5	25,5	0	s	0.1	Ajuste
U F r	Parámetro que permite optimizar el par a muy baja velocidad	2 0	1 0 0	0		1	Ajuste
* S P 3	3ª. velocidad preseleccionada	5	H S P	L S P	Hz	0.1	Ajuste
* S P 4	4ª. velocidad preseleccionada	2 5	H S P	L S P	Hz	0.1	Ajuste
* J D G	Consigna en marcha "paso a paso"	1 0	1 0	0	Hz	0.1	Ajuste
* F d b	Umbral de frecuencia asociado a la función "umbral de frecuencia alcanzado" de la salida L D. Este umbral comporta una histéresis de 0,2 Hz.	0	H S P	L S P	Hz	0.1	Ajuste
* r P G	Ganancia proporcional de la función regulador PI	1	1 0 0 0	0,0 1		0,0 1	Ajuste
* r I G	Ganancia integral de la función regulador PI	1	1 0 0 0	0,0 1	1/s	0,0 1	Ajuste
* F b S	Coefficiente multiplicador del retorno de la función regulador PI, asociado a la entrada analógica A1C o A12.	1	1 0 0 0	0, 1		0, 1	Ajuste
F L b	Indicación del último fallo ocurrido, accionando la tecla: . Cuando no ha habido ningún fallo la indicación es: .						Visualización
L 2 R	Acceso a los parámetros del nivel 2. no:  → el parámetro siguiente es  (parámetro inicial) si sí:  → el parámetro siguiente es el primero del nivel 2 si	no	y E S	no			Configuración

(1) I<sub>N</sub> = corriente de salida permanente del variador.

(2) Atención, durante el frenado los parámetros de configuración no son modificables. Ajustar a 25,5 s en la última operación si se precisa un frenado por inyección permanente.



\* Estos parámetros solo aparecen si las funciones asociadas están seleccionadas.

Ejemplo: S P 3 y S P 4 solo aparecen en el preajuste de fábrica.



## Puesta en servicio

### Extensión de funcionalidades (parámetros del nivel 2)

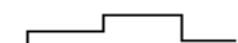
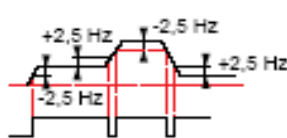
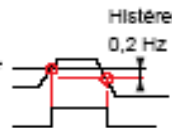
Código	Función	Preajuste de fábrica	Valor máx.	Valor mín.	Unidad	Resolución (incremento mín.)	Tipo
E L 5	Límite del tiempo de funcionamiento a pequeña velocidad (consigna nula y orden de marcha presente). E L 5 = 0 : función inactiva. El rearranque se efectúa automáticamente sobre rampa cuando la referencia reaparece o ante el corte y restablecimiento de la orden de marcha.	0	25,5	0	s	0,1	Ajuste
L 12	<p>Reasignación de la entrada lógica LI2</p> <p> Asegurarse previamente de que las entradas lógicas están sin tensión.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Si una función está ya asignada a otra entrada, su código aparece en el display pero su memorización mediante  no puede realizarse.</li> <li>- Si las funciones P S 2 y P S 4 están asignadas las dos, un cambio de asignación de la entrada correspondiente a la función P S 2 sólo puede hacerse efectivo después del cambio de asignación de la entrada correspondiente a la función P S 4.</li> </ul>						
	<p>Cuando AIC está asignada como sumatoria de A11 y una de las entradas lógicas está asignada a P S 2 (1):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- D F F : no asignada</li> <li>- r r 5 : sentido de giro "inverso" (2 sentidos de marcha)</li> <li>- d C 1 : frenado por inyección de corriente continua fija (In variador durante 5 s, después 0,5 lth)</li> <li>- F S 6 : parada rápida. Esta función se activará cuando la entrada esté sin tensión</li> <li>- J D D : Marcha paso a paso (2)</li> <li>- P S 2 : 2 velocidades preseleccionadas</li> <li>- P S 4 : 4 velocidades preseleccionadas (2)</li> </ul>	r r 5	P S 4	D F F			Configuración
	<p>Cuando AIC está asignada como retorno del regulador PI:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- D F F</li> <li>- r r 5</li> <li>- d C 1</li> <li>- F S 6</li> </ul> <p>Ver funciones y observaciones más arriba</p>	r r 5	F S 6	D F F			Configuración
	<p>Cuando ninguna entrada lógica está asignada a P S 2:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- D F F</li> <li>- r r 5</li> <li>- d C 1</li> <li>- F S 6</li> <li>- J D D</li> <li>- P S 2</li> </ul> <p>Ver funciones y observaciones más arriba</p>	r r 5	P S 2	D F F			Configuración

