

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO TRANSVERSAL
ALETEADO**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Denis Javier Sotomayor Zajarov

ASESOR: Ing. Enrique José Barrantes Peña

Lima, Mayo de 2014

RESUMEN:

En la presente tesis se realiza la simulación numérica del comportamiento de un intercambiador de calor de flujo cruzado o transversal aleteado.

En primer lugar se procedió a describir este tipo de intercambiador de calor, así como algunos ámbitos de su aplicación.

Luego, se presentan las correlaciones analíticas a utilizarse para el cálculo de la capacidad de transferencia de calor de este tipo de intercambiadores de calor.

Después, se procedió a establecer el modelo computacional del intercambiador previamente mencionado, tomando en cuenta sus características físicas así como sus condiciones de funcionamiento.

Posteriormente, se procedió a hacer la simulación del modelo computacional planteado, obteniéndose tanto la variación de las propiedades del flujo de aire a lo largo del intercambiador de calor como la distribución de temperaturas en las aletas y tubos que lo componen.

Los resultados de la capacidad del intercambiador de calor obtenidos a través de la simulación arrojaron una variación alrededor del 11% respecto a los datos brindados por el fabricante y de 4.5% respecto a la capacidad calculada analíticamente.

Además, se obtuvieron las tasas de transferencia de calor que presenta el intercambiador en diferentes zonas, lo cual nos sirve como un punto de partida para una futura optimización del equipo.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : Simulación Numérica del comportamiento de un Intercambiador de Calor de Flujo Transversal Aleteado

ÁREA : Energía # 339

PROPUESTO POR : Ing. Enrique J. Barrantes P.

ASESOR : Ing. Enrique J. Barrantes P.

TESISTA : Denis Javier Sotomayor Zajarov

CÓDIGO : 2008.4768

FECHA : 4 de Febrero de 2014



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Los intercambiadores de calor son dispositivos diseñados para producir un intercambio de energía térmica generalmente entre 2 o más fluidos, que obedece tanto a las relaciones de la Transferencia de calor como a las características geométricas y de los materiales empleados.

Un tipo de intercambiador de calor de amplia aplicación en los procesos de climatización de ambientes es el intercambiador de flujo cruzado o transversal empleado con aire y por lo cual incorpora superficies adicionales o extendidas, comúnmente denominadas aletas.

En la determinación del comportamiento térmico de los intercambiadores de calor se hace uso ya sea de métodos analíticos, como numéricos, ambos basados en expresiones que suelen tener una base experimental y una amplia variedad de parámetros a ser considerados.

El estudio de la influencia tanto de parámetros geométricos como de materiales es importante para establecer un mejor acercamiento a los resultados experimentales, por lo cual el objetivo del presente trabajo es la simulación numérica del intercambio térmico que se produce en un intercambiador de calor de flujo transversal aleteado.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Simulación Numérica del comportamiento de un Intercambiador de
Calor de Flujo Transversal Aleteado

Introducción


1. Características y aplicaciones
2. Relaciones Analíticas
3. Modelamiento numérico

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas


Ing. Enrique J. Barrantes P.
Asesor

R

B

ÍNDICE

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES

INTRODUCCIÓN

1

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES

3

1.1. Descripción general

3

1.2. Principios de operación

4

1.3. Características

5

1.3.1. Capacidad

6

1.3.2. Geometría

6

1.3.3. Materiales

7

1.3.4. Flujo de aire

7

1.3.5. Flujo de agua

8

1.4. Aplicaciones

8

CAPÍTULO 2: RELACIONES ANALÍTICAS

10

2.1. Equilibrio térmico del intercambiador de calor

10

2.2. Análisis de la transferencia de calor

13

2.2.1. Ecuación general de transferencia de calor

13

2.2.2. Parámetros geométricos

14

2.2.3. Propiedades de flujos y materiales

17

| | |
|---|-----------|
| 2.2.3.1. Flujo de aire | 17 |
| 2.2.3.2. Flujo de agua | 20 |
| 2.2.3.3. Materiales | 21 |
| 2.2.4. Procedimiento según Klaus Schmidt | 22 |
| 2.2.4.1. Determinación del coeficiente α_m | 22 |
| 2.2.4.2. Determinación de la eficiencia η_f | 23 |
| 2.2.4.3. Determinación del coeficiente α_i | 24 |
| 2.3. Determinación del calor teórico transferido | 25 |
| CAPÍTULO 3: MODELAMIENTO NUMÉRICO | 27 |
| 3.1. Características del equipo | 27 |
| 3.1.1. Capacidad | 27 |
| 3.1.2. Geometría | 28 |
| 3.1.3. Materiales | 29 |
| 3.1.4. Flujo de aire | 30 |
| 3.1.5. Flujo de agua | 30 |
| 3.2. Modelo computacional | 31 |
| 3.2.1. Dominio en análisis | 32 |
| 3.2.1.1. Subdominio sólido | 33 |
| 3.2.1.2. Subdominio gaseoso | 37 |
| A. Volumen interior | 37 |
| B. Volumen de entrada | 39 |
| C. Volumen de salida | 39 |

| | |
|---|----|
| 3.2.2. Enmallado | 42 |
| 3.2.2.1. Subdominio sólido | 42 |
| A. Media aleta de aluminio | 42 |
| B. Secciones de tubos de cobre | 43 |
| 3.2.2.2. Subdominio gaseoso | 45 |
| A. Volumen interior | 45 |
| B. Volumen de entrada | 46 |
| C. Volumen de salida | 47 |
| 3.2.3. Condiciones de borde | 48 |
| 3.2.3.1. Condiciones de entrada de flujo de aire | 48 |
| 3.2.3.2. Condición de abertura | 48 |
| 3.2.3.3. Condición de pared no deslizante | 50 |
| 3.2.3.4. Condición de pared deslizante adiabática | 50 |
| 3.2.3.5. Condiciones de simetría | 51 |
| 3.2.3.6. Condición de pared con temperatura adyacente | 51 |
| 3.2.4. Ecuaciones y modelo físico | 53 |
| 3.2.4.1. Consideraciones | 53 |
| A. Flujo homogéneo gaseoso | 53 |
| B. Flujo de aire seco | 54 |
| C. Aire como gas ideal | 54 |
| D. Flujo en estado estacionario | 54 |
| E. Fuerza gravitacional despreciable | 55 |
| F. Energía cinética despreciable | 57 |

| | |
|---|-----------|
| G. Disipación viscosa despreciable | 58 |
| 3.2.4.2. Ecuación aplicada al dominio sólido | 59 |
| 3.2.4.3. Ecuaciones aplicadas al subdominio gaseoso | 60 |
| A. Ecuación de continuidad | 60 |
| B. Ecuación de momento | 60 |
| C. Ecuación de energía | 61 |
| D. Ecuación de gas ideal | 62 |
| E. Ecuaciones de variables adicionales | 63 |
| F. Ecuaciones del modelo del flujo de agua | 63 |
| 3.2.5. Simulación del modelo computacional | 66 |
| 3.3. Evaluación de resultados | 67 |
| 3.3.1. Capacidad | 67 |
| 3.3.2. Flujo de aire | 69 |
| 3.3.2.1. Campo de velocidades | 69 |
| 3.3.2.2. Variación de temperaturas | 76 |
| 3.3.2.3. Caída de presión | 82 |
| 3.3.3. Flujo de agua | 85 |
| 3.3.4. Aletas y tubos | 86 |
| CONCLUSIONES | 90 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 91 |
| BIBLIOGRAFÍA | 93 |
| ANEXOS | |

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES

- °C : Grados Celsius.
- °F : Grados Fahrenheit.
- A : Área total de transferencia de calor del intercambiador de calor, m^2 .
- A_f : Área total de la superficie de las aletas, m.
- A_{flujo} : Área a través de la cual circula el flujo de un fluido, m^2 .
- A_i : Área total de pared interna de los tubos, m^2 .
- A_{it} : Área de flujo a través de los tubos (uno solo), m^2 .
- A_t : Área total externa de los tubos restando espacios con aletas, m^2 .
- A_{t0} : Área total externa de los tubos (como si estuvieran sin aletas), m^2 .
- atm : Atmósfera (101.325 kPa).
- b_f : Alto virtual de aleta, m.
- Br : Número de Brinkman (adimensional).
- C : Variable de correlación (adimensional).
- C_p : Calor específico del flujo de un fluido, $J/kg \cdot K$.
- C_{p1} : Calor específico del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, $J/kg \cdot K$.
- C_{pb} : Calor específico (presión constante) promedio flujo de aire, $J/kg \cdot K$.
- C_{pE} : Calor específico del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, $J/kg \cdot K$.
- C_{pi} : Calor específico promedio del flujo de agua, $J/kg \cdot K$.
- C_v : Calor específico a volumen constante del flujo de aire, $J/kg \cdot K$.
- cfm : Pies cúbicos por minuto
- d_0 : Diámetro interno del tubo del serpentín, m.

- d_i : Diámetro externo del tubo del serpentín, m.
- f_i : Factor de fricción (adimensional).
- g : Aceleración de la gravedad en la tierra (9.81 m/s^2).
- gpm : Galones por minuto.
- Gr : Número de Grashof (adimensional)
- h_1 : Entalpía específica del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, J/kg.
- h_2 : Entalpía específica del flujo de aire saliente del intercambiador de calor, J/kg.
- h : Entalpía específica del flujo de un fluido, J/kg.
- h_E : Entalpía específica del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, J/kg.
- h_{en} : Entalpía de flujo de agua entrante al tubo n , J/kg.
- h_f : Distancia de aleta al tubo, m.
- h_{sn-1} : Entalpía de flujo de agua saliente del tubo $n - 1$, J/kg.
- h_S : Entalpía específica del flujo de agua saliente del intercambiador de calor, J/kg.
- h_{sn} : Entalpía de flujo de agua saliente del tubo n , J/kg.
- J : Joule.
- K : Grado Kelvin.
- k : Conductividad térmica del flujo de un fluido, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- k_1 : Cond. térmica del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- k_b : Conductividad térmica promedio del flujo de aire, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- k_E : Cond. térmica del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- k_f : Conductividad térmica de las aletas, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- k_{fa} : Conductividad térmica del flujo de aire, $\text{W/m}\cdot\text{K}$.

- k_i : Conductividad térmica promedio del flujo de agua, W/m·K.
- k_t : Conductividad térmica de los tubos, W/m·K.
- k_T : Conductividad térmica del aire a la temperatura T , W/m·K.
- kg : Kilogramo.
- L : Ancho de la entrada de aire, m.
- La : Alto de la entrada de aire, m.
- Lb : Largo del intercambiador de calor, m.
- l_f : Largo virtual de aleta, m.
- m : Metro.
- \dot{m} : Flujo másico del flujo de un fluido, kg/s.
- \dot{m}_{agua} : Flujo másico de agua, kg/s.
- \dot{m}_{aire} : Flujo másico de aire, kg/s.
- \dot{m}_E : Flujo másico de agua en el intercambiador de calor, kg/s.
- MBtu : 1000 British Thermal Units.
- mm : Milímetro.
- N : Newton.
- N_a : Número de aletas transversales (adimensional).
- N_l : Número de hileras de tubos en dirección al flujo de aire (adimensional).
- N_t : Número de hileras de tubos transversales al flujo de aire (adimensional).
- Nu_b : Número de Nusselt promedio del flujo de aire (adimensional).
- Nu_i : Número de Nusselt promedio del flujo de agua (adimensional).
- p : Presión del flujo de un fluido, Pa.
- p_1 : Presión del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, Pa.

- P_a : Pascal.
- Pr_b : Número de Prandtl promedio del flujo de aire (adimensional).
- Pr_i : Número de Prandtl promedio del flujo de agua (adimensional).
- \dot{Q}_t : Calor transferido entre flujos al interior del intercambiador de calor, W.
- \dot{Q}_{ta} : Calor teórico transferido entre flujos al interior del intercambiador de calor, W.
- Q_{tn} : Calor del flujo de agua hacia la superficie del tubo n , W.
- R_{aire} : Constante de gas ideal del aire, J/kg·K.
- Re : Número de Reynolds (adimensional).
- Re_b : Número de Reynolds promedio del flujo de aire (adimensional).
- Re_i : Número de Reynolds promedio del flujo de agua (adimensional).
- s : Segundo.
- s : Espaciamiento entre aletas, m.
- s_l : Espaciamiento longitudinal entre tubos, m.
- s_t : Espaciamiento transversal entre tubos, m.
- T : Temperatura del flujo de un fluido, °C o K.
- T_1 : Temperatura del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, °C o K.
- T_2 : Temperatura del flujo de aire saliente del intercambiador de calor, °C o K.
- T_b : Temperatura de masa del flujo de aire, °C o K.
- T_E : Temperatura del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, °C o K.
- T_{en} : Temperatura del flujo de agua entrante al tubo n , °C o K.
- T_f : Temperatura promedio del flujo de aire, °C o K.
- T_{he1} : Temperatura de flujo de agua entrante al tubo 1, °C o K.
- T_{hs8} : Temperatura de flujo de agua saliente del tubo 8, °C o K.

- T_i : Temperatura de masa del flujo de agua, °C o K.
- T_{in} : Temperatura de masa del flujo de agua modelado en el tubo n , °C o K.
- T_p : Temperatura de pared, °C o K.
- T_S : Temperatura del flujo de agua saliente del intercambiador de calor, °C o K.
- T_{sn} : Temperatura del flujo de agua saliente del tubo n , °C o K.
- T_{sn-1} : Temperatura del flujo de agua saliente del tubo $n - 1$, °C o K.
- $T_{Sup n}$: Temperatura de la superficie del tubo n , °C o K.
- u : Velocidad sobre el eje x , m/s.
- U : Coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2 \cdot K$.
- v : Velocidad sobre el eje y , m/s.
- V : Velocidad del flujo de un fluido, m/s.
- V_1 : Velocidad del flujo de aire a la entrada del equipo, m/s.
- V_f : Velocidad del flujo de aire, m/s.
- V_i : Velocidad promedio del flujo de agua, m/s.
- V_{max} : Velocidad máxima del flujo de aire, m/s.
- W : Watt.
- w : Velocidad sobre el eje z , m/s.
- x : Desplazamiento sobre el eje x , m.
- X : Variable de correlación (adimensional).
- X_{CF} : Longitud característica de convección forzada, m.
- X_{CN} : Longitud característica de convección natural, m.
- y : Desplazamiento sobre el eje y , m.

- z : Desplazamiento sobre el eje z , m.
- $\Delta \dot{E}c_{max}$: Variación máxima de la energía cinética en el equipo, W.
- ΔT_A : Diferencia de temperaturas entre flujos, K.
- ΔT_B : Diferencia de temperaturas entre flujos, K.
- ΔT_{LM} : Diferencia media logarítmica entre las temperaturas de flujos, K.
- α_i : Coeficiente de convección del flujo de agua, $W/m^2 \cdot K$.
- α_{in} : Coeficiente de convección del flujo de agua en el tubo n , $W/m^2 \cdot K$.
- α_m : Coeficiente de convección promedio del flujo de aire, $W/m^2 \cdot K$.
- α_v : Coeficiente de convección virtual del flujo de aire, $W/m^2 \cdot K$.
- β_f : Coeficiente volumétrico de expansión térmica, $1/K$.
- δ : Espesor de aletas, m.
- δ' : Espesor de aletas variable, m.
- δ'' : Espesor de aletas variable, m.
- η_f : Eficiencia de las aletas transversales (adimensional).
- μ : Viscosidad dinámica del flujo de un fluido, Pa·s.
- μ_1 : Viscosidad dinámica del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, Pa·s.
- μ_b : Viscosidad dinámica promedio del flujo de aire, Pa·s.
- μ_E : Viscosidad dinámica del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, Pa·s.
- μ_f : Viscosidad dinámica del flujo de aire, Pa·s.
- μ_i : Viscosidad promedio del flujo de agua, Pa·s.
- μ_T : Viscosidad dinámica del aire a la temperatura T , Pa·s.
- ρ : Densidad del flujo de un fluido, kg/m^3 .

- ρ_1 : Densidad del flujo de aire a la entrada del equipo, kg/m^3 .
- ρ_b : Densidad promedio del flujo de aire, kg/m^3
- ρ_E : Densidad del flujo de agua a la entrada del equipo, kg/m^3 .
- ρ_f : Densidad del flujo de aire, kg/m^3 .
- ρ_i : Densidad promedio del flujo de agua, kg/m^3 .
- φ : Variable de correlación (adimensional).
- φ' : Variable de correlación (adimensional).
- \dot{V} : Flujo volumétrico del flujo de un fluido, m^3/s .
- \dot{V}_1 : Flujo volumétrico del flujo de aire entrante al intercambiador de calor, m^3/s .
- \dot{V}_E : Flujo volumétrico del flujo de agua entrante al intercambiador de calor, m^3/s .

INTRODUCCIÓN:

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten el intercambio de energía térmica entre 2 o más fluidos para elevar o reducir la temperatura de uno de los mismos, esto con la finalidad de utilizar dicho flujo para cierto proceso.

Un tipo de intercambiador de calor comúnmente utilizado en diversos ámbitos es el de flujo transversal aleteado, cuyo propósito puede ser el acondicionamiento de ambientes, la refrigeración de máquinas o el precalentamiento de productos.

