



Universidad de Chile
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Departamento de Ingeniería Mecánica

Laboratorio ME43A

'Intercambiador de Calor de Haz de Tubos'

Javier Figueroa
Eduardo Pérez
Rodrigo San Martín

08 de Mayo de 2004

Índice general

1. Introducción Teórica	1
1.1. Motivación	1
1.2. Tipos de Intercambiadores de Calor	1
1.3. Coeficiente Global de Transferencia de Calor	4
1.4. Análisis del Intercambiador de Calor: uso de la diferencia de temperatura media logarítmica	6
1.4.1. Intercambiador de calor de flujo paralelo	8
1.4.2. Intercambiador de calor en contraflujo	10
1.4.3. Condiciones especiales de operación	12
1.4.4. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y flujo cruzado	12
1.5. Análisis del intercambiador de calor: método de eficiencia-NUT	12
1.5.1. Definiciones	13
1.5.2. Relaciones eficiencia-NUT	14
2. Equipo	18
2.1. Equipo WL 110.03	18
2.2. Equipo WL 110	18
3. Instalación experimental	20
3.1. Preparativos del equipo	20
3.2. Realización de ensayos	21
4. Nomenclatura	22
5. Alternativas de estudio y objetivos	23

6. Síntesis de Ecuaciones	24
7. Metodología	28
8. Resultados Esperados	29
9. Resumen	30
10.Resultados Obtenidos	31
10.1. Descripción del procedimiento	31
10.2. Tablas de Resultados	33
10.2.1. Primera toma de datos	33
10.2.2. Segunda toma de datos	34
10.2.3. Tercera toma de datos	35
10.2.4. Cuarta toma de datos	36
10.2.5. Quinta toma de datos	37
10.2.6. Sexta toma de datos	38
11.Análisis y Discusión	40
11.1. Gráficos Primera toma de datos	40
11.2. Gráficos Segunda toma de datos	41
11.3. Gráficos Tercera toma de datos	42
11.4. Gráficos Cuarta toma de datos	43
11.5. Gráficos Quinta toma de datos	44
11.6. Gráficos Sexta toma de datos	45
12.Conclusiones	47

Índice de figuras

1.1. Caso general de un intercambiador de calor	2
1.2. Intercambiador de Calor en Cocorriente	2
1.3. Intercambiador de Calor en Contracorriente	2
1.4. Intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas	3
1.5. Intercambiador de calor de flujo cruzado sin aletas	3
1.6. Intercambiador de Calor de Tubos y Carcaza de un paso	4
1.7. Intercambiador de Calor de Tubos y Carcaza de dos pasos	4
1.8. Forma de la distribución de temperaturas en un I.C. en arreglo Cocorriente .	9
1.9. Forma de la distribución de temperaturas en un I.C. en arreglo contracorriente	11
2.1. Fotografía del equipo WL 110.03. <i>Fuente: http://www.gunt.de</i>	19
2.2. Fotografía del equipo WL 110. <i>Fuente: http://www.gunt.de</i>	19
10.1. Esquema del equipo WL 110.03	32
11.1. Gráfico 1 de la Tabla 2	41
11.2. Gráfico 2 de la Tabla 2	41
11.3. Gráfico T_6 versus Caudal Frío	42
11.4. Gráfico 1 de la Tabla 3	42
11.5. Gráfico 2 de la Tabla 3	43
11.6. Gráfico 1 de la Tabla 4	43
11.7. Gráfico 2 de la Tabla 4	44
11.8. Gráfico 1 de la Tabla 5	44
11.9. Gráfico 2 de la Tabla 5	45
11.10 Gráfico 1 de la Tabla 6	45
11.11 Gráfico 2 de la Tabla 6	46

Capítulo 1

Introducción Teórica

1.1. Motivación

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina *intercambiador de calor*, y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesos químicos.

1.2. Tipos de Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el *arreglo del flujo* y el *tipo de construcción*. El intercambiador de calor más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección (no necesariamente el mismo sentido) en una construcción de tubos concéntricos.

En el arreglo cocrriente (figura 1.2), los fluidos caliente y frío entran por un extremo (ambos por el mismo) y salen por el otro. En el arreglo contracorriente (figura 1.3), los fluidos entran por extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos para salir por extremos opuestos a su vez.

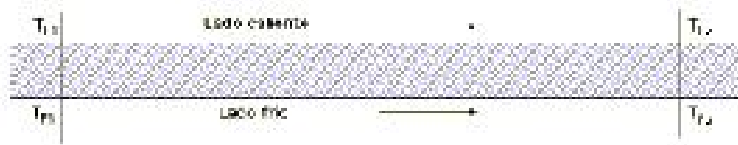


Figura 1.1: Caso general de un intercambiador de calor

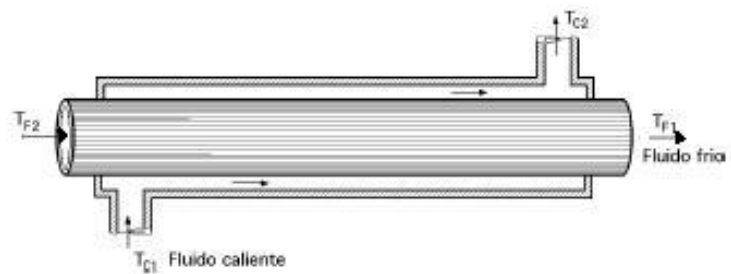


Figura 1.2: Intercambiador de Calor en Cocorriente

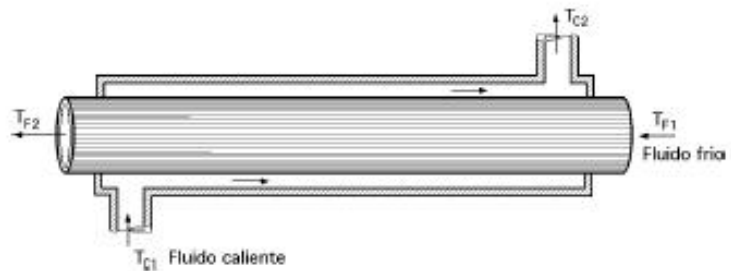


Figura 1.3: Intercambiador de Calor en Contracorriente

Los fluidos también pueden moverse en flujo cruzado (perpendiculares entre sí), pudiéndose utilizar o no aletas según si el fluido está o no mezclado. En la figura 1.4, se dice que el fluido no está mezclado porque las aletas impiden el movimiento en una dirección (y) que es transversal a la dirección del flujo principal (x). En este caso la temperatura del fluido varía con x e y. Por el contrario, para el conjunto de tubos sin aletas de la figura 1.5, el fluido puede moverse en la dirección transversal, por lo que se dice que el fluido está mezclado y las variaciones de temperatura se producen, en principio, en la dirección del flujo principal. En el intercambiador con aletas ambos fluidos están sin mezclar mientras que en el intercambiador

sin aletas un fluido está mezclado y el otro no.

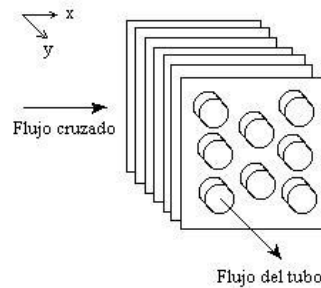


Figura 1.4: Intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas

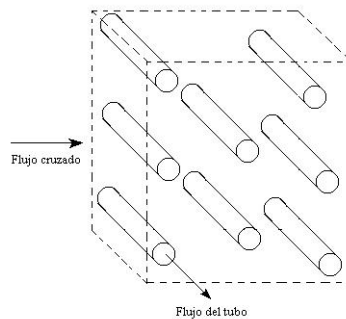


Figura 1.5: Intercambiador de calor de flujo cruzado sin aletas

Otra configuración común es el intercambiador de tubos y coraza. Las formas específicas difieren de acuerdo al número de pasos de tubos y coraza (ver figuras 1.6 y 1.7, ic de tubos y carcasa con uno y dos pasos respectivamente). Una clase especial de intercambiadores de calor se utiliza para conseguir un área de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande (mayor que $700[\frac{m^2}{m^3}]$). Estos dispositivos son denominados intercambiadores de calor compactos y tienen complejos arreglos de tubos con aletas o placas y se utilizan cuando al menos uno de los fluidos es un gas, por lo que tiene un coeficiente convectivo pequeño. Los pasos de flujo asociados con intercambiadores de calor compactos normalmente son pequeños (diámetro menor que 5 [mm]), y el flujo es por lo general laminar.