(1) Este es el caso en preajuste de fábrica.

(2) Estas funciones hacen aparecer los ajustes correspondientes en los parámetros del nivel 1. Ajustar estos parámetros (J D D, S P 2, S P 4).


## Puesta en servicio

### Extensión de funcionalidades (parámetros de nivel 2)

Código	Función	Preajuste de fábrica	Valor máx.	Valor mín.	Unidad	Resolución (incremento mín.)	Tipo
L 13	Reasignación de la entrada lógica LI3 : mismas posibilidades que para LI2	P 5 2	"	"			Configuración
L 14	Reasignación de la entrada lógica LI4 : mismas posibilidades que para LI2	P 5 4	"	"			Configuración
L D	<p>Asignación de la salida lógica</p> <p>1) S r R : consigna de velocidad alcanzada por el motor, con una histéresis de <math>\pm 2,5</math> Hz</p> <p>2) F d R : umbral de frecuencia sobrepasado (F d E)</p>	S r R	S r R	F d R			Configuración
	<p>Consigna </p> <p>Velocidad </p> <p>Nota : Si la consigna es inferior a 0,5 Hz, la salida L D vuelve a 0.</p>						
	<p>Umbral F d E </p> <p>La asignación F d R provoca la aparición del ajuste F d E en los parámetros del nivel 1. Ajustar este parámetro</p>						
R 1 C	Asignación de la entrada analógica AIC/AI2.						
	<p>Si las entradas lógicas no están asignadas a las velocidades preseleccionadas (P 5 2 - P 5 4) o a la marcha paso a paso (J D D) :</p> <p>- S R 1 : Sumatoria con AI1</p> <p>- P 1 F : Retorno del regulador PI.</p> <p>Esta configuración asigna automáticamente la entrada AI1 a la referencia del regulador y provoca la aparición en los parámetros del nivel 1 de los ajustes a efectuar: r P D, r 1 D, F b S.</p> <p>Nota: Esta configuración sólo es posible si se ha procedido previamente a las configuraciones siguientes, en el orden:</p> <p>1) L 14 = D F F o F 5 E</p> <p>2) L 13 = D F F o d C 1</p> <p>3) L 12 = D F F o r r S</p>	S R 1	P 1 F	S R 1			Configuración
	<p>Si una entrada lógica está asignada a las velocidades preseleccionadas (P 5 2 - P 5 4) o a la marcha paso a paso (J D D) :</p> <p>- S R 1 : Sumatoria con AI1</p>	S R 1	S R 1	S R 1			Configuración
E r L	Configuración de la entrada AIC/AI2 :	0,0	4,0	0,0	mA		Configuración
	<p>- 0,0 : AIC : 0 - 20 mA / AI2 : 0 + 10 V</p> <p>- 4,0 : AIC : 4 - 20 mA / AI2 : 2 + 10 V</p>						