Los métodos de diseño de este tipo de equipos requieren de la utilización de correlaciones analíticas que encontramos en la teoría de transferencia de calor, las cuales de cierta forma nos entregan parámetros tales como la capacidad teórica de transferencia de calor, pero que no nos brindan datos importantes para fines de optimización tales como tasas de transferencia de calor en zonas particulares del mismo.

La presente tesis tiene como objetivo general la simulación del comportamiento de un intercambiador de calor de flujo transversal aleteado, cuyas características de fabricación son tomadas de una ficha técnica de un modelo particular (anexo 4 y 5).

Como objetivos específicos están la obtención de ciertos parámetros de funcionamiento del intercambiador de calor elegido, los cuales pueden servir como un punto inicial para una futura optimización del equipo.

El primer objetivo específico es la obtención de la capacidad de transferencia de calor del equipo. Esta capacidad será contrastada con la capacidad entregada por el fabricante del equipo, así como con la capacidad calculada analíticamente a través de la teoría de transferencia de calor.

El segundo objetivo específico es la obtención de la caída de presión que presenta el flujo principal en el intercambiador de calor, dato no proporcionado por el fabricante pero de gran importancia dado que este es necesario para la selección de algún equipo (ventilador) que impulse al flujo principal a través del intercambiador de calor.

El tercer objetivo específico es la determinación del calor entregado por cada tubo de modo que podamos conocer cuál de los mismos presenta una mayor o menor influencia en la capacidad del equipo.

Finalmente, el cuarto objetivo específico es la determinación de las regiones de alta y baja tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor, de modo que se pueda establecer las zonas que se deberían modificar para mejorar la capacidad del equipo.

En el capítulo 1, se realiza una descripción general de las características del tipo de intercambiador de calor simulado, así como su principio de operación y las aplicaciones que posee.

En el capítulo 2, se procede a detallar la teoría de transferencia de calor aplicada a este tipo de equipos, indicándose las ecuaciones y correlaciones utilizadas para el cálculo analítico de su capacidad.

En el capítulo 3, se plantea el modelo computacional del intercambiador de calor, el cual se simula numéricamente a través del programa ANSYS CFX V.14.5. Finalmente, se procede a la obtención de los parámetros descritos en los objetivos, así como la visualización de fenómenos físicos tales como el comportamiento del flujo de aire a través del intercambiador de calor.

CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES

En el presente capítulo se realiza la descripción del tipo de intercambiador de calor simulado. Se inicia con una presentación general del mismo, continuando con los principios que rigen su funcionamiento. Posteriormente, se procederá a describir las características principales que lo definen y, finalmente, se presentarán algunos ejemplos de su aplicación.

1.1. Descripción general

El intercambiador de calor simulado en la presente tesis es de flujo transversal aleteado. En la figura 1.1 se presenta un ejemplo del mismo, indicando sus componentes principales.

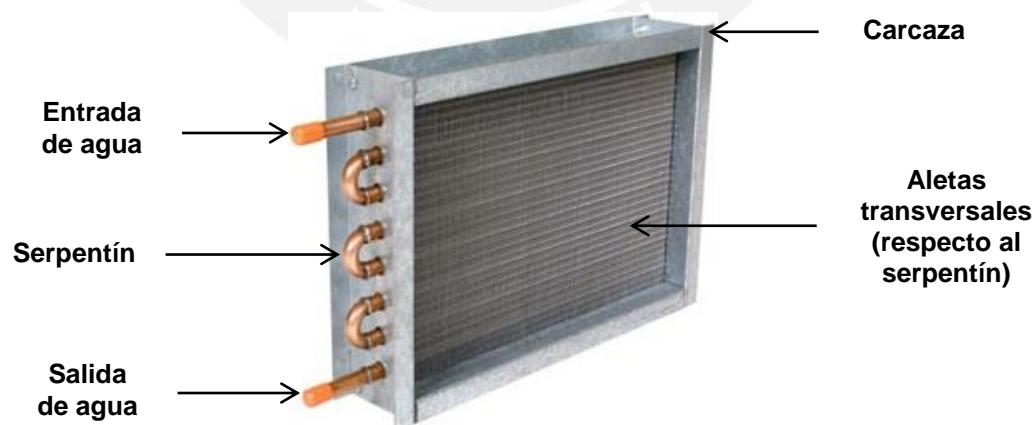


Figura 1.1: Intercambiador de calor de flujo transversal aleteado [1]

Este tipo de intercambiador de calor presenta un serpentín con aletas transversales, en el cual se da un cruce de flujos de aire y de agua a diferentes temperaturas, tal como se observa en figura 1.2. Esto se realiza con el objetivo de calentar o enfriar el flujo de aire (o el de agua) para su utilización en algún proceso.

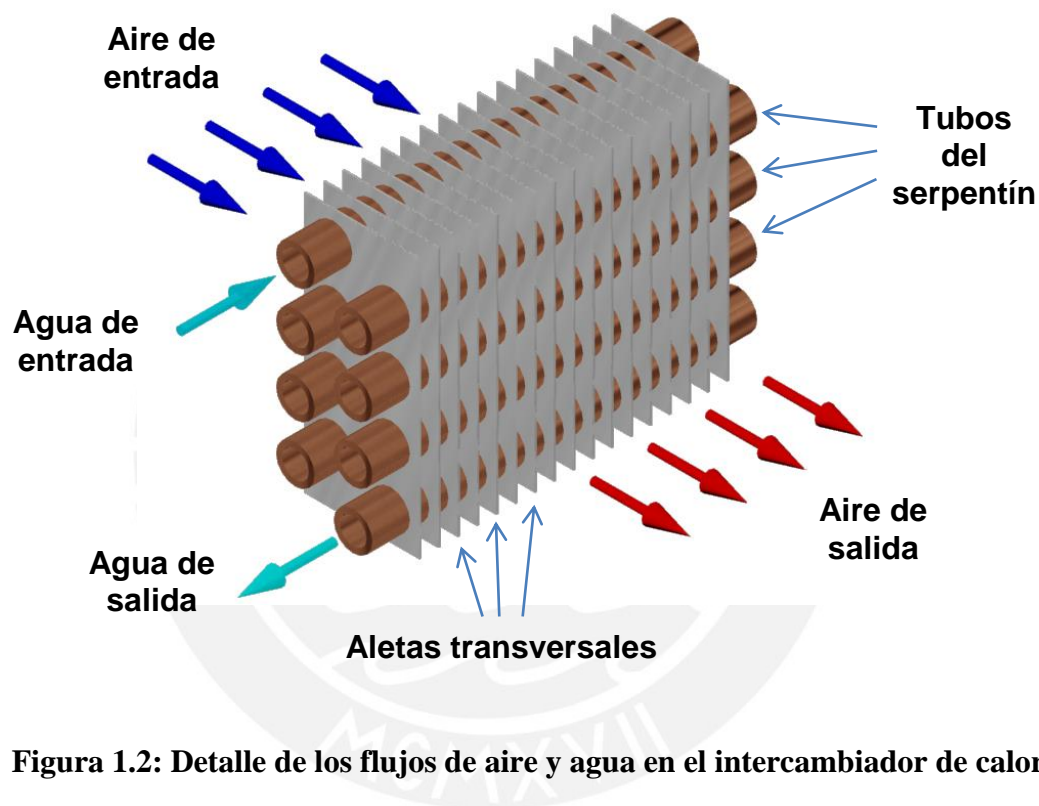


Figura 1.2: Detalle de los flujos de aire y agua en el intercambiador de calor

1.2. Principios de operación

Debido a la diferencia de temperaturas que hay entre el flujo de agua y el flujo de aire, existe transferencia de calor desde el flujo de mayor temperatura hacia el flujo de menor temperatura. Para que el calor generado pueda llegar de un flujo hacia el otro, este atravesará el sólido que limita ambos flujos en común, en este caso, las aletas y los tubos del serpentín del intercambiador de calor. Esto se esquematiza en la figura 1.3.

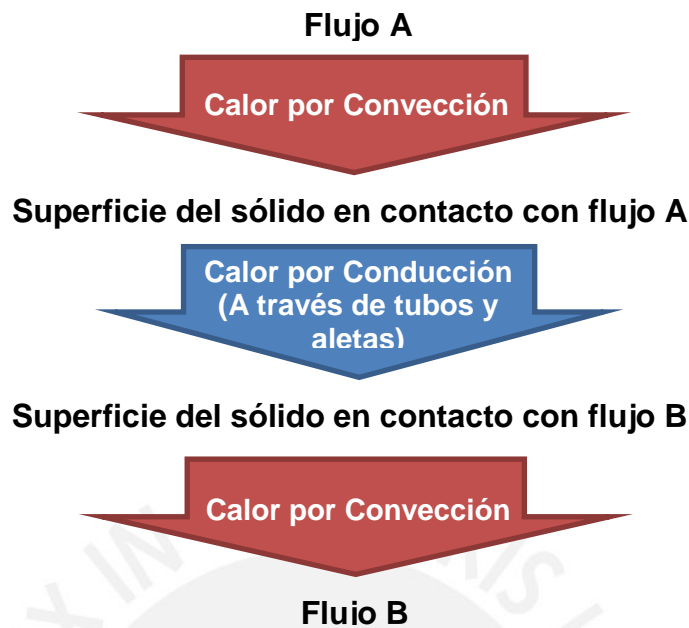


Figura 1.3: Esquema del flujo de calor en el intercambiador de calor

Según la teoría de transferencia de calor, el calor transmitido por conducción a través de los tubos y las aletas del serpentín dependerá tanto de sus geometrías como de la conductividad térmica de los materiales que los conformen.

Por otro lado, el calor transmitido por convección dependerá de las propiedades y condiciones a las cuales un flujo pase por una superficie, tales como su temperatura y su velocidad, lo cual también es determinado por las características geométricas del serpentín, tales como separación entre tubos, separación entre aletas o diámetros de la tubería del serpentín.

1.3. Características

A continuación, se presentan las características más importantes que definen a este tipo de intercambiador de calor, así como las relaciones que estas características poseen con los principios de operación previamente mencionados.



1.3.3. Materiales

Los materiales que componen a los tubos y las aletas (sólidos que limitan a los flujos) del serpentín del intercambiador de calor poseen alta conductividad térmica, esto con el objetivo de facilitar el flujo de calor desde la superficie en contacto con un flujo hacia la superficie en contacto con el otro flujo.

1.3.5. Flujo de aire

El flujo de aire por el exterior del serpentín es el flujo al cual comúnmente se desea alterar la temperatura, suministrándole o evacuándole calor. Este flujo de aire debe ser generado por un ventilador posicionado antes o después del serpentín.

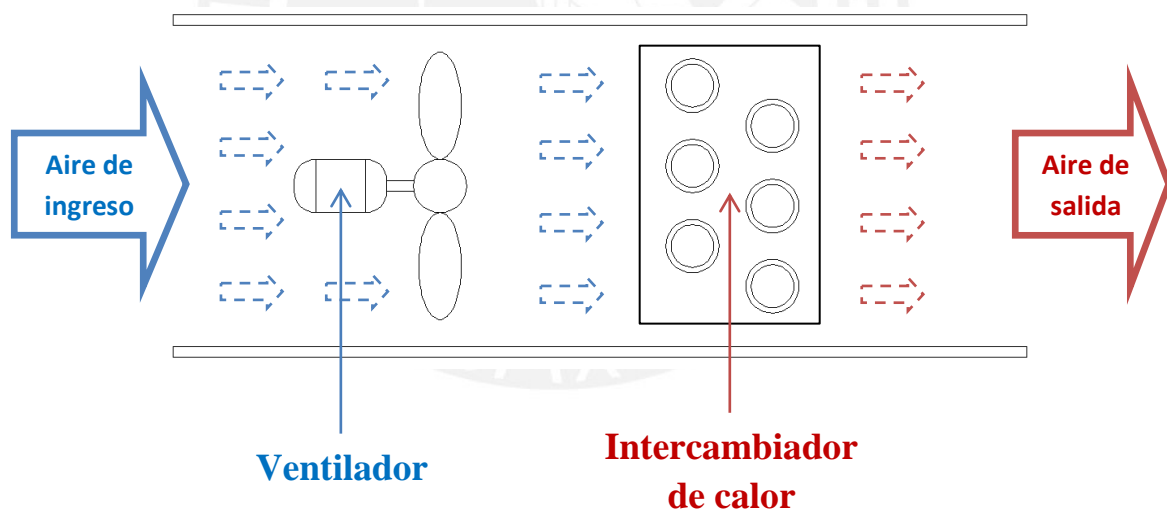


Figura 1.6: Ventilador ubicado antes del intercambiador de calor

El ventilador deberá suministrar la potencia necesaria para permitir que el flujo de aire venza la caída de presión que posee el intercambiador de calor (y accesorios adicionales que existan en la ruta del flujo) debido al paso del flujo mismo.

1.3.4. Flujo de agua

El flujo de agua en el intercambiador de calor es el encargado de suministrar o absorber calor del aire que fluye por el mismo. Para esto, el agua deberá poseer una temperatura mayor para calentar el aire o menor para poder enfriarlo. Este flujo de agua a diferente temperatura puede provenir, por ejemplo, de un caldero o de una torre de enfriamiento, por lo cual deberá ser bombeado desde estos dispositivos hacia el intercambiador de calor.

1.4. Aplicaciones

Este tipo de intercambiador de calor es comúnmente usado para el ámbito de acondicionamiento de ambientes, en donde el objetivo principal es la variación de la temperatura de un ambiente hacia una temperatura deseada a través del suministro de aire a cierta temperatura. Con esto se logra crear un ambiente apto para algún proceso o para brindar confort térmico al ser humano. En las figuras 1.7 y 1.8 se muestran ejemplos de este proceso tanto para la calefacción como para el enfriamiento de ambientes.

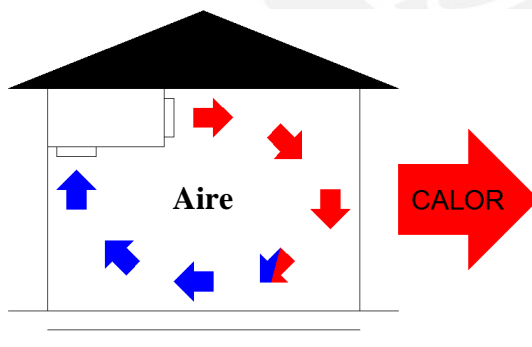


Figura 1.7: Calefacción de ambientes

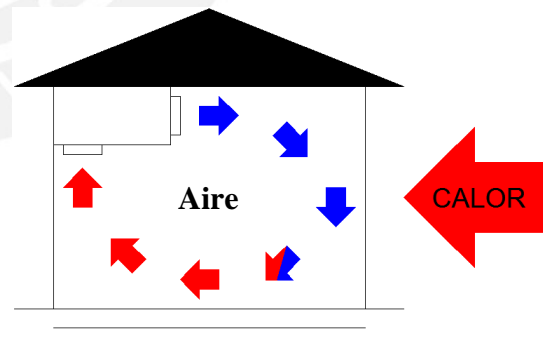


Figura 1.8: Enfriamiento de ambientes

Como ejemplo de aplicación se presenta la figura 1.9 en la cual se muestra una instalación de un sistema de suministro de aire con un intercambiador de calor de tipo serpentín



CAPÍTULO 2

RELACIONES ANALÍTICAS

En el presente capítulo se muestran ciertas correlaciones analíticas que se pueden aplicar al equipo simulado para relacionar entre sí las características físicas que presenta con su capacidad de transferencia de calor.

2.1. Equilibrio térmico del intercambiador de calor

Inicialmente, se realiza el equilibrio térmico del intercambiador de calor modelado utilizando la teoría que brinda la termodinámica. Para esto, se traza el esquema presentado en la figura 2.1, donde se pueden visualizar el flujo de aire por fuera del serpentín y el flujo de agua al interior del serpentín del intercambiador de calor.