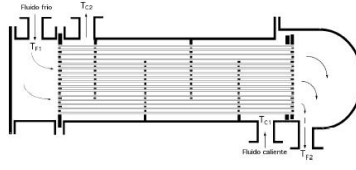


Figura 1.6: Intercambiador de Calor de Tubos y Carcaza de un paso

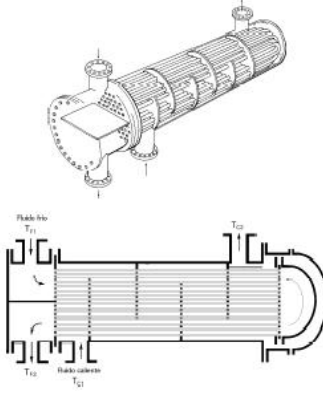


Figura 1.7: Intercambiador de Calor de Tubos y Carcaza de dos pasos

1.3. Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Una parte esencial de cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor. Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos. En las ecuaciones 1.1 y 1.2 está determinado el coeficiente tomando en cuenta las resistencias de conducción y convección entre dos fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas respectivamente (en el caso de paredes cilíndricas se tomó arbitrariamente U en términos del área interior A_1). Es importante reconocer, sin embargo, que tales resultados se aplican a superficies limpias sin aletas.

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \frac{L_c}{k_c} + \frac{1}{h_4}} \quad (1.1)$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_a} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{k_b} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{k_c} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{1}{h_4}} \quad (1.2)$$

Durante la operación de un intercambiador de calor, las superficies están sujetas a obstrucción por impurezas, formación de moho, etc. Estas obstrucciones pueden eventualmente aumentar considerablemente la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto se puede tratar introduciendo una resistencia térmica adicional, llamada factor de impureza, R_f . Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido y tiempo de servicio del intercambiador de calor. Además, las aletas a menudo se agregan a superficies expuestas a uno o ambos fluidos, aumentando así el área de transferencia y reduciendo en consecuencia la resistencia a la transferencia de calor por convección. Con la inclusión de impurezas en la superficie y los efectos de las aletas, el coeficiente global de transferencia se puede expresar como:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_c \cdot A_c} = \frac{1}{U_h \cdot A_h} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_0 \cdot A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_0 \cdot A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_h} \quad (1.3)$$

Donde c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente. Nótese que el cálculo del producto UA no requiere la designación del lado caliente o frío ($U_c \cdot A_c = U_h \cdot A_h$). Sin embargo, el cálculo de un coeficiente global depende de si se basa en el área de la superficie del lado frío o caliente. La resistencia de conducción R_w se obtiene de la ecuación 1.4 para una pared plana o de la ecuación 1.5 para una pared cilíndrica.

$$R_w = \frac{L}{k \cdot A} \quad (1.4)$$

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (1.5)$$

La cantidad η_0 en la ecuación 1.3 se denomina *eficiencia superficial global* o *efectividad de la temperatura de una superficie con aletas*. Se define según la ecuación 1.6.

$$q = \eta_0 \cdot h \cdot A \cdot (T_b - T_\infty) \quad (1.6)$$

Donde T_b es la temperatura superficial de la base y A el área de transferencia total (aleta más base expuesta). Desarrollando la expresión se obtiene la ecuación 1.7:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A \cdot (1 - \eta_f)} \quad (1.7)$$

Donde A_f es toda el área superficial de la aleta y η_f es la eficiencia de una sola aleta. El término de conducción de la pared en la ecuación 1.3 a menudo se puede ignorar, pues por lo general se usa una pared delgada de conductividad térmica alta. Para los intercambiadores tubulares sin aletas de las figuras 1.2 y 1.5, la ecuación 1.3 se reduce a:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}} \quad (1.8)$$

Donde los subíndices i y o se refieren a las superficies interna y externa del tubo, que se pueden exponer al fluido caliente o al frío. El coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos frío y caliente, de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados.

1.4. Análisis del Intercambiador de Calor: uso de la diferencia de temperatura media logarítmica

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y

salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área total de transferencia. Si q es la transferencia total de calor entre dos fluidos caliente y frío y hay transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores, la aplicación de un balance de energía, ecuación 1.9, da como resultado las ecuaciones 1.10 y 1.11:

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{sto} \quad (1.9)$$

(los subíndices son representativos de: in, lo que entra; out, lo que sale; g, lo que se genera; y sto, lo que se almacena)

$$q = \dot{m}_h \cdot (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (1.10)$$

$$q = \dot{m}_c \cdot (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (1.11)$$

Donde i es la entalpía del fluido. Los subíndices h y c se refieren a los fluidos caliente y frío respectivamente, en tanto que i y o designan las condiciones de entrada y salida del fluido. Si los fluidos no experimentan un cambio de fase y se suponen calores específicos constantes, estas expresiones se reducen a:

$$q = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1.12)$$

$$q = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1.13)$$

Donde las temperaturas que aparecen en las expresiones se refieren a las temperaturas medias del fluido en las posiciones que se señalan. Nótese que las ecuaciones 1.10, 1.11,

1.12 y 1.13; son independientes del arreglo del flujo y del tipo de intercambiador de calor. Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia total de calor q con la diferencia de temperaturas entre dos fluidos caliente y frío. Tal expresión sería una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente global de transferencia de calor U en lugar del coeficiente único de convección h . Sin embargo, como la diferencia de temperaturas varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1.14)$$

Donde ΔT_m es una diferencia de temperaturas media apropiada. La ecuación 1.14 se puede usar con las ecuaciones 1.10 y 1.11 para llevar a cabo un análisis de intercambiador de calor. Antes que se pueda realizar, sin embargo, se debe establecer la forma específica de ΔT_m .

1.4.1. Intercambiador de calor de flujo paralelo

La diferencia de temperaturas es grande al principio, pero decae rápidamente al aumentar la distancia de la entrada y se aproxima a cero en forma asintótica (para el intercambiador, la temperatura de salida del fluido frío nunca excede la del fluido caliente).

La forma de ΔT_m se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío, mediante lo cual se obtiene:

$$\dot{q} = -\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot dT_h \equiv C_h \cdot dT_h \quad (1.15)$$

$$dq = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot dT_c \equiv C_c \cdot dT_c \quad (1.16)$$

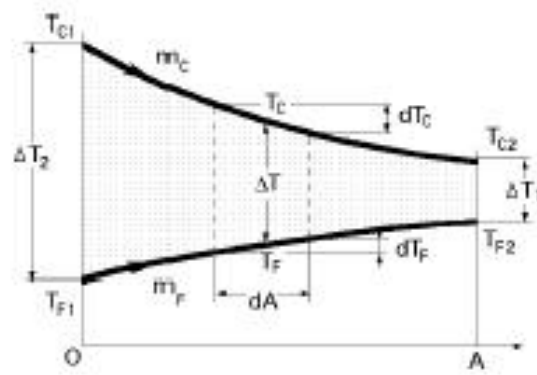


Figura 1.8: Forma de la distribución de temperaturas en un I.C. en arreglo Cocorriente

Donde C_h y C_c son las *capacitancias térmicas* de los flujos caliente y frío, respectivamente. Estas ecuaciones se pueden integrar a lo largo del intercambiador para obtener los balances globales de energía dados por las ecuaciones 1.12 y 1.13. La transferencia de calor a través del área superficial da también se puede expresar como:

$$dq = U \cdot (T_h - T_c) \cdot dA \quad (1.17)$$

Para determinar la forma integrada de la ecuación 1.17:

$$d\Delta T = dT_h - dT_c \quad (1.18)$$

para obtener

$$d\Delta T = -dq \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (1.19)$$

Al sustituir para dq de la ecuación 1.17 e integrar a lo largo del intercambiador y sustituyendo para C_h y C_c de las ecuaciones 1.12 y 1.13, se obtiene:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \frac{-U \cdot A}{q \cdot ((T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o}))} \quad (1.20)$$

Luego se tiene que:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (1.21)$$

Para el intercambiador de flujo paralelo,

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (1.22)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (1.23)$$

1.4.2. Intercambiador de calor en contraflujo

En contraste con el intercambiador de flujo paralelo, esta configuración mantiene la transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos en un extremo, así como entre las partes más frías en el otro. Por esta razón, el cambio en la diferencia de temperaturas con respecto a la distancia de la entrada del tubo no es tan grande en ningún lugar como lo es para la región de entrada del intercambiador en flujo paralelo (en este caso la temperatura de salida del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente).