## Puesta en servicio

### Extensión de funcionalidades (parámetros del nivel 2)

Código	Función	Preajuste de fábrica	Valor máx.	Valor mín.	Unidad	Resolución (incremento mín.)	Tipo
S P r	Recuperación automática con búsqueda de velocidad. Después de un corte breve de la red, el motor rearranca sobre rampa desde su velocidad efectiva. El tiempo de búsqueda de la velocidad puede alcanzar 3,2 s. La consigna de velocidad y el sentido de marcha deben quedar mantenidos a la reaparición de la tensión. - n o : Función inactiva - y e s : Función activa	n o	y e s	n o			Configuración
S F r	Frecuencia de corte La frecuencia de corte es ajustable para reducir el ruido generado por el motor. Por encima de 4 kHz, deberá aplicarse una desclasificación de la corriente de salida del variador, según el modelo: - ATV-18U09M2, U18M2, U29M2, U41M2, U54M2: sin desclasificación, - otras referencias: . hasta 8 kHz: desclasificación del 5 %, . Por encima de 8 kHz: desclasificación del 10 %.	4,0	12,0	2,2	kHz	0,1	Ajuste
S b P	Parada controlada ante un corte de red: Control de la parada del motor durante un corte de red, siguiendo una rampa autoadaptada en función de la energía sinéctica restituida - n o : Función inactiva - y e s : Función activa	n o	y e s	n o			Configuración
R b r	Rearranque automático después de un disparo por fallo, si éste ha desaparecido y las otras condiciones de funcionamiento lo permiten. El rearranque se efectúa mediante una serie de intentos automáticos separados por tiempos de espera crecientes: 1 s, 5 s, 10 s y 1 minuto para los intentos siguientes. Si el rearranque no se efectúa al cabo de 6 mn, el procedimiento es abandonado y el variador queda bloqueado hasta la desconexión y luego la conexión de la tensión. Los fallos que autorizan esta función son: D H F, D L F, U S F, D b F, D S F. El relé de seguridad del variador queda entonces cerrado si la función está activa. La consigna de velocidad y el sentido de marcha deben quedar mantenidos.  Asegurarse de que el rearranque intempestivo no presente ningún peligro para las personas o el material. - n o : Función inactiva - y e s : Función activa	n o	y e s	n o			Configuración
F E S	Vuelta a los ajustes de fábrica n o : no y e s : sí, la visualización siguiente es r d y	n o	y e s	n o			Configuración
C P U	Versión de software (información) Visualización de la versión de software						Visualización

## Asistencia al mantenimiento

Fallos rearmables con la función de rearmar automático, después de la desaparición de la causa

Fallo	Causa probable	Remedio
$\overline{O} H F$ Sobrecarga variador	- $I_{Pt}$ demasiado elevada o - temperatura variador demasiado elevada	- Controlar la carga del motor, la ventilación del variador y el entorno. Esperar a que se enfríe para rearmar.
$\overline{O} L F$ sobrecarga motor	- Disparo por $I_{Pt}$ motor demasiado elevada	- Verificar el ajuste de la protección térmica del motor, controlar la carga del motor. Esperar a que se enfríe para rearmar.
$\overline{O} S F$ sobretensión en régimen establecido o en aceleración	- tensión red demasiado elevada - red perturbada	- verificar la tensión de red.
$\underline{U} S F$ subtensión	- Red demasiado débil - Hueco de tensión - Resistencia de carga deteriorada	- Verificar la tensión y el parámetro tensión. - Rearmar. - Cambiar la resistencia de carga.
$\overline{O} b F$ sobretensión en deceleración	- Frenado demasiado brusco o carga arrastrante	- Aumentar el tiempo de deceleración. - Añadir una resistencia de frenado si es necesario. - Activar la función $b r \bar{n}$ si es compatible con la aplicación.

Fallos no rearmables automáticamente. La causa del fallo debe ser suprimida antes del rearme por corte y reposición de la tensión.