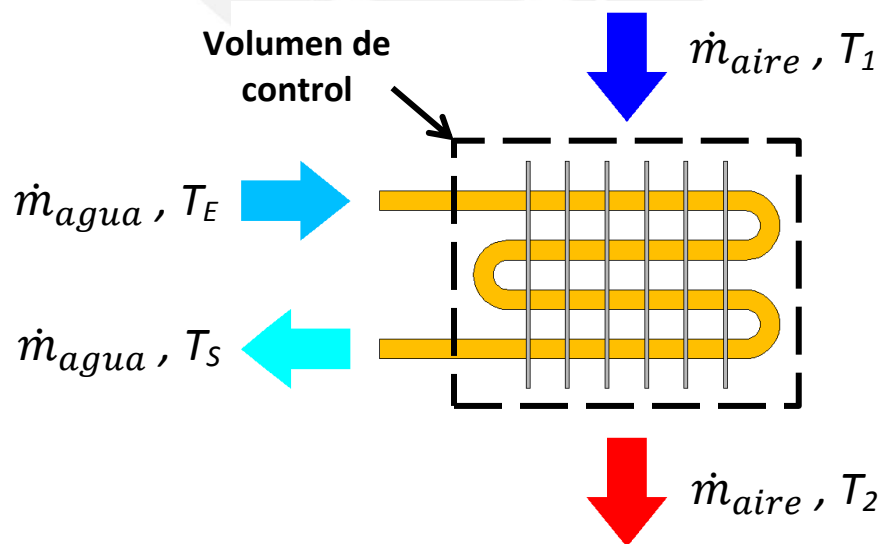


Figura 2.1 Esquema del intercambiador de calor

Aplicando la primera ley de la termodinámica y la ley de la conservación de masa al volumen de control trazado en la figura 2.1, sabiendo que no hay mezcla entre los flujos presentados, que los cambios en la energía cinética y potencial de los flujos son insignificantes al interior del intercambiador de calor y que el sistema se puede considerar adiabático, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{agua}(h_E - h_S) = \dot{m}_{aire}(h_2 - h_1) \quad [2.1]$$

Donde

- \dot{m}_{agua} = Flujo másico de agua
- \dot{m}_{aire} = Flujo másico de aire
- h_E = Entalpía específica del flujo de agua entrante
- h_S = Entalpía específica del flujo de agua saliente
- h_1 = Entalpía específica del flujo de aire entrante
- h_2 = Entalpía específica del flujo de aire saliente

A través de la ecuación 2.1, se observa que la energía que un flujo cede es igual a la energía que el otro flujo absorbe, siendo esta energía equivalente al calor transferido entre ambos flujos, lo cual se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_{agua}(h_E - h_S) = \dot{m}_{aire}(h_2 - h_1) \quad [2.2]$$

Donde \dot{Q}_t = Calor transferido desde el flujo a mayor temperatura hacia el flujo de menor temperatura

Esta transferencia de calor resulta en en el enfriamiento del flujo a mayor temperatura y el calentamiento del flujo a menor temperatura, lo cual se traduce en una variación de las temperaturas en ambos flujos a medida que estos circulan a través del intercambiador de

calor. Situando un ejemplo en el cual el intercambiador de calor posee un flujo de agua con una temperatura mayor a la del flujo de aire, las temperaturas en ambos flujos se comportarán tal y como se muestran en la figura 2.2.

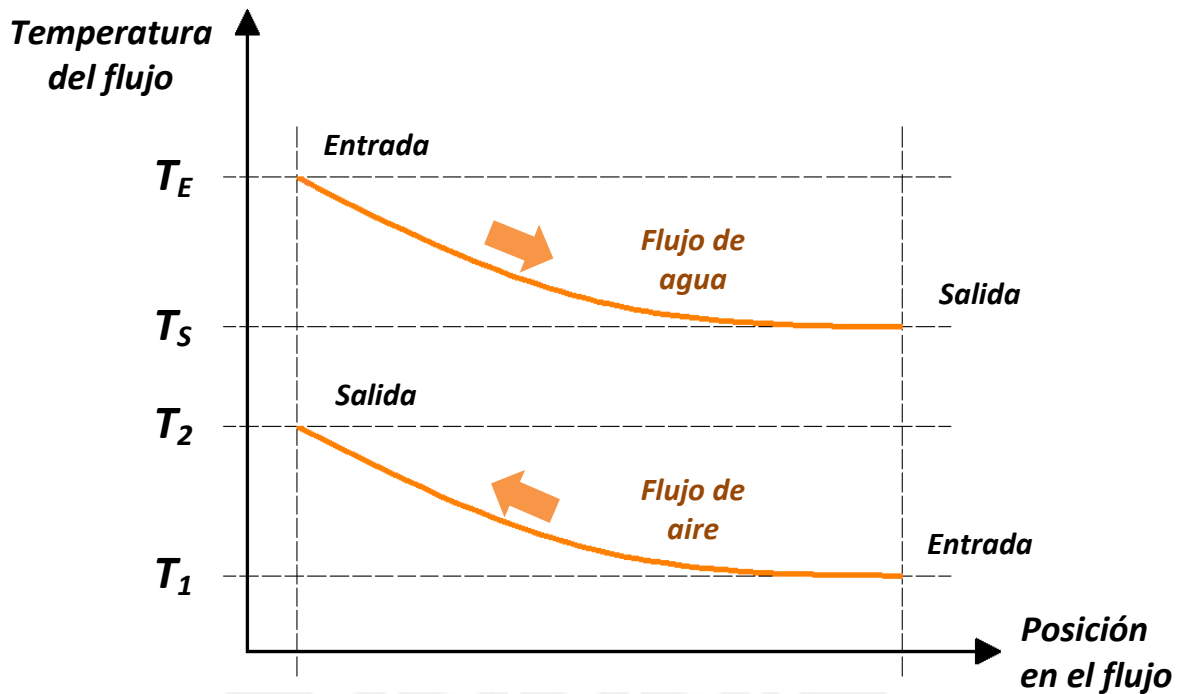


Figura 2.2: Temperatura del flujo vs. Posición en el flujo

De manera opuesta ocurrirá para un intercambiador de calor donde se presenta un flujo de agua a menor temperatura a la del flujo de aire.

Idealmente, la cantidad de calor transferido es igual a la capacidad real del intercambiador de calor y éste dependerá de la geometría del mismo y de las propiedades de sus flujos de agua y aire, tal como se mencionó en el capítulo 1. Esta cantidad se puede obtener de manera experimental a través de modelos reales y mediciones de datos de flujos, así como también se puede obtener de manera analítica utilizando correlaciones que nos brinda la teoría de transferencia de calor, la cual será presentada a continuación.

2.2. Análisis de la transferencia de calor

Existen correlaciones aplicadas a diferentes tipos de intercambiadores de calor, de las cuales se tomarán las correspondientes para un intercambiador de calor de banco de tubos escalonados con aletas transversales, el cual es similar al intercambiador de calor simulado en la presente tesis.

2.2.1. Ecuación general de transferencia de calor

Partiendo de la teoría de análisis de intercambiadores de calor, se presenta la siguiente ecuación que denota el calor teórico transferido en un intercambiador de calor [4]:

$$\dot{Q}_{ta} = U A \Delta T_{LM} \quad [2.3]$$

Donde

| | | |
|-----------------|---|---|
| \dot{Q}_{ta} | = | Calor teórico transferido entre flujos |
| U | = | Coefficiente global de transferencia de calor |
| A | = | Área total de transferencia de calor |
| ΔT_{LM} | = | Diferencia media logarítmica entre las temperaturas de flujos |

El área total de transferencia de calor A se calcula a partir de la geometría del intercambiador de calor, mientras que el coeficiente global de transferencia de calor U se calcula a partir de correlaciones que toman tanto parámetros geométricos como ciertas propiedades que los flujos presenten.

La diferencia media logarítmica entre las temperaturas de flujo ΔT_{LM} es calculada a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} \quad [2.4]$$



- N_t = Número de hileras de tubos transversales al flujo de aire
- N_l = Número de hileras de tubos en dirección al flujo de aire
- N_a = Número de aletas transversales

Según el diseño de las aletas transversales que presente el intercambiador de calor, se consideran los parámetros presentados en la figura 2.3:

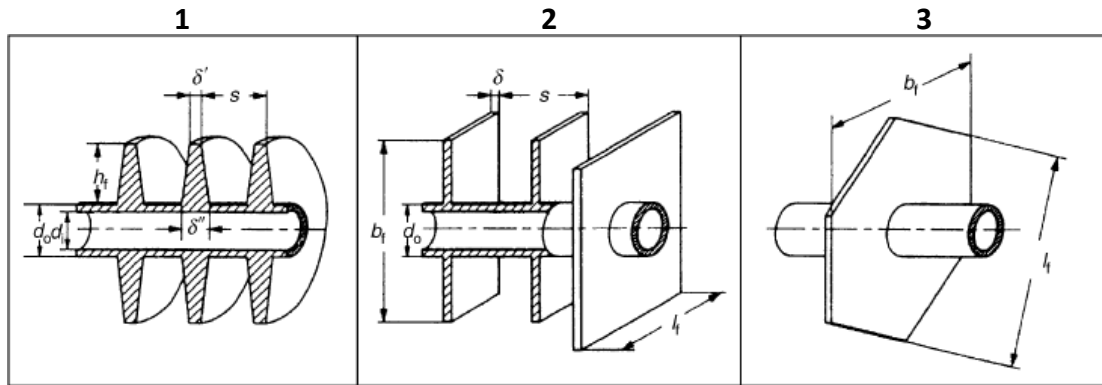


Figura 2.4: Diversos tipos de aletas transversales [5]

- Donde
- d_o = Diámetro interno del tubo del serpentín
 - d_i = Diámetro externo del tubo del serpentín
 - s = Espaciamiento entre aletas
 - δ = Espesor de aletas (en el caso que el espesor sea constante)
 - b_f = Alto virtual de aleta
 - l_f = Largo virtual de aleta

Los términos δ' y δ'' se utilizan para los casos en los cuales el espesor de las aletas varíe con la distancia al tubo h_f que esta posea, lo cual no se presenta en el intercambiador de calor modelado en la presente tesis.

De los casos presentados, se presenta el análisis del diseño 3 de la figura 2.3, el cual corresponde a un tubo con una aleta transversal perteneciente a un banco de tubos en distribución escalonada. En la figura 2.4 se presenta mayor detalle de este diseño para dos situaciones geométricas.

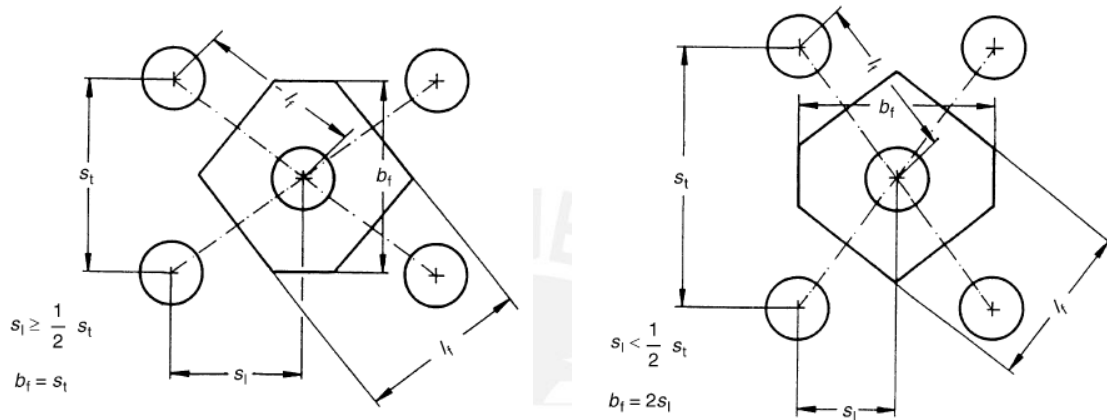


Figura 2.5: Aletas en bancos de tubos escalonados [6]

Donde s_t = Espaciamiento transversal entre tubos
 s_l = Espaciamiento longitudinal entre tubos

Adicionalmente, algunos parámetros geométricos considerados en las correlaciones a utilizar son las áreas de ciertas superficies del intercambiador de calor, tales como las siguientes:

- A_i = Área total de pared interna de los tubos
- A_{it} = Área de flujo a través de los tubos (uno solo)
- A_{t0} = Área total externa de los tubos (como si estuvieran sin aletas)
- A_t = Área total externa de los tubos restando espacios con aletas
- A_f = Área total de la superficie de las aletas
- A = Área total de transferencia de calor (suma de A_t y A_f)

2.2.3. Propiedades de flujos y materiales

El análisis de transferencia de calor considera diversas propiedades presentes en los flujos de aire y de agua, de entrada y de salida, tales como las siguientes:

| | | |
|-----------|---|-----------------------|
| \dot{m} | = | Flujo másico |
| p | = | Presión |
| T | = | Temperatura |
| ρ | = | Densidad |
| h | = | Entalpía específica |
| μ | = | Viscosidad dinámica |
| C_p | = | Calor específico |
| k | = | Conductividad térmica |
| \dot{V} | = | Flujo volumétrico |
| V | = | Velocidad |

Además, se considera la conductividad térmica de los materiales de los componentes del intercambiador de calor.

2.2.3.1. Flujo de aire

El análisis requiere establecer el flujo másico, la presión y la temperatura del flujo de entrada o del flujo de salida de aire como propiedades iniciales para el cálculo.

Debido a la ley de conservación de masa, el flujo másico de aire \dot{m} se considera constante tanto a la entrada como a la salida del intercambiador de calor.

La diferencia de presiones entre la entrada y la salida del intercambiador de calor es mínima, por lo cual la presión p en el flujo se considera constante.

La diferencia de temperaturas entre el flujo de entrada y la salida es notable y puede ser establecida inicialmente para calcular la capacidad del intercambiador de calor a través de la ecuación 2.2. De tenerse la capacidad y no la diferencia de temperaturas entre el flujo de entrada y de salida, esta última se puede calcular a través de la misma ecuación 2.2.

La densidad del flujo ρ se calcula a partir de la ley de gases ideales, la cual es presentada a continuación:

$$\rho = \frac{p}{R_{aire} T} \quad [2.7]$$

Donde $R_{aire} = 287.06 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ (Constante de gas ideal del aire [7])

La viscosidad dinámica μ , el calor específico a presión constante C_p y la conductividad térmica k del flujo de aire se calcula a partir de la temperatura que este posea, utilizando tablas de propiedades de aire tales como la presentada en el anexo 1.

El flujo volumétrico \dot{V} se relaciona con el flujo másico \dot{m} y la densidad del flujo ρ de la siguiente manera:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad [2.8]$$

La velocidad V del flujo se calcula a partir del flujo volumétrico \dot{V} de la siguiente manera:

$$V = \frac{\dot{V}}{A_{flujo}} \quad [2.9]$$

Donde $A_{flujo} =$ Área a través de la cual circula el flujo de un fluido

Las correlaciones de transferencia de calor aplicadas al flujo de aire utilizan sus propiedades evaluadas a una temperatura promedio entre flujo de entrada y de salida conocida como temperatura de masa, la cual se obtiene de la siguiente manera:

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad [2.10]$$

Donde T_b = Temperatura de masa del flujo de aire

A esta temperatura se determinan las propiedades del flujo de aire promedio tales como las siguientes:

ρ_b = Densidad promedio del flujo de aire

μ_b = Viscosidad dinámica promedio del flujo de aire

C_{pb} = Calor específico (presión constante) prom. del flujo de aire

k_b = Conductividad térmica promedio del flujo de aire

Por último, un parámetro importante considerado en las correlaciones de transferencia de calor aplicadas al flujo de aire es la velocidad máxima que este alcanza al interior del intercambiador de calor (V_{max}) debido a los espacios reducidos que existen entre los tubos y aletas. El cálculo de esta velocidad se realiza a través de una de las siguientes fórmulas dependiendo de la geometría del intercambiador de calor (anexo 6):

$$V_{max} = \frac{V_1 \rho_1 s s_t}{\rho_b (s - \delta) (s_t - d_0)} , l_f > \frac{s_t + d_0}{2} \quad [2.11]$$

$$V_{max} = \frac{V_1 \rho_1 s s_t}{2 \rho_b (s - \delta) (l_f - d_0)} , l_f < \frac{s_t + d_0}{2} \quad [2.12]$$

Donde V_{max} = Velocidad máxima del flujo de aire

V_1 = Velocidad del flujo de aire a la entrada del equipo

ρ_1 = Densidad del flujo de aire a la entrada del equipo

2.2.3.2. Flujo de agua

El análisis requiere establecer el flujo másico y la temperatura del flujo de entrada o de salida de agua. No es necesario establecer la presión del flujo debido a que las propiedades del agua en estado líquido no se ven alteradas significativamente frente a la presión o a los cambios de presión que está presente en el intercambiador de calor.

Debido a la ley de conservación de masa, el flujo másico de agua \dot{m} se considera constante tanto a la entrada como a la salida del intercambiador de calor.

La diferencia de temperaturas entre el flujo de entrada y la salida puede ser calculada a través de la ecuación 2.2, previo conocimiento de la capacidad del intercambiador de calor o de la cantidad de calor que el flujo de aire absorbe del flujo de agua para variar su temperatura.

La densidad ρ , la entalpía específica h , la viscosidad dinámica μ , el calor específico a presión constante C_p y la conductividad térmica k del flujo de agua se calcula a partir de la temperatura que este posea, asemejando sus propiedades a las de un líquido saturado, utilizando tablas de propiedades del agua tales como las presentadas en el anexo 2 y 3.

El flujo volumétrico \dot{V} y la velocidad del flujo V pueden ser calculados a través de las ecuaciones 2.8 y 2.9, de manera similar como se realiza con el flujo de aire.

