



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES CONVECTIVOS EN EL
EXTERIOR DE EVAPORADORES DE REFRIGERACIÓN
MEDIANTE SIMULACIÓN**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FRANCISCO JOSE BOZZO MUÑOZ

PROFESOR GUÍA:

RAMÓN FREDERICK

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

ROBERTO ROMÁN

ÁLVARO VALENCIA

SANTIAGO DE CHILE

5 de enero de 2011

Resumen

La mayoría de los evaporadores de refrigeración para enfriamiento de aire usan el concepto de intercambiador de tubos y aletas, en que un refrigerante se evapora en el interior de tubos horizontales que forman un haz. Dado que el coeficiente convectivo del aire exterior es mucho menor que el de evaporación, la superficie externa se extiende mediante aletas paralelas que abarcan el haz completo.

Para los coeficientes convectivos externos en flujo cruzado de aire respecto al haz de tubos se dispone de varias correlaciones empíricas. En la presente memoria se realiza la determinación de los coeficientes externos mediante simulación numérica, usando el software Comsol.

Dada la complejidad geométrica de estos equipos, que requiere de computadores de gran capacidad de memoria y de procesamiento, se restringió el estudio a 6 casos con tubos en línea, variando el diámetro y los espaciados de tubos paralelo y transversal al flujo, usando valores recomendados para estos parámetros. Aunque el flujo es tridimensional, se debió restringir el estudio a una versión bidimensional de los arreglos, consistente en una estructura básica de 4 tubos. Además se desacoplaron los fenómenos de transferencia de calor entre el aire y los tubos, de la transferencia de calor en las aletas.

Se creó un modelo de flujo y transferencia de calor a bajos números de Reynolds (10^3 - 10^4) para determinar coeficientes convectivos en la configuración de 4 tubos, arrojando dependencias entre el coeficiente convectivo y el número de Reynolds. Los modelos se validaron por comparación con resultados empíricos para el caso de tubo único. El análisis de los campos de flujo y temperatura caracteriza el fenómeno como uno de capa límite. En la selección de mallas se intentó suprimir las oscilaciones numéricas en el coeficiente superficial de convección alrededor del tubo, y reproducir su evolución lo largo del arco, según se describe en la literatura. Para las aletas se usó un modelo de conducción 3D aplicado a una configuración unitaria de 4 tubos, variando el espesor y el número de Reynolds del flujo. Se comprobó que las aletas de aluminio entregan eficiencias superiores al 70 %.

Los coeficientes convectivos se representaron por una expresión en términos de los parámetros independientes. Las restricciones geométricas indicadas, así como el estrecho rango de Reynolds usado, limitan la generalidad de esta expresión. Se indican las directrices generales para la continuación de este estudio.

Índice

Índice de figuras	1
Índice de tablas	5
1. Introducción	8
1.1. Antecedentes generales	8
1.2. Motivación	10
1.3. Objetivos	11
1.4. Limitaciones	11
2. Antecedentes	13
2.1. Evaporadores estandares	14
2.2. Ecuaciones de transferencia de calor para un tubo en una corriente de aire	16
2.3. Correlaciones conocidas del coeficiente convectivo	19
2.4. Flujo alrededor de un cilindro	20
2.5. Método de elementos finitos	22
2.6. Ecuaciones COMSOL	24
3. Metodología	26
3.1. Modelo computacional	28
3.2. Preferencias del programa	30
4. Modelos de validación	34
4.1. Ensayo de sensibilidad al mallado	35
4.2. Validación de los coeficientes convectivos obtenidos	38
4.3. Tubo simple con flujo cruzado y distintas velocidades de entrada	41
4.4. Presión entorno al tubo	47

5. Resultados y discusión	48
5.1. Modelos	51
5.2. St1 SI1 D1	52
5.3. St1 SI2 D1	60
5.4. St2 SI2 D1	63
5.5. St1 SI1 D2	66
5.6. St2 SI1 D2	69
5.7. St2 SI2 D2	72
5.8. Figuras de líneas de flujo	75
5.9. Figuras de curvas isothermas	77
6. Aletas	78
6.1. Aleta espesor 0,1 [mm]	81
6.2. Aleta espesor 0,2 [mm]	85
6.3. Aleta espesor 0,4 [mm]	87
6.4. Resultados	88
7. Análisis de resultados	91
7.1. Regresión Lineal	92
7.2. Correlación del h por tubos	94
8. Conclusiones	96
9. Bibliografía	99
A. Anexos	100
A.1. Capa límite	100
A.2. Ángulo de desprendimiento de la capa límite	100

Índice de figuras

1.1.	• A la izquierda se muestra el ciclo de refrigeración, el aire caliente del ambiente entra al evaporador, donde cede su calor quedando a un temperatura menor respecto con la que entró, esta disminución en la temperatura enfria el ambiente y evapora el fluido refrigerante, luego este vapor se comprime y pasa al condensador que lo cambi de estado gaseoso a estado liquido, finalmente el liquido refrigerante pasa por una válvula de expansión que le reduce la presión al sistema. • En la imagen de la derecha se ve un detalle del evaporador, que será el equipo en el cual estará centrado este trabajo.	9
1.2.	Formas típicas de evaporadores de placas y tubos, el refrigerante pasa por los tubos y el aire pasa a través de las placas actuando como aletas que evacuan el calor.	10
2.1.	Figura (a), Comportamiento de la temperatura en función de la posición del refrigerante al interior de un evaporador con arreglo de contra-corriente. Figura (b), Comportamiento en un arreglo en co-corriente [2].	14
2.2.	Ejemplo de intercambiador de placas planas donde [4]: S_l es la distancia entre ejes verticales de cada tubo, S_t es la distancia entre ejes horizontales de cada tubo, s es la distancia entre placas y D es el diámetro exterior de los tubos.	15
2.3.	Ejemplo de un fluido que fluye sin cambio de fase alrededor de un tubo colocado en un ducto.	17
2.4.	Comportamiento del flujo de aire alrededor de un cilindro, en función del Número de Reynolds.	20
2.5.	Evolución del coeficiente de arrastre en un cilindro y en una esfera, en función del Número de Reynolds.	21
2.6.	Comportamiento del Número de Nusselt para distintos Números de Reynolds en torno al ángulo de un cilindro.	22
3.1.	Diagrama de flujo de la metodología de trabajo.	28
3.2.	Preferencias del mallado, en la figura abajo se procura un refinamiento en los contronos de las circunferencias (tubos).	31

3.3. Preferencias del Solver Parameters.	32
4.1. Caso 1, malla de 1626 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.	35
4.2. Caso 2, 6504 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.	36
4.3. Caso 3, 104064 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.	36
4.4. Evolución del coeficiente convectivo en función del número de elementos, para un número de Reynolds de 1600, ver tabla 4.1.	37
4.5. Modelo de cilindro con flujo cruzado, E1 representa el volumen de control con aire a una temperatura de 20[°C] y R1 representa el volumen sólido a una temperatura de -10[°C].	39
4.6. Gráfico de los coeficientes convectivos del modelo de tubo simple.	42
4.7. Distribución de temperatura en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].	43
4.8. Curvas isotermas en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].	44
4.9. Líneas de flujo en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].	45
4.10. Acercamiento de la figura 4.9. Con el fin de denotar los fenómenos que se producen aguas abajo del cilindro, como lo son el desprendimiento de la capa límite y las vorticidades.	46
4.11. Comportamiento de la presión en torno al cilindro.	47
5.1. Modelo base que permite converger a una solución confiable con una gran densidad de elementos.	49
5.2. Modelos de intercambiadores, dimensiones en [mm].	50
5.3. Gráfico de convergencia que indica el avance de la convergencia del programa, se aprecia la disminución del error en una escala logarítmica en función del número de iteraciones.	52
5.4. Malla del modelo St1 SI1 D1, con 103712 elementos.	53
5.5. Campo de velocidades del fluido en modelo St1 SI1 D1.	54
5.6. Campo de presiones del fluido en modelo St1 SI1 D1.	56
5.7. Distribución de la temperatura del fluido en modelo St1 SI1 D1.	57
5.8. Curvas isotermas del fluido en el modelo St1 SI1 D1.	58
5.9. Líneas de corriente en el flujo del modelo St1SI1D1.	59
5.10. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1SI1D1.	60
5.11. Curvas isotermas del fluido en el modelo St1SI2D1.	61
5.12. Líneas de corriente en el flujo del modelo St1SI2D1.	62

5.13. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1Sl2D1.	63
5.14. Curvas isothermas del fluido en el modelo St2S21D1.	64
5.15. Líneas de corriente en el flujo del modelo St2S21D1.	65
5.16. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2S21D1.	66
5.17. Curvas isothermas del fluido en el modelo St1Sl1D2.	67
5.18. Líneas de corriente en el flujo del modelo St1Sl1D2.	68
5.19. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1Sl1D2.	69
5.20. Curvas isothermas del fluido en el modelo St2Sl1D2.	70
5.21. Líneas de corriente en el flujo del modelo St2Sl1D2.	71
5.22. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2Sl1D2.	72
5.23. Curvas isothermas del fluido en el modelo St2Sl2D2.	73
5.24. Líneas de corriente en el flujo del modelo St2Sl2D2.	74
5.25. Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2Sl2D2.	75
6.1. Dimensiones de la aleta estudiada.	79
6.2. En rojo la región del intercambiador que es representada en las simulaciones de aletas.	80
6.3. Malla correspondiente a la simulación de la aleta de espesor de 0,1 [mm].	81
6.4. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 1 [m/s].	82
6.5. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 2 [m/s].	83
6.6. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 3 [m/s].	84
6.7. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 6 [m/s].	85
6.8. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,2 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 1 [m/s].	86
6.9. Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,4 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 4 [m/s].	87

6.10. Gráficos de las temperaturas promedio sobre las aletas en función de la velocidad de entrada del aire.	89
6.11. Gráficos de las eficiencias de las aletas en función de las temperaturas de entrada.	90
7.1. Gráficos de las correlaciones dependientes del Número de Reynolds por tubo.	94
7.2. Gráficos de las correlaciones dependientes del Número de Reynolds por tubo.	95
A.1. Acercamiento a las líneas de flujo en el caso base.	100
A.2. Acercamiento a las líneas de flujo en el caso base.	101
A.3. Comportamiento del gradiente de velocidad el tubo. El punto señalado en la figura como "Inversión de flujo" es donde la velocidad cambia de signo.	101
A.4. Comportamiento de la velocidad en x sobre el perímetro del tubo, la línea roja representa la velocidad 0.	102
A.5. Acercamiento al punto de cambio de signo de la velocidad.	103

Índice de tablas

2.1. Tabla de factores para la ecuación 2.9 [6].	19
4.1. Valores obtenidos del coeficiente convectivo en función del número de elementos y su diferencia porcentual.	38
4.2. Tabla de valores de coeficiente teórico obtenido por los distintos métodos de cálculo. . .	40
4.3. Tabla comparativa de doble entrada de los distintos métodos de cálculo.	40
4.4. Tabla resumen de los valores obtenidos de forma empírica y de la simulación.	42
5.1. Tabla de valores de la velocidad de entrada del número de Reynolds resultante.	51
5.2. Tabla elementos y tiempos de resolución de los modelos	51
5.3. Ángulos de desprendimiento de la capa límite por modelo simulado. Con θ_1 y θ_2 ángulos de desprendimiento de la capa límite del tubo 1.1 y del tubo 1.2 respectivamente.	76
5.4. Ángulos promedio de desprendimiento de la capa límite. Con $\bar{\theta}_1$ y $\bar{\theta}_2$ ángulos de desprendimiento promedio de la capa límite del tubo 1.1 y del tubo 1.2 respectivamente.	77
6.1. Tabla de resultados de las temperaturas medias sobre la superficie de las aletas.	88
7.1. Coeficientes convectivos obtenidos de las simulaciones en COMSOL $h[W/m^2 \cdot K]$	91
7.2. Correlación de los parametros fisicos sobre j.	92

Simbología

- A : Área de la aleta [m^2].
- A : Área de transferencia de calor [m^2].
- A : Sección transversal de paso [m^2].
- $\frac{A}{A_t}$: Relación entre el área total y el área del banco de tubos (Áreas en [m^2]).
- C_p : Calor específico [$\frac{J}{kgK}$].
- Cp_{Al} : Capacidad calórica del Aluminio .
- D : Diámetro exterior de los tubos.
- $D1$: Diámetro de tubo de 25,4 [mm].
- $D2$: Diámetro de tubo de 19,1 [mm].
- e : Espesor de la aleta [m].
- h : Coeficiente convectivo [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
- j : factor J.
- k : Conductividad térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$].
- k_{Al} : Conductividad térmica del Aluminio.
- $L1$: Longitud de arco del tubo de diámetro D1 [m].
- $L2$: Longitud de arco del tubo de diámetro D2 [m].
- \dot{m} : Flujo másico [$\frac{Kg}{s}$].
- Nu : Número de Nusselt.
- θ_i : Ángulo comprendido entre el punto de estancamiento frontal y la posición de desprendimiento de la capa límite. Con i en [1,2].
- Pr : Número de Prandtl.
- ρ : Densidad del aire [Kg/m^3]
- ρ_{Al} : Densidad del Aluminio.

- Q : Calor transferido por el tubo a la corriente de aire [W].
- R : Radio del tubo [m].
- Re : Número de Reynolds.
- S_l : Espaciado entre tubos en la dirección de flujo del aire [m].
- S_t : Espaciado entre tubos en la dirección normal al flujo del aire [m].
- S_{l1} : Espaciado de 64 [mm] entre tubos en la dirección de flujo del aire.
- S_{l2} : Espaciado de 48 [mm] entre tubos en la dirección de flujo del aire.
- S_{t1} : Espaciado de 64 [mm] entre tubos en la dirección normal al flujo del aire.
- S_{t2} : Espaciado de 48 [mm] entre tubos en la dirección normal al flujo del aire.
- T_∞ : Temperatura del ambiente [°C].
- $T_{ambiente}$: Temperatura del ambiente o de entrada [K].
- T_{salida} : Temperatura de salida [K].
- $T_{superficie}$: Temperatura de superficie [K].
- T_{tubo} : Temperatura de la pared del tubo [°C].
- T_m : Temperatura media logarítmica [K].
- \bar{T} : Temperatura promedio en la placa [°C].
- u : Velocidad de entrada del aire [m/s]
- μ : Viscosidad dinámica [Pa · s].
- x : Coordenada en X.
- y : Coordenada en Y.
- s : Distancia entre placas [m].

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes generales

La refrigeración mecánica, que se produce consumiendo trabajo con una máquina que funciona continuamente, se obtiene por diversos caminos pero basados en la expansión de un fluido. Tal expansión puede efectuarse sin cambio de fase (despresurización de un gas) o, lo más frecuente, con cambio de fase (evaporación de un líquido). En refrigeración por compresión de vapor el refrigerante se evapora a presiones mayores que la atmosférica. (Por eso se utilizan refrigerantes cuya característica es tener una baja temperatura de saturación a presiones relativamente elevadas).

El ciclo de refrigeración que se usa con mayor frecuencia es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, que posee cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, figura 1.1. Este sistema de refrigeración consiste en el enfriamiento de un fluido por evaporación de otro que se mantiene en condiciones de presión tales que su evaporación ocurre a temperaturas menores que las del ambiente a enfriar. El fluido usado como refrigerante, que se encuentra en la fase vapor, vuelve a la fase líquida expulsando calor, con lo que se completa el ciclo [1].