Fallo	Causa probable	Remedio
$\overline{O} C F$ sobrecorriente	- Cortocircuito o puesta a tierra a la salida del variador  - Sobrecorriente en la resistencia de frenado	- Variador desconectado, verificar los cables de conexión, el aislamiento del motor y el estado de los devanados. - Verificar la elección de la resistencia. Variador desconectado, verificar los cables de conexión, el aislamiento de la resistencia y su valor óhmico.
$d b F$ sobrecarga del circuito de frenado	- Sobrepasado de las capacidades del circuito de frenado	- Verificar la elección de la resistencia de frenado. Verificar el valor óhmico de la resistencia. Asegurarse de que el calibre del variador conviene a la aplicación.
$I n F$ fallo interno	- Fallo interno	- Verificar el entorno (compatibilidad electromagnética). - Devolver el variador para verificación/ reparación.
$\bar{e} n F$ error de autoajuste	- Motor especial - Motor de potencia no adaptada al variador	- Utilizar la ley L o la ley P.
$E E F$	- Fallo interno	- Devolver el variador para verificación/ reparación.

## ANEXO C. Código del programa en archivo .m de MATLAB

```
L_x=str2double(get(handles.edit3,'string'))/100; %longitud del I.C

D_o=str2double(get(handles.edit5,'string'))/100; % diámetro externo de los tubos
D_i=str2double(get(handles.edit6,'string'))/100; % diámetro interno de los tubos

S_t=str2double(get(handles.edit7,'string'))/100; % paso vertical entre tubos
S_l=str2double(get(handles.edit8,'string'))/100; % paso longitudinal entre tubos

NTF=str2double(get(handles.edit9,'string'));% # de tubos por fila
NF=get(handles.popupmenu1,'value'); % # de filas empleadas

NC=get(handles.popupmenu2,'value');% # de circuitos

Naleta=str2double(get(handles.edit12,'string')); % # aletas por metro
taleta=str2double(get(handles.edit13,'string'))/1000; % espesor de las aletas

m_v=str2double(get(handles.edit14,'string')); % flujo másico del vapor
T_v=str2double(get(handles.edit1,'string')); % temperatura de entrada del vapor
vel_a=str2double(get(handles.edit16,'string')); % velocidad de entrada del aire

T_a1=str2double(get(handles.edit17,'string')); % temperatura de entrada del aire
x=0.5; % calidad del vapor
k=0.237; % conductividad térmica del aluminio

R_t=D_o/2; % radio externo de los tubos
L_T=NF*NTF*L_x;
[Ai,A_min,Afr,Z,D_h]=AreasModulares(S_t,S_l,D_o,D_i,L_x,Naleta,taleta,NTF,NF);

G_fr_c=1.177*vel_a; % gasto volumétrico del aire frontal
G_max_c=G_fr_c*Afr/A_min; % gasto volumétrico máximo del aire
m_at=G_max_c*A_min; % flujo másico de aire total

phi=factordeformaeficienciaaleta(R_t,S_t,S_l);%calculo del factor de forma phi

[h2a,h2b,Psat_T,mu_lv,mu_gv,rho_lv,rho_gv,Cp_lv,k_lv,Pr_lv]= PropiVapor(T_v);
Q_c=m_v*(h2a-h2b); % calor intercambiado en la región de condensación

L_c=1.5;
error1=1;
while error1>0.01
    L_c=L_c+0.06;
    Ai_c=pi*D_i*L_c; % longitud de la región de condensación

m_ac=m_at*L_c/L_T;% flujo masico de aire correspondiente a la zona de condensacion
```

```

T_a2=T_v-1;
error=1;
while error>0.01
    Tm_ac=(T_a2+T_a1)/2;
    [rho_ac,Cp_ac,kac,mu_ac,Pr_ac]=propAire(Tm_ac);
    C_ac=m_ac*Cp_ac;
    T_a2n=T_a1+(Q_c/C_ac);
    error=abs((T_a2n-T_a2)/T_a2n);
    T_a2=T_a2n;
end

Tp=T_v-1;
error2=1;
while error2>0.01
    [hi_c]=coefConvectivoCondensacion1(m_v,D_i,NC,x,Tp,T_v);
    Tpn=T_v-(Q_c/(hi_c*Ai_c));
    error2=abs((Tpn-Tp)/Tpn);
    Tp=Tpn;
end

[rho_ac,Cp_ac,kac,mu_ac,Pr_ac]=propAire(Tm_ac);
% zona de condensación
[he_c,fin_eff_c]=coefConvectivoExternoCondens1(R_t,D_o,S_t,NF,vel_a,A_min,Afr,Z,taleta,phi,Tm_ac);
%Ecuaciones de Balance de Calor

T_a2=T_a1+Q_c/C_ac; % temperatura de salida del aire en la región de condensación

Af_c=2*L_c*(Naleta*(S_t*S_l-pi*(D_o/2)^2)); % área de las aletas en la región de
condensación
Atd_c=D_o*pi*L_c*(1-taleta*Naleta); % área de los tubos desnudos en la región de
condensación
AT_c=Atd_c+Af_c; % área total externa del I.C. en la región de condensación
surf_eff_c=1-(Af_c*(1-fin_eff_c)/AT_c); % eficiencia superficial externa en la región de
condensación
R_e=1/(he_c*AT_c*surf_eff_c); % resistencia externa
R_i=1/(hi_c*Ai_c); % resistencia interna
R_c=R_e+R_i; % resistencia total
UA_c=1/R_c;
NTU_c=UA_c/C_ac; % número de unidades de transferencia en la región de
condensación
E_NTU=1-exp(-NTU_c); % efectividad en la region de condensacion
Qnu=E_NTU*m_ac*Cp_ac*(T_v-T_a1);
error1=abs((Qnu-Q_c)/Qnu);
end
%%

% Subenfriamiento del agua @ 70 °C