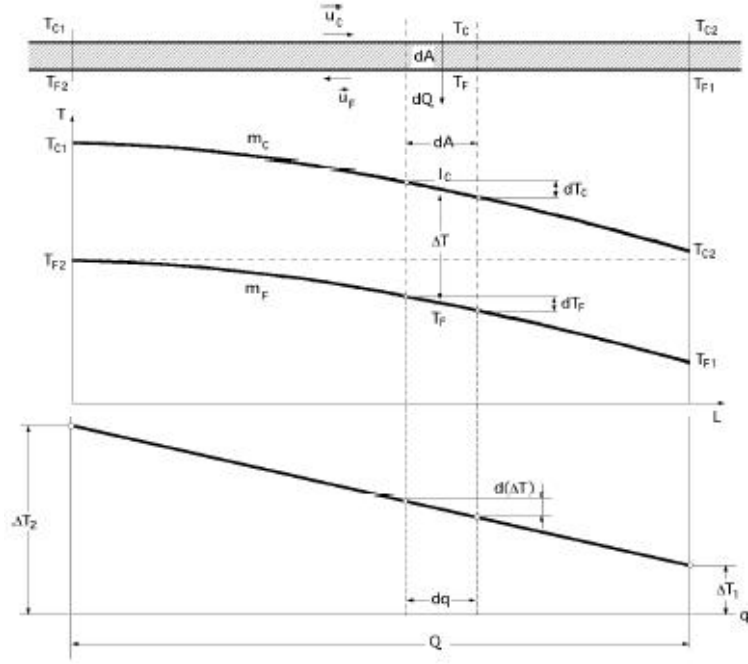


Figura 1.9: Forma de la distribución de temperaturas en un I.C. en arreglo contracorriente

Las ecuaciones 1.12 y 1.13 se aplican a cualquier intercambiador de calor y por tanto se pueden usar para el arreglo en contraflujo. Se puede demostrar que las ecuaciones 1.20 y 1.21 también se aplican. Sin embargo, para el intercambiador en contraflujo las diferencias de temperatura en los puntos extremos se deben definir como:

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (1.24)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (1.25)$$

Nótese que, para las mismas temperaturas de entrada y salida, la diferencia de temperaturas media logarítmica para el contraflujo excede la del flujo paralelo. Por consiguiente el área de transferencia requerida para transferir una cantidad de calor q es más pequeña para el contraflujo que para el arreglo de flujo paralelo, suponiendo el mismo valor de U .

1.4.3. Condiciones especiales de operación

Es útil señalar algunas condiciones especiales bajo las que los intercambiadores de calor pueden operar. Si el fluido caliente es un vapor en condensación, la temperatura de este se mantiene constante (la condensación ocurre a temperatura constante) y la temperatura del fluido frío aumenta. Si es el fluido frío el que experimenta un cambio de fase, entonces su temperatura permanecerá constante y la temperatura del fluido caliente disminuirá. Otro caso especial ocurre cuando se tiene un intercambiador de calor en contraflujo para el que las capacitancias térmicas son iguales ($C_h = C_c$). En tal caso la diferencia de temperaturas ΔT debe ser una constante a través del intercambiador ($\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{ml}$).

1.4.4. Intercambiadores de calor de pasos múltiples y flujo cruzado

Las ecuaciones presentadas anteriormente (1.10 - 1.11 - 1.20 y 1.21) pueden ser utilizadas para describir el flujo presente en los intercambiadores de calor de paso múltiple y flujo cruzado, si se hace la siguiente corrección:

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (1.26)$$

Esta forma se obtiene al aplicar un factor de corrección al valor ΔT_{ml} , que se calcularía bajo las condiciones de contraflujo. Este factor de corrección se ha calculado mediante expresiones algebraicas para varias configuraciones de intercambiador de calor de tubos y coraza y flujo cruzado.

1.5. Análisis del intercambiador de calor: método de eficiencia-NUT

Este método permite conocer el valor de ΔT_{ml} conociendo sólo la temperatura de entrada del fluido, por sobre el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica

que requiere conocer la temperatura de salida mediante las ecuaciones de balance de energía además de un proceso iterativo.

1.5.1. Definiciones

La transferencia de calor máxima posible en un intercambiador de calor se puede alcanzar en principio en un intercambiador de calor en contraflujo de longitud infinita. En ese intercambiador uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima posible $T_{h,i} - T_{c,i}$. Luego el calor máximo a transferir estará dado por la expresión:

$$q_{max} = C \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (1.27)$$

Donde el valor de C será el mínimo entre la capacitancia térmica del fluido frío C_c y la del fluido caliente C_h .

Luego podemos definir la eficiencia como la razón entre la transferencia real de calor para un intercambiador y la transferencia de calor máxima posible.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (1.28)$$

De las ecuaciones 1.12, 1.13 y 1.27 se tiene que:

$$\epsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,p})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1.29)$$

$$\epsilon = \frac{C_c \cdot (T_{c,p} - T_{c,i})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (1.30)$$

La eficiencia es adimensional y toma valores entre 0 y 1, luego si se conocen ϵ , $T_{h,i}$ y $T_{c,i}$ la transferencia real de calor que se puede determinar a partir de la expresión:

$$q = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (1.31)$$

Para cualquier intercambiador de calor se puede mostrar que

$$\epsilon = f(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}) \quad (1.32)$$

El número de unidades de transferencia NUT es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis del intercambiador de calor y se define como

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (1.33)$$

1.5.2. Relaciones eficiencia-NUT

Para determinar una forma específica de la relación eficiencia-NUT, ecuación 1.32, se considera un intercambiador de calor de flujo paralelo para el que el $C_{min} = C_h$. De la ecuación 1.29 obtenemos

$$\epsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (1.34)$$

Y de las ecuaciones 1.12 y 1.13 se sigue que

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (1.35)$$

Luego la ecuación 1.20 se puede expresar como

$$\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) = -\frac{U \cdot A}{C_{min}} \cdot \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (1.36)$$

de la ecuación 1.33:

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = e^{(-NUT \cdot (1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}))} \quad (1.37)$$

A partir de estas ecuaciones se logra relacionar la eficiencia con los tipos de intercambiadores de calor. Introduciendo $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$, se tiene:

Tubos concéntricos

Flujo paralelo

$$\epsilon = \frac{1 - e^{(-NUT \cdot (1 + C_r))}}{1 + C_r} \quad (1.38)$$

Contraflujo

$$\epsilon = \frac{1 - e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}}{1 - C_r \cdot e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}} \quad (1.39)$$

Coraza y Tubos

Un paso por la coraza

$$\epsilon_1 = 2 \cdot (1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}) \cdot \left(\frac{1 + e^{(-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}})}}{1 - e^{(-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}})}} \right)^{-1} \quad (1.40)$$

n pasos por la coraza

$$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (1.41)$$

Flujo Cruzado

Fluidos sin mezclar

$$\epsilon = 1 - e^{(\frac{1}{C_r}) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot (e^{(-C_r \cdot (NUT)^{0,78})} - 1)} \quad (1.42)$$

C_{max} mezclado y C_{min} sin mezclar

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (1 - e^{(-C_r \cdot (1 - e^{(-NUT)}))}) \quad (1.43)$$

C_{min} mezclado y C_{max} sin mezclar

$$\epsilon = 1 - e^{(-C_r^{-1} 1 - e^{(-C_r \cdot (NUT))})} \quad (1.44)$$

Todos los intercambiadores $C_r = 0$

$$\epsilon = 1 - e^{(-NUT)} \quad (1.45)$$

Capítulo 2

Equipo

2.1. Equipo WL 110.03

Para la presente experiencia se utilizará el equipo *WL 110.03: Intercambiador de calor de haz de tubos*(Fig. 2.1), el cual se conecta a la unidad de alimentación *WL 110* mediante acoplamientos rápidos y se asegura mediante tornillos de mango en estrella. Sondas térmicas para medición de la temperatura de admisión y de evacuación se encuentran en las conexiones de alimentación de *WL 110*. El tubo de camisa del intercambiador de calor está fabricado de plástico transparente de forma que el haz de tubos está completamente visible.

2.2. Equipo WL 110

El equipo *WL 110*(Fig. 2.2), representa una unidad de alimentación cerrada en sí misma para diferentes intercambiadores de calor. Para estudios y ensayos se dispone como accesorios de 4 diferentes elementos intercambiadores de calor. Cada uno de estos intercambiadores de calor puede conectarse a la unidad de alimentación mediante acoplamientos rápidos. Ésta contiene un depósito de agua caliente con calefactor eléctrico, una bomba así como un panel de indicadores y mandos. En el mismo puede ajustarse la temperatura del agua mediante un regulador eléctrico así como el flujo de agua fría y caliente mediante válvulas mariposas. Las temperaturas relevantes se miden mediante elementos PTC y, como el caudal, se muestran mediante indicadores digitales. Mediante la tarjeta de registro de los datos de medición y el

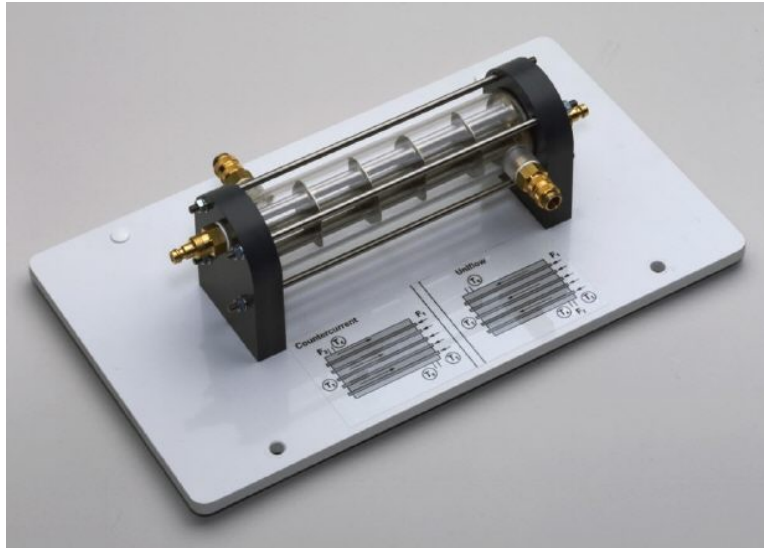


Figura 2.1: Fotografía del equipo WL 110.03. *Fuente:* <http://www.gunt.de>

software, los cuales se suministran como accesorio, es viable el procesamiento de los datos en PC.