Al igual que en el caso del flujo de aire, las correlaciones de transferencia de calor aplicadas al flujo de agua utilizan sus propiedades evaluadas a su temperatura de masa, la cual se obtiene de la siguiente manera:

$$T_i = \frac{T_E + T_S}{2} \quad [2.13]$$

Donde T_i = Temperatura de masa del flujo de agua

A esta temperatura se determinan las propiedades del flujo de agua promedio tales como:

- ρ_i = Densidad promedio del flujo de agua
- μ_i = Viscosidad promedio del flujo de agua
- C_{pi} = Calor específico promedio del flujo de agua
- k_i = Conductividad térmica promedio del flujo de agua

La velocidad de flujo de agua promedio se calcula utilizando las ecuaciones 2.8 y 2.9 en conjunto con las propiedades promedio del flujo de agua de la siguiente forma:

$$V_i = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_i A_{it}} \quad [2.14]$$

Donde V_i = Velocidad promedio del flujo de agua

2.2.3.3. Materiales

Es necesario considerar las conductividades térmicas de los materiales de los componentes del intercambiador de calor, las cuales son las siguientes:

- k_t = Conductividad térmica de los tubos
- k_f = Conductividad térmica de las aletas

2.2.4. Procedimiento según Klaus Schmidt

Una forma de cálculo de transferencia de calor para poder determinar el término U de la ecuación 2.3 es presentada por Klaus Schmidt [8]. Este cálculo comienza con la ecuación presentada a continuación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_o - d_i}{2 k_t} \right) \quad [2.15]$$

Donde α_v = Coeficiente de convección virtual del flujo de aire

α_i = Coeficiente de convección del flujo de agua

El coeficiente α_v es calculado con la fórmula presentada a continuación:

$$\alpha_v = \alpha_m \left[1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \right] \quad [2.16]$$

Donde α_m = Coeficiente de convección promedio del flujo de aire

η_f = Eficiencia de las aletas transversales

2.2.4.1. Determinación del coeficiente α_m

Para la determinación del coeficiente de convección promedio del flujo de aire, es necesaria la determinación del número de Reynolds y de Prandtl promedio del flujo de aire, los cuales se calculan de la siguiente manera:

$$Re_b = \frac{V_{max} d_o \rho_b}{\mu_b} \quad [2.17]$$

$$Pr_b = \frac{C_{pb} \mu_b}{k_b} \quad [2.18]$$

Donde Re_b = Número de Reynolds promedio del flujo de aire

Pr_b = Número de Prandtl promedio del flujo de aire

Mediante estos dos números, se calcula el número de Nusselt a través de la correlación presentada a continuación:

$$Nu_b = C Re_b^{0.6} \left(\frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} Pr_b^{1/3} \quad [2.19]$$

Donde Nu_b = Número de Nusselt promedio del flujo de aire

C = Variable de correlación

La variable de correlación C de la ecuación 2.19 es adimensional y depende del número de hileras de tubos en dirección al flujo de aire (N_l), además de la forma en la cual estén alineados. Para un intercambiador de calor con dos hileras de tubos escalonados en dirección al flujo de aire, la variable C adquiere el valor de 0.33.

Se indica que la correlación presentada en la ecuación 2.19 fue obtenida de un ajuste de datos, por lo cual los números de Nusselt Nu_b calculados a través de la misma pueden presentar variaciones de $\pm 10\%$ hasta $\pm 25\%$ respecto a los números de Nusselt reales.

Además, la ecuación 2.19 es válida solo cuando se cumplen las siguientes condiciones:

$$10^3 < Re_b < 10^5 \quad [2.20]$$

$$5 \leq \frac{A}{A_{t0}} \leq 30 \quad [2.21]$$

El coeficiente α_m se relaciona con el número de Nusselt promedio de la siguiente fórmula:

$$Nu_b = \frac{\alpha_m d_0}{k_b} \quad [2.22]$$

2.2.4.2. Determinación de la eficiencia η_f

Retornando a la ecuación 2.15, el término η_f correspondiente a la eficiencia de las aletas se calcula a través de las ecuaciones presentadas a continuación:

$$\varphi' = 1.27 \frac{b_f}{d_0} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0.3\right)} \quad [2.23]$$

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0.35 \ln \varphi') \quad [2.24]$$

$$X = \varphi \frac{d_0}{2} \sqrt{\frac{2 \alpha_m}{k_f \delta}} \quad [2.25]$$

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad [2.26]$$

Los términos φ , φ' y X de las ecuaciones 2.23, 2.24, 2.25 y 2.26 son coeficientes adimensionales utilizados únicamente en estas ecuaciones para poder obtener la eficiencia de las aletas (η_f).

2.2.4.3. Determinación del coeficiente α_i

Retornando a la ecuación 2.15, las correlaciones de Klaus Schimdt no presentan una forma de cálculo del coeficiente α_i correspondiente a la convección del flujo de agua. Para la determinación de este coeficiente, se utilizará la primera ecuación de Petukhov y la ecuación de Gnielinski [9], las cuales utilizan el número de Reynolds y Prandtl promedio del flujo de agua. Por ende, se comienza planteado las siguientes ecuaciones:

$$Re_i = \frac{V_i d_i \rho_i}{\mu_i} \quad [2.27]$$

$$Pr_i = \frac{C_{pi} \mu_i}{k_i} \quad [2.28]$$

Donde Re_i = Número de Reynolds promedio del flujo de agua

Pr_i = Número de Prandtl promedio del flujo de agua

La primera ecuación de Petukhov y la ecuación de Gnielinski para el cálculo del coeficiente α_i son las siguientes (ecuación 2.29 y 2.30 respectivamente):

$$f_i = [0.79 \ln(Re_i) - 1.64]^{-2} \quad [2.29]$$

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f_i}{8}\right) (Re_i - 1000) Pr_i}{1 + 12.7 \left(\frac{f_i}{8}\right)^{0.5} (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad [2.30]$$

Donde f_i = Factor de fricción
 Nu_i = Número de Nusselt promedio del flujo de agua

Las ecuaciones 2.29 y 2.30 son válidas cuando se cumplen las siguientes condiciones:

$$3000 \leq Re_i \leq 5 * 10^6 \quad [2.31]$$

$$0.5 \leq Pr_i \leq 2000 \quad [2.32]$$

El coeficiente α_i se relaciona con el número de Nusselt promedio de la siguiente fórmula:

$$Nu_i = \frac{\alpha_i d_i}{k_i} \quad [2.33]$$

2.3. Determinación del calor teórico transferido

El cálculo del calor teórico transferido \dot{Q}_{ta} se hace de manera iterativa, partiéndose de la ecuación 2.2 y considerando inicialmente que el calor transferido \dot{Q}_t es equivalente a la capacidad real del intercambiador de calor.

Con lo anteriormente mencionado y las condiciones de entrada de los flujos, se procede a calcular las condiciones de salida de los mismos de tal manera que se puedan obtener sus propiedades necesarias para el cálculo analítico del calor teórico transferido \dot{Q}_{ta} a través de

la ecuación 2.3. Una vez obtenido el valor de \dot{Q}_{ta} , se procede a compararlo con el calor transferido \dot{Q}_t establecido inicialmente, con lo cual se debe cumplir la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{ta} \quad [2.34]$$

De no cumplirse con la ecuación 2.34, se procede a reemplazar el valor de \dot{Q}_t con el valor obtenido de \dot{Q}_{ta} , volviéndose a realizar el cálculo sucesivamente hasta cumplirse con la ecuación 2.34, obteniéndose finalmente el calor teórico transferido.

Por último, tal como se mencionó en el punto 2.2.4.1, la correlación planteada en la ecuación 2.19 parte de un ajuste de datos: los números de Nusselt calculados pueden presentar variaciones entre $\pm 10\%$ y $\pm 25\%$ respecto a los reales. Por ende, el cálculo debe realizarse nuevamente para los casos extremos, en los cuales el valor del número de Nusselt Nu_b deberá ser reducido o amplificado en 25%, obteniéndose valores de calor transferido mínimo y máximo posibles, aparte del estándar previamente calculados (anexo 8).

CAPÍTULO 3

MODELAMIENTO NUMÉRICO

En el presente capítulo se describe el procedimiento de simulación del equipo. Se inicia detallando las características físicas del mismo. Posteriormente, se presenta el modelo computacional a partir del cual se simularon los procesos físicos que se dan al interior del equipo. Finalmente, se realiza una evaluación de los resultados obtenidos.

3.1. Características del equipo

El equipo modelado en la presente tesis es un serpentín de agua caliente de modelo F210-6x6 de la marca USA Coil & Company, el cual posee una ficha técnica mostrada en el anexo 4 y 5, en la cual se presentan los datos a considerarse para su modelamiento.

3.1.1. Capacidad

El equipo F210-6x6 presenta las capacidades de transferencia de calor (desde el flujo de agua hacia el flujo de aire) mostradas en la tabla 3.1, las cuales se ven alteradas según el caudal de flujo de agua que este posea.

Tabla 3.1: Condiciones de operación del equipo

| Condición de operación | Flujo volumétrico de agua | | Capacidad | |
|------------------------|---------------------------|--------------------|-----------|--------|
| | gpm | m ³ /s | MBtu/h | W |
| 1 | 1.8 | $1.1356 * 10^{-4}$ | 9.8 | 2872.1 |
| 2 | 3.0 | $1.8927 * 10^{-4}$ | 10.6 | 3106.6 |
| 3 | 4.2 | $2.6498 * 10^{-4}$ | 10.9 | 3194.5 |



intercambiador de calor. Dado que los tubos presentan 6 pulgadas (152.4 mm) de largo en el intercambiador de calor, se tendrá un total de 60 aletas transversales.

- Adicionalmente, al presentarse 10 aletas por pulgada, estas presentarán un espaciamiento de 0.1 pulgadas (2.54 mm) una de otra. Las aletas están hechas de aluminio de 0.006 pulgadas (0.1524 mm) de espesor.

Recopilando los datos antes mencionados, además de los observados en la figura 3.1 y los anexos 4 y 5, se presenta la tabla 3.2, con las dimensiones del intercambiador de calor, tomando como referencia la simbología presentada en el punto 2.2.2.

Tabla 3.2: Dimensiones del intercambiador de calor

| Dimensión | Símbolo | Unidades | Magnitud |
|---|----------|----------|--------------------|
| Ancho de la entrada de aire | L | m | 0.1524 |
| Alto de la entrada de aire | La | m | 0.1524 |
| Largo del intercambiador de calor | Lb | m | 0.1016 |
| Número de tubos en dirección transversal | N_t | tubos | 4 |
| Número de tubos en dirección longitudinal | N_l | tubos | 2 |
| Número de aletas | N_a | aletas | 60 |
| Diámetro externo de tubos | d_o | m | $1.5875 * 10^{-2}$ |
| Diámetro interno de tubos | d_i | m | $1.4859 * 10^{-2}$ |
| Espaciamiento entre aletas | s | m | $2.54 * 10^{-3}$ |
| Espesor de aletas | δ | m | $1.524 * 10^{-4}$ |
| Alto virtual de aleta | b_f | m | $3.8027 * 10^{-2}$ |
| Largo virtual de aleta | l_f | m | $3.8027 * 10^{-2}$ |
| Espaciamiento transversal entre tubos | s_t | m | $3.8027 * 10^{-2}$ |
| Espaciamiento longitudinal entre tubos | s_l | m | $3.2933 * 10^{-2}$ |

3.1.3. Materiales

Los componentes del intercambiador de calor del equipo que intervienen en el proceso de transferencia de calor entre flujos están hechos principalmente de cobre y aluminio. Las conductividades térmicas de estos materiales son presentados en la tabla 3.3 y han de ser considerados en el modelamiento numérico del equipo.

Tabla 3.3: Conductividad térmica de materiales a 300 K [10]

| Componente | Material | Símbolo | Unidades | Magnitud |
|------------|----------|---------|----------|----------|
| Tubos | Cobre | k_t | W/m·K | 401 |
| Aletas | Aluminio | k_f | W/m·K | 237 |

3.1.4. Flujo de aire

Según el anexo 4, el equipo F210-6x6 funciona nominalmente con un flujo de aire de entrada con las características presentadas en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Características del flujo de aire de entrada

| Dimensión | Símbolo | Unidades | Magnitud |
|------------------------------|-------------|-------------------|--------------------|
| Flujo volumétrico de entrada | \dot{V}_1 | cfm | 187 |
| | | m ³ /s | $8.8254 * 10^{-2}$ |
| Temperatura de entrada | T_1 | °F | 60 |
| | | °C | 15.56 |

3.1.5. Flujo de agua

Según el anexo 4, el equipo funciona con un flujo de agua con las características presentadas en la tabla 3.5. Como se mencionó previamente, el caudal del flujo de agua determina la condición de operación del equipo y la capacidad del mismo.

Tabla 3.5: Características del flujo de agua de entrada

| Dimensión | Símbolo | Unidades | Magnitud | | |
|------------------------------|-------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| Condición de operación | | | 1 | 2 | 3 |
| Flujo volumétrico de entrada | \dot{V}_E | gpm | 1.8 | 3.0 | 4.2 |
| | | m ³ /s | $1.1356 * 10^{-4}$ | $1.8927 * 10^{-4}$ | $2.6498 * 10^{-4}$ |
| Temperatura de entrada | T_E | °F | 180 | 180 | 180 |
| | | °C | 82.22 | 82.22 | 82.22 |

3.2. Modelo computacional

El modelo computacional presenta al intercambiador de calor del equipo F210-6x6 funcionando a cierta condición de operación (tabla 3.1). Para establecer el modelo computacional y, posteriormente, realizar una simulación del mismo, se debe seguir el procedimiento establecido en la figura 3.2, mostrada a continuación.

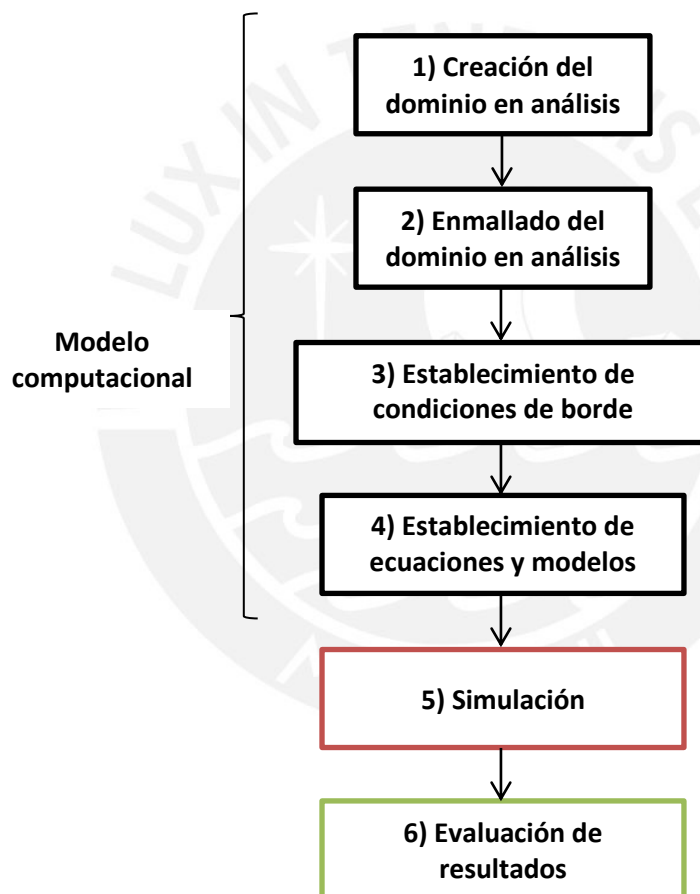


Figura 3.2: Procedimiento para establecer el modelo computacional

Tal como se observa en la figura 3.2, una vez establecido el modelo computacional, se procederá a su simulación y su respectiva evaluación de resultados.

3.2.1. Dominio en análisis

El dominio en análisis fue elegido considerando que éste es una porción básica que representa todo el intercambiador de calor y los procesos que ocurren en su interior, de tal forma que se reduzcan los recursos computacionales necesarios para la simulación del modelo.

En la figura 3.3 se presenta el esquema de las geometrías que componen al dominio en análisis, las cuales se organizan en dos subdominios dependiendo del estado de la materia que conforma a las mismas.

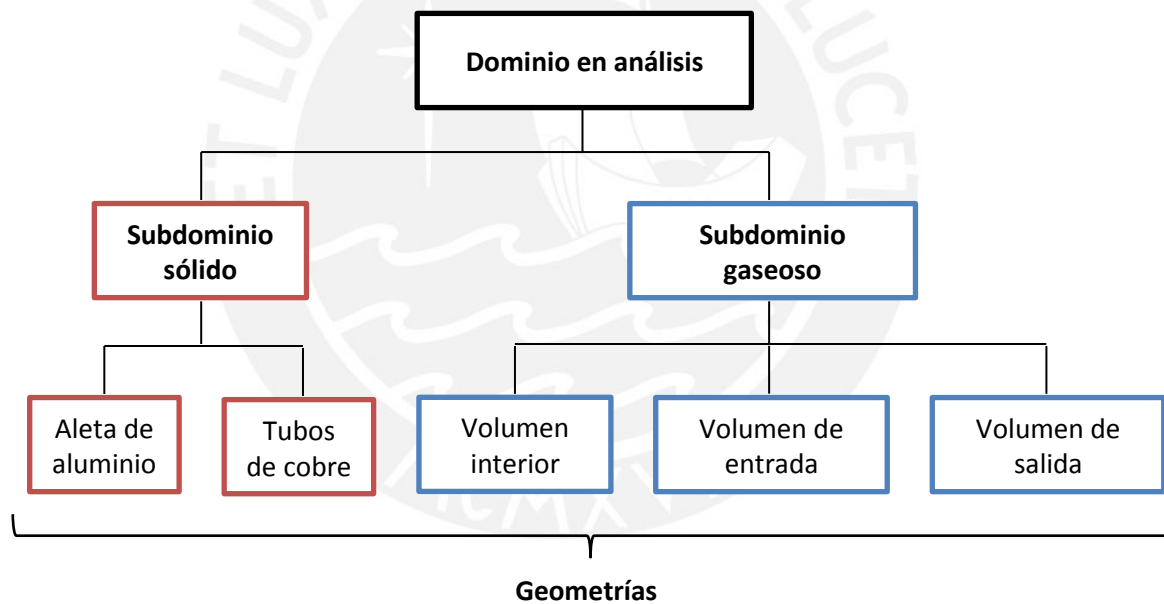


Figura 3.3: Esquema del dominio en análisis

El dominio en análisis no incluye al flujo de agua al interior de los tubos del intercambiador de calor pero si considera su efecto de temperatura y convección en el mismo para que pueda existir un calor transferido hacia el flujo de aire. Este tema será tratado en el punto 3.2.4.3.