```

```

Tw_s=T_a1+0.5;% temperatura asumida del condensado a la salida del intercambiador
error4=1;
while error4>0.01
    % Tw_s=Tw_s+0.004;
    Tm_w=(T_v+Tw_s)/2;
    [rho_H2O,Cp_H2O,mu_H2O,k_H2O,Pr_H2O]=PropiH2O(Tm_w);%Determinacion de las
    propiedades del agua
    C_H2O=m_v*Cp_H2O;
    Q_s=C_H2O*(T_v-Tw_s);
    L_s=L_T-L_c; % longitud de la región de subenfriamiento
    Ai_s=pi*D_i*L_s; % área interna de los tubos en la región de subenfriamiento
    Af_s=2*L_s*(Naleta*(S_t*S_l-pi*(D_o/2)^2)); % área de las aletas en la región de
    subenfriamiento
    Atd_s=D_o*pi*L_s*(1-taleta*Naleta); % área de los tubos desnudos en la región de
    subenfriamiento
    AT_s=Atd_s+Af_s; % área total externa del I.C. en la región de subenfriamiento

    T_a3=T_a1+0.01;
    error=1;
    while error>0.005
        Tm_a=(T_a3+T_a1)/2;
        [rho_as,Cp_as,kas,mu_as,Pr_as]=propiaAire(Tm_a);
        C_as=m_at*Cp_as*L_s/L_T;
        T_a3n=T_a1+Q_s/C_as;
        error=abs((T_a3n-T_a3)/T_a3n);
        T_a3=T_a3n;
    end

    C_min=min(C_as,C_H2O);
    C_max=max(C_as,C_H2O);
    Cr=C_min/C_max;

    [hi_s]=coefConvectivoSubenfH2O(m_v,D_i,NC,Tm_w,T_v);

    Tp_s=Tm_w+Q_s/(hi_s*Ai_s);
    Tf=(Tp_s+Tm_a)/2;
    [he_s,fin_eff_s]=coefConvectivoExternoCondens1(R_t,D_o,S_t,NF,vel_a,A_min,Afr,Z,taleta
    ,phi,Tf);

    surf_eff_s=1-(Af_s*(1-fin_eff_s)/AT_s); % eficiencia superficial externa en la región de
    condensación
    R_es=1/(he_s*AT_s*surf_eff_s);
    R_e=1/(he_c*AT_c*surf_eff_c);

    R_is=1/(hi_s*Ai_s);
    R_i=1/(hi_c*Ai_c);

    R_cs=R_es+R_is;
    R_c=R_e+R_i;