Figura 2.2: Fotografía del equipo WL 110. *Fuente:* <http://www.gunt.de>

Capítulo 3

Instalación experimental

3.1. Preparativos del equipo

- Se debe comprobar el nivel de agua en el depósito y agregar agua si es necesario.
- Encender el interruptor primario.
- Ajustar la temperatura de agua caliente convenientemente, mediante el accionamiento del termostato.
- Encender la calefacción. Se necesitan unos 20 minutos para aumentar la temperatura ambiente a 60°C. Mientras se calienta el agua, se puede empezar a purgar el aire del intercambiador de calor.
- Conectar el intercambiador de calor al equipo básico mediante los tubos, según si se desea trabajar en cocorriente o en contracorriente. Sólo hay que cambiar los tubos de agua fría del intercambiador de calor. De lo contrario, existe peligro de quemaduras.
- Ajustar un caudal de entrada de agua fría alto mediante la válvula reguladora. Dejar fluir el agua unos instantes hasta que no queden burbujas.
- Conectar la bomba.
- Ajustar un caudal de agua caliente alto mediante la válvula reguladora y dejar fluir el agua unos instantes.

3.2. Realización de ensayos

La corriente de agua caliente conserva el sentido con ambos modos de funcionamiento.

- Ajustar el caudal de agua fría y caliente que se desea mediante las válvulas reguladoras.
- Una vez ajustados los caudales, esperar a que se alcance un equilibrio térmico. Esto ocurre cuando las temperaturas cambian menos de 1°C por minuto. Para ello basta con observar las dos temperaturas de salida T_3 y T_6 (en cocr corriente) o T_3 y T_4 (en contracorriente). Si no se alcanza un equilibrio térmico, los datos medidos darán lugar a resultados de ensayo falsos.
- Una vez alcanzado un estado térmico estable, las temperaturas se leen y se registran en una hoja de cálculo, junto con los caudales ajustados. Si se utiliza el registro de datos de medición en PC, los datos de medición estarán disponibles en un archivo.

Nota: *El agua fría que sale de las tuberías suele tardar bastante tiempo en fluir a una temperatura constante. Por eso, antes de realizar los ensayos es importante que el agua fluya un rato al máximo caudal.*

Capítulo 4

Nomenclatura

U	Coeficiente Global de Transferencia.
h	Coeficiente Convectivo.
k	Coeficiente Conductivo.
E	Energía.
q	Flujo de Calor.
m	masa.
NUT	Número de Unidades de Transferencia.
R_f	Factor de Impureza.
T_c	Temperatura Fluido Frío.
T_h	Temperatura Fluido Caliente.
ΔT_{ml}	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.
c_h	Calor Específico Fluido Caliente.
c_c	Calor Específico Fluido Frío.
C_h	Capacitancia Térmica Fluido Caliente.
C_c	Capacitancia Térmica Fluido Frío.
C_{max}	Capacitancia Máxima entre C_h y C_c
C_{min}	Capacitancia Mínima entre C_h y C_c
C_r	Razón entre C_{max} y C_{min} .
ϵ	Eficiencia.
η	Rendimiento.

Capítulo 5

Alternativas de estudio y objetivos

Mediante la combinación del equipo *WL 110.03*(Fig. 2.1) y del equipo *WL 110*(Fig. 2.1), se pueden realizar dos experiencias de intercambio térmico: utilizando flujos en cocorriente y en contracorriente. En esta oportunidad se utilizarán flujos en contracorriente.

La presente experiencia tiene como objetivo principal efectuar un estudio de las propiedades de los intercambiadores de calor para distintos tipos de flujo, mediante una comparación de los resultados de la experiencia con los que se entregan en los antecedentes teóricos.

Capítulo 6

Síntesis de Ecuaciones

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \frac{L_c}{k_c} + \frac{1}{h_4}} \quad (6.1)$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_a} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{k_b} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{k_c} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{1}{h_4}} \quad (6.2)$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_c \cdot A_c} = \frac{1}{U_h \cdot A_h} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_0 \cdot A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_0 \cdot A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 \cdot h \cdot A)_h} \quad (6.3)$$

$$R_w = \frac{L}{k \cdot A} \quad (6.4)$$

$$R_w = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (6.5)$$

$$q = \eta_0 \cdot h \cdot A \cdot (T_b - T_\infty) \quad (6.6)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A \cdot (1 - \eta_f)} \quad (6.7)$$

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}} \quad (6.8)$$

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{sto} \quad (6.9)$$

$$q = \dot{m}_h \cdot (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (6.10)$$

$$q = \dot{m}_c \cdot (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (6.11)$$

$$q = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6.12)$$

$$q = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (6.13)$$

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m(11,9) \quad (6.14)$$

$$\dot{q} = -\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot dT_h \equiv C_h \cdot dT_h \quad (6.15)$$

$$dq = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot dT_c \equiv C_c \cdot dT_c \quad (6.16)$$

$$dq = U \cdot (T_h - T_c) \cdot dA \quad (6.17)$$

$$d\Delta T = dT_h - dT_c \quad (6.18)$$

$$d\Delta T = -dq \cdot \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (6.19)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \frac{-U \cdot A}{q \cdot ((T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o}))} \quad (6.20)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (6.21)$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (6.22)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (6.23)$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (6.24)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (6.25)$$

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (6.26)$$

$$q_{max} = C \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6.27)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (6.28)$$

$$\epsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,p})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (6.29)$$

$$\epsilon = \frac{C_c \cdot (T_{c,p} - T_{c,i})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (6.30)$$

$$q = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6.31)$$

$$\epsilon = f(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}) \quad (6.32)$$

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (6.33)$$

$$\epsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (6.34)$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (6.35)$$

$$\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}\right) = -\frac{U \cdot A}{C_{min}} \cdot \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (6.36)$$

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = e^{(-NUT \cdot (1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}))} \quad (6.37)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{(-NUT \cdot (1 + C_r))}}{1 + C_r} \quad (6.38)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}}{1 - C_r \cdot e^{(-NUT \cdot (1 - C_r))}} \quad (6.39)$$

$$\epsilon_1 = 2 \cdot (1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}) \cdot \left(\frac{1 + e^{(-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}})}}{1 - e^{(-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}})}} \right)^{-1} \quad (6.40)$$

$$\epsilon = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \cdot \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (6.41)$$

$$\epsilon = 1 - e^{(\frac{1}{C_r}) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot (e^{(-C_r \cdot (NUT)^{0,78})} - 1)} \quad (6.42)$$

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (1 - e^{(-C_r \cdot (1 - e^{(-NUT)}))}) \quad (6.43)$$

$$\epsilon = 1 - e^{(-C_r^{-1} 1 - e^{(-C_r \cdot (NUT))})} \quad (6.44)$$

$$\epsilon = 1 - e^{(-NUT)} \quad (6.45)$$

Capítulo 7

Metodología

Dadas las condiciones que presenta el equipo a ocupar, no se realizarán mediciones de prueba pues el tiempo que se tiene para efectuar el ensayo es bastante limitado, lo que hace imposible hacer mediciones anteriores a las que serán tabuladas, ya que, para lograr obtener las condiciones de partida hay que esperar que se enfríe el equipo, lo cual demora bastante tiempo.

Antes de iniciar las mediciones se debe procurar cumplir con las advertencias del manual del equipo *WL 110.03* disponible en el laboratorio de fluidos.

Luego de cumplir con esas advertencias se procederá a accionar el equipo, adecuando los niveles de potencia y demás requerimientos de la experiencia.

Las variables a medir, como la temperatura de los flujos, deben tener cierto grado de validez otorgado por una estabilización de las condiciones de flujo, de manera de asegurarse de tabular datos de escasa representatividad, por lo que antes de medir se pondrá especial énfasis en permitir que las condiciones de los flujos se estabilicen antes de ser tabuladas por el grupo. Esta estabilización se alcanza cuando la temperatura de los flujos cambia menos de 1°C por minuto.

Capítulo 8

Resultados Esperados

Se espera, a partir de esta experiencia, obtener resultados congruentes con la teoría dentro de un rango aceptable, considerando que no es posible obtener los resultados teóricos empíricamente debido a las posibles imperfecciones anteriormente mencionadas (sección 1.3). Sin embargo, debiera ser posible obtener valores cercanos a los teóricos y analizar las posibles fuentes de error.