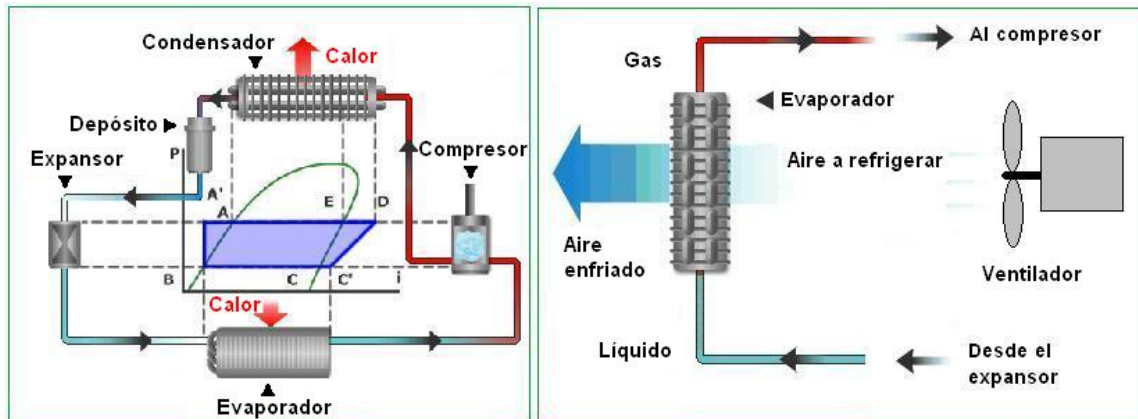


Figura 1.1: • A la izquierda se muestra el ciclo de refrigeración, el aire caliente del ambiente entra al evaporador, donde cede su calor quedando a un temperatura menor respecto con la que entró, esta disminución en la temperatura enfría el ambiente y evapora el fluido refrigerante, luego este vapor se comprime y pasa al condensador que lo cambi de estado gaseoso a estado liquido, finalmente el liquido refrigerante pasa por una válvula de expansión que le reduce la presión al sistema.

- En la imagen de la derecha se ve un detalle del evaporador, que será el equipo en el cual estará centrado este trabajo.

El evaporador de refrigeración es un intercambiador de calor donde el refrigerante se evapora en el interior de tubos, el fluido que pasa por el exterior es aire y, dado que los coeficientes convectivos en evaporación son muy altos, los coeficientes externos que son bajos obligan al uso de aletas de refrigeración para compensar el bajo coeficiente global, figura 1.2.

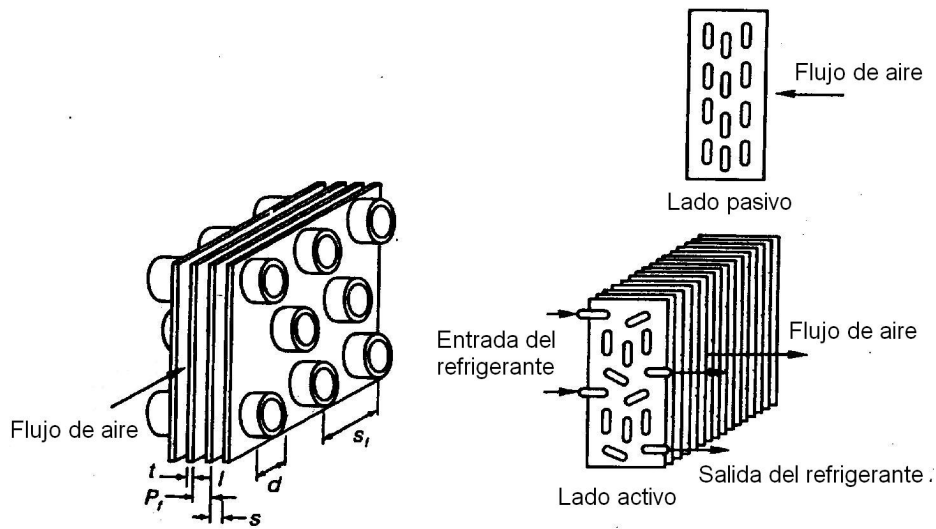


Figura 1.2: Formas típicas de evaporadores de placas y tubos, el refrigerante pasa por los tubos y el aire pasa a través de las placas actuando como aletas que evacuan el calor.

El coeficiente convectivo externo (h) ha sido estudiado de manera empírica, existiendo diversas correlaciones para h , que son de origen experimental [2].

Se estudiará el intercambiador mostrado en la Figura 1.2, con el propósito de determinar los coeficientes convectivos mediante simulación numérica del flujo de aire y la transferencia de calor alrededor del haz de tubos, y analizar, también numéricamente, el comportamiento térmico de las aletas

1.2. Motivación

El desarrollo de este proyecto involucra dos disciplinas muy importantes dentro del área de la ingeniería mecánica: la transferencia de calor y la mecánica de fluidos. Todo esto apoyado por una herramienta computacional muy potente, el software Comsol Multiphysics v 3.5, que permite el análisis de una serie de fenómenos físicos mediante el uso de elementos finitos.

Herramienta Tecnológica

Este software es de suma relevancia para el desarrollo profesional. La mayoría de los proyectos actuales se realizan en plataformas similares, por lo que el conocimiento y manejo de este tipo de herramientas se hace fundamental hoy en día. Actualmente, los modelos de cálculo de coeficientes convectivos en haz de tubos son de carácter estrictamente teórico o netamente empíricos. La forma teórica muchas veces se busca explicar un fenómeno de manera general, vale decir para una geometría y condiciones

ambientales generales. En el caso empírico se logra determinar los coeficientes para un número limitado de geometrías y escenarios. La ventaja de realizar una simulación es que se puede analizar una variedad de escenarios y geometrías a un bajo costo, ya que se eliminan los costos constructivos, y se obtiene un modelo más determinístico que el del caso teórico. Los software que permiten la realización de modelos virtuales y simulaciones de la física involucrada, dan una nueva vía posible para el diseño de equipos, entre este tipo de programas se encuentra COMSOL.

1.3. Objetivos

- Construir un modelo para la determinación de coeficientes convectivos en el exterior de intercambiadores de calor de tubos y aletas, usados en la refrigeración industrial de la industria frutícola.
- Determinar el campo de velocidades y temperaturas alrededor del haz de tubos.
- Se intentará proponer una nueva correlación para el coeficiente convectivo medio sobre el haz de tubos, mediante un estudio paramétrico, (sobre los parámetros geométricos).

1.4. Limitaciones

Las limitaciones propias de un modelo simulado son que a veces no representa la realidad; vale decir, si los parámetros ingresados a un programa son de carácter erróneo o corresponden a una interpretación que no se apega a la realidad, los resultados no serán del todo confiables, por ende el modelo no podrá ser considerado como válido.

Por otro lado, el diseño y la resolución del modelo está limitado a la capacidad del ordenador. Si éste no cuenta con los recursos de hardware adecuados (memoria, procesador, tarjeta gráfica, etc.) o si el problema está mal planteado del punto de vista de la programación del mismo, los resultados podrían no ser satisfactorios y, más aún nunca llegar a ellos puesto que el programa no converge, es decir, no termina de realizar los cálculos predeterminados para entregar una solución.

El proceso de ebullición en el interior de los tubos no se considerará como parte de los fenómenos simulados. Así, se tomará la temperatura de pared exterior de los tubos como constante, esto es debido a que el coeficiente convectivo en evaporación es muy alto respecto al del aire en el exterior.

Como se está tratando un evaporador de refrigeración para enfriamiento de productos alimenticios, se utilizará una sola temperatura representativa de pared, la temperatura usual en este tipo de aplicación es de -10°C .

Se asumirá no hay condensación de humedad sobre los tubos, por ende, tampoco habrá formación de hielos en estas superficies. Esta consideración se fundamenta en que la refrigeración industrial de la industria frutícola, utiliza ambientes controlados, en ellos la humedad ambiental está controlada, caso contrario se formarían hongos y bacterias sobre las placas de los equipos, los que eventualmente podrían contaminar la fruta [3].

Para mantener la condición de humedad mínima o nula sobre las placas de los intercambiadores es necesario que exista espacio suficiente entre las placas como para permitir la limpieza, [3] es por esto que los modelos que se utilizarán serán de arreglos de tubos en línea, ya que permiten la introducción de objetos para limpiar las placas.

En el caso de los arreglos triangulares, donde los tubos se van intercalando, la limpieza no sería del todo eficiente, puesto que al introducir elementos de limpieza, estos se encontrarían con el tubo de la siguiente fila, dejando rincones sin limpiar. Por otro lado el arreglo triangular tiene ciertas ventajas, como la de poseer una mayor cantidad de tubos sobre el mismo volumen y además los flujos de aire en el interior de estos arreglos presentan mayores velocidades, pero se consideraran arreglos en línea puesto que presentan mayores facilidades para la simulación.

Por la misma razón de la limpieza de las placas se analizarán intercambiadores de tubos y placas planas (no corrugadas) y las dimensiones que se utilizarán serán las descritas en la literatura como estándares.

En el capítulo siguiente se verá que las variables geométricas son muchas, por lo que el número a considerar de variables se fijará de modo de adecuar la carga de trabajo para un semestre.

Se utilizarán solo dos diámetros representativos de tubos con dos separaciones características para el eje x y el eje y, geometrias que se combinarán en 6 modelos de evaporadores de tubo.

Capítulo 2

Antecedentes

El refrigerante al pasar por el evaporador absorbe energía del fluido externo, típicamente agua o aire, el refrigerante cambia su temperatura y su estado a medida que va recorriendo el evaporador, primero cambia de estado (evaporación) y luego de temperatura (se sobrecalienta). Las pequeñas pendientes en la zona de evaporación que se aprecian en la figura 2.1 se deben a la pérdida de carga por fricción, que causa una sucesión de estados saturados. El arreglo de un evaporador puede ser en co-corriente, o en contra-corriente.

Un evaporador en Contra-corriente tiene un mejor desempeño desde el punto de vista del intercambio de calor, pero uno en Co-corriente a veces facilita la mantención de una temperatura relativamente constante entre los dos fluidos.

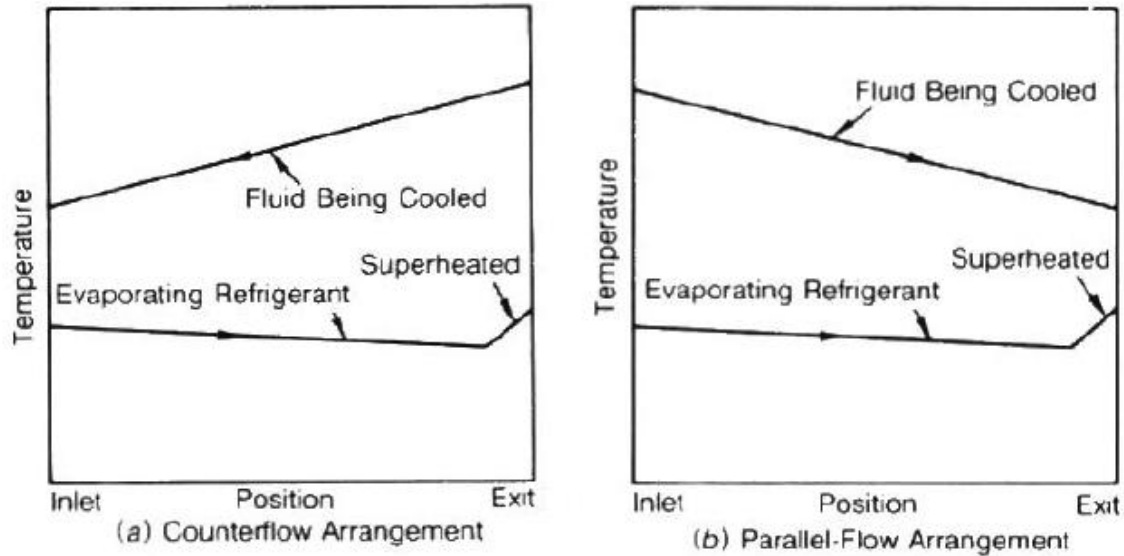


Figura 2.1: Figura (a), Comportamiento de la temperatura en función de la posición del refrigerante al interior de un evaporador con arreglo de contra-corriente.

Figura (b), Comportamiento en un arreglo en co-corriente [2].

A la salida del evaporador el refrigerante puede salir con completamente o parcialmente vaporizado, incluso sobre calentado. Ahora bien, de salir parcialmente vaporizado, con título menor a 1, el refrigerante debe terminar de cambiar de fase hacia vapor (título igual a 1) inmediatamente a continuación de la salida del evaporador; asegurando la integridad del compresor. Así se establece una condición de diseño del equipo.

2.1. Evaporadores estandares

Los evaporadores generalmente están ordenados en arreglos de triángulos equiláteros o rectángulos, siendo este último el más utilizado, ver figura 2.1.

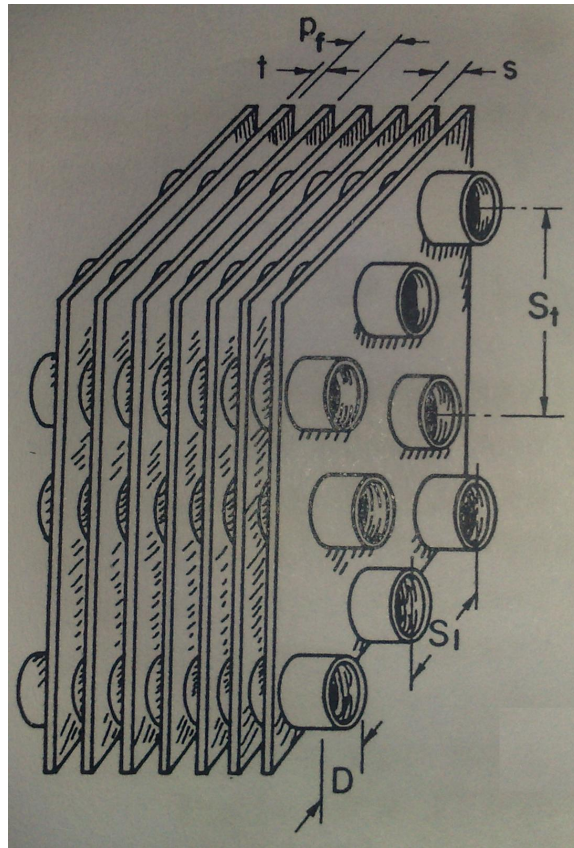


Figura 2.2: Ejemplo de intercambiador de placas planas donde [4]: S_t es la distancia entre ejes verticales de cada tubo, S_l es la distancia entre ejes horizontales de cada tubo, s es la distancia entre placas y D es el diámetro exterior de los tubos.

Los diámetros exteriores de los tubos típicamente son [2]:

- 5/16 in (7,9 mm).
- 3/8 in (9,5 mm).
- 1/2 in (12,7 mm).
- 5/8 in (15,9 mm).
- 3/4 in (19,1 mm).
- 1 in (25,4 mm).

El espaciado entre tubos varía entre 0,6 [in] (16 mm) y 2,5 [in] (64 mm).

Los tubos están sujetos por placas que se encuentran a una densidad de 4 a 14 placas por pulgada.

Aquellas distribuciones que usan bajas densidades de placas, alrededor de 10 placas por pulgada, son utilizadas para aplicaciones en que se quiere bajar mucho la temperatura, como por ejemplo en refrigeración, esto con el objetivo de evitar el congelamiento entre placas.

El espesor de las placas varía entre 0,004 [in] (0,09 mm) a 0,017 [in] (0,42 mm). Las placas más delgadas tienen menos superficie de contacto con los tubos, por lo tanto la transferencia de calor es menor. También en las placas más delgadas se espera que la temperatura caiga más al alejarse de la superficie de los tubos, debido a la menor área de transferencia disponible.

La velocidad del aire que atraviesa el evaporador no debe superar los 400 fpm (6,66 m/s) a 500 fpm (8,33 m/s), de esta forma la humedad del aire no es arrastrada a los ductos de ventilación, donde podría causar deterioros del sistema.

En la construcción de los evaporadores, para los tubos se utiliza cobre o acero para ya que el amoníaco corroe los tubos y para las placas se utiliza aluminio [2].

2.2. Ecuaciones de transferencia de calor para un tubo en una corriente de aire

• **Balance de calor para un fluido que fluye sin cambio de fase alrededor de un tubo colocado en un ducto, ver figura 2.3:**

$$Q = C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{ambiente} - T_{salida}) \quad (2.1)$$

donde:

- Q : Calor transferido por el tubo a la corriente de aire [W].
- C_p : Calor específico [$\frac{J}{kgK}$].
- \dot{m} : Flujo másico [$\frac{Kg}{s}$].
- $T_{ambiente}$: Temperatura del ambiente o de entrada [K].
- T_{salida} : Temperatura de salida [K].