```

```

UA_s=1/R_cs;
NTU_s=UA_s/C_min;
UA_c=1/R_c;
NTU_c=UA_c/C_ac;

E_s=1-exp((1/Cr)*NTU_s^0.22*(exp(-Cr*(NTU_s^0.78))-1)); % efectividad en la región de
subenfriamiento
Q_s1=E_s*C_min*(T_v-T_a1);
Tw_sn=T_v-(Q_s1/C_H2O);
error4=abs(Tw_sn-Tw_s)/Tw_sn;
Tw_s=Tw_sn;
Q_s;
end

set(handles.edit18,'string',Q_c);
set(handles.edit19,'string',Q_s);
set(handles.edit20,'string',Tp);
set(handles.edit21,'string',Tw_s);
set(handles.edit22,'string',T_a2);
set(handles.edit23,'string',T_a3);
set(handles.edit24,'string',L_T);

set(handles.edit25,'string',L_c);

CFM=2188.88*Afr*vel_a;

function [phi]=factordeformaeficienciaaleta(R_t,S_t,S_l);
M=S_t/2;
L=0.5*sqrt(S_l^2+M^2);
PSI=M/R_t;
BETA=L/M;
R_e=R_t*1.27*PSI*(BETA-0.3)^0.5;
phi=(R_e/R_t-1)*(1+0.35*log(R_e/R_t));

function [den,Cp,ka,ua,Pr]=propiaire(Tm);
Tr=[0;10;20;30;40;50;60;70;80;90;100;120;140;160];

denr=[1.292;1.246;1.204;1.164;1.127;1.092;1.059;1.028;0.9994;0.9718;0.9458;0.8977;0.8
542;0.8148];%?[kg/m^3]
Cpr=10^-
3*[1006;1006;1007;1007;1007;1007;1007;1007;1008;1008;1009;1011;1013;1016];%Cp[J/
kgK]

k=[0.02364;0.02439;0.02514;0.02588;0.02662;0.02735;0.02808;0.02881;0.02953;0.03024
;0.03095;0.03235;0.03374;0.03511];%[W/mK]

```

```

u=10^-
5*[1.729;1.778;1.825;1.872;1.918;1.963;2.008;2.052;2.096;2.139;2.181;2.264;2.345;2.420]
;%[kg/ms]
v=10^-
5*[1.338;1.426;1.516;1.608;1.702;1.798;1.896;1.995;2.097;2.201;2.306;2.522;2.745;2.975]
;?? [m^2/s]

```

```

Prr=[0.7362;0.7336;0.7309;0.7282;0.7255;0.7228;0.7202;0.7177;0.7154;0.7132;0.7111;0.
7073;0.7041;0.7014];%Pr

```

```

den=interp1(Tr,denr,Tm);
Cp=interp1(Tr,Cpr,Tm);
ka=interp1(Tr,k,Tm);
ua=interp1(Tr,u,Tm);
Pr=interp1(Tr,Prr,Tm);

```

```

function [h2a,h2b,Psat_T,mu_lv,mu_gv,rho_lv,rho_gv,Cp_lv,k_lv,Pr_lv]= PropiVapor(T_v);
h2a=XSteam('hV_T',T_v); % entalpía del vapor saturado hV_T
h2b=XSteam('hL_T',T_v); % entalpía del vapor líquido
Psat_T=XSteam('psat_T',T_v); % presión del vapor saturado
mu_lv=XSteam('my_ph',Psat_T,h2b); % viscosidad dinámica del líquido saturado
mu_gv=XSteam('my_ph',Psat_T,h2a); % viscosidad dinámica del vapor saturado
rho_lv=XSteam('rhoL_T',T_v); % densidad del líquido saturado
rho_gv=XSteam('rhoV_T',T_v); % densidad del vapor saturado
Cp_lv=XSteam('CpL_T',T_v); % calor específico del líquido saturado
k_lv=XSteam('tcL_T',T_v)/1000; % conductividad térmica del líquido saturado
Pr_lv=XSteam('CpL_T',T_v)*mu_lv/k_lv; % # de Prandtl del líquido saturado