Capítulo 9

Resumen

Existen distintos tipos de intercambiadores de calor (I.C.) que se clasifican según su tipo de construcción y el arreglo de flujo. Así se encuentran los I.C. cocorriente, en que el fluido caliente y el frío entran por un extremo del intercambiador y salen por el otro; y también los I.C. contracorriente en que uno de los fluidos entra por el extremo por el cual sale el otro. También se puede dar el caso de tener flujos cruzados. Para poder analizar los intercambiadores de calor es necesario conocer algunos conceptos:

- El coeficiente global de transferencia de calor que relaciona todas las resistencias térmicas presentes en un intercambiador.
- La diferencia de temperatura media logarítmica.
- El número de unidades de transferencia NUT.
- La eficiencia.

Por medio de estos conceptos se pueden describir luego las propiedades de los intercambiadores de calor que fueron presentadas en los objetivos.

Capítulo 10

Resultados Obtenidos

10.1. Descripción del procedimiento

Se monta el intercambiador de calor de haz de tubos en el soporte destinado para ello. Posteriormente se debe establecer el circuito de flujos del intercambiador de calor, para ello se siguen los pasos desritos a continuación:

1. Por la entrada del flujo del haz de tubos se conecta el alimentador de flujo caliente.¹
2. Por la salida del haz se conecta el receptor de flujo caliente que lleva el agua al equipo WL 110 que por medio de una resistencia, comandada por un termostato, vuelve a calentarla.
3. Por la entrada de flujo del tubo (notar que si el el intercambiador de calor está en contracorriente, necesariamente la entrada del flujo frío se encuentra físicamente en la salida del flujo caliente) se conecta el alimentador de flujo frío.
4. Evidentemente, por la salida de flujo frío se conecta el receptor de flujo frío.

¹Si se hiciese la experiencia con el flujo caliente por alrededor del haz de tubos se tendrían que considerar pérdidas por la pared del tubo al exterior, luego el intercambiador de calor sería más ineficiente.

Para una mejor comprensión del proceso se presenta la figura 10.1:

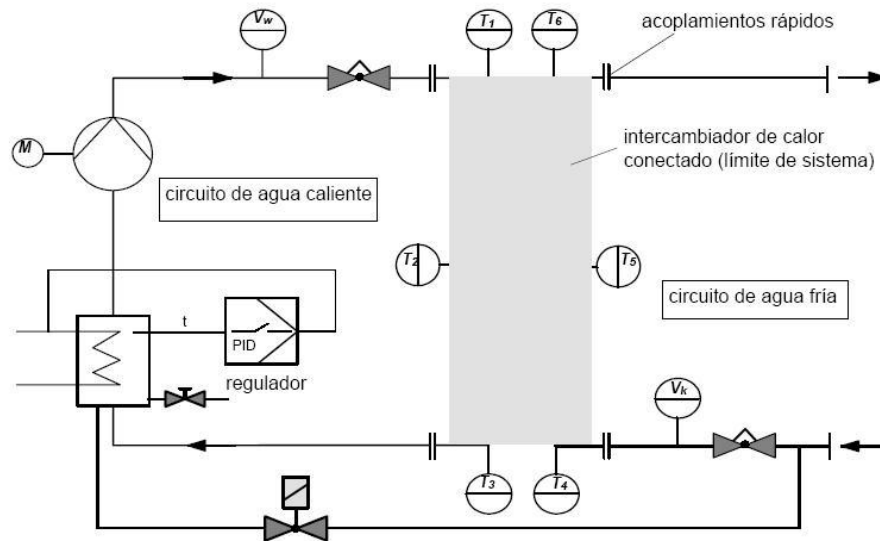


Figura 10.1: Esquema del equipo WL 110.03

La nomenclatura utilizada en el esquema es:

T_1 = Temperatura de entrada del flujo caliente.

T_3 = Temperatura de salida del flujo caliente.

T_4 = Temperatura de entrada del flujo frío.

T_6 = Temperatura de salida del flujo frío.

Además, el *Caudal 1* corresponde al fluido caliente, mientras que el *Caudal 2* corresponde al fluido frío.

Para evitar errores en las mediciones, se debe asegurar la inexistencia de burbujas de aire en el tubo. Para ello se echa a andar el circuito de flujo frío y se mueve el Intercambiador de modo de hacer que las burbujas salgan.

Se deben establecer las temperaturas a las que se harán las mediciones. Esto se hizo elevando la temperatura de entrada del flujo caliente hasta aproximadamente 60°C , posteriormente se varía el flujo de fluido frío (agua), lo que determinará las temperaturas de salida de cada flujo. Notar que la variación del flujo no debería *a priori* afectar las temperaturas de entrada de cada flujo.

Luego se proce a ejecutar el software asociado al equipo WL 110.03 que se encuentra en el menú de programas del PC, en la carpeta GUNT. En él se establece a qué período se harán las mediciones, luego se procede a variar los caudales siendo ésta la unica función que queda por realizar.

Los caudales se varían de la siguiente forma, primero se establece un flujo caliente y a partir de éste se variará el flujo frío hasta el máximo posible. Luego se establece un flujo frío constante y se varía el flujo caliente.

10.2. Tablas de Resultados

10.2.1. Primera toma de datos

Caudal 1 [$\frac{l}{min}$]	Caudal 2 [$\frac{l}{min}$]	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
0,408816963	4,465513229	49,3470993	32,48465347	14,3973217	16,44112778
0,407812506	4,454799175	49,2522316	32,42605972	14,3666296	16,41880608
0,41004464	4,451227665	49,19503403	32,37583542	14,34151745	16,38811302
0,409263402	4,46138382	48,94391632	32,19447708	14,2661829	16,3002224
0,41004464	4,45669651	48,84207535	32,1930809	14,24665165	16,31277847
0,409263402	4,45658493	48,81138229	32,16796875	14,2494421	16,2946434
0,410714298	4,49196434	47,96177292	31,75083733	14,13922977	16,0993309
0,411830366	4,484375	47,87807083	31,69782448	14,1573658	16,11746597
0,411607146	4,487053394	47,85295868	31,64480972	14,11690807	16,11188698

Tabla 10.1: Resultados Obtenidos en la primera toma de datos.

Esta instancia fue básicamente una prueba del sistema, manteniéndose el calefactor apagado.

10.2.2. Segunda toma de datos

Caudal1 [$\frac{l}{min}$]	Caudal 2 [$\frac{l}{min}$]	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
3,473437548	0,135602683	60,13532257	55,18275833	13,09849358	24,56891823
3,474665165	0,135267854	60,29018021	55,83844757	13,19614983	26,44391823
3,467633963	0,136383936	60,5524559	56,90708542	13,36216545	30,4073658
3,468191862	0,901116073	61,49972153	58,70256805	13,9229908	41,04771042
3,462723255	0,940625012	61,62667465	58,45703125	13,76953125	40,21065903
3,46517849	0,995535731	61,78292465	58,19335938	13,63141727	38,72070313
3,458370447	1,498214245	62,85435104	57,20005417	13,31752205	29,53962135
3,465959787	1,498325944	62,9408493	57,15122604	13,28822517	29,0345974
3,465625048	1,495424151	63,01618195	57,17215347	13,31054688	28,68722153
3,465848207	1,858705401	63,55329132	57,14006805	13,30217648	26,79408455
3,466406345	1,879352689	63,62583542	57,11635208	13,26869392	26,54715347
3,467410803	1,899107099	63,7220993	57,1372757	13,3286829	26,36021233
3,469419718	2,487611532	64,50055695	57,23074722	13,4123888	24,62890625
3,460379362	2,48839283	64,55775452	57,19028854	13,44447517	24,47823715
3,462388277	2,48839283	64,61774445	57,17773438	13,42773438	24,34430885
3,459933043	2,99241066	65,03348541	57,13030243	13,50864983	23,24916267
3,463950872	2,991406202	65,00418854	57,0982132	13,5239954	23,1640625
3,464062452	3,45658493	64,98326111	56,70898438	13,55747795	22,35909653
3,467075825	3,458147287	65,04603577	56,70479965	13,56724358	22,26423073
3,46439743	3,45345974	65,07672882	56,73409653	13,55747795	22,21400642
3,460044622	3,969531298	64,89955139	56,27650833	13,61467648	21,42020035
3,466964245	3,96863842	64,86467743	56,19559097	13,67047977	21,35323715
3,471205473	3,97265625	64,88700104	56,22349167	13,67327023	21,34626198
3,467968702	4,416740894	64,82282257	56,00864792	13,65094852	20,91099358
3,467968702	4,428348064	64,765625	55,9375	13,6886158	20,84542465
3,462834835	4,436272144	64,78236389	55,90122604	13,66908455	20,8370533

Tabla 10.2: Resultados Obtenidos en la segunda toma de datos.

Se puede observar un flujo caliente que varía entre los 3,45 y los $3,47[\frac{l}{min}]$, lo cual puede considerarse como un flujo de $3,46[\frac{l}{min}]$, aproximadamente.

Por otra parte el flujo frío se modificó en nueve valores, manteniendo valores entorno a 0,13; 0,9; 1,49; 1,87; 2,48; 2,99; 3,45; 3,97 y $4,4[\frac{l}{min}]$.