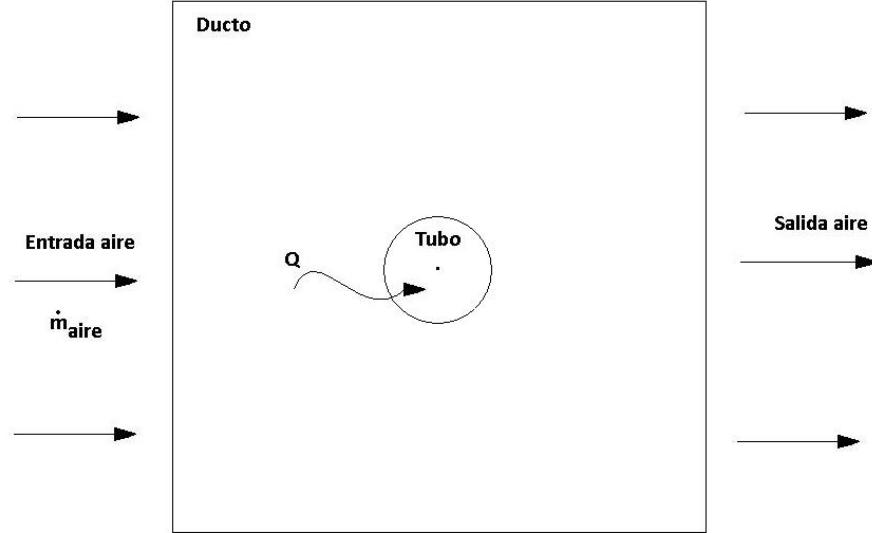


Figura 2.3: Ejemplo de un fluido que fluye sin cambio de fase alrededor de un tubo colocado en un ducto.

• **Flujo másico:**

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot u \quad (2.2)$$

donde:

- A : Sección transversal de paso [m^2].
- ρ : Densidad del aire [Kg/m^3]
- u : velocidad de entrada del aire [m/s]

• **Coefficiente convectivo:**

$$h = \frac{Q}{A \cdot T_m} \quad (2.3)$$

donde:

- h : coeficiente convectivo [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
- T_m : Temperatura media logarítmica [K].
- A : Área de transferencia de calor [m^2].

• **Temperatura media logarítmica:**

$$T_m = \frac{T_{ambiente} - T_{salida}}{\ln \frac{(T_{superficie} - T_{ambiente})}{(T_{superficie} - T_{salida})}} [6] \quad (2.4)$$

donde:

- $T_{superficie}$: Temperatura de superficie [K].

De las ecuaciones 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4 se tiene que:

$$h = \frac{C_p \cdot \rho \cdot u \cdot (T_{ambiente} - T_{salida})}{T_m} \quad (2.5)$$

• **Número de Reynolds**

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot u}{\mu} \quad (2.6)$$

donde:

- D : Diámetro del cilindro [m].
- μ : Viscosidad dinámica [Pa · s].

• **Número de Prandtl**

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (2.7)$$

donde:

- k : Conductividad térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$].

• **Número de Nusselt:**

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.8)$$

2.3. Correlaciones conocidas del coeficiente convectivo

- Correlación para un tubo simple con flujo cruzado exterior:

$$Nu = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \quad (2.9)$$

$$Si Pr \leq 10, n = 0,37; si Pr \geq 10, n = 0,36$$

Tabla 2.1: Tabla de factores para la ecuación 2.9 [6].

Re_D	C	m
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4'000-40'000	0,193	0,618
40'000-400'000	0,027	0,805

- Correlaciones para un banco de tubos con flujo cruzado exterior:

Definición, Factor j:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \cdot Pr^{2/3} [2] \quad (2.10)$$

Algunas de las ecuaciones que se pueden encontrar en la literatura para intercambiadores son:

McQuiston:

$$j_4 = 0,0014 + 0,2618 \cdot Re^{-0,4} \cdot \left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0,15} [4] \quad (2.11)$$

donde: (A/A_t) :Relación entre el área total y el área del banco de tubos (Áreas en $[m^2]$)

Gray and Webb:

$$j_4 = 0,14 \cdot Re^{-0,328} \cdot \left(\frac{S_t}{S_l}\right)^{-0,502} \cdot \left(\frac{S}{D}\right)^{0,0312} [4] \quad (2.12)$$

donde:

- S_l : Espaciado entre tubos en la dirección de flujo del aire [m].
- S_t : Espaciado entre tubos en la dirección normal al flujo del aire [m].

- s : Distancia entre placas [m].
- D : Diámetro exterior de los tubos [m].

Por otro lado, cuando existen más de cuatro columnas, existe una correlación determinada en [4], que relaciona el valor de j_4 con j_N , siendo N el número de columnas.

2.4. Flujo alrededor de un cilindro

El flujo alrededor de un cilindro se caracteriza por una serie de regímenes de flujo como se explica a continuación

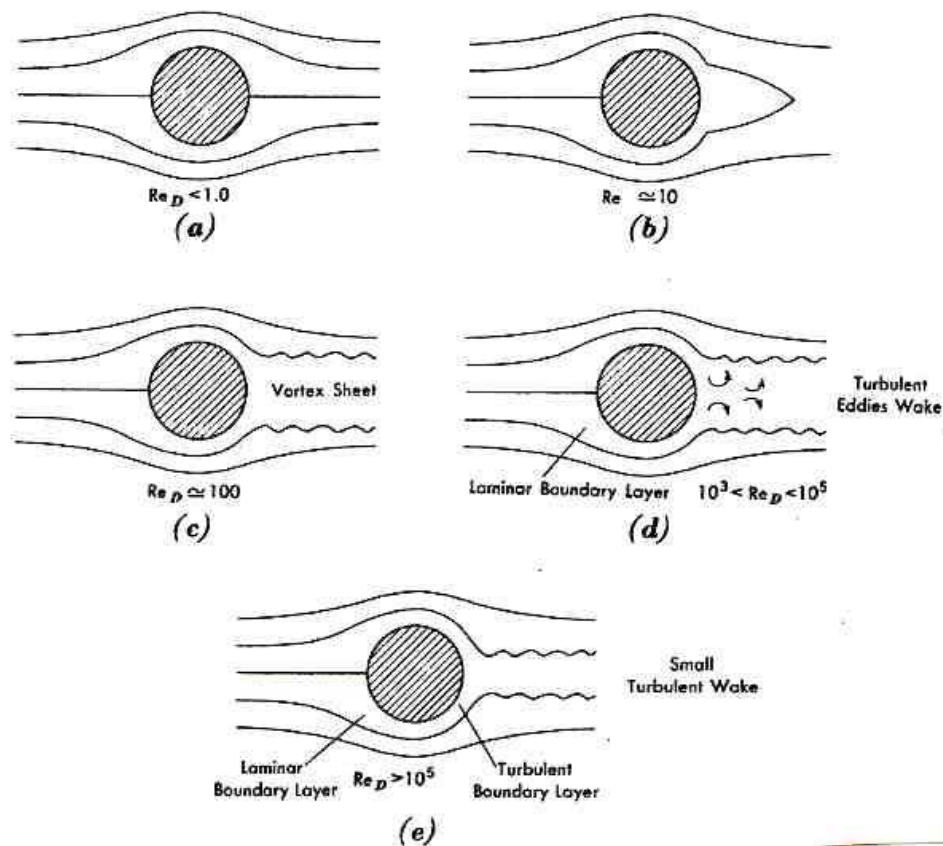


Figura 2.4: Comportamiento del flujo de aire alrededor de un cilindro, en función del Número de Reynolds.

Este es un flujo de capa límite, que permanece laminar en la capa frontal del cilindro en todo el rango de Re . Para $Re \leq 1$ se tiene el flujo potencial, que es completamente simétrico antes y después del obstáculo. Las fuerzas de inercia son pequeñas y el arrastre es causado solo por fuerzas viscosas.

A partir de $Re = 10$ se crea una recirculación débil con flujo retrógrado alrededor del punto de estancamiento trasero. Comienzan a tener importancia las fuerzas de inercia.

Para $Re = 100$ esta recirculación se ha convertido en una estela de vórtices que se propaga aguas abajo. Estos vórtices se separan alternadamente de ambos lados del cilindro y se extienden una considerable distancia aguas abajo. Esta se denomina "calle de vórtices de von Karman".

Entre 10^3 y 10^5 , la capa límite permanece laminar desde el punto de estancamiento al de separación, que tiene lugar para ángulos entre 80° y 85° .

Sobre 10^5 la capa límite pasa de laminar a turbulenta antes de la separación, la que pasa a tener lugar a ángulos de 130° . El ancho de la estela se reduce, así como el arrastre debido a presión. Algunos autores (ej. Incropera, ver anexo A.1) establecen el estrechamiento de la estela ocurre para $Re = 2 \times 10^5$

Esta secuencia de regímenes se refleja en la curva de coeficiente de arrastre, que refleja cada uno de los cambios de régimen:

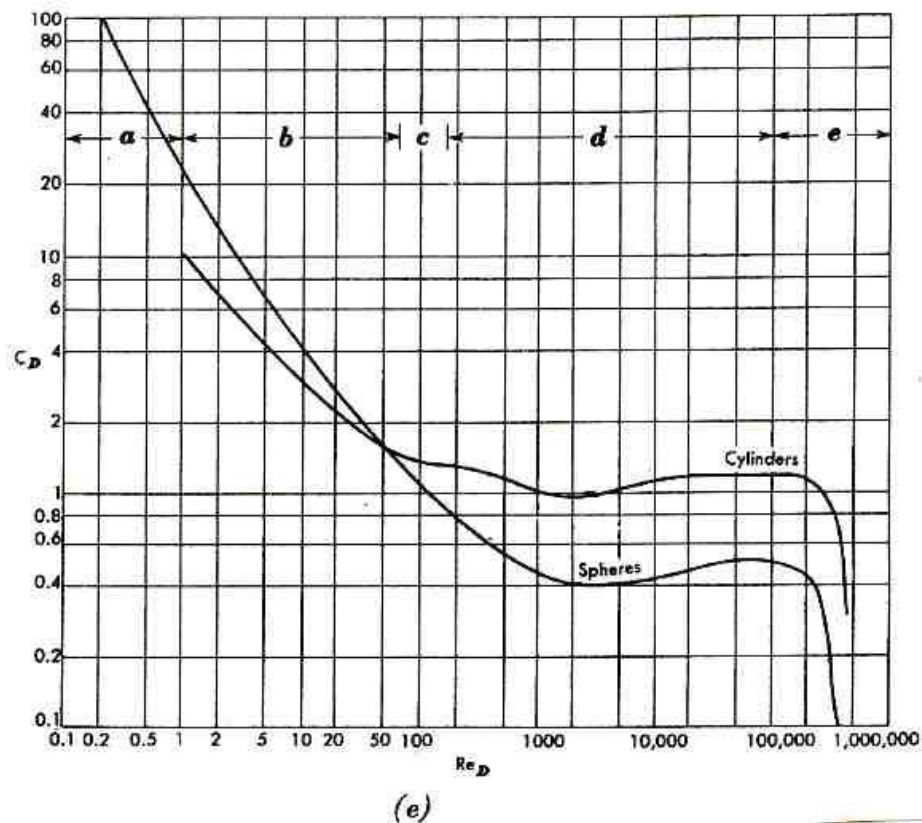


Figura 2.5: Evolución del coeficiente de arrastre en un cilindro y en una esfera, en función del Número de Reynolds.

Finalmente, mostramos los resultados de coeficiente convectivo local versus el ángulo en flujo alrededor de un cilindro, a números de Reynolds elevados.

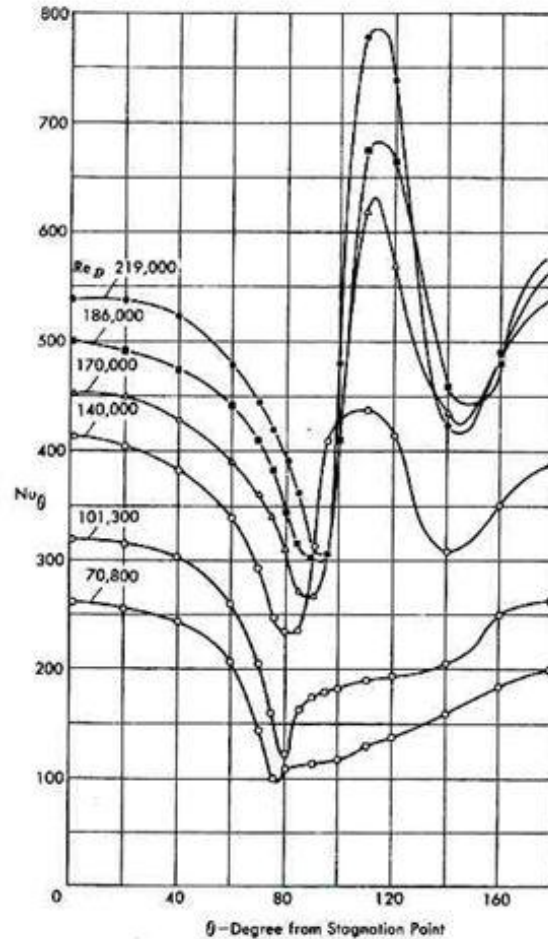


Figura 2.6: Comportamiento del Número de Nusselt para distintos Números de Reynolds en torno al ángulo de un cilindro.

Para números de Reynolds bajos hay un mínimo en el Nusselt (o h) que coincide con el punto de separación de la capa límite laminar (aprox. 80°) para mayores Re , la capa límite se hace turbulenta antes de la separación, con un peak de h cuando se hace turbulenta. Luego ocurre la separación, con un segundo mínimo [5].

2.5. Método de elementos finitos

2.5.1. Introducción

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico que se utiliza para la resolución de ecuaciones diferenciales parciales y mediante su resolución se encuentran soluciones aproximadas a

sistemas físicos.

El método está diseñado para ser utilizado en computadores, debido a la gran cantidad de cálculos que realiza. El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio, sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales que caracterizan el comportamiento físico del problema. El método subdivide el dominio original en un número elevado de subdominios más pequeños a los que se les denomina "elementos finitos".

El conjunto de elementos finitos, discretiza el cuerpo original llevando de un medio continuo a uno. Además de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados "nodos". Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; También, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama "malla".

La generación de la malla se realiza usualmente con programas especiales llamados generadores de mallas, algunos programas incluyen módulos generadores de malla y revolutores de las ecuaciones como es el caso de COMSOL, El conjunto de relaciones y de incógnitas que se genera por cada nodo se denomina grados de libertad. Estas relaciones se escriben como sistema de ecuaciones lineales formándose una matriz, en donde su número de ecuaciones es proporcional al número de nodos.

Una vez finalizada la generación de mallas y nodos, el método se puede programar para la resolución de problemas de mecánica de sólidos mediante la programación del cálculo el campo de desplazamientos de cada elemento y posteriormente, a través de relaciones cinemáticas se establecen las deformaciones y tensiones que ocurren en el dominio Además el método es fácilmente adaptable a problemas de transmisión de calor, mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones (mecánica de fluidos computacional, CFD) o de campo electromagnético. En muchos casos la solución a ciertos problemas por el método de elementos finitos es la solución más viable dada la gran cantidad de variables que se deben manejar e integrar en una solución.

Una de las grandes limitantes del método es la convergencia, es decir, las relaciones que se van resolviendo entre elementos deben tener continuidad entre un elemento y otro o que la diferencia entre ellas se menor a un cierto número lo que se considera como la tolerancia del modelo, cuando alguna de las diferencias supera este límite se dice que el modelo diverge. Por otro lado si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones, pero demanda de más recursos puesto que debe resolver más ecuaciones.