Por ende, se presenta el dominio en análisis en la figura 3.4, apreciándose tanto el subdominio sólido como el subdominio gaseoso.

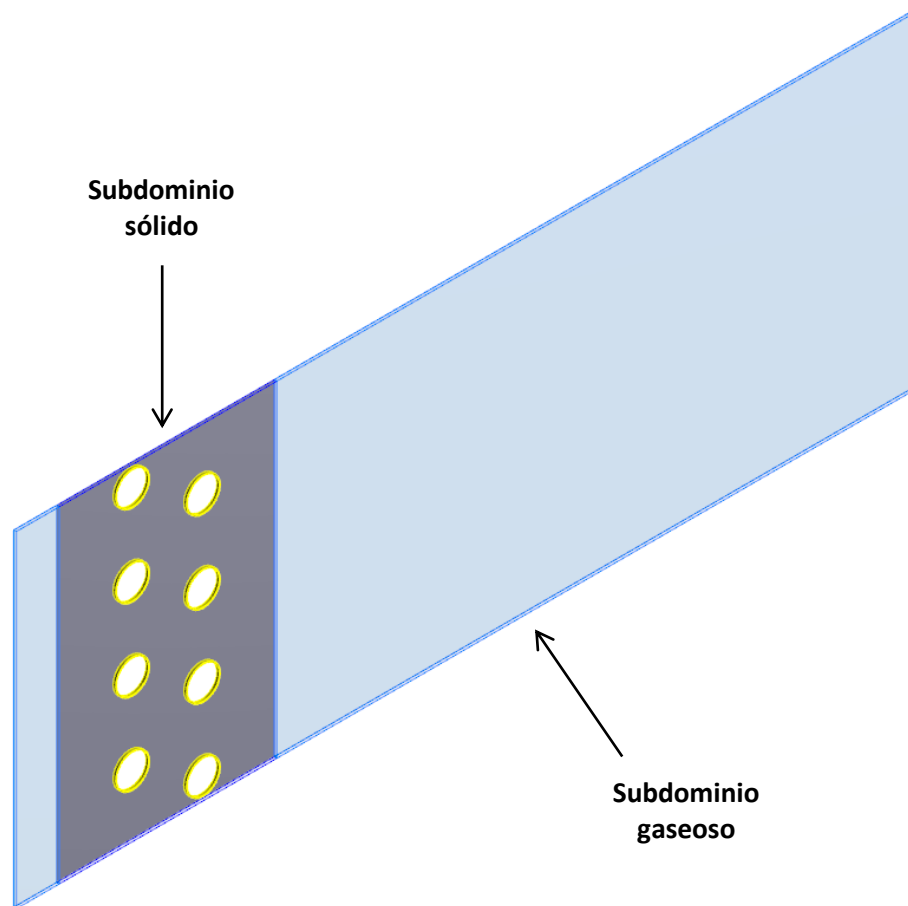


Figura 3.4: Dominio en análisis

3.2.1.1. Subdominio sólido

El subdominio sólido del intercambiador de calor fue elegido considerando que este presenta simetría debido a la repetitividad de las aletas a lo largo de los tubos del serpentín.

La figuras 3.5 ilustra el proceso a través del cual se llega a la geometría del subdominio sólido desde la forma general del equipo F210-6x6.

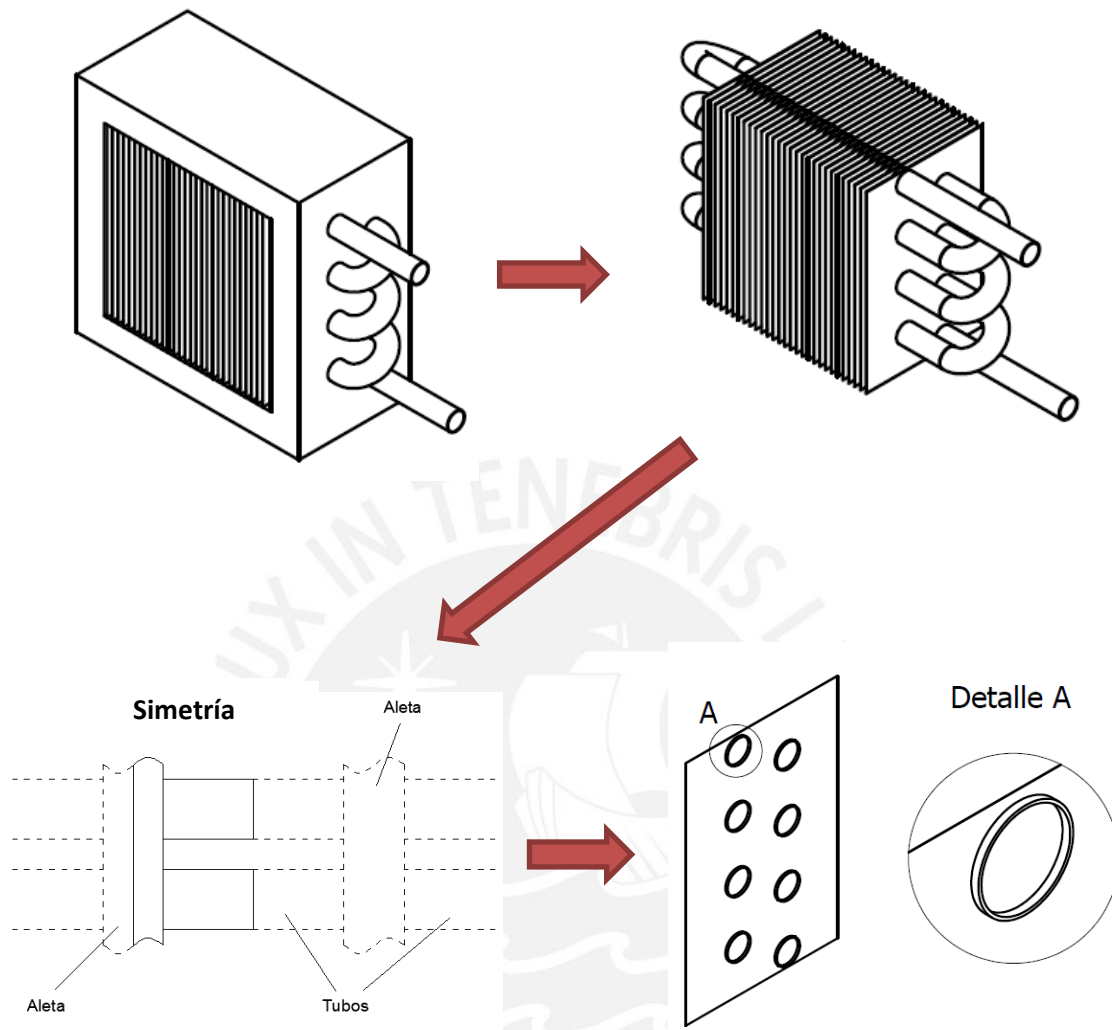


Figura 3.5: Proceso para la obtención del subdominio sólido

Como se observa en la figura 3.5, el subdominio sólido se obtiene aislando el intercambiador de calor del equipo para, posteriormente, aislar la geometría conformada para una aleta y sus secciones de tubos de cobre respectivos. Por último, se divide la aleta (y tubos de cobre) por la mitad debido a la simetría que esta presenta respecto a su altura para así obtener la mínima unidad representativa del intercambiador de calor. Entonces, dado que existen 60 aletas en el intercambiador de calor y se considera la mitad de una, el subdominio sólido representa la 120va parte del intercambiador de calor.



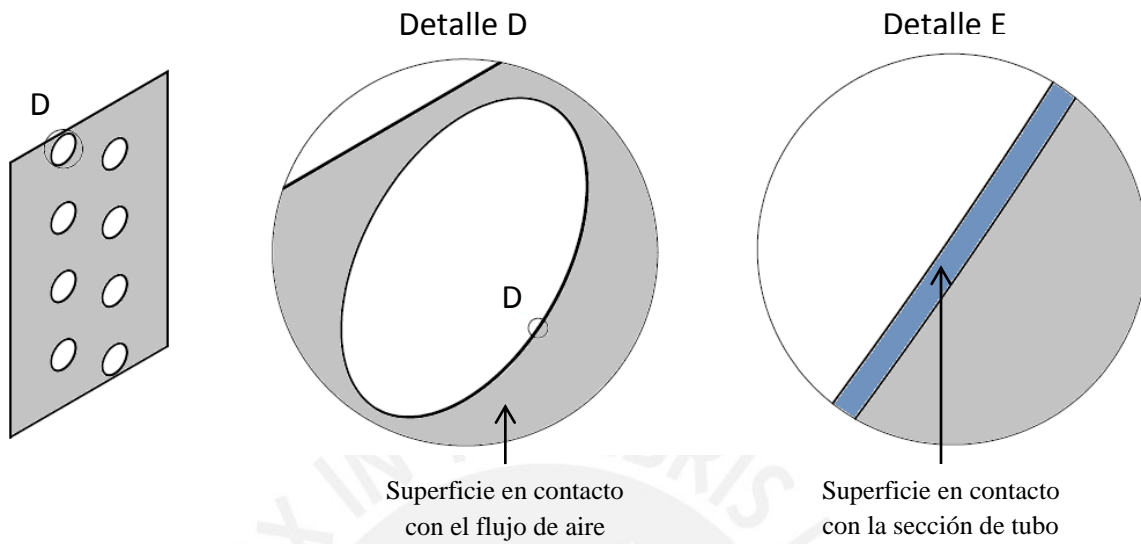


Figura 3.8: Detalles de la media aleta de aluminio

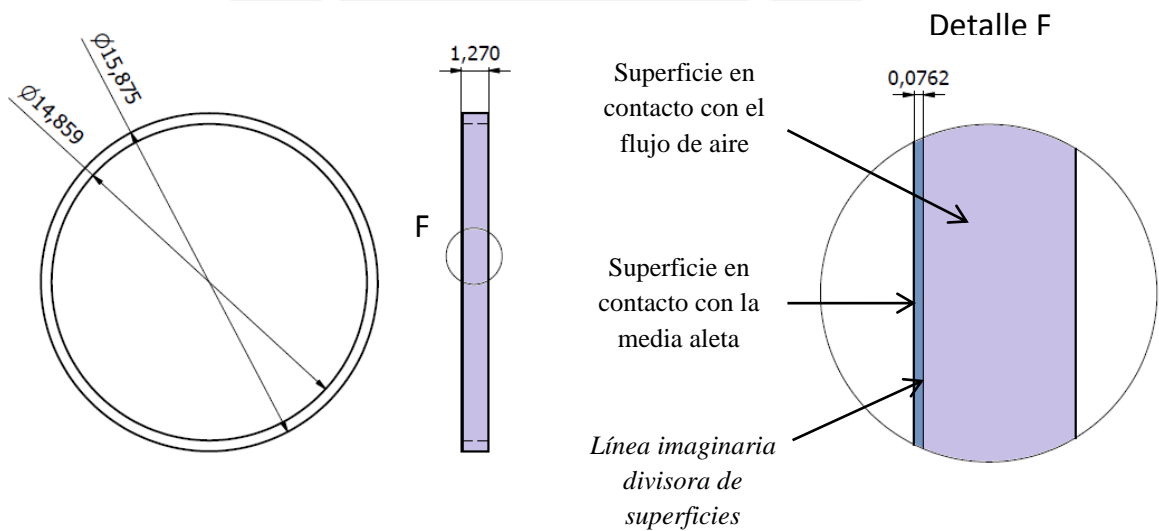


Figura 3.9: Detalles de la sección de tubo de cobre

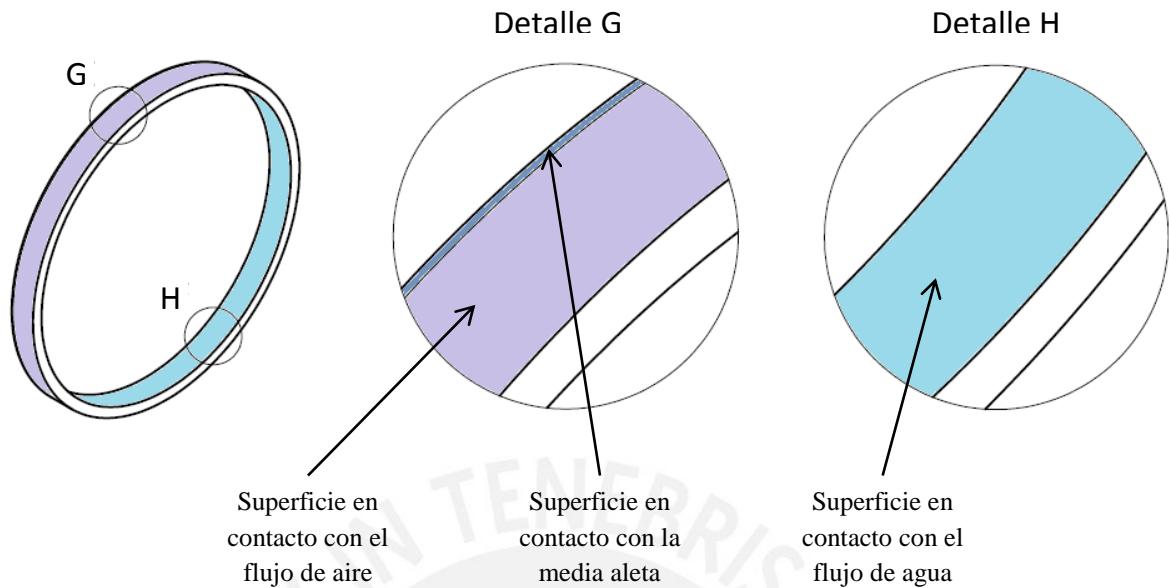


Figura 3.10: Detalles de la sección de tubo de cobre

3.2.1.2. Subdominio gaseoso

El subdominio gaseoso corresponde al volumen que ocupa el aire desde la entrada hasta la salida del intercambiador de calor. Tal como se observa en el esquema de la figura 3.3, este subdominio está dividido en tres geometrías las cuales son descritas a continuación.

A. Volumen interior

Esta geometría corresponde al volumen de aire al interior del intercambiador de calor, es decir, adyacente a los tubos de cobre y la aleta de aluminio. Este volumen es en el cual se dan los procesos que alteran notablemente las propiedades del flujo de aire, por lo cual es considerado el espacio de mayor importancia para el análisis del modelo.

El volumen interior presenta la misma geometría que la aleta a diferencia del espesor, el cual corresponde a la mitad de distancia que hay entre aleta y aleta contigua, tal como se menciona en la figura 3.11 (dimensiones en milímetros).



B. Volumen de entrada

Esta geometría corresponde al volumen de aire a la entrada del intercambiador de calor mostrado en la figura 3.13. Se consideró un tramo reducido (20 mm de largo) debido a que no existen grandes cambios en las propiedades del flujo aire en este volumen.

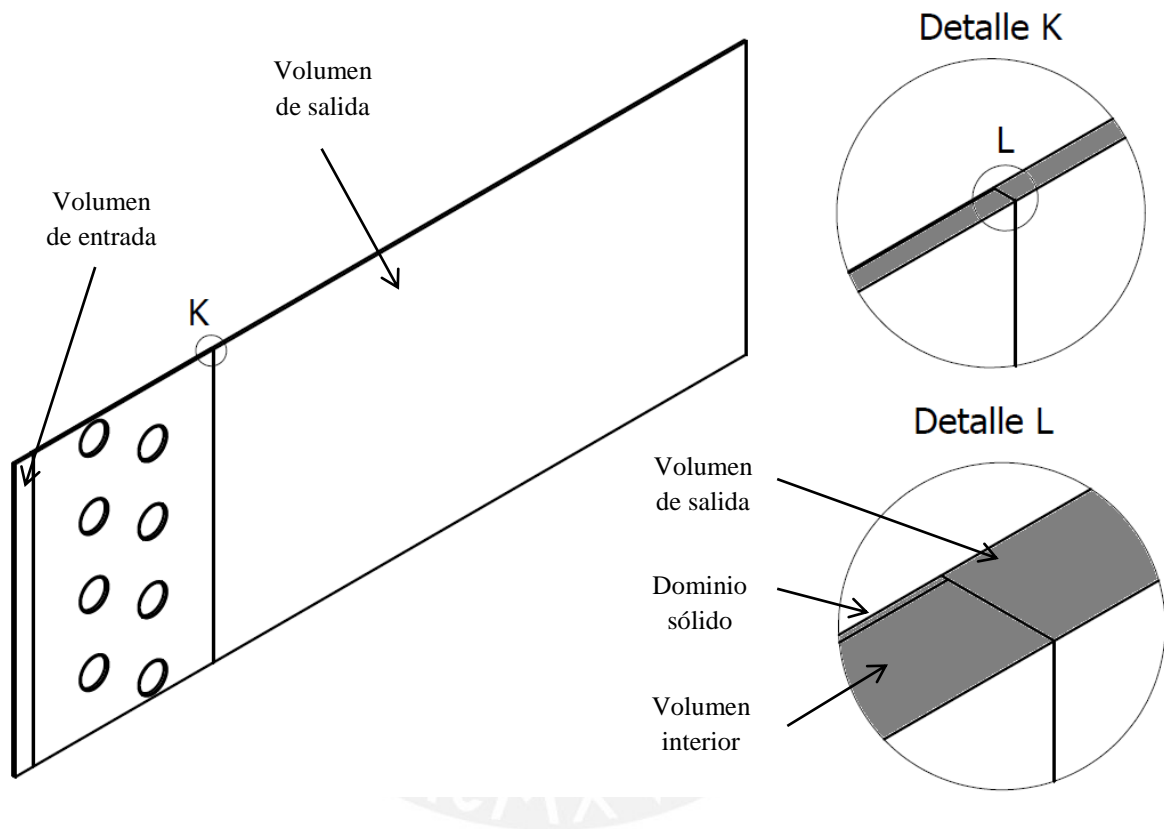


Figura 3.13: Detalles del dominio en análisis

C. Volumen de salida

Esta geometría corresponde al volumen de aire a la salida del intercambiador de calor, mostrado en la figura 3.13. Se consideró un tramo relativamente largo (300 mm de largo) dado que en esta zona el flujo de aire saliente del intercambiador de calor procede a estabilizarse, generándose gran variación en las propiedades del mismo.

