10.2.3. Tercera toma de datos

Caudal 1 $[\frac{l}{min}]$	Caudal 2 $[\frac{l}{min}]$	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
3,120312452	1,025223255	65,31807709	60,07114792	14,16713142	36,58621597
3,123549223	1,024553537	65,45340729	59,93582535	14,140625	35,79799271
3,123883963	1,029017806	65,55664063	59,83538055	14,1183033	34,88978958
3,11752224	1,529687524	65,79101563	59,18805695	14,0150671	31,03655052
3,118080378	1,526674151	65,8705368	59,07645035	14,0234375	30,24135017
3,111830473	1,528794646	65,89564514	59,06668472	13,97879505	29,6707592
3,115067005	2,03883934	66,05329132	58,8225441	13,97879505	28,43331528
3,119642973	2,05044651	66,14955139	58,72488785	13,9453125	27,76367188
3,119531155	2,05513382	66,22489166	58,70256805	13,9676342	27,31863785
3,12087059	2,49174118	66,328125	58,3258934	13,92438602	25,6082592
3,118303537	2,486495495	66,3560257	58,24916458	13,93415165	25,3962059
3,10948658	2,485714197	66,36579132	58,20591354	13,95507813	25,19252205
3,10892868	2,96116066	66,35881805	57,96596146	13,93415165	24,49637222
3,11328125	2,97622776	66,35184479	57,91294479	13,9313612	24,24246597
3,11707592	2,982477665	66,37416077	57,85853958	13,93973255	24,02762222
3,124218702	4,039620399	66,50390625	57,5	13,89090443	22,83900642
3,119866133	4,039620399	66,5122757	57,3939743	13,90764523	22,5558033
3,118973255	4,045535564	66,53878021	57,29771042	13,90625	22,35351563
3,116071463	4,358147144	66,5513382	57,15541458	13,86021233	21,92382813
3,118750095	4,405357361	66,56807709	57,14146042	13,86160755	21,73130608

Tabla 10.3: Resultados Obtenidos en la tercera toma de datos.

En la tabla 10.3 se puede observar un flujo caliente que varía entre los 3,11 y los $3,12[\frac{l}{min}]$ aproximadamente.

Por otra parte el flujo frío se modificó en ocho valores, manteniendo valores entorno a 1,02; 1,52; 2,05; 2,48; 2,48; 2,97; 4,03; y $4,4[\frac{l}{min}]$.

10.2.4. Cuarta toma de datos

Caudal 1 $[\frac{l}{min}]$	Caudal 2 $[\frac{l}{min}]$	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
2,481696367	1,057924151	66,40345764	56,48019028	13,88253307	22,10239983
2,481807947	1,05089283	66,46344757	57,37304688	13,94391727	23,90625
2,478348255	1,053236604	66,45228577	57,74274445	13,984375	24,75027847
2,48013401	1,57020092	66,49693298	58,09012222	14,0066967	26,54715347
2,479241133	1,570758939	66,60993195	58,06361771	13,98297977	26,67131615
2,48080349	1,570982099	66,65457916	58,0859375	14,00809193	26,65457535
2,478906155	2,141964197	66,77873993	57,99525833	13,99693108	26,23046875
2,482924223	2,14408493	66,81501007	57,90876007	13,96902943	25,91378403
2,48470974	2,147879362	66,85407257	57,7399559	13,96902943	25,36969948
2,481026888	2,446093798	66,93359375	57,57394028	13,94670773	24,75306892
2,47700882	2,447209835	66,93498993	57,50278854	13,95228767	24,51869392
2,48470974	2,448102713	67,01311493	57,46372604	13,92159557	24,20340347
2,481138468	3,068303585	67,26981354	57,26841354	13,87974358	23,21847153
2,477566957	3,059375048	67,24748993	57,18331528	13,86997795	23,00920677
2,474218845	3,054129362	67,27259827	57,1428566	13,8532362	22,87109375
2,481473207	3,442745447	67,35909271	57,00893021	13,8671875	22,49860573
2,48058033	3,438616037	67,3549118	56,91685104	13,8364954	22,33537865
2,482142925	3,442745447	67,30887604	56,73130417	13,86021233	21,94614983
2,474999905	3,76953125	67,53069305	56,57784653	13,83928585	21,2667408
2,473437548	3,767410755	67,56278229	56,58761215	13,8671875	21,19140625
2,473437548	3,763169527	67,54463959	56,5959816	13,83370495	21,1662941
2,46529007	3,935491085	67,53487396	56,46205521	13,78487682	21,01980972
2,467187405	3,94888401	67,66322327	56,54436493	13,75557995	20,94587135
2,473883867	3,954464197	67,68694305	56,52762222	13,73883915	20,88867188

Tabla 10.4: Resultados Obtenidos en la cuarta toma de datos.

Se puede observar un flujo caliente en torno a los $2,48[\frac{l}{min}]$, aproximadamente.

Por otra parte el flujo frío se modificó en ocho oportunidades, manteniendo valores en torno a 1,05; 1,57; 2,14; 2,44; 3,05; 3,44; 3,76; y $3,95[\frac{l}{min}]$.

10.2.5. Quinta toma de datos

Caudal 1 $[\frac{l}{min}]$	Caudal 2 $[\frac{l}{min}]$	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
1,630580306	0,322767854	67,78739166	56,00585938	13,78627205	21,95730972
1,631919622	0,30479911	67,79994202	56,62667465	13,82672977	22,78320313
1,631361604	0,303683043	67,81807709	57,24748993	13,88532352	23,82673073
1,617633939	1,229129434	67,65625	58,29101563	14,12109375	28,01199722
1,608705401	1,230915189	67,60881805	58,05524445	14,1266737	28,32868385
1,609040141	1,22667408	67,75809479	57,94224167	14,0848217	28,26729965
1,619866014	1,64866066	68,17940521	57,6618309	13,97181892	26,85965347
1,620312452	1,665959835	68,18359375	57,64229965	13,9704237	26,79966545
1,620758891	1,682477713	68,19754791	57,62695313	13,96484375	26,73270035
1,620758891	2,819196463	68,83509827	56,43694305	13,83928585	22,83900642
1,618080378	2,88705349	68,86997986	56,38253403	13,8532362	22,5725441
1,614955306	2,895647287	68,92438507	56,29045868	13,86858273	22,32421875
1,612611651	3,368973255	69,08203125	56,08398438	13,83789063	21,6350441
1,612499952	3,37511158	69,10853577	55,96958542	13,83928585	21,4174099
1,615067005	3,36763382	69,13783264	55,89425278	13,8197546	21,21512222
1,612165213	3,479241133	69,26338959	55,7533493	13,82114983	20,8370533
1,608593702	3,487723112	69,30106354	55,71010208	13,8532362	20,73381615
1,611718774	3,485825777	69,32059479	55,70591354	13,8811388	20,67103767
1,612165213	3,47622776	69,38336945	55,72823715	13,8839283	20,61523438
1,614508986	3,822767973	69,85909271	55,72544479	13,89927483	20
1,614620566	3,821428537	69,86885834	55,72544479	13,89648438	19,99023438
1,61305809	3,822544575	70,00418854	55,74358368	13,85463142	19,91489983

Tabla 10.5: Resultados Obtenidos en la quinta toma de datos.

En este muestreo se puede observar un flujo caliente en torno a $1,61[\frac{l}{min}]$, aproximadamente.

Por otra parte el flujo frío se modificó en siete insatancias, manteniendo valores entorno a 0,31; 1,22; 1,66; 2,8; 3,36; 3,48; y $3,82[\frac{l}{min}]$.

10.2.6. Sexta toma de datos

Caudal 1 $[\frac{l}{min}]$	Caudal 2 $[\frac{l}{min}]$	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_6 [°C]
1,012276769	0,831584811	72,19447327	55,4799118	13,9983263	22,1763401
1,009263396	0,816071451	72,2265625	55,8928566	14,03878307	22,78878403
1,005915165	0,87879467	72,27957916	56,3002243	14,08621693	23,49748802
0,990513384	1,194084764	72,45256805	57,07728958	14,12946415	24,98046875
0,984151781	1,192410707	72,53766632	57,15122604	14,12946415	25,3180809
0,981138408	1,194308043	72,578125	57,16238785	14,13922977	25,35016823
0,999107122	1,533258915	73,10686493	57,1372757	14,17550182	24,6261158
1	1,539508939	73,125	57,12472153	14,16992188	24,4866066
0,995647311	1,530803561	73,18638611	57,13309097	14,17550182	24,4084816
0,984709799	1,826897264	73,6328125	57,12332535	14,1099329	23,77650642
0,985044658	1,826450944	73,70396423	57,13169479	14,18945313	23,6886158
0,987946451	1,825669646	73,74860382	57,10797882	14,17410755	23,52539063
0,982812524	2,740848303	74,09598541	56,59737778	14,12806892	22,2433033
0,985825896	2,754910707	74,17829132	56,54715347	14,1545763	21,95451927
0,983816981	2,74977684	74,2299118	56,4955368	14,15597057	21,69782448
0,976227701	3,20357132	74,09319305	55,57756805	14,14341545	20,35853767
0,974553585	3,21060276	74,00669861	55,4408493	14,17410755	20,32226563
0,983705342	3,194084883	74,57310486	55,77288055	14,05552483	20,05161858
0,980245531	3,666741133	74,92606354	55,60825729	13,75139523	19,34570313
0,977901757	3,678906202	74,92745209	55,57198715	13,7360487	19,24944115
0,974330366	3,684932947	74,95396423	55,5524559	13,7276783	19,18387222

Tabla 10.6: Resultados Obtenidos en la sexta toma de datos.