2.6. Ecuaciones COMSOL

El Software de elementos finitos utilizado para este estudio es COMSOL, y resuelve las siguientes ecuaciones:

2.6.1. General Heat Transfer

$$\nabla \cdot (-(k + K_T)\nabla T_f) = Q + q_s \cdot T_f - \rho \cdot C_p \cdot u \cdot \nabla T_f \quad (2.13)$$

$$K_T = \frac{C_p \cdot \eta_T}{Pr} \quad (2.14)$$

$$Entalphy : H = \frac{C_p \cdot T}{Y} + \frac{P_a}{P} \quad (2.15)$$

Donde:

- k : Conductividad termica del fluido.
- T_f : temperatura del fluido.
- Q : Fuente de calor.
- q_s : Coeficiente de produccción / Absorción
- ρ : densidad del fluido.
- C_p : Capacidad calórica del fluido a presión constante.
- u : Velocidad del fluido.
- η_T : Viscosidad dinámica evaluada en la temperatura del fluido.
- Y : (Gamma) Razón de calor específico.
- P_a : Presión absoluta.
- P : Presión relativa.

2.6.2. $K - \epsilon$ Turbulence

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla[-p \cdot I + (\eta + \eta_T)(\nabla u + (\nabla u)^T - (2/3)(\nabla u)I) - (2/3)\rho \cdot K \cdot I] + F \quad (2.16)$$

$$\nabla(\rho \cdot u) = 0 \quad (2.17)$$

$$\rho \cdot u \cdot \nabla K = \nabla[(\eta + \frac{\eta_T}{\sigma_K})\nabla K] + \eta_T \cdot P(u) - (\frac{2 \cdot \rho \cdot K}{3})\nabla u - \rho \cdot \epsilon \quad (2.18)$$

$$\rho \cdot \nabla \cdot \epsilon = \nabla[(\eta + \frac{\eta_T}{\sigma_\epsilon})\nabla K] + (\frac{C_{\epsilon 1} \epsilon}{K})[\eta_T \cdot P(u) - (\frac{2 \cdot \rho \cdot K}{3})\nabla u] - C_{\epsilon 2} \cdot \frac{\rho \cdot \epsilon^2}{k} \quad (2.19)$$

Donde:

- K : Energía de la turbulencia.
- F : Vector de fuerzas del volumen.
- σ_k : Constante de energía de turbulencia y de energía de disipación 1,0.
- σ_ϵ : Constante de energía de turbulencia y de energía de disipación 1,3.
- $P(u)$: Presión evaluada a la velocidad del fluido.
- ϵ : Energía de disipación de la turbulencia.
- $C_{\epsilon 1}$: Constante de energía de turbulencia y de energía de disipación 1,44.
- $C_{\epsilon 2}$: Constante de energía de turbulencia y de energía de disipación 1,92.
- η : Viscosidad dinámica evaluada en la entrada del fluido.
- Y : (Gamma) Razón de calor específico.

Capítulo 3

Metodología

Se utilizó el programa Comsol versión 3.5, que permite hacer un análisis de elementos finitos del sistema simulado.

Se evaluó el sistema en régimen permanente; vale decir, una vez que se alcanzó el equilibrio. Adicionalmente se consideró la temperatura de pared de los tubos del evaporador como constante a lo largo del intercambiador; la corriente de aire del ambiente fue bajo flujo forzado, para propiciar la convección forzada. Las condiciones del aire fueron las estándares a la temperatura en la que se alcanza en el equilibrio. A modo de ejemplo, la temperatura del aire enfriado por estos sistemas puede llegar a los -1°C ; las condiciones del aire son las que la literatura indica a esa temperatura y presión de 1 atm.

El volumen de control para el estudio se definió a lo largo del proceso de simulación. Fue de suma importancia tomar un volumen de control adecuado; si se hubiese elegido un volumen muy pequeño, las condiciones del medio se habrían visto localmente afectadas, y si el volumen tomado hubiese sido muy grande el computador no habría tenido los recursos de memoria suficientes para resolver la iteración.

En el programa se utilizaron los modelos de "Flujo Turbulento" y "Convección y conducción" ambos en régimen permanente ¹. Aunque el flujo alrededor de un cilindro tiene características de capa límite, y estas capas comienzan siempre como laminares, dado que se supone que el flujo será turbulento se selecciona este modelo para toda la región de análisis.

El refrigerante que pasa por los tubos, no fue parte del análisis, puesto que se impuso temperatura de pared constante.

La metodología avanzará de la siguiente forma:

¹Modelos de análisis del programa Comsol 3.5

En un inicio, como caso base, se simulará en dos dimensiones el paso del aire a través de un tubo. Posteriormente se incluirán los fenómenos de transferencia de calor. Esto con el fin de validar los modelos que seguirán.

El paso siguiente será validar los valores obtenidos por distintos métodos de cálculo.

En último término, el problema consiste en predecir los campos de velocidad y temperatura, con el fin de determinar el gradiente de temperatura en el aire sobre las superficies sólidas, y de ahí obtener el coeficiente convectivo. Este cálculo debe dar una distribución de coeficientes convectivos locales, los cuales se promediarán sobre toda el área (tubos y aletas), para dar el coeficiente convectivo que se usa en diseño.

El estudio final seguirá el esquema aplicado en [4], donde se evalúa el modelo para los distintos intercambiadores propuestos en la parte inicial, para luego, con los datos obtenidos, se hace una regresión y se obtienen los distintos coeficientes de la correlación.

Para validar los resultados que entregará el software, se simularan los casos antes descritos ya que estos poseen soluciones conocidas en la literatura, el flujo de trabajo será el que se ve en la figura 3.1.

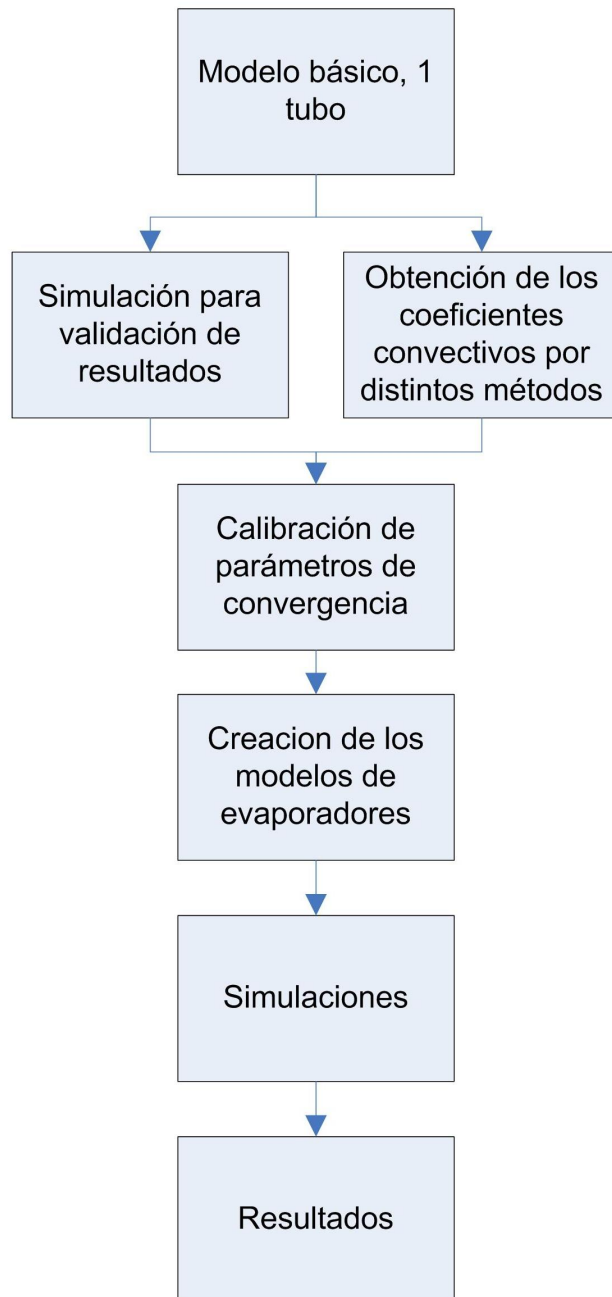


Figura 3.1: Diagrama de flujo de la metodología de trabajo.

3.1. Modelo computacional

Se explicará el modelo en base a la situación de tubo único. La situación de 4 tubos se formula de manera similar.

Se considera una región de análisis bidimensional como la mostrada en la figura 2.3 La región tiene 0,128[m] de ancho por 0,128[m] de alto. La altura de la región se designa por H, y el ancho, por L.

Por simplicidad, las ecuaciones de movimiento, continuidad y energía para un flujo forzado bidimensional se presentan en su versión laminar, permanente e incompresible se escriben a continuación:

(Ver las ecuaciones que utiliza comsol para modelar el sistema (2.13 a 2.19).):

Movimiento:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial \nu}{\partial x} + \nu \frac{\partial \nu}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \nu}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \nu}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \nu}{\partial y} = 0 \quad (3.3)$$

Energía:

$$\rho \cdot C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + \nu \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

El modelo considera estas ecuaciones modificadas según el modelo de turbulencia $k - \epsilon$, para representar los promedios temporales de las variables de flujos turbulentos.

El modelo considera un acoplamiento de estas ecuaciones para obtener los campos de velocidad (u, v), de presión (p) y de temperatura (T) en la región de análisis, sujeto a las siguientes condiciones de borde:

Se considera impuesta la velocidad y la temperatura de entrada del aire. Ambas variables se consideran uniformes en el borde izquierdo (de entrada del flujo) de la región.

En el borde derecho se aplican las condiciones de salida para las mismas variables (derivada nula de

velocidad y temperatura con respecto a la variable axial x)

En los bordes superior e inferior se considera la condición de simetría tanto para la velocidad como para la temperatura.

La malla utilizada consta 104064 de elementos de tipo triangular de forma regular, vale decir que los triángulos tienden a ser similares unos con otros, produciéndose pequeñas diferencias entre unos y otros a medida que cubren el espacio de estudio ²

3.2. Preferencias del programa

Las variables que se utilizaron para el seteo del programa COMSOL Multiphysics v3.5 son las que se pueden apreciar en las siguientes figuras.

Módulos de resolución utilizados:

- General Heat Transfer (htgh) - Stationary.
- K- ϵ Turbulence model (chns) - Stationary.

Malla:

²El programa permite seleccionar otra modalidad denominada "Longest", el cual malla el modelo con triángulos asimétricos y de distinto tamaño, al ensayar con este tipo de malla cada vez que se mallaba se conseguía un resultado distinto.

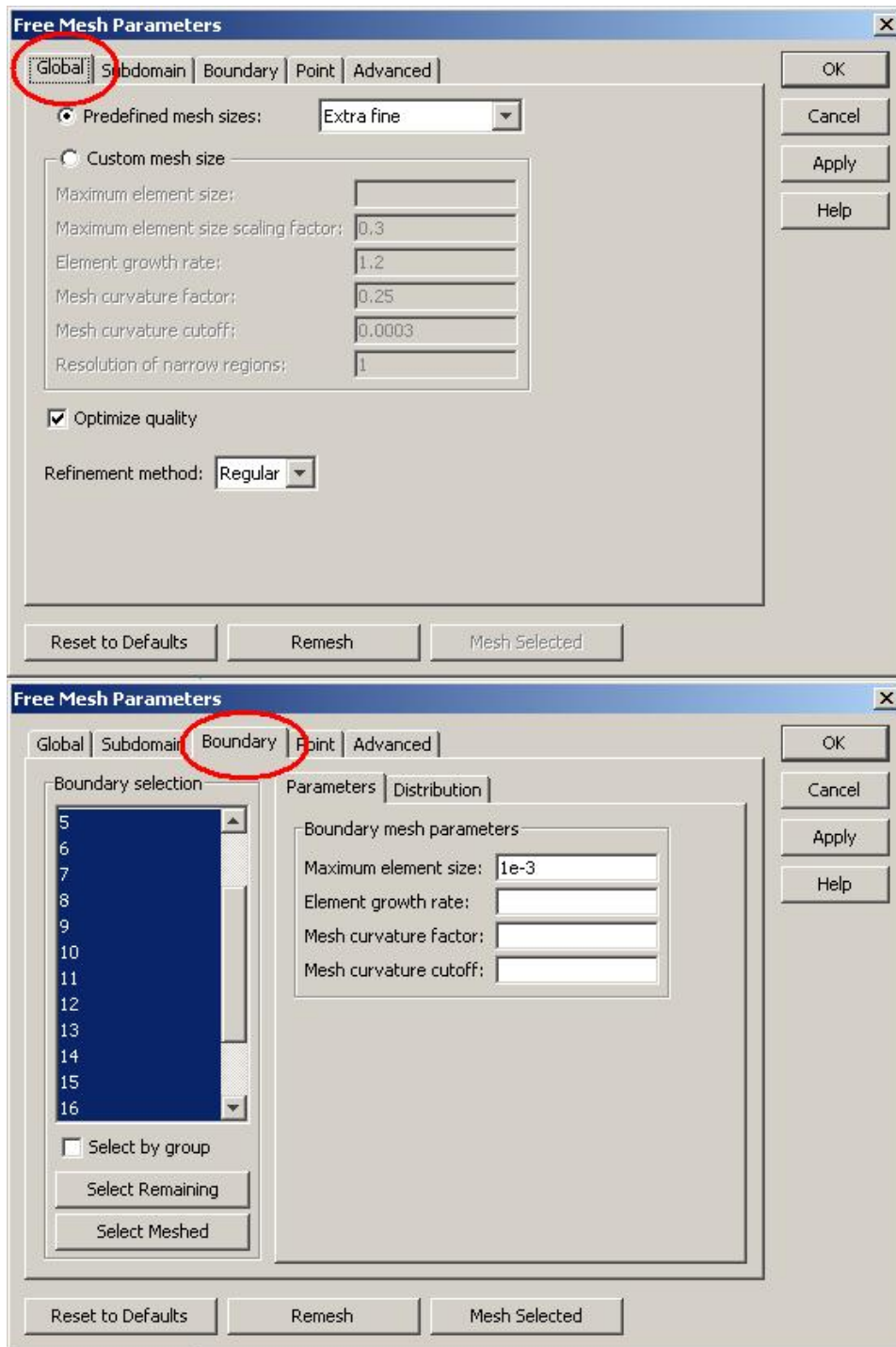


Figura 3.2: Preferencias del mallado, en la figura abajo se procura un refinamiento en los contrones de las circunferencias (tubos).

Luego de establecer los parámetros de la malla se utiliza el boton "Initialize mesh" luego el boton "Refine Mesh", este último se debe presionar todas las veces que sean necesarias hasta llegar a la cantidad de elementos deseados.