3.2.3. Condiciones de borde

Las condiciones de borde establecen tanto las características de las superficies que limitan al dominio en análisis, como las propiedades de los flujos entrantes (o salientes) al dominio en análisis, tales como velocidad, temperatura o presión.

3.2.3.1. Condición de entrada de flujo de aire

Esta condición establece que existe un flujo de aire a la entrada del dominio en análisis, tal como se observa en la figura 3.14. Las propiedades de este flujo de aire se presentan en la tabla 3.4, considerándose un perfil uniforme de velocidades en toda el área de entrada de 3.8 m/s (anexo 7). Mayor detalle de la entrada se aprecia en las figuras 3.38 y 3.39.

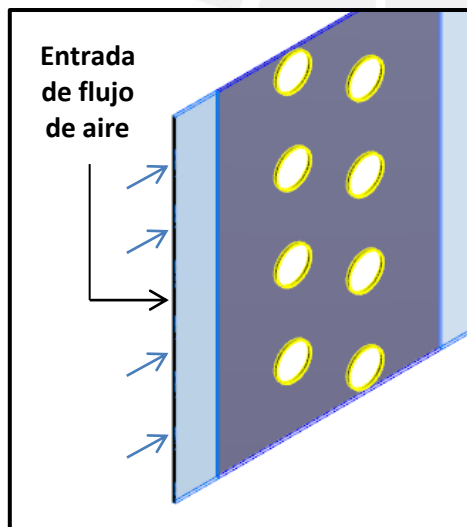


Figura 3.38: Detalle de la entrada del flujo de aire

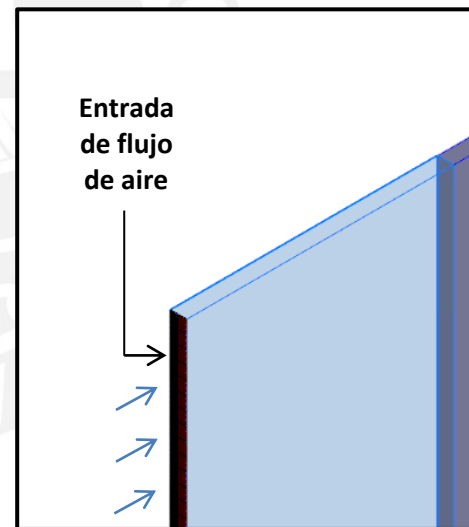


Figura 3.39: Detalle de la entrada del flujo de aire

3.2.3.2. Condición de abertura

Esta condición establece que existe una abertura de aire a la salida del dominio en análisis, tal como se observa en la figura 3.14. Se considera que esta abertura es hacia el ambiente,



3.2.3.3. Condición de pared no deslizante

Esta condición establece que una superficie es impenetrable por un fluido y que, además, la velocidad de flujo adyacente a esta superficie es igual a 0 (condición de no deslizamiento).

Esta condición es aplicada a las superficies sólidas en contacto con algún fluido. Cabe resaltar que en estas superficies existe transferencia de calor entre el sólido y el fluido.

3.2.3.4. Condición de pared deslizante adiabática

Esta condición es similar a la de pared no deslizante, a excepción que la velocidad paralela a la superficie del flujo adyacente no es 0, y que a través de la pared no existe transferencia de calor.

Esta condición es aplicada a las superficies superiores e inferiores del dominio en análisis, tanto al subdominio gaseoso y sólido, dado que se considera que el efecto de estas superficies sobre el flujo de aire y sobre los sólidos adyacentes es despreciable, tanto en el ámbito de transferencia de calor como en el de arrastre (flujo de aire).

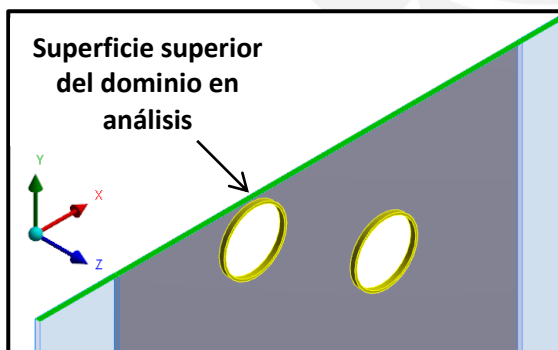


Figura 3.43: Detalle de superficie superior del dominio en análisis

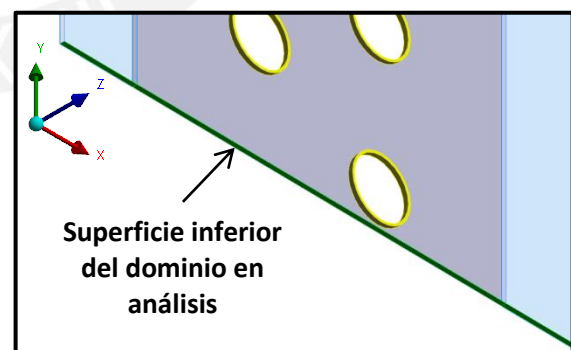


Figura 3.44: Detalle de superficie inferior del dominio en análisis

3.2.3.5. Condiciones de simetría

Esta condición de borde considera que la superficie actúa como un espejo frente a las propiedades del flujo o el sólido adyacente. Esto significa que cualquier variación de propiedad en dirección normal a la superficie es 0, además de ser una superficie impenetrable por el fluido.

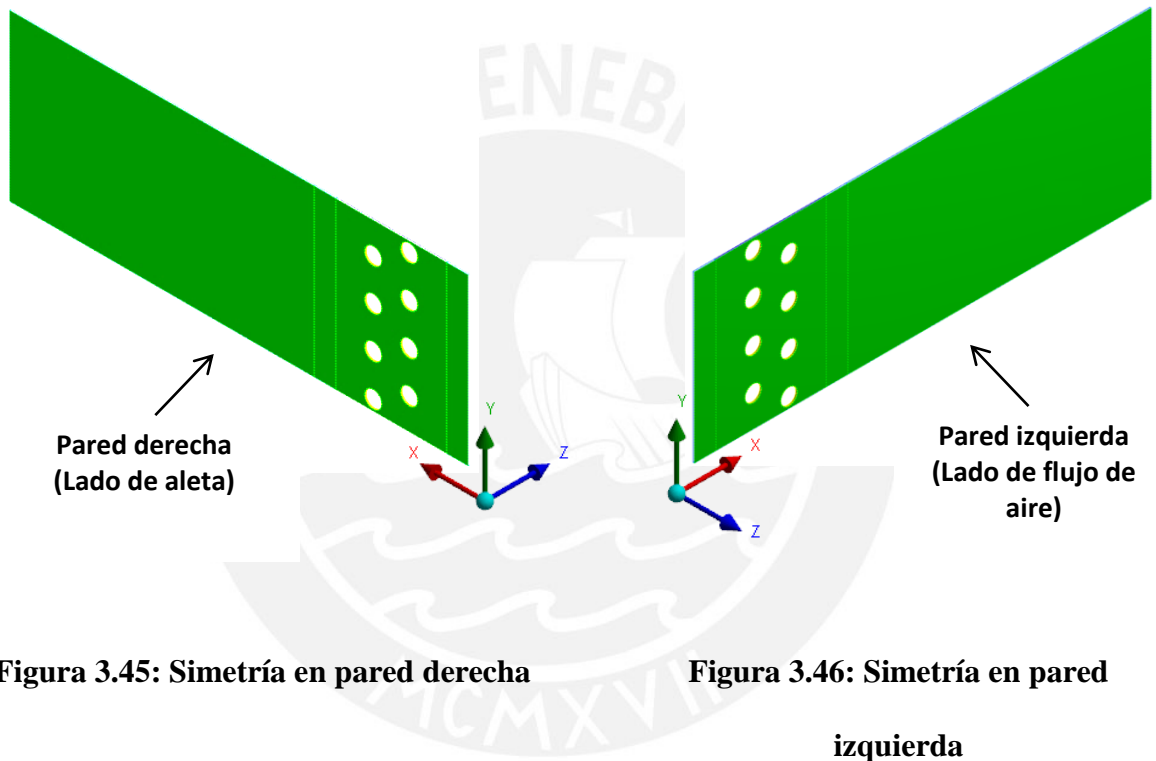


Figura 3.45: Simetría en pared derecha

Figura 3.46: Simetría en pared izquierda

3.2.3.6. Condición de pared con temperatura adyacente

Esta condición de borde considera que la superficie presenta una temperatura adyacente con un coeficiente de transferencia de calor entre esta temperatura y la temperatura de dicha superficie. Esta condición es aplicada a cada superficie interna de los tubos del dominio en análisis, tal como se muestra en las figuras 3.47 y 3.48, con lo cual se modela el efecto de la



3.2.4. Ecuaciones y modelo físico

Las ecuaciones y modelos físicos aplicadas al modelo computacional se basan en la teoría de análisis diferencial de fluidos y sólidos, las cuales se utilizan para resolver las propiedades físicas que el subdominio gaseoso y el subdominio sólido presentan en cada nodo de sus respectivos enmallados; a partir de las condiciones de borde planteadas previamente. Estas ecuaciones presentan sus respectivas simplificaciones de acuerdo a ciertas consideraciones realizadas presentadas a continuación.

3.2.4.1. Consideraciones

Las consideraciones realizadas fueron las siguientes:

- A. Flujo homogéneo gaseoso
- B. Flujo de aire seco
- C. Aire como gas ideal
- D. Flujo en estado estacionario
- E. Fuerza gravitacional despreciable
- F. Energía cinética despreciable
- G. Disipación viscosa despreciable

Las justificaciones de estas consideraciones se presentan a continuación.

A. Flujo homogéneo gaseoso

El flujo es totalmente homogéneo y de fase gaseosa, y no está compuesto de sustancias en otras fases. Además, dado que el intercambiador de calor eleva la temperatura del aire, este no presentará ningún tipo de condensación (vapor de agua por ejemplo), con lo cual tampoco existirá cambio de fase en la sustancia a lo largo del intercambiador de calor.

B. Flujo de aire seco

El fluido que compone a la geometría gaseosa es únicamente aire y no está compuesto de otras sustancias tales como gases o material particulado. Esta consideración se realizó suponiendo que el equipo opera en ambientes con condiciones óptimas y sin contaminación.

Además, las propiedades del flujo de aire se aproximan a las del aire seco, es decir, a aire con 0% de humedad relativa carente de vapor de agua. Esta consideración se realizó dado que a temperaturas menores a los 50 °C, las propiedades del aire seco presentan leves variaciones respecto a las del aire húmedo [11].

Por otro lado, dado que el equipo a simular eleva la temperatura del flujo de aire, su humedad relativa tenderá a reducirse (calentamiento sensible), con lo cual las propiedades del aire húmedo tenderán a aproximarse a las propiedades del aire seco.

C. Aire como gas ideal

Esta consideración se realiza debido a que el flujo está compuesto únicamente de aire. Por ello su comportamiento puede ser aproximado a un gas ideal y sus propiedades pueden ser calculadas a través del anexo 1 y la ecuación 2.7.

D. Flujo en estado estacionario

El modelo computacional considera al intercambiador de calor trabajando en una condición de operación estable, por lo cual presenta propiedades en estados estacionarios e independientes del tiempo.

E. Fuerza gravitacional despreciable

No existe influencia de la gravedad sobre el flujo de aire debido a los cambios mínimos de densidad que este presenta, por ende no existirá el efecto de flotabilidad en zonas de fluido con diferentes densidades. Esto significa que la transferencia de calor del sólido hacia el flujo de aire se dará mediante convección forzada, despreciándose los efectos de convección natural.

Esto es sustentado a través de la relación entre el número de Grashof y el número de Reynolds, los cuales representan el efecto de transferencia de calor por convección natural y forzada, respectivamente [12]. Por ende, se presenta la siguiente ecuación:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{\frac{g\beta_f(T_p - T_f)\rho_f^2 X_{CN}^3}{\mu_f^2}}{\left(\frac{\rho_f V_f X_{CF}}{\mu_f}\right)^2} \quad [3.1]$$

| | | | |
|-------|-----------|---|--|
| Donde | Gr | = | Número de Grashof |
| | Re | = | Número de Reynolds |
| | g | = | Aceleración de la gravedad en la tierra (9.81 m/s ²) |
| | β_f | = | Coefficiente volumétrico de expansión térmica |
| | T_f | = | Temperatura promedio del flujo de aire |
| | T_p | = | Temperatura de pared |
| | ρ_f | = | Densidad del flujo de aire |
| | V_f | = | Velocidad del flujo de aire |
| | μ_f | = | Viscosidad dinámica del flujo de aire |
| | X_{CN} | = | Longitud característica de convección natural |

X_{CF} = Longitud característica de convección forzada

Simplificando la ecuación 3.1, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta_f(T_p - T_f)X_{CN}^3}{V_f^2 X_{CF}^2} \quad [3.2]$$

Además, para un gas ideal, el coeficiente volumétrico de expansión térmica β_f es la inversa de la temperatura del fluido T_f [13], con lo cual se tiene lo siguiente:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g(T_p - T_f)X_{CN}^3}{T_f V_f^2 X_{CF}^2} \quad [3.3]$$

Tomándose las propiedades de temperatura T_b promedio del flujo de aire calculadas analíticamente para la primera condición de operación real del equipo (anexo 8, tabla 8.5), además de la velocidad máxima del flujo de aire V_{max} (anexo 8, ecuación 8.10) la temperatura promedio T_i del flujo de agua (anexo 8, tabla 8.6) y considerándose la longitud característica de convección natural X_{CN} como la dimensión L_a del intercambiador de calor (dirección de fuerza de gravedad), así como la longitud característica de convección forzada X_{CF} como la dimensión L_b (dirección de flujo de aire), se reemplazan los términos de la ecuación 3.3, obteniéndose lo siguiente:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g(T_i - T_b)L_a^3}{T_b V_f^2 L_b^2}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} * (352.27 K - 301.93 K) * (0.1524 m)^3}{301.93 K * \left(7.26 \frac{m}{s}\right)^2 * (0.1016 m)^2}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} = 1.0641 * 10^{-2} \quad [3.4]$$

El valor presentado en la ecuación 3.4 es menor que 1, con lo cual se determina que el efecto de convección forzada es predominante sobre el efecto de convección natural, con lo cual se pueden despreciar los efectos de flotabilidad y fuerza de gravedad en las ecuaciones del modelo computacional [12].

F. Energía cinética despreciable

Las variaciones en la energía cinética del flujo de aire son despreciables debido a la baja velocidad que este presenta al interior del intercambiador de calor. Esto es sustentado comparando los cambios de energía térmica frente a los cambios en la energía cinética que se dan al interior del intercambiador de calor.

El cambio de la energía térmica del flujo de aire es igual al calor que este recibe para aumentar su temperatura, es decir, a la capacidad del intercambiador de calor. Tomando los datos de la capacidad del equipo en su primera condición de operación de la tabla 3.1, se tiene la ecuación 3.5.

$$\dot{Q}_t = 2872.1 \text{ W} \quad [3.5]$$

La mayor variación de energía cinética existente en el intercambiador de calor se da entre la velocidad de entrada del flujo de aire y la velocidad máxima del flujo (ecuaciones 2.11 y 2.12). Por ende, se tiene lo siguiente:

$$\Delta \dot{E}c_{max} = \frac{1}{2} \dot{m} (V_{max}^2 - V_1^2) \quad [3.6]$$

Donde $\Delta \dot{E}c_{max}$ = Variación máxima de la energía cinética en el equipo

Reemplazando los valores de flujo másico y velocidad de aire de entrada (anexo 7), además de la velocidad máxima (anexo 8, ecuación 8.10), se tiene lo siguiente:

$$\Delta \dot{E}_{c_{max}} = \frac{1}{2} * 0.1079 \frac{kg}{s} * \left[\left(7.26 \frac{m}{s} \right)^2 - \left(3.8 \frac{m}{s} \right)^2 \right]$$

$$\Delta \dot{E}_{c_{1-M}} = 2.0645 W \quad [3.7]$$

Entonces, dividiendo la ecuación 3.7 entre la ecuación 3.5 se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\Delta \dot{E}_{c_{max}}}{\dot{Q}_t} = \frac{2.0645 W}{2872.1 W}$$

$$\frac{\Delta \dot{E}_{c_{max}}}{\dot{Q}_t} = 0.07\% \quad [3.8]$$

Según la ecuación 3.8, la máxima variación de la energía cinética representa el 0.07% de la variación en la energía térmica, con lo cual se concluye que el término de la energía cinética puede ser despreciado en las ecuaciones del modelo computacional.