En esta oportunidad el flujo caliente está aproximadamente en $0,99[\frac{l}{min}]$.

Por otra parte el flujo frío se modificó en siete instancias, manteniendo valores entorno a 0,8; 1,19; 1,53; 1,82; 2,74; 3,2; y $3,67[\frac{l}{min}]$.

Capítulo 11

Análisis y Discusión

En esta sección se muestran los gráficos asociados a las tablas presentadas en el Capítulo 10. Observando las tablas, claramente se vé que no es posible asociar un gráfico a cada medida, debido al gran número de gráficos necesarios, por lo que se seleccionaron aleatoriamente algunos flujos fríos por tabla para analizar la calidad de las mediciones. Asociado a los gráficos, se muestra el correspondiente ΔT_{log} .

11.1. Gráficos Primera toma de datos

Dado que la primera toma de datos fue hecha con el calefactor apagado, los resultados no tienen validez analítica y no se pueden comparar con los demás muestreos.

11.2. Gráficos Segunda toma de datos

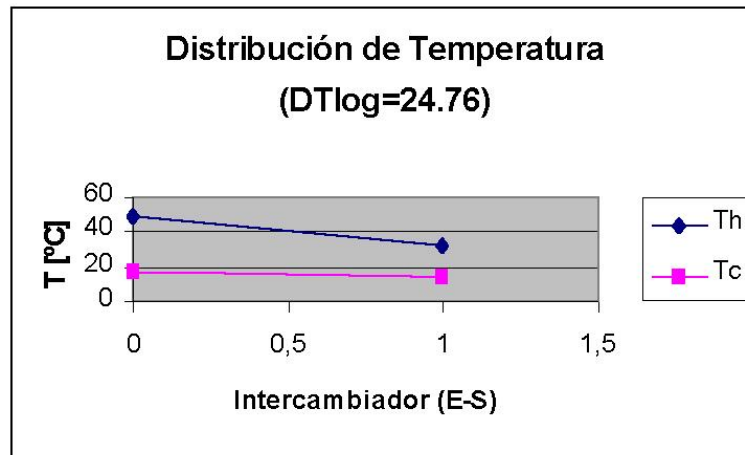


Figura 11.1: Gráfico 1 de la Tabla 2

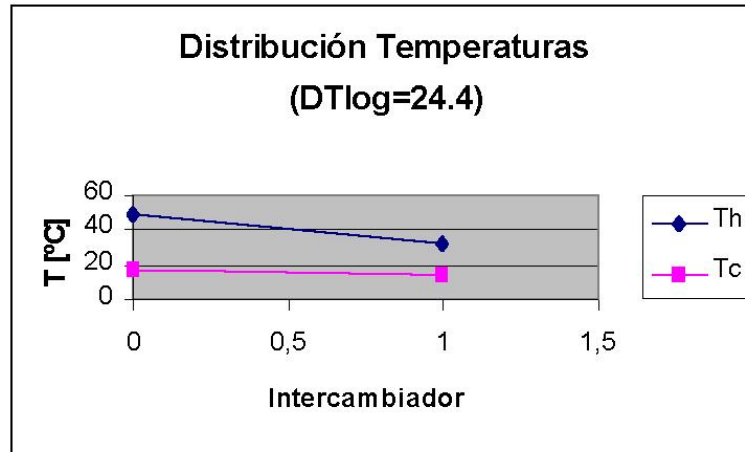
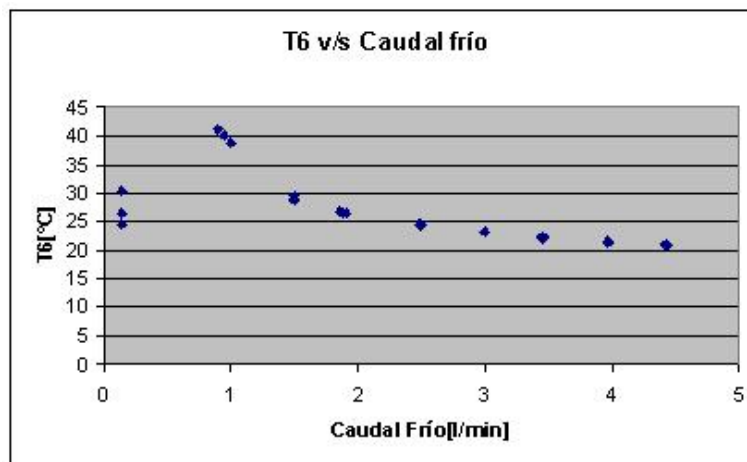


Figura 11.2: Gráfico 2 de la Tabla 2

Además se incluye el gráfico [11.3](#), que corresponde a la evolución de T_6 en función del caudal frío.