```

```

function[rho_H2O,Cp_H2O,mu_H2O,k_H2O,Pr_H2O]=PropiH2O(Tw_s);
% Subenfriamiento del agua @ 70 °C
rho_H2O=XSteam('rhoL_T',1.01325,Tw_s); % densidad del agua en la región de
subenfriamiento @ P=1 atm, T=70 °C
Cp_H2O=XSteam('Cp_pT',1.01325,Tw_s); % calor específico del agua en la región de
subenfriamiento @ P=1 atm, T=70 °C
mu_H2O=XSteam('my_pT',1.01325,Tw_s); % viscosidad dinámica del agua en la región
de subenfriamiento @ P=1 atm, T=70 °C
k_H2O=XSteam('tc_pT',1.01325,Tw_s)/1000; % conductividad térmica del agua en la
región de subenfriamiento @ P=1 atm, T=70 °C
Pr_H2O=Cp_H2O*mu_H2O/k_H2O; % # Prandtl del agua en la región de subenfriamiento
@ P=1 atm, T=70 °C

```

```

function
[Ai,A_min,Afr,Z,D_h]=AreasModulares(S_t,S_l,D_o,D_i,L_x,Naleta,taleta,NTF,NF);
%areas modulares ,Alib_Af,At,Amin,Afr
L_y=NTF*S_t; % altura del I.C.
L_z=NF*S_l; % profundidad del I.C.
NTT=NTF*NF; % Número total de tubos

```

```

Ai=pi*D_i*L_x*NTT; % área interna de los tubos
A_min=L_x*(1-(Naleta*taleta))*(L_y/S_t)*(S_t-D_o); % área mínima de flujo libre
Afr=L_x*L_y; % área frontal del condensador
Af1=2*(L_z*L_y-((0.25*pi*D_o^2)*NTT))*Naleta*L_x;%area de las aletas planas
Af2=2*L_y*taleta*Naleta*L_x; %area del extremo de las aletas planas
Afin=Af1+Af2; %area total extrema de las aletas planas
Amin=L_x*NTF*(S_t-D_o)*(1-taleta*Naleta);%area minima de flujo
Alibre=pi*D_o*NTT*L_x*(1-taleta*Naleta); %área libre de los tubos
Atotal=Afin+Alibre; % área total externa del I.C.
V=Afr*L_z; % volumen del I.C.
alfa=Atotal/V;
sigma=Amin/Afr;
D_h=4*sigma/alfa; % diámetro hidráulico
Z=(4/pi)*(S_t/D_h)*(S_l/D_o)*(A_min/Afr); %relación entre el área externa y el área de los
tubos desnudos

```

```

function
[Afr,Amin,Afin,Alibre,Atotal,Dh,alfa,sigma]=Areas(Do,Di,NTF,NF,St,Sl,espesor,Nfins,L1);
L2=St*NF;
L3=Sl*NTF;
NTT=NF*NTF;

```

```

Afr=L1*L3;
Af1=2*(L2*L3-((0.25*pi*Do^2)*NTT))*Nfins*L1;%area de las aletas planas
Af2=2*L3*espesor*Nfins*L1;%area del extremo de las aletas planas
Afin=Af1+Af2;
Amin=L1*NTF*(St-Do)*(1-espesor*Nfins);%area minima de flujo
Alibre=pi*Do*NTT*L1*(1-espesor*Nfins);
Atotal=Afin+Alibre;
V=L1*L2*L3;
alfa=Atotal/V;
sigma=Amin/Afr;
Dh=4*sigma/alfa;