Solver Parameters:

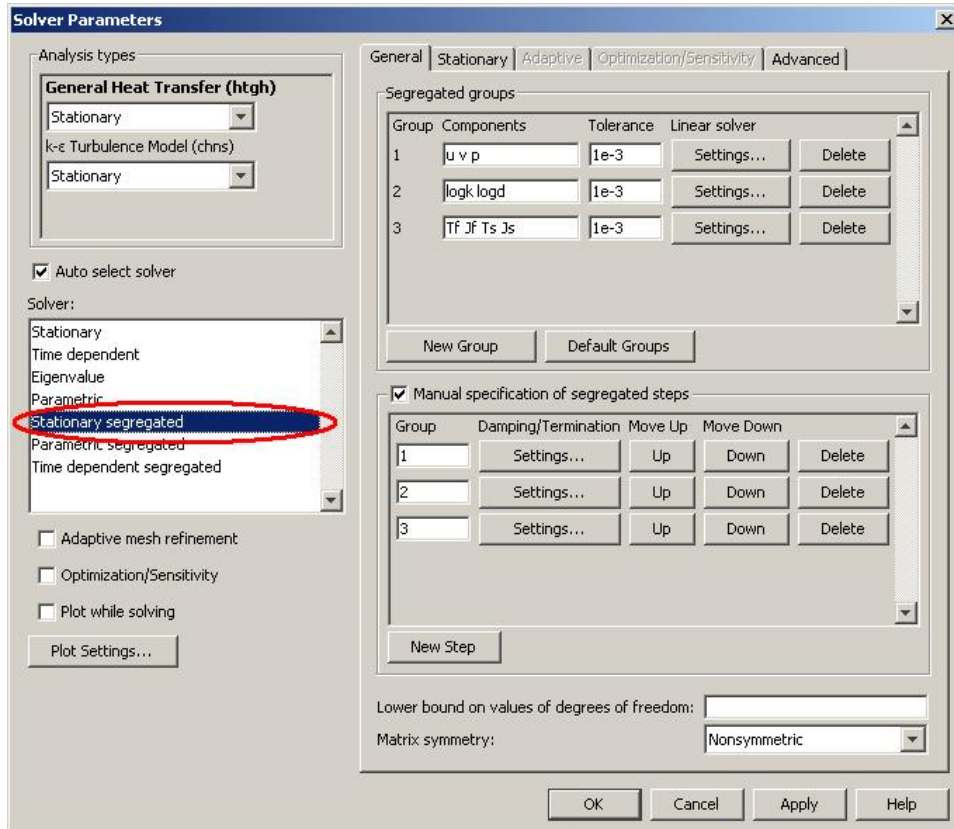


Figura 3.3: Preferencias del Solver Parameters.

En esta opción se pueden seleccionar 3 tipos de resolvedores:

1. Stationary: Al seleccionar esta opción el programa converge de manera muy rápida a una solución, pero si la malla posee muchos elementos el resolvedor le cuesta mucho converger.
2. Stationary Segregated: Con esta opción el programa casi siempre logra converger a diferencia de la opción anterior, con esta opción el programa demora 2 o 3 veces más, esta última opción es la que se utilizó para la resolución de todos los modelos.

Elementos: *Lagrange – Quadratic*

Condiciones de borde:

Transferencia de calor:

- Entrada: Temperatura del aire.
- Bordes del volumen de control: Aislación/ simetría.
- Salida: Flujo convectivo.
- Bordes de los tubos: Thermal wall function con temperatura igual a la temperatura de la pared de los tubos.

Turbulencia:

- Entrada: Inlet, con velocidad igual a la de la corriente libre.
- Bordes del volumen de control: Borde simétrico.
- Salida: Outlet, Pressure, no viscous stress.
- Bordes de los tubos: Logarithmic wall function.

Todas las otras funciones y opciones que ofrece el programa fueron dejadas como default.

Capítulo 4

Modelos de validación

El objetivo de este capítulo es validar los resultados de los modelos simulados y encontrar los parámetros del programa que permiten llegar a un resultado confiable, es por esto que se utilizó un caso de solución conocida en la literatura, se trata de un cilindro con un flujo cruzado de aire.

La determinación de los parámetros consistió fundamentalmente en la fijación de los parámetros de convergencia y de entrada que se le asignaron al programa para lograr un resultado.

Uno de los parámetros más importantes que tienen relevancia en la solución del modelo es la cantidad de elementos que se utiliza, ya que estos influyen directamente en la precisión del cálculo, a continuación se presentan dos ejemplos de resoluciones donde se muestra la influencia en el número de elemento y la influencia sobre los resultados.

Condiciones bajo las cuales se evaluó el modelo de tubo simple con flujo cruzado:

- $k_{aire} = 26,3 \cdot 10^{-3} [W/(m * K)]$ (Conductividad térmica del aire).
- $Cp_{aire} = 1007 [J/(kg * K)]$ (Capacidad calórica del aire).
- $\rho_{aire} = 1,16 [Kg/m^3]$ (Densidad del aire).
- $T_{in} = 20 [degC]$ (Temperatura del aire).
- $T_{sup} = -10 [degC]$ (Temperatura de la superficie).
- $u_{in} = 1 [m/s]$ (Velocidad de entrada del aire).
- $\mu_{aire} = 184,6 \cdot 10^{-7} [Pa * s]$ (Viscosidad dinámica del aire).
- $d = 0,0254 [m]$ (diámetro del tubo).

- $x = 0,128[m]$ (longitud en el eje x del volumen de control).
- $y = 0,128[m]$ (longitud en el eje y del volumen de control).
- $Re = 1609$ (Número de Reynolds del modelo).

4.1. Ensayo de sensibilidad al mallado

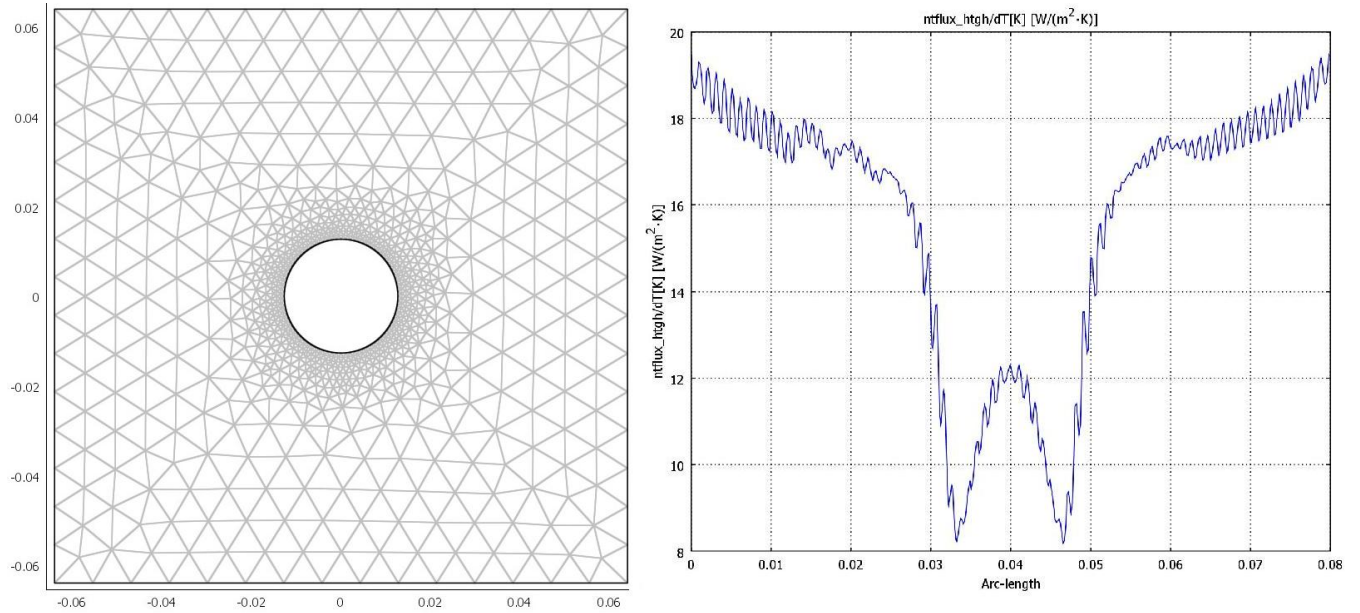


Figura 4.1: Caso 1, malla de 1626 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.

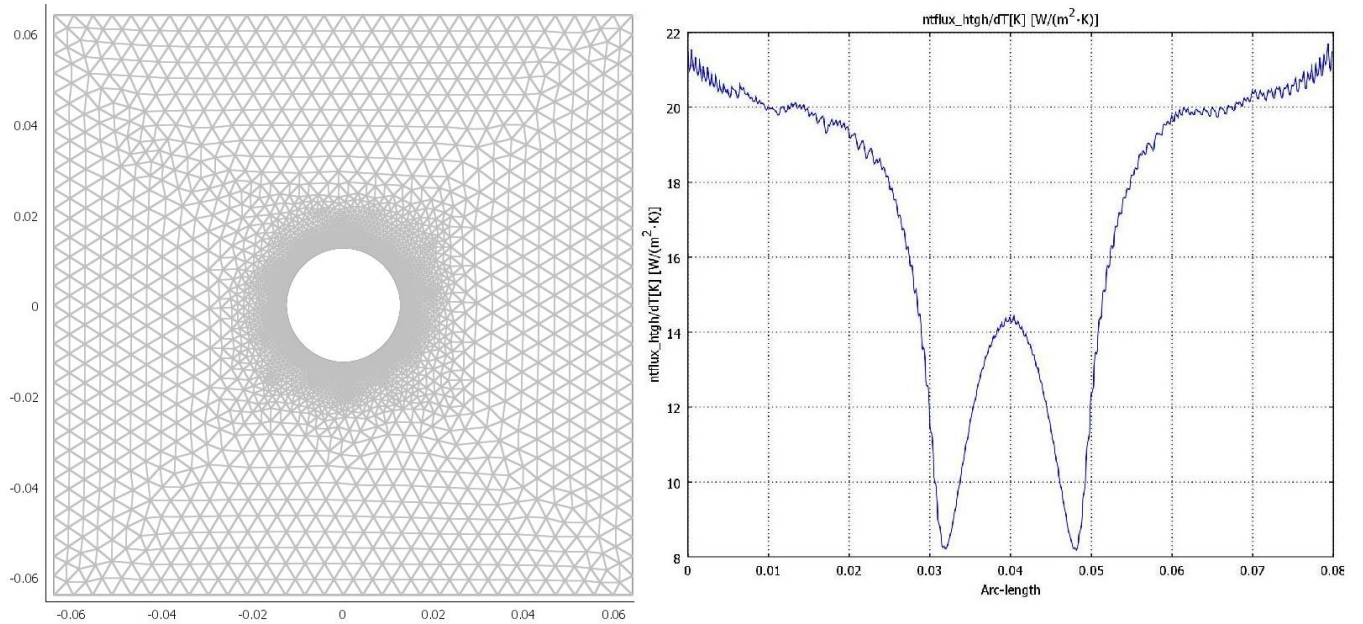


Figura 4.2: Caso 2, 6504 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.

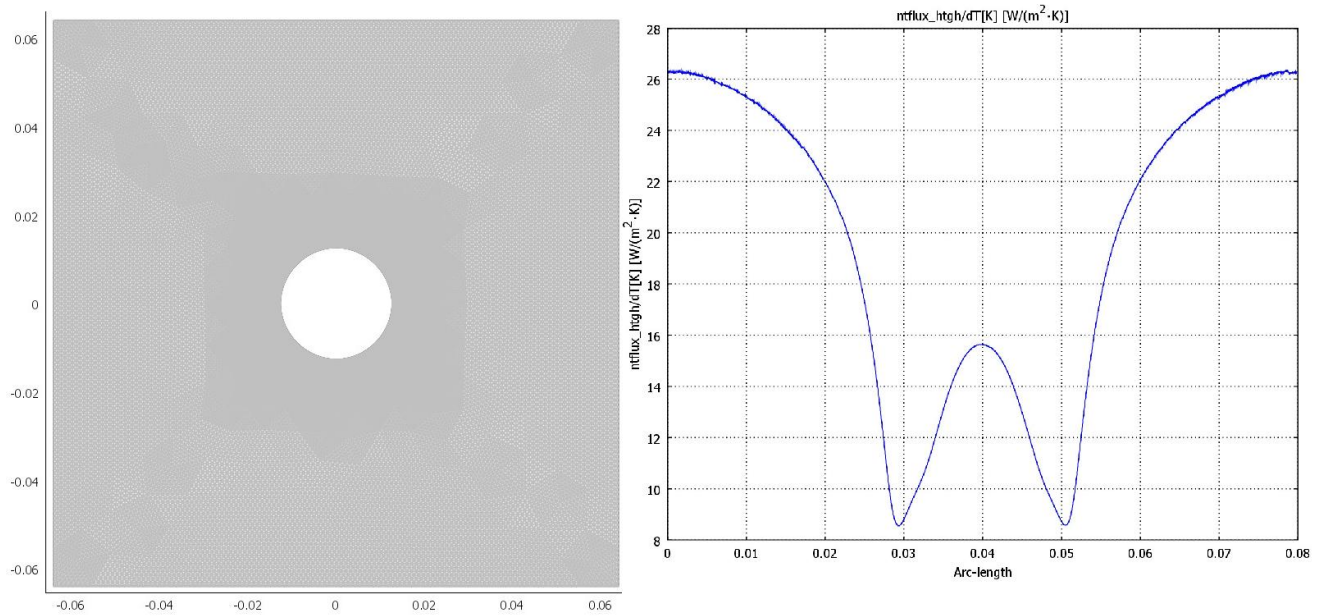


Figura 4.3: Caso 3, 104064 elementos y variación del coeficiente convectivo sobre el perímetro del tubo.

De estas simulaciones se extrajo como resultado, el flujo de calor por unidad de área a lo largo de la longitud de arco. En el caso 1, figura 4.1 se ve claramente que la variación es mucho mayor, que en el segundo caso, figura 4.2, y ya en la figura 4.3 se tiene el caso ideal donde no se produce variación a

lo largo de la curva. Esta especie de "sierra" no tiene explicación física. Se ve que no es un efecto físico, ya que disminuye con la fineza de la malla pudiendo eventualmente suprimirse si se usa una malla muy fina.

De aquí se puede concluir que a mayor número de elementos mayor será la precisión de la solución.

El aumento del número de elementos esta acotado solo por la capacidad del computador, ya que a mayor número de elementos mayor es el uso de los recursos del ordenador y del tiempo de resolución, superado un cierto límite de elementos el computador no resuelve, alegando falta de memoria ¹

Luego se realizó un gráfico de la variación del coeficiente convectivo en función del número de elementos 4.4. Se determinó que superado un cierto número de elementos el coeficiente varia muy poco ver tabla 4.1. Por lo tanto se puede establecer que por sobre 33.000 elementos se obtendrá una solución confiable, vale decir, que el resultado final será muy poco sensible con respecto al número de elementos.

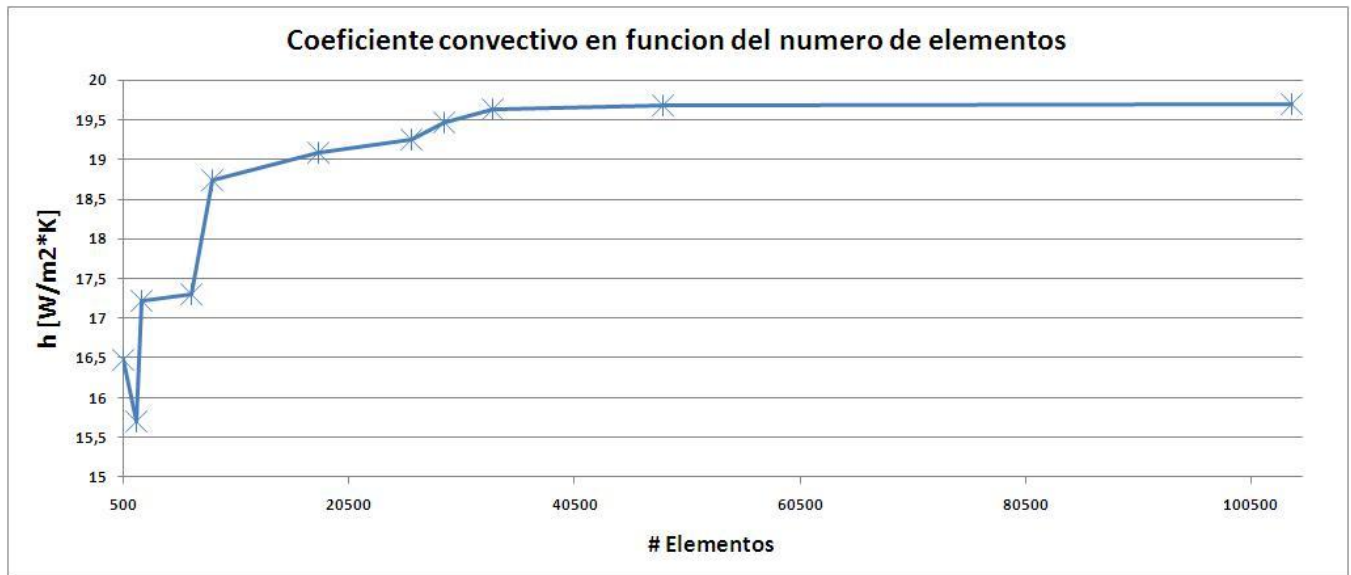


Figura 4.4: Evolución del coeficiente convectivo en función del número de elementos, para un número de Reynolds de 1600, ver tabla 4.1.