Figura 11.3: Gráfico T_6 versus Caudal Frío

11.3. Gráficos Tercera toma de datos

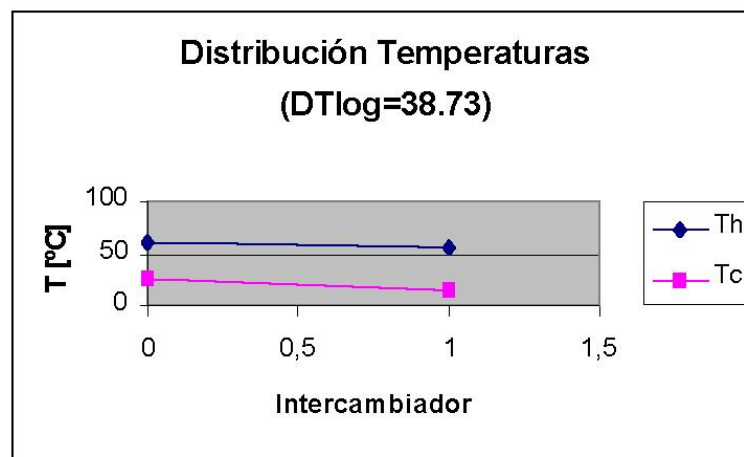


Figura 11.4: Gráfico 1 de la Tabla 3

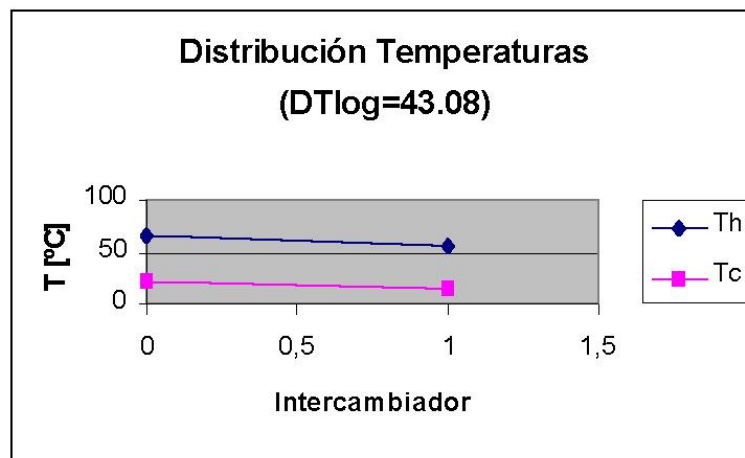


Figura 11.5: Gráfico 2 de la Tabla 3

11.4. Gráficos Cuarta toma de datos

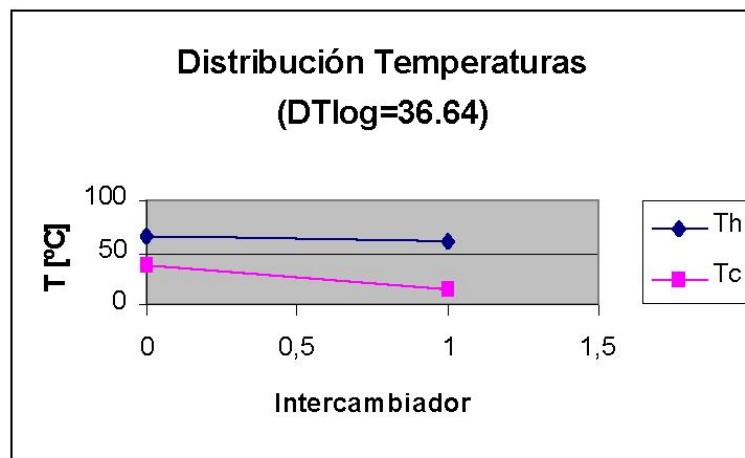


Figura 11.6: Gráfico 1 de la Tabla 4

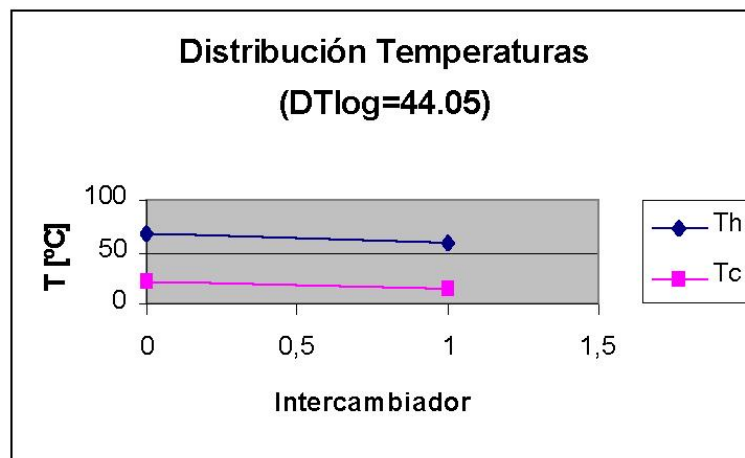


Figura 11.7: Gráfico 2 de la Tabla 4

11.5. Gráficos Quinta toma de datos

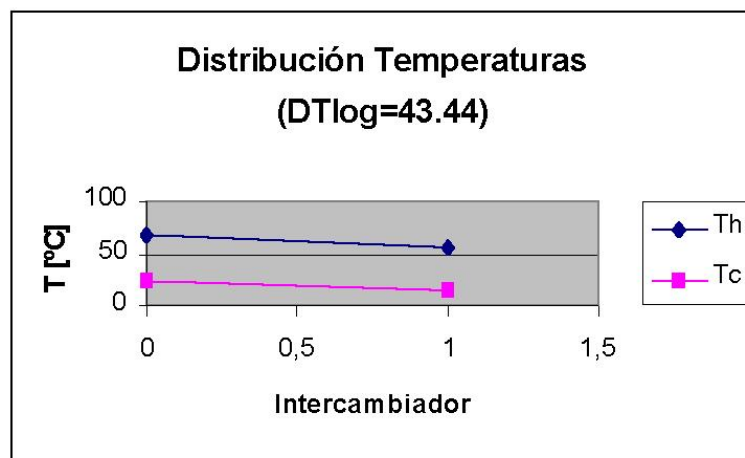


Figura 11.8: Gráfico 1 de la Tabla 5

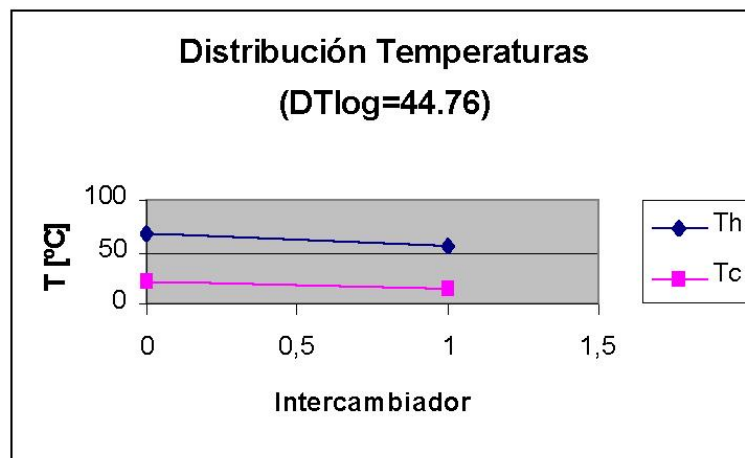


Figura 11.9: Gráfico 2 de la Tabla 5

11.6. Gráficos Sexta toma de datos

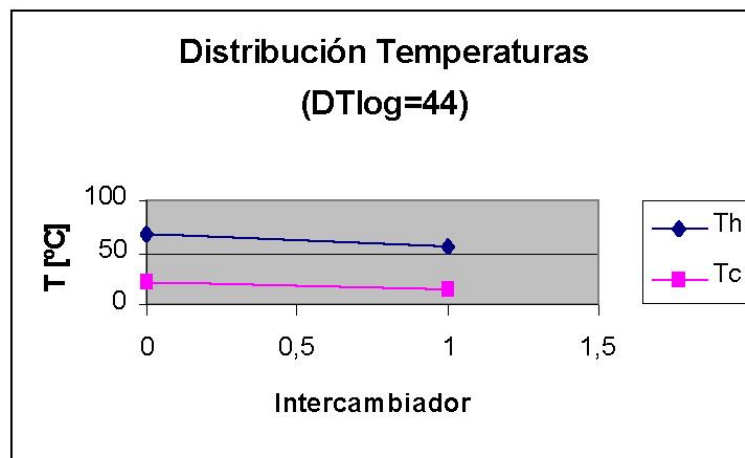


Figura 11.10: Gráfico 1 de la Tabla 6

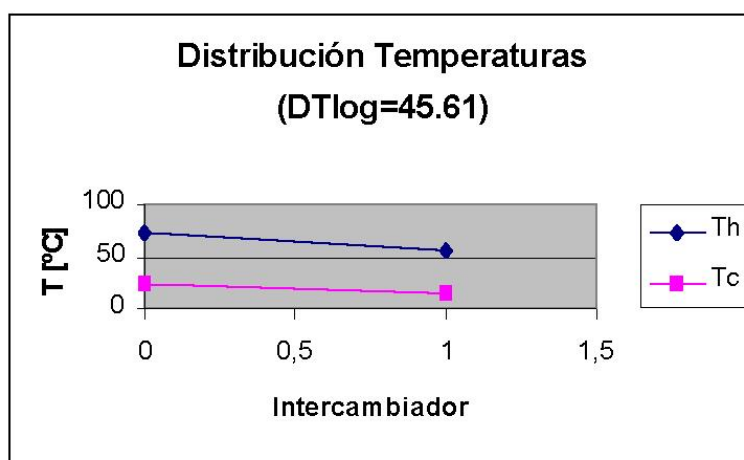


Figura 11.11: Gráfico 2 de la Tabla 6

Capítulo 12

Conclusiones

Luego de efectuar la experiencia se nota una clara dependencia entre las temperaturas de salida de los flujos. Estas temperaturas permiten calcular el calor transferido al fluido frío. Teniendo esto en consideración se presentan las siguientes interrogantes:

- Dadas las propiedades físicas del intercambiador de calor, ¿debiera estar acotada la transferencia de calor?.
- Al aumentar el caudal ¿Se podría alcanzar una transferencia infinita?. Las respuestas a éstas interrogantes se encuentran en la teoría descrita en el apartado teórico de este informe (ver Cap. 1.4), en donde se establece que el calor máximo transferible está dado por la ecuación 6.27.

Esta ecuación relaciona el calor máximo transferible con el C_{min} , dependiente del caudal mínimo, pues dadas las diferencias logarítmicas de temperatura tabuladas (ver Cap. 10), se usa un calor específico constante de $4180[\frac{J}{kg \cdot K}]$. Luego la transferencia de calor sólo queda dependiente del caudal de fluido caliente, que está acotado por las condiciones físicas del intercambiador. Si se quisiera tener transferencia infinita, solo bastaría tener un caudal infinito, sin embargo esto es imposible de obtener.

Cómo notar esto en esta experiencia: sólo se deben ver los gráficos del Capítulo 10. Si se observan las temperaturas de salida del flujo frío, se puede notar que la variación de las temperaturas con los flujos no es lineal; luego si se extrapolan estos datos, se establece una cota superior de temperatura, reafirmando así que el calor transferido está acotado.

La dependencia descrita por la ecuación 6.14, se debe analizar teniendo en cuenta que el coeficiente global de transferencia U no se conoce, luego revisando los graficos del Capítulo 11 se verifica que la dependencia se cumple pues a mayor ΔT_{log} , se tiene una mayor diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada del flujo frío y la de salida del mismo. Luego suponiendo U como constante para tal caso, la teoría se cumple absolutamente.

Bibliografía

- [1] Incropera, Frank P.; DeWitt, David P.: *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Editorial Pearson Educación, Cuarta Edición, México (1999)
- [2] Lienhard, John: *A Heat Transfer Textbook*, Phlogiston Press, Massachusetts, USA (2001)
- [3] Frederick, Ramón: *Apuntes Curso ME43B*, Departamento de Ingeniería Mecánica, Fac. de Cs. Físicas y Mats., Universidad de Chile, Santiago, Chile (2004)
- [4] Página Web. [http:// personales.ya.com/ universal/ TermoWeb/ IngenieriaTermica/ Teoria/ PDFs/ 17.pdf](http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/17.pdf)
- [5] Página Web. [http:// personales.ya.com/ universal/ TermoWeb/ IngenieriaTermica/ Teoria/ PDFs/ 18.pdf](http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/18.pdf)
- [6] Página Web. <http://www.gunt.de>