G. Disipación viscosa despreciable

El calor generado por disipación viscosa del flujo de aire es considerado despreciable en la ecuación de energía debido a la baja velocidad y viscosidad que este presenta.

Esto es sustentado a través del número de Brinkman, el cual relaciona el calor generado por disipación viscosa con la energía transportada por el flujo [14]. Por ende, se tiene la ecuación 3.9 mostrada a continuación:

$$Br = \frac{\mu_f V_f^2}{k_{fa}(T_p - T_f)} \quad [3.9]$$

Donde Br = Número de Brinkman
 k_{fa} = Conductividad térmica del flujo de aire

Tomándose las propiedades de viscosidad dinámica μ_b , conductividad térmica k_b y temperatura T_b promedio del flujo de aire calculadas analíticamente para la primera condición de operación real del equipo (anexo 8, tabla 8.5), además de la velocidad máxima del flujo de aire V_{max} (anexo 8, ecuación 8.10) y la temperatura promedio T_i del flujo de agua (anexo 8, tabla 8.6), se reemplazan los términos de la ecuación 3.9, obteniéndose lo siguiente:

$$Br = \frac{\mu_b V_{max}^2}{k_b (T_i - T_b)}$$

$$Br = \frac{1.866 * 10^{-5} Pa \cdot s * \left(7.26 \frac{m}{s}\right)^2}{0.02579 \frac{W}{m \cdot K} (352.27 K - 301.93 K)}$$

$$Br = 7.5711 * 10^{-4} \quad [3.10]$$

La ecuación 3.10 indica que el valor del número de Brinkman es mucho menor a 1, por lo cual el efecto de disipación viscosa en la ecuación de energía puede ser despreciado en las ecuaciones del modelo computacional [15].

3.2.4.2. Ecuación aplicada al subdominio sólido

En el subdominio sólido se aplica la ecuación de conductividad térmica en régimen estacionario sin generación de energía interna [16], la cual es presentada en la ecuación 3.11.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad [3.11]$$

Donde x = Desplazamiento sobre el eje x
 y = Desplazamiento sobre el eje y
 z = Desplazamiento sobre el eje z

El valor de la conductividad térmica k depende del sólido en el cual se esté realizando el cálculo, el cual puede ser el tubo de cobre o la aleta de aluminio. De acuerdo a esto el valor de k se toma de la tabla 3.3.

3.2.4.3. Ecuaciones aplicadas al subdominio gaseoso

Las ecuaciones aplicadas al subdominio gaseoso son la ecuación de continuidad [17], la ecuación de momento [18], la ecuación de energía [19] y ecuaciones adicionales, las cuales presentan formas simplificadas debido a las consideraciones realizadas previamente.

A. Ecuación de continuidad

En la ecuación de continuidad (la cual se basa en la ley de conservación de masa) prevalecen los términos independientes del tiempo resultando en la ecuación 3.12.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad [3.12]$$

Donde u = Velocidad sobre el eje x
 v = Velocidad sobre el eje y
 w = Velocidad sobre el eje z

B. Ecuación de momento

La ecuación de momento se descompone en tres ecuaciones de momento aplicadas a cada eje del espacio tridimensional (x , y y z). En cada una de ellas prevalecen los términos

independientes del tiempo y se suprimen los términos correspondientes a los efectos de la fuerza de gravedad, por lo cual las ecuaciones a utilizar son la 3.13, 3.14 y 3.15.

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad [3.13]$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad [3.14]$$

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad [3.15]$$

Donde τ_{mn} = Esfuerzo de corte en el plano $m-n$ (normal si m es igual a n)

Los términos τ_{mn} correspondientes a los esfuerzos cortantes (o normales) son equivalentes a la expresión presentada en la ecuación 3.16.

$$\begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} = \mu \begin{bmatrix} 2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\nabla \cdot V & \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} & 2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\nabla \cdot V & \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} & 2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}\nabla \cdot V \end{bmatrix} \quad [3.16]$$

El término $\nabla \cdot V$ es presentado en la ecuación 3.17:

$$\nabla \cdot V = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad [3.17]$$

C. Ecuación de energía

En la ecuación de energía, prevalecen los términos independientes del tiempo. Además, los términos correspondientes a los efectos de la fuerza gravedad son despreciados, al igual que los términos correspondientes al calor generado por disipación viscosa. Esto resulta en la ecuación de energía simplificada a la ecuación 3.18.

$$C_v \left[\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \right] =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$
[3.18]

Donde C_v = Calor específico a volumen constante del flujo de aire

El término C_v se calcula a través de la ecuación 3.19.

$$C_v = C_p - R_{aire}$$
[3.19]

Según el anexo 1, término C_p presenta un valor constante de 1007 J/kg·K. El término R_{aire} es considerado 287 J/kg·K, tal como se señaló en la ecuación 2.7, con lo cual la ecuación 3.19 resulta en la ecuación 3.20.

$$C_v = 1007 \frac{J}{kg \cdot K} - 287 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$C_v = 720 \frac{J}{kg \cdot K}$$
[3.20]

D. Ecuación de gas ideal

La ecuación de gas ideal se presenta en su forma común como la previamente mencionada ecuación 2.7, la cual es presentada a continuación:

$$\rho = \frac{p}{R_{aire} T}$$
[3.21]

E. Ecuaciones de variables adicionales

Las ecuaciones 3.16 y 3.18 presentan las variables de viscosidad dinámica μ y conductividad térmica k del aire, respectivamente. Tal como se puede apreciar en el anexo 1, estas variables dependen de la temperatura a la cual se encuentre el aire, con lo cual se tienen las siguientes expresiones:

$$\mu = \mu_T \quad [3.22]$$

$$k = k_T \quad [3.23]$$

Donde μ_T = Viscosidad dinámica del aire a la temperatura T
 k_T = Conductividad térmica del aire a la temperatura T

F. Ecuaciones del modelo del flujo de agua

En el punto 3.2.3.6, se mencionó que las superficies interiores de los tubos de cobre presentan una condición de borde de temperatura adyacente y coeficiente de transferencia de calor, con lo cual se modela la temperatura y el coeficiente de convección del flujo de agua, respectivamente.

Esta temperatura y resistencia térmica varían en cada superficie de cada tubo de cobre dependiendo de la posición del mismo en el dominio en análisis, de modo que se modele el decrecimiento de la temperatura del flujo de agua a medida que este va circulando por el intercambiador de calor.

Para esto, se enumera cada tubo de del dominio en análisis en el orden en el cual fluye el flujo de agua a través de los mismos, tal como se aprecia en la figura 3.49, siendo este orden tomado del anexo 4.

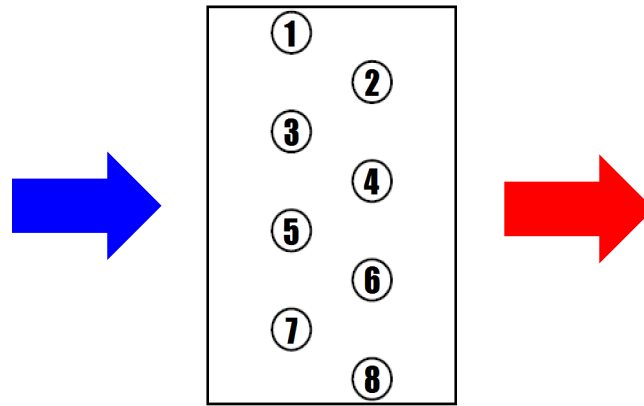


Figura 3.49: Orden de paso de flujo de agua por los tubos

Posteriormente se establece que las propiedades del flujo de agua ingresante corresponden a las de la tabla 3.5, para cierta condición de operación. Con la ecuación 2.8 y las propiedades del flujo ingresante, se calcula el flujo másico de agua ingresante tal como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_E = \rho_E \dot{V}_E \quad [3.24]$$

Donde

- \dot{m}_E = Flujo másico de agua en el intercambiador de calor
- ρ_E = Densidad del flujo de agua entrante
- \dot{V}_E = Flujo volumétrico de agua entrante

Con ello se procede a establecer la siguiente ecuación acoplada al modelo computacional

$$Q_{tn} = \alpha_{in} \frac{A_i}{8 * 120} (T_{in} - T_{Sup n}) \quad [3.25]$$

Donde

- Q_{tn} = Calor del flujo de agua hacia la superficie del tubo n
- α_{in} = Coeficiente de convección del flujo de agua en el tubo n
- T_{in} = Temperatura de masa del flujo de agua modelado en el tubo n
- $T_{Sup n}$ = Temperatura de la superficie del tubo n

El término A_i correspondiente al área total de pared interna de los tubos es dividido entre 8 para indicar el calor en cada tubo y, además, es dividido entre 120 debido a que el dominio computacional representa la mitad de una de las 60 aletas del intercambiador de calor (ver punto 3.2.1.1).

El término T_{Sup-n} corresponde a la temperatura de cada nodo del enmallado de la superficie interior de los tubos.

El término α_{in} es el coeficiente de transferencia de calor requerido en la condición de borde del punto 3.2.3.6. Este calcula a partir de las ecuaciones 2.29, 2.30 y 2.33. Cabe resaltar que las propiedades del coeficiente de convección α_{in} están en función de la temperatura T_{in} del flujo de agua en su respectivo tubo (anexo 2).

El término T_{in} corresponde a la temperatura de masa del flujo de agua en cada tubo y resulta ser la temperatura adyacente requerida en la condición de borde del punto 3.2.3.6.

Esta se calcula a través de las siguientes ecuaciones:

$$h_{sn} = h_{en} - \frac{Q_{tn}}{\dot{m}_E} \quad [3.26]$$

$$T_{in} = \frac{T_{sn} + T_{en}}{2} \quad [3.27]$$

| | | | |
|-------|----------|---|---|
| Donde | h_{en} | = | Entalpía de flujo de agua entrante al tubo n |
| | h_{sn} | = | Entalpía de flujo de agua saliente del tubo n |
| | T_{en} | = | Temperatura del flujo de agua entrante al tubo n |
| | T_{sn} | = | Temperatura del flujo de agua saliente del tubo n |

Según la ecuación 3.27, la temperatura del flujo de agua en un tubo es el promedio entre las temperaturas de entrada y la de salida del mismo tubo. Estas temperaturas son calculadas en base a las entalpías de entrada y salida (o viceversa) a través del anexo 3, considerándose el agua como un líquido saturado.

Además, como el flujo de agua saliente de un tubo es igual al flujo de agua entrante al siguiente tubo, se tienen las siguientes expresiones adicionales:

$$h_{en} = h_{sn-1} \quad [3.28]$$

$$T_{en} = T_{sn-1} \quad [3.29]$$

Donde h_{sn-1} = Entalpía de flujo de agua saliente del tubo $n - 1$
 T_{sn-1} = Temperatura del flujo de agua saliente del tubo $n - 1$

Por último, se puede establecer las siguientes relaciones

$$T_{he1} = T_E \quad [3.30]$$

$$T_{hs8} = T_S \quad [3.31]$$

Donde T_{he1} = Temperatura de flujo de agua entrante al tubo 1.
 T_{hs8} = Temperatura de flujo de agua saliente del tubo 8.

3.2.5. Simulación del modelo computacional

Una vez planteado el modelo computacional, se procede a resolver las ecuaciones planteadas en cada una de los enmallados del dominio en análisis. Este procedimiento se realizó en el programa de cálculo computacional ANSYS CFX V.14.5. para cada una de las condiciones de operación del equipo (ver tabla 3.1). Hecho esto, se procede a la evaluación de los resultados obtenidos a través de la simulación.

3.3. Evaluación de resultados

La simulación nos brinda los valores de las propiedades del flujo de aire y de los sólidos que componen al intercambiador de calor en todo el dominio en análisis.

A continuación se procede a evaluar las variaciones de las propiedades tanto en el flujo de aire como en las aletas y tubos, sin antes evaluar la capacidad de transferencia de calor del equipo obtenida a través la simulación.

3.3.1. Capacidad

Realizando la simulación del intercambiador de calor en cada una de sus tres condiciones de operación (tabla 3.1), se obtuvo el valor de la capacidad de transferencia de calor que el equipo posee en cada una de estas condiciones de operación. Tomando estas capacidades, las capacidades reales del equipo (tabla 3.1) y las capacidades calculadas analíticamente a través de las ecuaciones y correlaciones mencionadas en el capítulo 2 (anexo 8, tabla 8.9), se elabora la tabla 3.6 de capacidades del equipo en distintas condiciones de operación.

Tabla 3.6: Capacidades del equipo en distintas condiciones de operación

| Condición de operación | Capacidad | | | | |
|------------------------|---------------------|-------------------|----------|--------|------------|
| | Datos de fabricante | Cálculo analítico | | | Simulación |
| | | Mínimo | Estándar | Máximo | |
| 1 | 2872 W | 2694 W | 3097 W | 3402 W | 2573 W |
| 2 | 3107 W | 2874 W | 3334 W | 3687 W | 2746 W |
| 3 | 3194 W | 2962 W | 3451 W | 3829 W | 2832 W |

Tomando los datos de la tabla 3.6, se presenta el gráfico mostrado a continuación en la figura 3.50.







Los planos descritos en la figura 3.52 atraviesan todo el dominio en análisis desde la sección correspondiente al espacio de entrada hasta el espacio de salida.

Como se puede apreciar en la figura 3.52 y 3.53, el plano 0 corresponde a toda la pared lateral derecha del dominio en análisis la cual divide a la aleta de aluminio por la mitad.

El plano 1 corresponde a la extensión de la superficie de la aleta que está en contacto con el flujo de aire. El plano 5 corresponde a la pared lateral izquierda del dominio en análisis, la cual se encuentra en el medio del espacio limitado entre dos aletas adyacentes (figura 3.54).

Los planos 2, 3 y 4 se encuentran distribuidos uniformemente entre los planos 1 y 5.

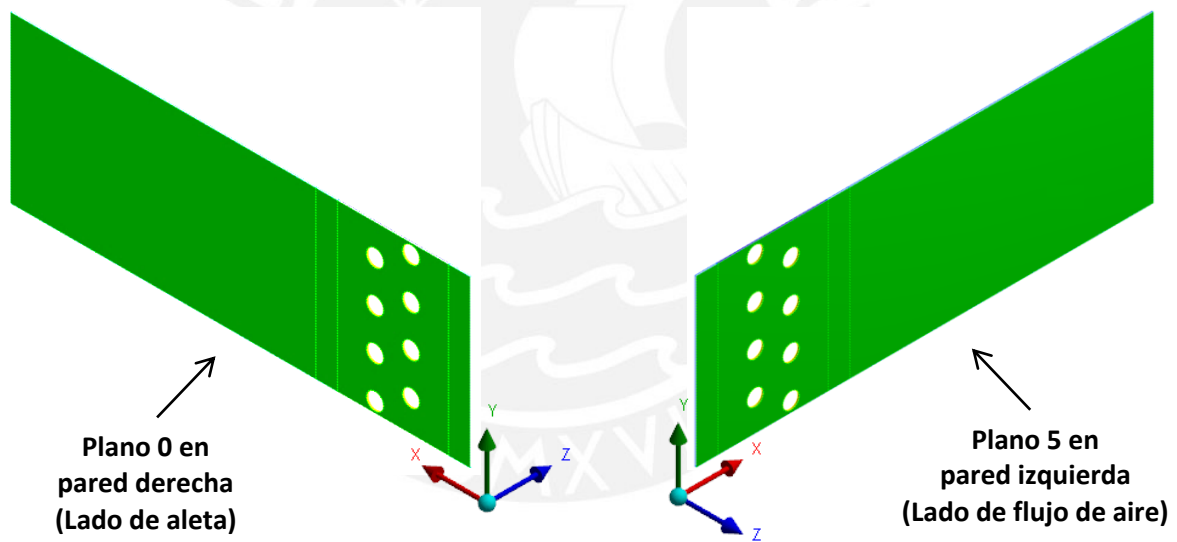


Figura 3.53: Plano 0 en pared derecha

**Figura 3.54: Plano 5 en pared
izquierda**

En cada uno de los planos se procede a trazar las velocidades del flujo de aire, con lo cual se obtienen las figuras 3.55, 3.56, 3.57, 3.58, 3.59 y 3.60 mostradas a continuación.







Aclarando la figura 3.55 correspondiente a la velocidad del flujo de aire en el plano 0, se observa una zona blanca la cual indica que en esta zona no existe flujo de aire dado que corresponde a la sección a la mitad de la aleta (zona sólida).