¹Computador utilizado, AMD Sempron 2GHz y 2 GB Ram.

Tabla 4.1: Valores obtenidos del coeficiente convectivo en función del número de elementos y su diferencia porcentual.

Elementos	h [W/m ² *K]	%
520	16.469	100.00 %
1626	15.702	4.88 %
2080	17.225	8.84 %
6504	17.305	0.46 %
8320	18.737	7.64 %
17737	19.087	1.83 %
26016	19.258	0.89 %
28880	19.457	1.02 %
33280	19.636	0.91 %
48384	19.678	0.21 %
104064	19.697	0.10 %

La tabla 4.1 muestra la variación porcentual de la variación de cada paso de elementos, es decir, a medida que se aumentan los elementos, la diferencia se minimiza alcanzados los 33.000 elementos.

4.2. Validación de los coeficientes convectivos obtenidos

El output del software Comsol, permite evaluar de varias formas el coeficiente convectivo. Para la obtención de los coeficientes convectivos a través del programa se establecieron los siguientes modelos de cálculo.

- El primer método de cálculo es el de la diferencia de temperatura logarítmica.
- Integración de bordes ("Boundary Integration"), sobre el perímetro seleccionado.

Cada uno de estos métodos obedece a la realización dos determinaciones distintas del calor transferido al tubo: Una midiéndolo por medio de su efecto en la temperatura del fluido y otra por integración directa del flujo de calor a través de la superficie del cilindro.

Las condiciones físicas en las que se evaluaron los modelos son las planteadas anteriormente, ver parte 4.

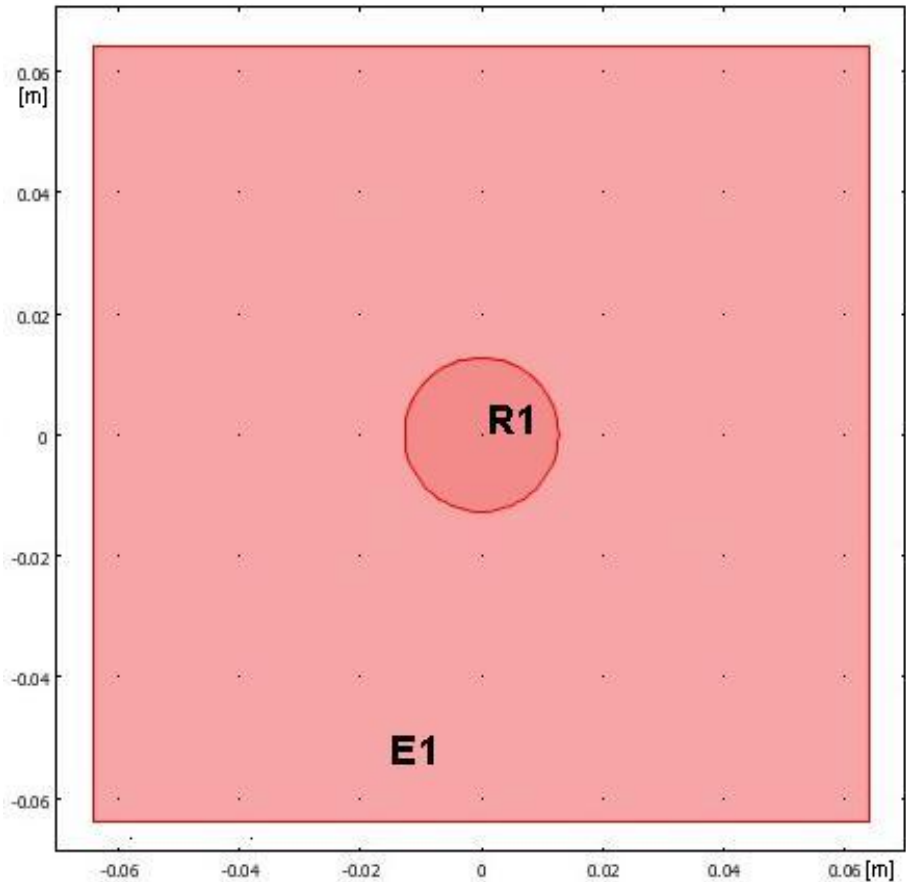


Figura 4.5: Modelo de cilindro con flujo cruzado, E1 representa el volumen de control con aire a una temperatura de 20[°C] y R1 representa el volumen solido a una temperatura de -10[°C].

El valor del h empírico es de 19,42 $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$, calculado con la ecuación 2.9.

1. El primer método de cálculo es mediante un balance térmico utilizando la diferencia de temperatura logarítmica

A partir de este método se desprende el valor teórico para este caso base. De la simulación se puede obtener la temperatura de salida del sistema con la cual, aplicando las formulas de la diferencia logarítmica se obtiene el valor del coeficiente. De la simulación se obtiene una temperatura de salida de 19,501 [°C], lo que da un h de 19,76 $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$.

2. El programa posee una función de integración de bordes ("Boundary Integration")

Si la integración esta se aplica sobre el perímetro de la circunferencia para el flujo de calor total normal, dividido por el perímetro y la diferencia de temperatura de la entrada y la superficie, se obtiene el coeficiente convectivo local.

Boundary Integration :

$$\frac{ntflux_htgh}{(\pi \cdot D \cdot 30[K])} = 19,69 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]. \quad (4.1)$$

3. Gráfico de Variables

También el programa puede graficar alguna variable que se le solicite, a lo largo de un borde seleccionado ("Domain Plot Parameters"). En este caso se graficó el flujo de calor en [W/m²] sobre el perímetro de la circunferencia, dividido por la diferencia de temperatura de la entrada con la de la superficie, con abscisa longitud de arco (Arc Length), vale decir, sobre el eje y se tiene el coeficiente h y sobre el eje x el perímetro de la circunferencia ($2 \cdot \pi \cdot R$). Los puntos que componen el gráfico pueden ser traspasados a Excel, y estos a su vez graficados, de manera de poder ajustarles una función que represente una curva, para luego integrar la consiguiente función interpolada. La función graficada en Comsol fue

$$\frac{ntflux_htgt}{30[K]} \quad (4.2)$$

donde:

- 30[K]: Diferencia de temperatura entre el aire a la entrada y la pared del tubo.

A continuación se presenta el resumen de los resultados obtenidos:

Tabla 4.2: Tabla de valores de coeficiente teórico obtenido por los distintos métodos de cálculo.

Coeficiente Convectivo	Epirico ΔT_{log}	ΔT_{log} Comsol	Integración de contorno Comsol
h[W/m ² K]	19,42	19,76	19,69

Para denotar las diferencias entre los distintos modelos de cálculo y la diferencia de cada uno de ellos con el caso teórico, se confeccionó una tabla comparativa, ver tabla 4.3.

Tabla 4.3: Tabla comparativa de doble entrada de los distintos métodos de cálculo.

(Columna i- Fila j)/Columna i	Fila j	Valor empírico	ΔT_{log} Comsol	Integración de contorno Comsol
Columna i	/	19.42	19.76	19.69
Valor empírico	19.42	0.0 %	-1.8 %	-1.4 %
ΔT_{log} Comsol	19.76	1.7 %	0.0 %	0.4 %
Integración de contorno Comsol	19.69	1.4 %	-0.4 %	0.0 %

De esta última tabla se aprecia que el método $\Delta \log$ Comsol comparado con el valor empírico, posee una diferencia de un 1,7 %.

También se debe ver que la diferencia entre los distintos métodos de cálculo, (sin considerar el método empírico) son muy pequeñas, estas diferencias varían entre un 0,4 % y un 1,8 %.

Con estos resultados se demuestra que los valores que se pueden obtener de la simulación se apegan bastante a los resultados empíricos y que además los modelos de cálculo que se están utilizando tienen una cierta correlación.

Luego los modelos futuros deberían ser utilizados para calcular el coeficiente convectivo deberían ser en orden de preferencia:

- Integración de contorno Comsol
- $\Delta T \log$ Comsol.
- Integración función con programa de cálculo.

4.3. Tubo simple con flujo cruzado y distintas velocidades de entrada

En los modelos que se presentan a continuación se utilizaron las dimensiones de los intercambiadores típicos descritos en la parte 2.1, y acorde con las consideraciones de higiene de los equipos [3], se utilizaron las mayores dimensiones descritas en la literatura.

Velocidades a utilizar:

- 1 [m/s].
- 1,5 [m/s].
- 2 [m/s].
- 2,5 [m/s].

- Diámetro de tubo: 25, 4 [mm].
- Tamaño del volumen de control: 128[mm].²

Propiedades del aire constantes a 1 [atm] de presión constante.

- $\rho = 1,17 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$.

²Dado que la separación mayor que se describe en la literatura entre ejes de tubos es de 64[mm], se centró el tubo al interior de un cuadrado de lado 128[mm] (64[mm] x 2).

- $k = 26,3 \times 10^{-3} [\frac{W}{m \cdot ^\circ K}]$.
- $C_p = 1007 [\frac{J}{Kg \cdot ^\circ K}]$.
- $\mu = 184,6 \times 10^{-7} [Pa \cdot s]$. [6]
- $T_{ambiente} = 20 [^\circ C]$.
- $T_{Superficie\ fria} = -10 [^\circ C]$.

4.3.1. Resultados

El coeficiente convectivo h, según las ecuaciones 2.9, determinado de forma teórica en función de las velocidades es:

Tabla 4.4: Tabla resumen de los valores obtenidos de forma empírica y de la simulación.

Re	u [m/s]	h empírico	h Comso ΔT log	h Comsol f
1609	1	19.42	19.76	19.69
2414	1.5	23.45	20.74	23.04
3219	2	26.82	22.89	24.95
4024	2.5	29.76	24.65	26.32

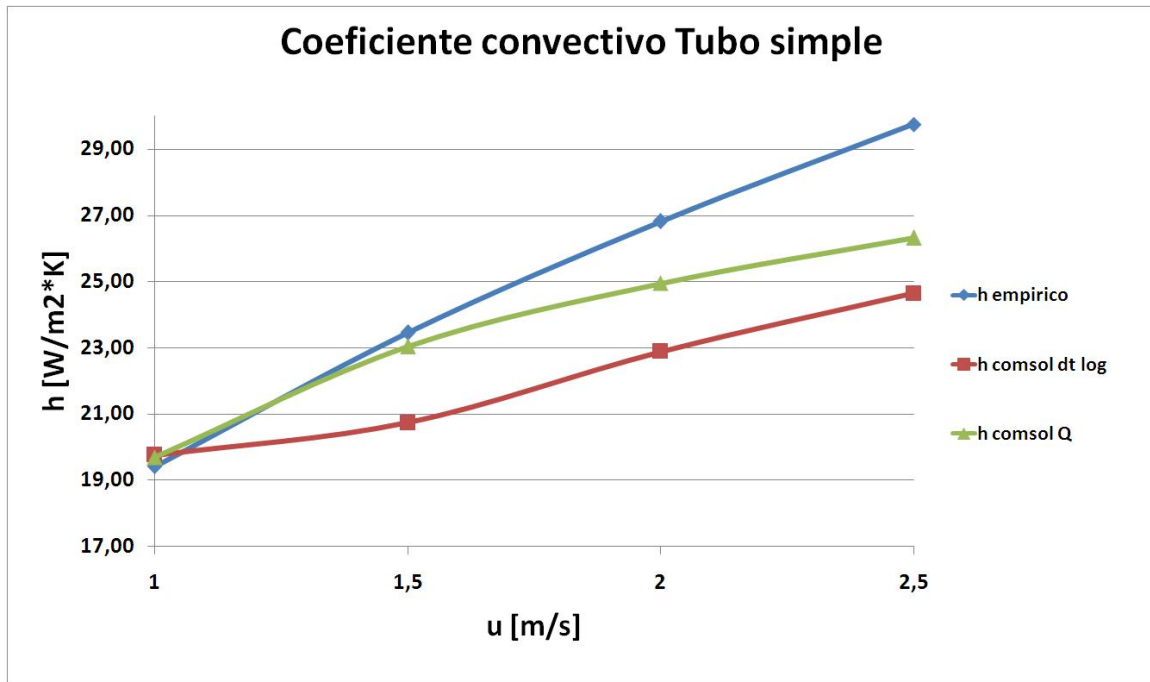


Figura 4.6: Gráfico de los coeficientes convectivos del modelo de tubo simple.

La figura 4.6 muestra el comportamiento que tiene el coeficiente convectivo para distintas velocidades, se puede ver de manera gráfica que los valores obtenidos por los dos métodos de cálculo del programa no se separan en mayor medida de aquellos obtenidos de manera empírica.

Dado que la integración de contorno es una determinación mas directa de este parámetro, y presenta menores diferencias con el resultado empírico, se usará esa integración en todos los casos a analizar.

4.3.2. Campos de temperatura y velocidad

Mediante la representación gráfica de los campos de temperatura y velocidad, obtenidos de la simulación, es posible determinar el tipo de régimen de flujo que ocurre alrededor del cilindro, lo que permite interpretar los resultados de transferencia de calor.

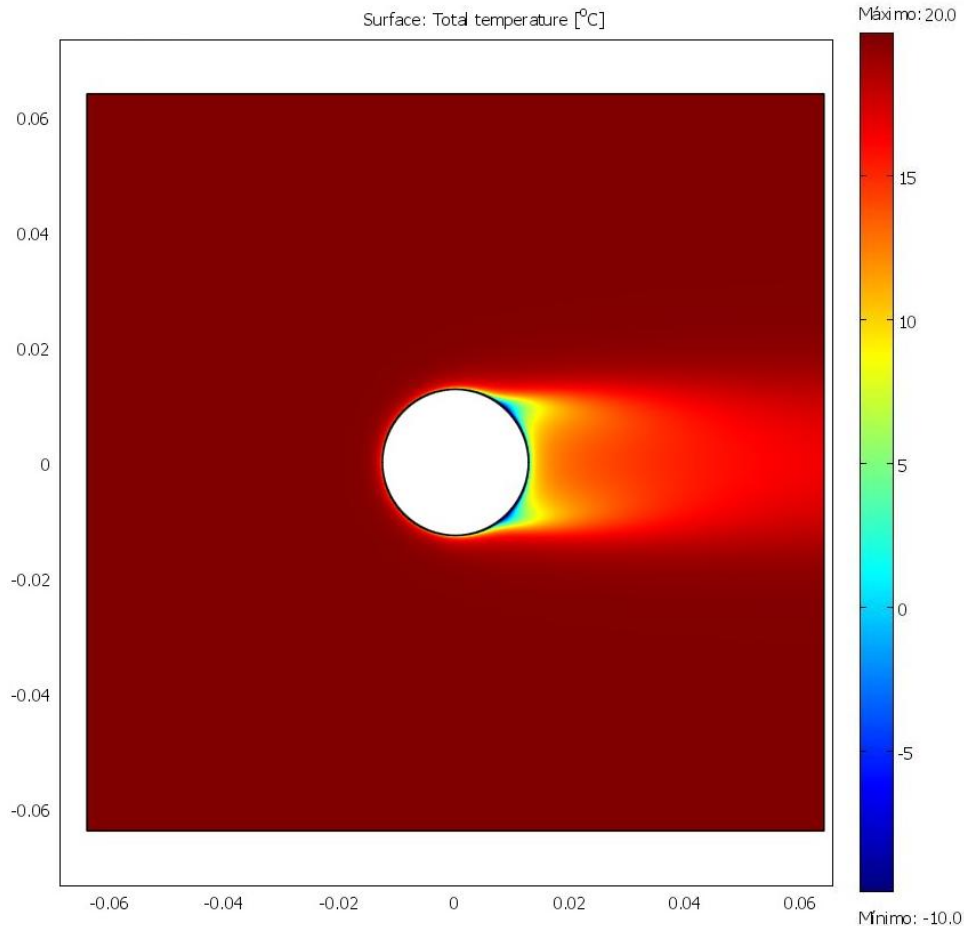


Figura 4.7: Distribución de temperatura en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].