```

```

function [hi_c]=coefConvectivoCondensacion1(m_v,D_i,NC,x,Tp,T_v);
[h2a,h2b,Psat_T,mu_lv,mu_gv,rho_lv,rho_gv,Cp_lv,k_lv,Pr_lv]= PropiVapor(T_v);
hfg=h2a-h2b;
hfg_prima=hfg+0.5*1.048*(T_v-Tp);
G_v=m_v/(pi*(D_i^2)*NC/4); % Gasto masico del vapor
Re_l=G_v*(1-x)*D_i/mu_lv; % de Reynolds del liquido
Re_v=G_v*x*D_i/mu_gv; % de Reynolds del vapor
K=(1-((1-x)/x)*(rho_gv/rho_lv)^0.666666)^(-0.75);
num=9.81*rho_lv*(rho_lv-rho_gv)*D_i^3*hfg_prima;
den=mu_lv*k_lv*(T_v-Tp);
Nu=0.728*K*(num/den)^0.25;
hi_c=Nu*k_lv/D_i;

```

```

function
[he_c,fin_eff_c]=coefConvectivoExternoCondens1(R_t,D_o,S_t,NF,vel_a,A_min,Afr,Z,taleta
,phi,T_ac);
[rho_a,Cp_ac,ka,mu_ac,Pr_ac]=propAire(T_ac);
sigma=A_min/Afr;
G_fr_c=rho_a*vel_a; % gasto volumétrico del aire frontal
G_max_c=G_fr_c/sigma; % gasto volumétrico máximo del aire
m_ac=G_max_c*A_min; % flujo másico total de aire
Re_Dc=G_max_c*D_o/mu_ac;
Re_lc=G_max_c*S_t/mu_ac;
JP_c=Re_Dc^(-0.4)*Z^(-0.15);
J=0.00125+0.27*JP_c;
factor=1-NF*1280*Re_lc^(-1.2);
J_c=J*factor;
%j4_c=0.2675*JP_c+1.325E-3;
%jn_c=(1-NF*1280*Re_lc^(-1.2)*j4_c)/(1-5120*Re_lc^(-1.2));
he_c=J_c*Cp_ac*G_max_c/Pr_ac^(2/3); %coeficiente convectivo de transferencia de
calor en la región de condensación
k=0.237; %conductividad termica del aluminio
m_eff_c=sqrt(2*he_c/(k*taleta));
fin_eff_c=tanh((m_eff_c*R_t*phi)/(m_eff_c*R_t*phi)); %eficiencia de aleta en la región de
condensación

function [hi_s]=coefConvectivoSubenfH2O(m_v,D_i,NC,Tm_w,L_s);
[rho_H2O,Cp_H2O,mu_H2O,k_H2O,Pr_H2O]=PropiH2O(Tm_w);
mi=m_v/NC;
Re_H2O=4*mi/(pi*D_i*mu_H2O);
f=(0.79*log(Re_H2O)-1.64)^(-2);
if Re_H2O<2300
    a=D_i*Re_H2O*Pr_H2O/L_s;
    Nu=3.66+(0.065*a)/(1+0.04*(a)^0.6666666);
else
    Nu=(f/8)*(Re_H2O-1000)*Pr_H2O/(1+12.7*(f/8)^0.5*(Pr_H2O^0.66666-1));
end
hi_s=Nu*k_H2O/D_i;

function hi=coefTransferInterno(d,Ly,mi,Vis,Pr,kf)
Re=4*mi/(pi*d*Vis);
f=(0.79*log(Re)-1.64)^(-2);
if Re<2300
    a=d*Re*Pr/Ly;
    Nu=3.66+(0.065*a)/(1+0.04*(a)^0.6666666);
else
    Nu=(f/8)*(Re-1000)*Pr/(1+12.7*(f/8)^0.5*(Pr^0.66666-1));
end
hi=Nu*kf/d;

```