Observando las figuras 3.55, 3.56, 3.57, 3.58, 3.59 y 3.60, se pueden realizar las siguientes notaciones:

- La velocidad del flujo de aire en la superficie (plano 1) de la aleta es 0 (figura 3.56) debido al no deslizamiento que un flujo adyacente a una superficie presenta. A medida que el flujo se aleja de la superficie, la velocidad crece, lo cual se observa en las figuras 3.57, 3.58 y 3.59 hasta alcanzar las velocidades máximas en la figura 3.60 correspondientes al plano 5.
- Se observa que las velocidades máximas en cada plano se alcanzan en las zonas situadas entre los tubos, lo cual se da debido a la reducción de área de flujo que se presenta. Estas velocidades llegan a los 12.8 m/s.
- Todos los planos presentan semejanza en la distribución de velocidades en la zona correspondiente al espacio de salida. Existen ciertas diferencias en las velocidades presentadas en cada plano en la zona a la salida del intercambiador de calor, pero estas son mitigadas corriente abajo.
- Se aprecian zonas con velocidades de flujo cercanas a 0 posteriores a cada tubo, zonas en las cuales existe estancamiento de flujo, formándose remolinos.











Aclarando la figura 3.63, el plano mostrado (plano 0) atraviesa la aleta de aluminio por el medio, por lo cual (además) se muestra la distribución de temperaturas en la zona intermedia de la aleta. La figura 3.43 (plano 1) presenta las temperaturas del flujo de aire adyacente a la aleta, es decir, las temperaturas en la superficie de la aleta.

Observando las figuras 3.63, 3.64, 3.65, 3.66, 3.67 y 3.68, se pueden realizar las siguientes notaciones:

- El flujo de aire adyacente tanto a las aletas como los tubos presenta las temperaturas más altas debido al intercambio de calor que se realiza entre el sólido y el aire. A medida que el flujo de aire se aleja de las superficies sólidas, las temperaturas del mismo tienden a reducirse.
- A la salida del intercambiador se puede observar que las temperaturas del flujo de aire se van homogenizando conforme el flujo de aire avanza, hasta lograrse mayor homogeneidad en el límite de salida del dominio en análisis.
- Se aprecia que los remolinos que deja la 1era hilera de tubos presentan mayores temperaturas a los remolinos que deja la 2da hilera de tubos en el intercambiador de calor, lo cual denota mayor transferencia de calor en los tubos de la 1era hilera, lo cual es analizado posteriormente en el punto 3.3.3.





En la figura 3.71, se observa que cerca de la salida del intercambiador de calor se alcanzan presiones estáticas negativas (zona azul-celeste) de hasta -31.5 Pascales (manométricos), las cuales son posteriormente compensadas debido a la existencia de un área mayor de flujo a la salida del intercambiador de calor debido a que ya no hay aleta que reduzca el área del flujo de aire: la velocidad del flujo se disminuye lo que ocasiona que la presión estática aumente hasta 0 Pascales (manométricos).

De manera similar se justifica la caída de presión cerca a la entrada del intercambiador de calor (zona naranja-amarilla) debido a que la existencia de la aleta reduce el área del flujo de aire, ocasionando un aumento la velocidad de flujo de aire, lo que se traduce en una pérdida de presión estática.

Promediando los datos que podemos extraer de la figura 3.69, se desarrolla la tabla 3.9 de presiones estáticas del flujo de aire.

Tabla 3.9: Presiones estáticas manométricas

| Zona | Ubicación | | Diferencia |
|-------------------------------------|-----------|----------|------------|
| | Antes | Después | |
| Entrada del intercambiador de calor | 66.5 Pa | 55.0 Pa | -11.5 Pa |
| Primera hilera | 55.0 Pa | 16.5 Pa | -38.5 Pa |
| Sección intermedia | 16.5 Pa | 20.3 Pa | 3.8 Pa |
| Segunda hilera | 20.3 Pa | -17.7 Pa | -38.0 Pa |
| Salida del intercambiador de calor | -17.7 Pa | 0 Pa | 17.7 Pa |
| Total | 66.5 Pa | 0 Pa | -66.5 Pa |

Según la tabla 3.9, se puede decir que existe una caída de presión semejante en cada hilera del intercambiador de calor (38.0 a 38.5 Pascales), lo cual así mismo incluye la caída de presión por parte de la aleta.

3.3.3. Flujo de agua

Pese a que el flujo de agua no fue modelado en la simulación, su efecto fue considerado (punto 3.2.4.3) con lo cual se obtienen las temperaturas del flujo de agua tanto a la entrada como a la salida del intercambiador de calor en su primera condición de operación. En la tabla 3.10 se presentan las temperaturas del flujo de agua tanto de la simulación como del caso real y los resultados analíticos (anexo 8, tabla 8.8).

Tabla 3.10: Temperaturas del flujo de agua en la primera condición de operación

| Dimensión | Datos de fabricante | Cálculo analítico | | | Simulación |
|--|---------------------|-------------------|----------|----------|------------|
| | | Mínimo | Estándar | Máximo | |
| Temperatura de entrada de aire T_E | | 82.22 °C | | | |
| Temperatura de salida de aire T_S | 76.01 °C | 76.40 °C | 75.53 °C | 74.87 °C | 76.66 °C |
| Variación de temperatura ΔT_{ES} | -6.21 °C | -5.82 °C | -6.69 °C | -7.35 °C | -5.56 °C |

La simulación consideró a medida que el agua fluye por los tubos, esta va perdiendo energía, con lo cual su temperatura se reduce. Esto ocasiona que en cada tubo el flujo de agua entregue una cantidad de calor diferente. Tomando en cuenta la numeración de tubos realizada en la figura 3.49, se presenta la tabla 3.11.

Tabla 3.11: Variación de temperaturas en flujo de agua en cada tubo

| Número | Temperatura de entrada | Temperatura de salida | Variación de temperaturas | Calor entregado | Porcentaje respecto a calor total |
|--------|------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------|-----------------------------------|
| | °C | °C | °C | W | % |
| Tubo 1 | 82.22 | 81.54 | 0.68 | 314.3 | 12.22 |
| Tubo 2 | 81.54 | 80.85 | 0.69 | 318.2 | 12.37 |
| Tubo 3 | 80.85 | 80.04 | 0.81 | 376.3 | 14.63 |
| Tubo 4 | 80.04 | 79.40 | 0.64 | 296.2 | 11.51 |
| Tubo 5 | 79.40 | 78.61 | 0.79 | 366.3 | 14.24 |
| Tubo 6 | 78.61 | 77.99 | 0.62 | 286.6 | 11.14 |
| Tubo 7 | 77.99 | 77.18 | 0.81 | 375.8 | 14.61 |
| Tubo 8 | 77.18 | 76.66 | 0.52 | 239.2 | 9.30 |

Según lo presentado en la tabla 3.11, se realiza la figura 3.72, donde se presenta al intercambiador de calor y el calor entregado por cada tubo,

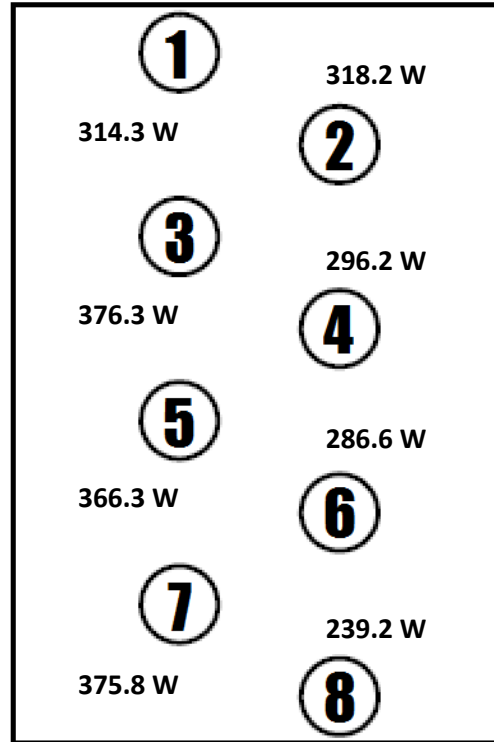


Figura 3.72: Calores entregados por cada tubo

El calor entregado por el flujo de agua en los tubos de la primera hilera vertical es 1432.7 W (55.68 % del total) mientras que el calor entregado por los tubos de la segunda hilera vertical es 1140.2 W (44.32 % del total). Este fenómeno será analizado con mayor detalle en el punto 3.3.4.

3.3.4. Aletas y tubos

La evaluación de resultados correspondientes a las aletas y los tubos del intercambiador de calor consideran parámetros tales como el calor que entregan en diferentes zonas de los mismos, así como las temperaturas que poseen en toda la geometría sólida.

Las aletas y los tubos son los medios que conducen el calor desde el flujo de agua hacia el flujo de aire. El calor que el flujo de agua entrega a cada uno de los tubos del intercambiador de calor es presentado en la tabla 3.11 y es graficado en la figura 3.72. Este calor es conducido hacia el flujo de aire, siendo entregado a través de la superficie de los tubos, así como a través de la superficie de las aletas. Según esto, se presenta la tabla 3.12, donde se presentan los calores entregados al flujo de aire a través de las superficies previamente mencionadas.

Tabla 3.12: Calores entregados al flujo de aire por diversas superficies en la primera condición de operación

| Superficie | Calor | Porcentaje respecto a calor total | Área | Porcentaje respecto a área total | Flujo de calor promedio (Calor/Área) |
|--------------------|--------|-----------------------------------|------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| | W | % | m ² | % | W/m ² |
| Exterior – Tubo 1 | 27.8 | 1.08 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3891 |
| Exterior – Tubo 2 | 27.6 | 1.07 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3863 |
| Exterior – Tubo 3 | 25.0 | 0.97 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3499 |
| Exterior – Tubo 4 | 28.1 | 1.09 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3933 |
| Exterior – Tubo 5 | 24.3 | 0.94 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3401 |
| Exterior – Tubo 6 | 27.8 | 1.08 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3891 |
| Exterior – Tubo 7 | 22.8 | 0.89 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3191 |
| Exterior – Tubo 8 | 27.2 | 1.06 | 7.144*10 ⁻³ | 0.41 | 3807 |
| Lateral – Aleta | 2359.8 | 91.72 | 1.668 | 96.53 | 1415 |
| Anterior – Aleta* | 1.9 | 0.07 | 1.393*10 ⁻³ | 0.08 | 1364 |
| Posterior – Aleta* | 0.6 | 0.02 | 1.393*10 ⁻³ | 0.08 | 431 |
| Total | 2572.9 | 100 | 1.728 | 100 | 1489 |

*Estas superficies corresponden a la cara frontal y trasera de la aleta, las cuales presentan un ancho relativamente fino (0.0762 mm).

Como se observa en la tabla 3.12, la mayor parte de la transferencia de calor se presenta en la superficie lateral de la aleta, es decir, en su superficie lateral. Esto era de esperarse debido a que dicha superficie presenta la mayor área de todas. Pese a ello, el mayor flujo de calor se presenta en las superficies de los tubos, esto debido a que la única resistencia al



En la figura 3.73, se observa que alrededor de la primera hilera vertical de tubos se halla mayor cantidad de flujo de calor de la aleta hacia el flujo de aire, lo cual sugiere que esta hilera brinda una mayor cantidad de calor que la segunda hilera vertical de tubos. Esto se corrobora al observar la tabla 3.11 y la figura 3.72, donde se calcula que el flujo de agua entrega el 55.68% del calor total que cede en la primera hilera vertical y el resto (44.32%) en la segunda hilera vertical.

Este efecto de mejor transferencia de calor se da debido a que el flujo de aire contiguo a la primera hilera se encuentra a temperaturas menores, lo cual facilita la transferencia de calor (figura 3.72). En cambio, el flujo de aire contiguo a la segunda hilera presenta mayor temperatura, por lo cual la tasa de transferencia de calor se ve reducida.

Además, se observa que la aleta posee una baja tasa de flujo de calor en las zonas donde se forman los remolinos debido a la existencia de los tubos de cobre. Esto también puede justificar el efecto de mejor transferencia de calor por parte de la primera hilera dado que sus remolinos ocupan menor área en comparación de los remolinos de la segunda hilera, lo cual se verifica en las figuras 3.55, 3.56, 3.57, 3.58, 3.59 y 3.60 correspondientes a los planos de velocidades del flujo de aire. Según estas figuras, se puede decir que los remolinos en la primera hilera vertical son más pequeños es debido a la existencia de la segunda hilera. En cambio, los remolinos de la segunda hilera presentan mayores dimensiones debido a la no existencia de una tercera hilera.

CONCLUSIONES

1. Las capacidades obtenidas a través de la simulación se muestran en la tabla 3.6, calculándose que estas presentan una variación del 11% respecto a la capacidad que nos brinda el fabricante del equipo y de 4.5% respecto a la capacidad mínima calculada analíticamente (tabla 3.7).
 2. La simulación permitió estimar la caída de presión del flujo de aire a lo largo del intercambiador de calor, la cual resultó ser 66.5 Pascales (tabla 3.9), parámetro anteriormente desconocido, el cual nos sirve para la selección del ventilador a usar para el suministro del flujo necesario para el intercambiador de calor.
 3. A través de la simulación se estimó el calor aportado por cada tubo (tabla 3.11) así como el calor aportado por cada hilera de tubos: la primera hilera transversal entrega el 55.68% del calor total y la segunda hilera entrega 44.32% del calor total transferido hacia el flujo de aire.
 4. A través de la simulación se estimó la tasa de transferencia de calor en la superficie de la aleta (figura 3.73), con lo cual se aprecian las zonas donde se presentan tanto altas como bajas tasas de transferencia de calor: En diversas zonas de la aleta se dan valores de transferencia de calor superiores a 1024 W/m^2 , mientras que en las zonas donde se presentan remolinos se obtienen valores entre 256 y 512 W/m^2 , lo cual reduce la tasa de transferencia de calor total del intercambiador de calor.
- Conociéndose esto, se puede optar por optimizar el diseño del intercambiador de calor con la finalidad de incrementar la capacidad del mismo o reducir sus dimensiones y por ende, su costo de manufactura.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Intercambiador de calor de flujo transversal aleteado. Imagen tomada del sitio *Coil Company*: <http://www.coilcompany.com/images/booster-coil.jpg>
(Página consultada el 3 de Diciembre del 2013)
- [2] Instalación con un intercambiador de flujo transversal. Imagen tomada del sitio *Rawlings Mechanical*: <http://www.rawlingsmechanical.com/image/Duct&Coils.jpg>
(Página consultada el 3 de Diciembre del 2013)
- [3] Unidad fan coil. Imagen tomada del sitio *Carrier Corporation*:
http://www.docs.hvacpartners.com/idc/groups/valcust/documents/image/img_42ca_fancoil.png
(Página consultada el 3 de Diciembre del 2013)
- [4] ÇENGEL, Yunus y Afshin GHAJAR, *Transferencia de calor y masa*, 4ta edición, McGraw-Hill, 2011. Pag. 641.
- [5] SCHMIDT, Klaus Gerhard, “Heat transfer to finned tubes”, *VDI Heat Atlas*, 2da edición, Springer, 2010. Pag. 1274.
- [6] *Ibid.*, Pag. 1275.
- [7] ÇENGEL, Yunus A. y Michael A. BOLES, *Termodinámica*, 6ª edición, McGraw-Hill, 2008. Pag. 905.
- [8] SCHMIDT, Klaus Gerhard, “Heat transfer to finned tubes”, *VDI Heat Atlas*, 2da edición, Springer, 2010. Pag. 1273-1277.
- [9] ÇENGEL, Yunus y Afshin GHAJAR, *Transferencia de calor y masa*, 4ta edición, McGraw-Hill, 2011. Pag. 488 y 489.
- [10] *Ibid.* Pag. 868.

- [11] TSILINGIRIS, P. T, “Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C”, *Energy Conversion and Management* 49, Science Direct, 2007. Pag. 1104.
- [12] NELLIS, Gregory y Sanford KLEIN, *Heat Transfer*, 1ra edición, Cambridge University Press, 2009. Pag. 768.
- [13] Ibid., Pag. 738.
- [14] KHONSARI, Michael M. y E. Richard BOOSER, *Applied Tribology: Bearing design and Lubrication*, 2da edición, John Wiley & Sons, Ltd, 2008. Pag. 125.
- [15] Ibid., Pag. 136.
- [16] ÇENGEL, Yunus y Afshin GHAJAR, *Transferencia de calor y masa*, 4ta edición, McGraw-Hill, 2011. Pag. 76.
- [17] ANDERSON, John D, *Computational Fluid Dynamics: The basics with applications*, Mc Graw Hill, 1995. Pag. 57.
- [18] Ibid., Pag. 66.
- [19] Ibid., Pag. 74.

BIBLIOGRAFÍA

ÇENGEL, Yunus y Afshin GHAJAR, *Transferencia de calor y masa*, 4ta edición, McGraw-Hill, 2011.

ÇENGEL, Yunus A. y John M. CIMBALA, *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*, 1ra edición, McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL, Yunus A. y Michael A. BOLES, *Termodinámica*, 6ta edición, McGraw-Hill, 2008.

NELLIS, Gregory y Sanford KLEIN, *Heat Transfer*, 1era edición, Cambridge University Press, 2009.

WHITE M, Frank, *Fluid Mechanics*, 7ª edición, Mc Graw Hill, 2011.

ANDERSON, John D, *Computational Fluid Dynamics: The basics with applications*, Mc Graw Hill, 1995.

SCHMIDT, Klaus Gerhard, “Heat transfer to finned tubes”, *VDI Heat Atlas*, 2da edición, Springer, 2010.

TSILINGIRIS, P. T, “Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C”, *Energy Conversion and Management* 49, Science Direct, 2007.

KHONSARI, Michael M. y E. Richard BOOSER, *Applied Tribology: Bearing design and Lubrication*, 2da edición, John Wiley & Sons, Ltd, 2008.