Este tipo de gráficos como el que se aprecia en la figura 4.7, representa de manera muy intuitiva

el comportamiento de la temperatura en el modelo, pero para realizar un análisis más detallado se requiere de un tipo de gráfico que denote diferencias marcadas entre una temperatura y otra.

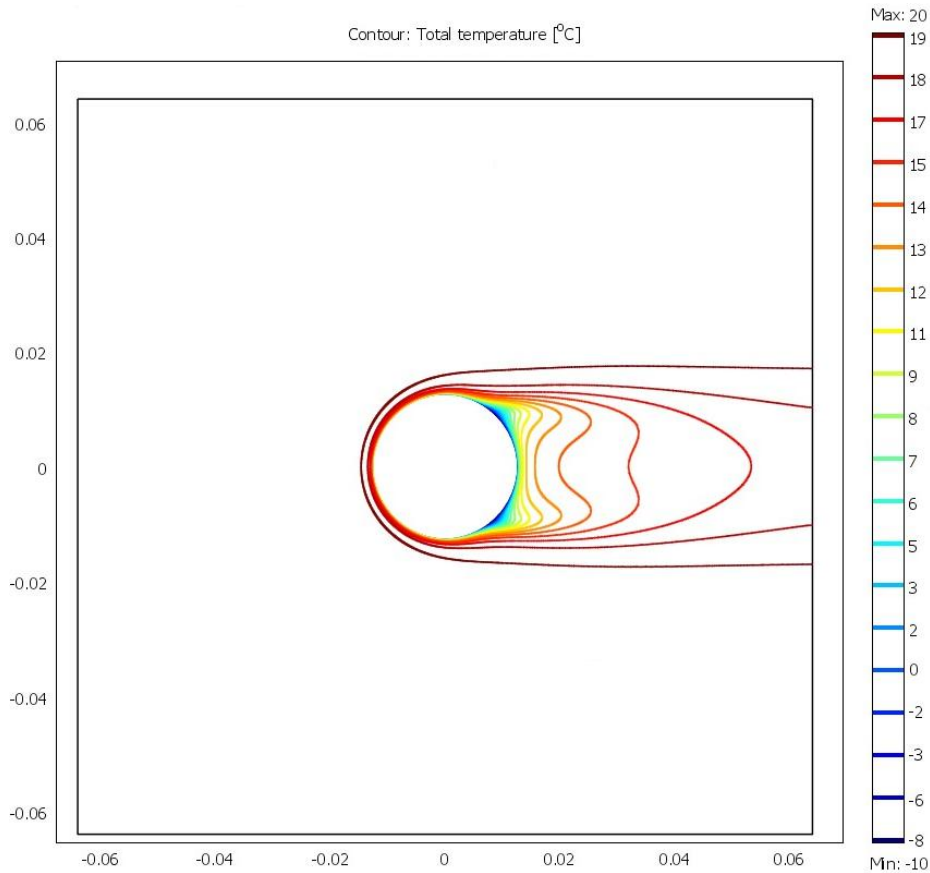


Figura 4.8: Curvas isotermas en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].

Este gráfico representa las líneas isotermas del modelo donde se indica que el flujo tiene las características de capa límite ya que solo hay gradientes de temperatura en la vecindad del cilindro y en su estela. En el resto del espacio no se observan isotermas lo que implica que la temperatura es uniforme.

Cabe destacar que el comportamiento de las curvas isotermas expresa el mismo fenómeno que se ve en la figura 4.3 (curva del coeficiente convectivo h alrededor del cilindro).

Dentro de él se puede ver un alto gradiente térmico en la parte delantera del cilindro, que coincide con el punto de estancamiento del flujo (líneas muy juntas), este gradiente disminuye paulatinamente a medida que el fluido abandona el contorno del cilindro, el menor gradiente (líneas más separadas) se produce en la parte posterior del cilindro donde se mezclan paulatinamente el aire enfriado por la parte posterior del tubo y el aire caliente del ambiente.

Además se genera un nuevo máximo local de alto gradiente térmico en el punto de estancamiento trasero.

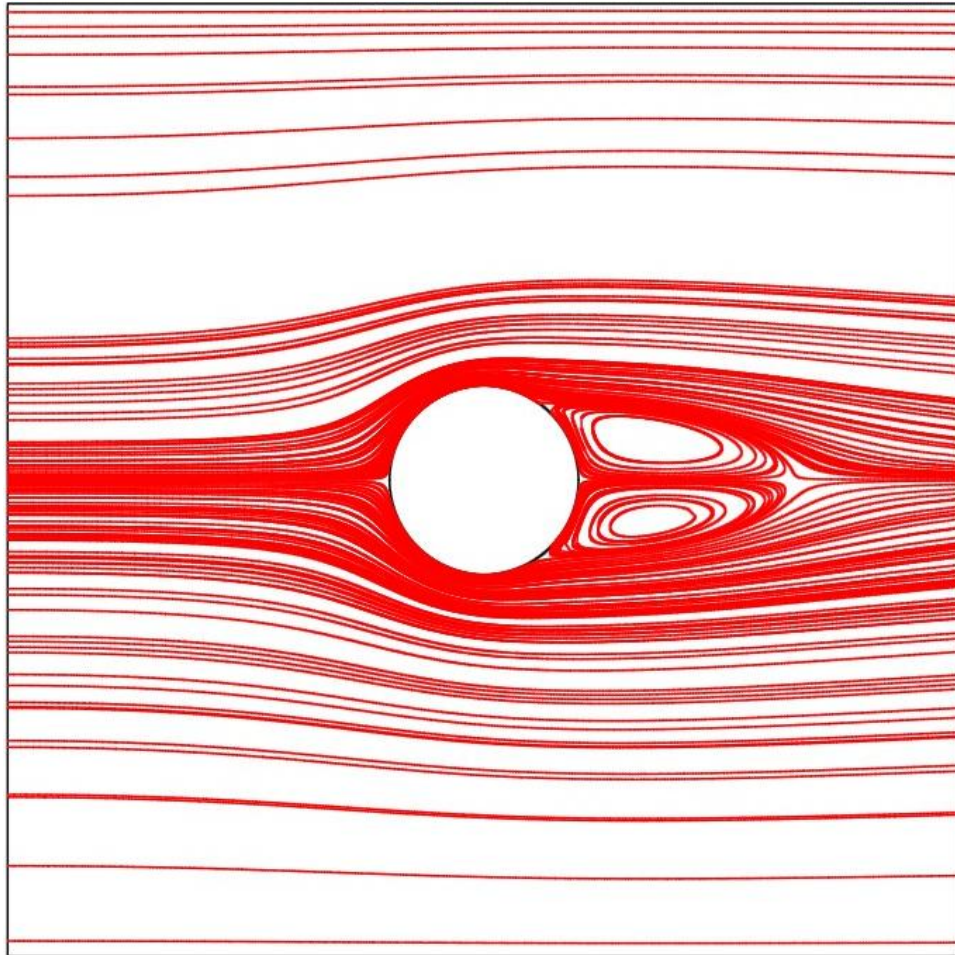


Figura 4.9: Líneas de flujo en el modelo de tubo simple con una velocidad de 1 [m/s].

El fluido que incide sobre el cuerpo tiende a seguir su contorno, hasta un cierto punto, donde eventualmente se separa, ese punto exacto de separación corresponde al punto donde se desprende la capa límite.

Además aguas abajo se produce una zona de vorticidades, donde parte del flujo que se desprendió del contorno del cilindro tiende a retornar con sentido inverso al del flujo incidente ver figura 4.9

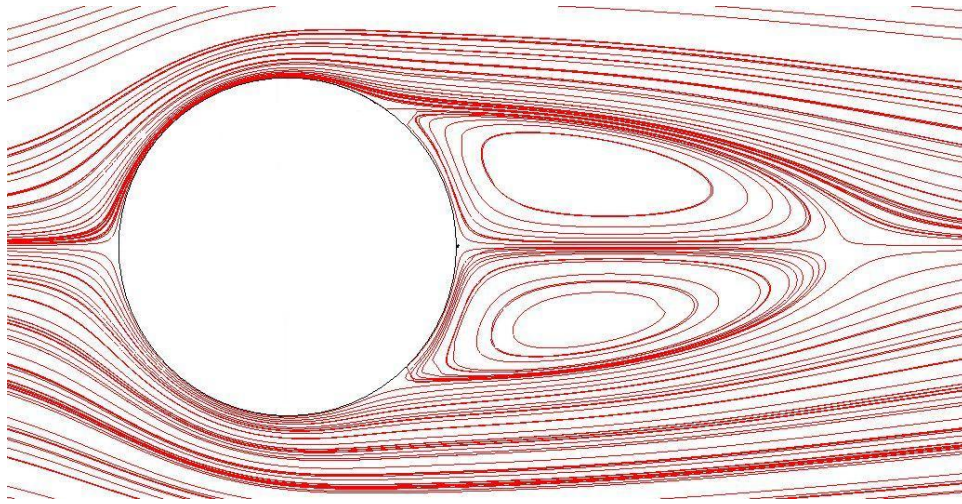


Figura 4.10: Acercamiento de la figura 4.9. Con el fin de denotar los fenómenos que se producen aguas abajo del cilindro, como lo son el desprendimiento de la capa límite y las vorticidades.

Para calcular el ángulo de desprendimiento del fluido sobre la superficie del cilindro que se ve en la figura 4.10, se utilizó el método descrito en el anexo A.2.

4.4. Presión entorno al tubo

El comportamiento que experimenta la presión en el perímetro del cilindro esta denotado por el gráfico que se presenta en la figura 4.11. En esta figura se ve que la presión no se recupera respecto al máximo que hay en el punto de estancamiento delantero.

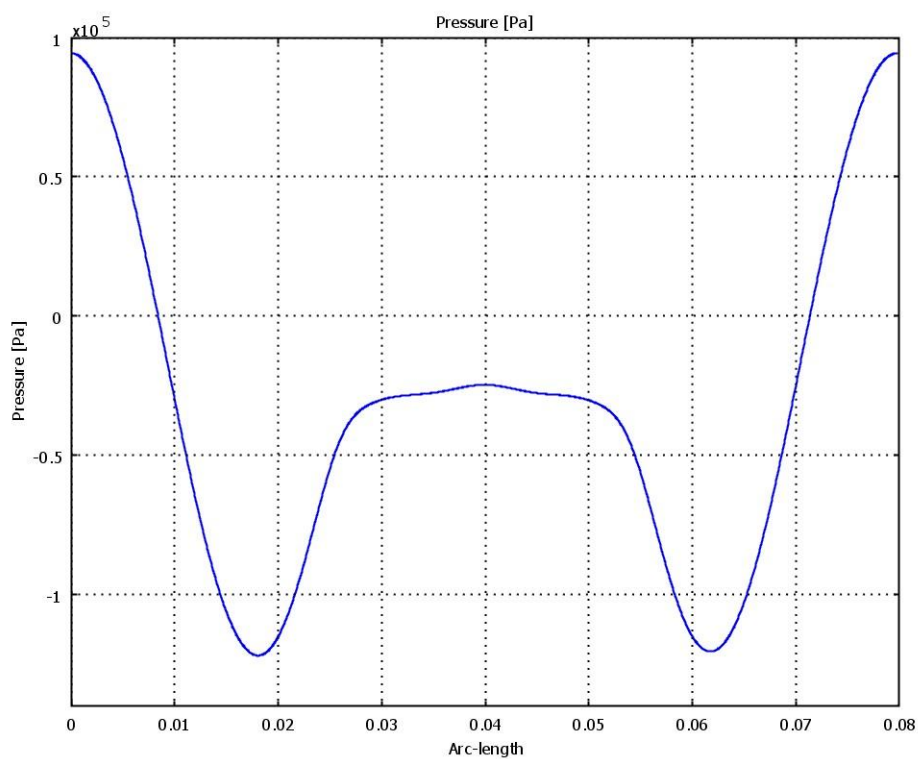


Figura 4.11: Comportamiento de la presión en torno al cilindro.

Capítulo 5

Resultados y discusión

En base los resultados obtenidos en el capítulo previo, se demostró que se requiere una malla superior a 33000 elementos como mínimo, aun más para lograr eliminar el efecto de "diente de sierra del gráfico de flujo de calor se utilizaron más de 100000 elementos, es por esta dos razones que se estableció como estándar una malla que contenga más de 100000 elementos.

Se continuó intentando con mallas que contuvieran más de 100000 elementos, y se alcanzó un tope cercano a los 120000 elementos, superado este límite el programa no logra converger arrojando error de memoria insuficiente o un error de java.¹

Además de utilizó un refinamiento de malla en los contornos de los tubos, con el fin de disminuir este efecto de sierra y lograr una mayor precisión en el cálculo de las variables a determinar.

Bajo la limitante del número de elementos se debieron establecer como modelos de simulación intercambiadores de solo 4 tubos (ver figura 5.1) y en 2D, el modelo original proponía intercambiadores de tubos y aletas, pero esta geometría se hace imposible de representar en 2 dimensiones.

Primero se ensayará con modelos de solo 4 tubos obviando las aletas onsiderando que en el uso de las correlaciones se evalúa el h externo en función del Re basado en el diámetro del tubo. Luego se intentará crear un modelo de una aleta, simulando el espacio entre tubos para demostrar la influencia de la aleta sobre la transferencia de calor, utilizando el mismo coeficiente encontrado para los tubos y las aletas indistintamente.

Para los modelos de tubos simples se crearon 6 geometrías distintas dependientes de 3 parámetros, distancia vertical (St), distancia horizontal (Sl) y diámetro (D).

Por ende las simulaciones serán dependientes de estos tres parámetros y sobre estos 3 se planteará una

¹"java.null.exception.array.out.of.bondary"

ecuación que pueda predecir el comportamiento del coeficiente convectivo.

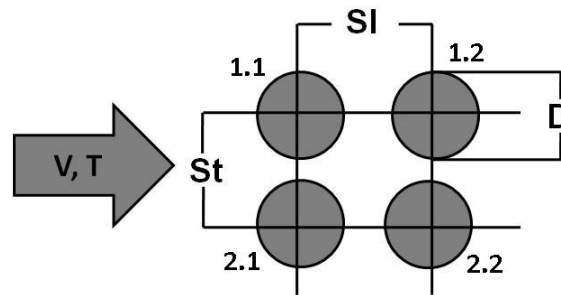


Figura 5.1: Modelo base que permite converger a una solución confiable con una gran densidad de elementos.

Las dimensiones escogidas fueron las expuestas [2] en la literatura, aquellas que producen un mayor distanciamiento entre tubos.

- St1: 64 [mm]
- St2: 48 [mm]
- SI1: 64 [mm]
- SI2: 48 [mm]
- D1: 25,4 [mm]
- D2: 19,1 [mm]

Las combinaciones de modelos son:

- St1 SI1 D1
- St1 SI2 D1
- St2 SI2 D1

- St1 SI1 D2
- St2 SI1 D2
- St2 SI2 D2

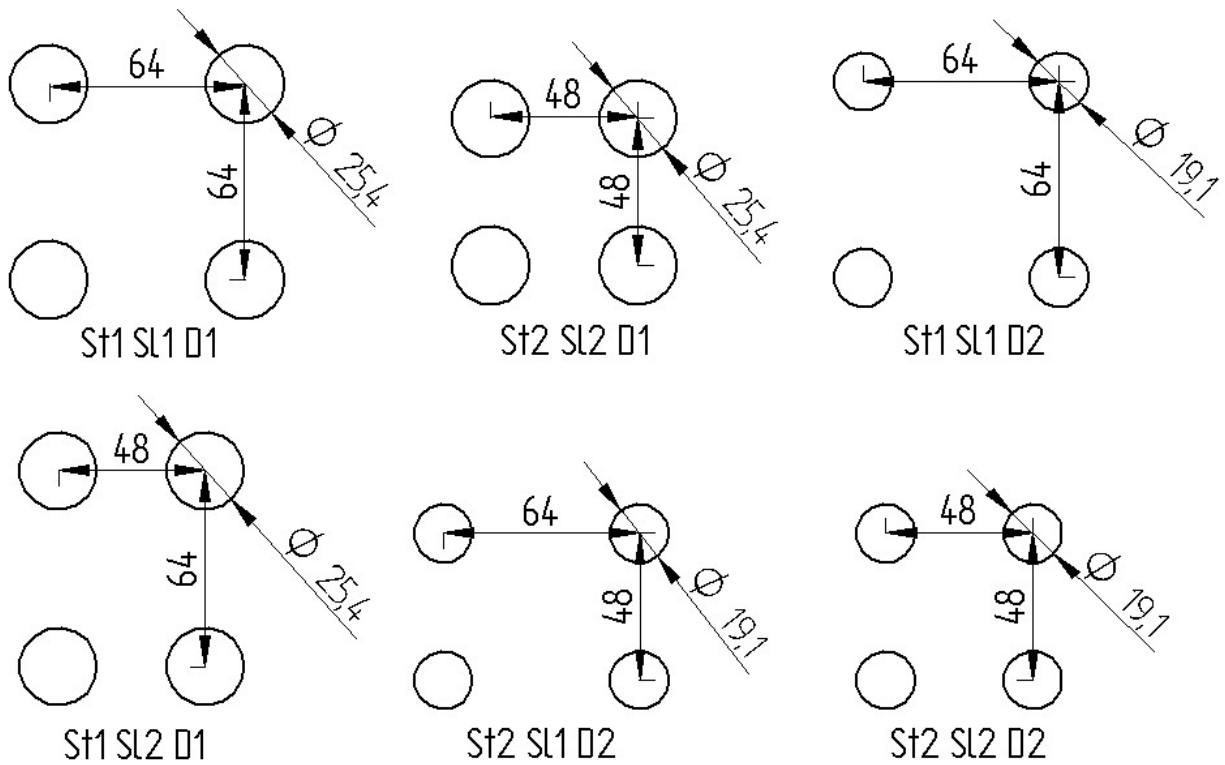


Figura 5.2: Modelos de intercambiadores, dimensiones en [mm].

Los parámetros físicos con los que se ejecutaron las simulaciones son:

- $\rho = 1,17 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$.
- $k = 26,3 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$.
- $C_p = 1007 \left[\frac{J}{Kg \cdot ^\circ K} \right]$.
- $\mu = 184,6 \times 10^{-7} [Pa \cdot s]$. [6]
- $T_{ambiente} = 20 [^\circ C]$.
- $T_{Superficie\ fria} = -10 [^\circ C]$.

Se simuló con números de Reynolds en el rango de 1200 y 10000, ver tabla 5.1.

Tabla 5.1: Tabla de valores de la velocidad de entrada del número de Reynolds resultante.

D1 (25,4 [mm])		D2 (19,1 [mm])	
u [m/s]	Re	u [m/s]	Re
1	1610	1	1211
2	3220	2	2421
3	4830	4	4842
6	9659	8	9685

La siguiente tabla muestra la cantidad de elementos y tiempo que demoró cada modelo en converger. En cada uno de los modelos simulados se utilizó un refinamiento en la malla circundante a los tubos.

Tabla 5.2: Tabla elementos y tiempos de resolución de los modelos

Modelo	Cantidad de elementos	Tiempo de resolución [s]	Tiempo de resolución [h]
St1SI1D1	108554	46327	12.9
St1SI2D1	106782	49298	13.7
St2SI2D1	110304	51012	14.2
St1SI1D2	118206	47271	13.1
St2SI1D2	113940	52714	14.6
St2SI2D2	111856	35193	9.8

5.1. Modelos

En esta sección se presentan los modelos de intercambiadores que lograron converger y que a la vez entregaron valores físicos lógicos. Cada modelo conlleva una serie de gráficos y tablas de resultados. Se estableció como criterio de convergencia cuando el programa en su pantalla de iteración muestra un error con pendiente negativa, es decir, el error tiende a cero en un escala logarítmica, a medida que va en aumento el número de iteraciones, ver figura 5.3.

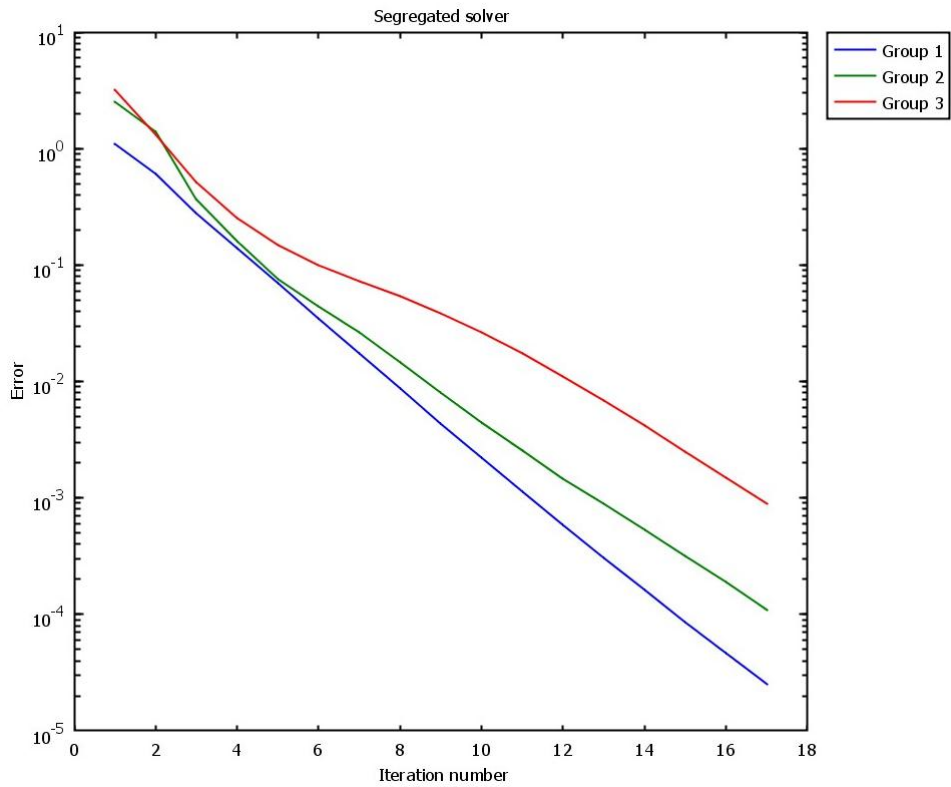


Figura 5.3: Gráfico de convergencia que indica el avance de la convergencia del programa, se aprecia la disminución del error en una escala logarítmica en función del número de iteraciones.

Entre los gráficos:

- Campo de temperaturas en la superficie del modelo.
- Curvas isotermas de temperatura.
- Líneas de flujo del fluido.
- Comportamiento del coeficiente convectivo en función de la velocidad.

Como los resultados gráficos y numéricos son similares en todos los modelos el análisis de ellos se realiza al final del capítulo con el objetivo de tener una visión global de los resultados.

5.2. St1 Sl1 D1

- St1: 64[mm] (Separación en y.)
- Sl1: 64[mm] (Separación en x.)
- D1: 25,4[mm] (Diámetro de los tubos.)

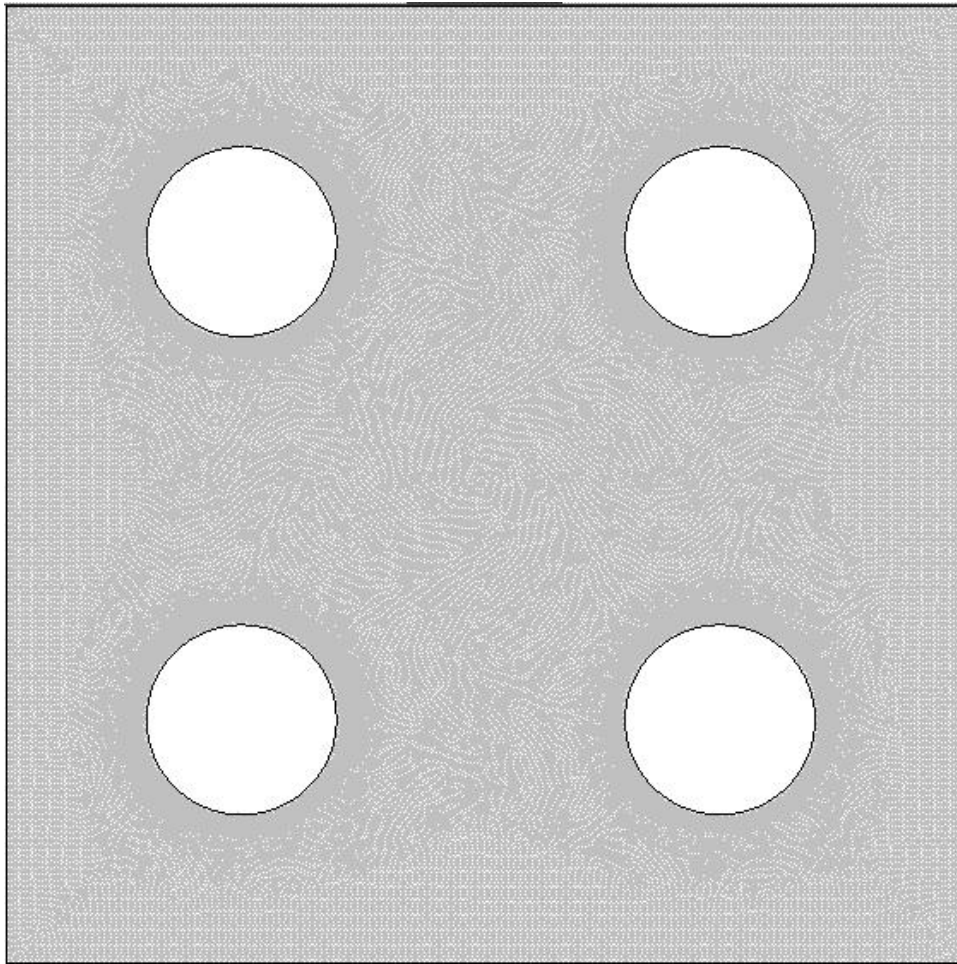


Figura 5.4: Malla del modelo St1 SI1 D1, con 103712 elementos.

La figura 5.4, representa la malla que se utilizó para resolver el modelo St1 SI1 D1. El resto de la mallas de los otros modelos siguen el mismo patrón, es decir, una malla densa cercana a los 100.000 elementos y con refinamiento en las zonas de interés, en este caso, la malla debe poseer un refinamiento en las zonas cercanas a los tubos, puesto que es el área que representa la zona de interés para el estudio.

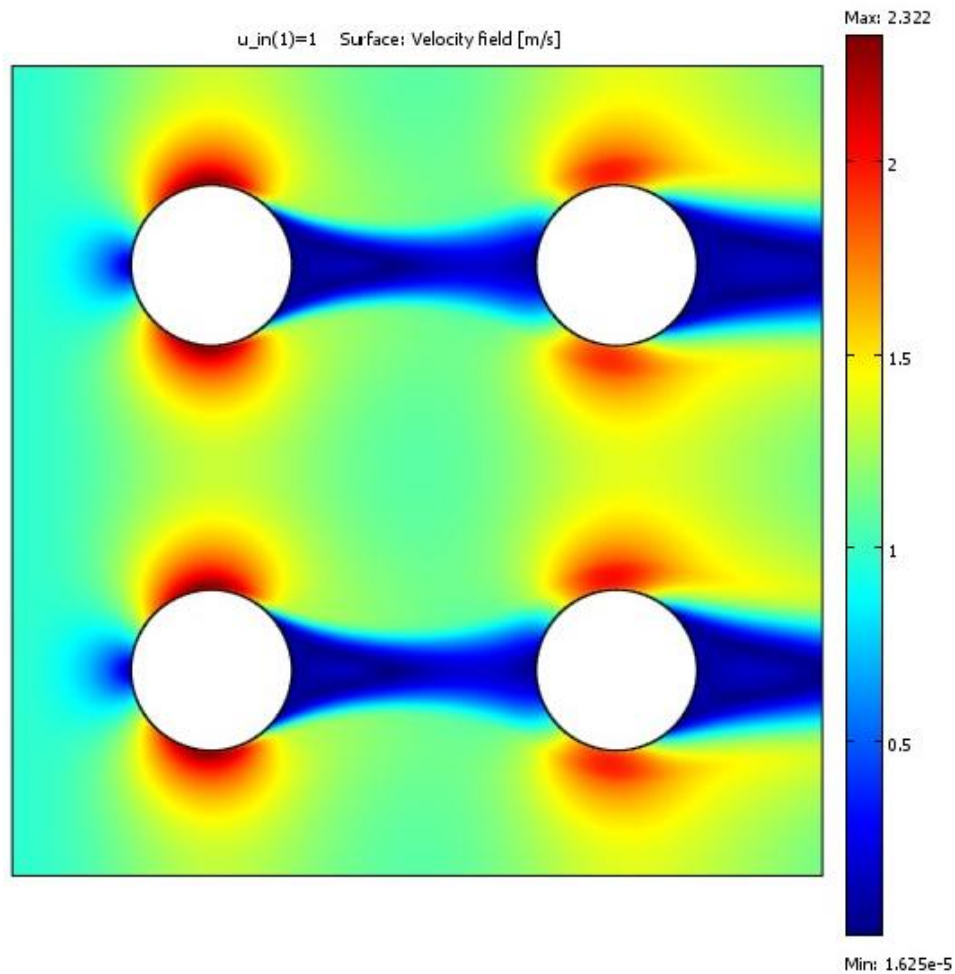


Figura 5.5: Campo de velocidades del fluido en modelo St1 S11 D1.

En la figura 5.5 se ve el campo de velocidades del fluido representado por colores, el fluido fluye libremente desde la izquierda hacia la derecha con velocidad uniforme de 1 [m/s], hasta que se encuentra con el primer tubo, en el primer punto donde el fluido toma contacto con el tubo se produce un punto de estancamiento en que la velocidad tiende a cero, luego de ello a medida que el fluido comienza a recorrer la superficie del tubo se produce un aumento en su velocidad inducido por el aumento de presión que produjo el estancamiento, ver figura 5.6.

El aumento de velocidad alcanza un máximo cuando la presión es mínima, esto es en el contorno del tubo a unos 90° aproximadamente del punto de estancamiento, luego se produce el desprendimiento de la capa limite, dando origen a las vorticidades, por ende el fluido que queda atrapado en las vorticidades tiende a cambiar su dirección, donde se vuelve a producir un mínimo local en la velocidad con un consiguiente aumento en la presión.

El resto del fluido que no se ve involucrado en estos fenómenos se ve influenciado en menor medida y se aprecian los mismos fenómenos de aumentos y disminuciones de velocidad y presión cuyo efecto disminuye a medida que se aleja de los cilindros.

El flujo que incide sobre el segundo cilindro, viene con un comportamiento anómalo influenciado por presencia del primer cilindro, es por esto que se puede ver un punto de estancamiento más difuso seguido de una zona de disminución de velocidad más extensa que en el primer cilindro, esto por las razones vistas anteriormente producen un menor aumento de presión por lo tanto la zona donde la aceleración que se le inducirá al fluido será menor, esto se puede apreciar en la figura 5.5, al comparar las zonas de color rojo intenso ubicadas en los 90° grados, la del segundo cilindro es de un color menos intenso lo que indica una menor velocidad, y en la figura 5.6, se aprecia el mismo fenómeno pero con la presión.

Estos fenómenos descritos se produjeron en todos los modelos con todas las velocidades, la única diferencia notable entre uno y otro es la intensidad de las aceleraciones, desaceleraciones de velocidad, y aumentos, y disminuciones de presión.

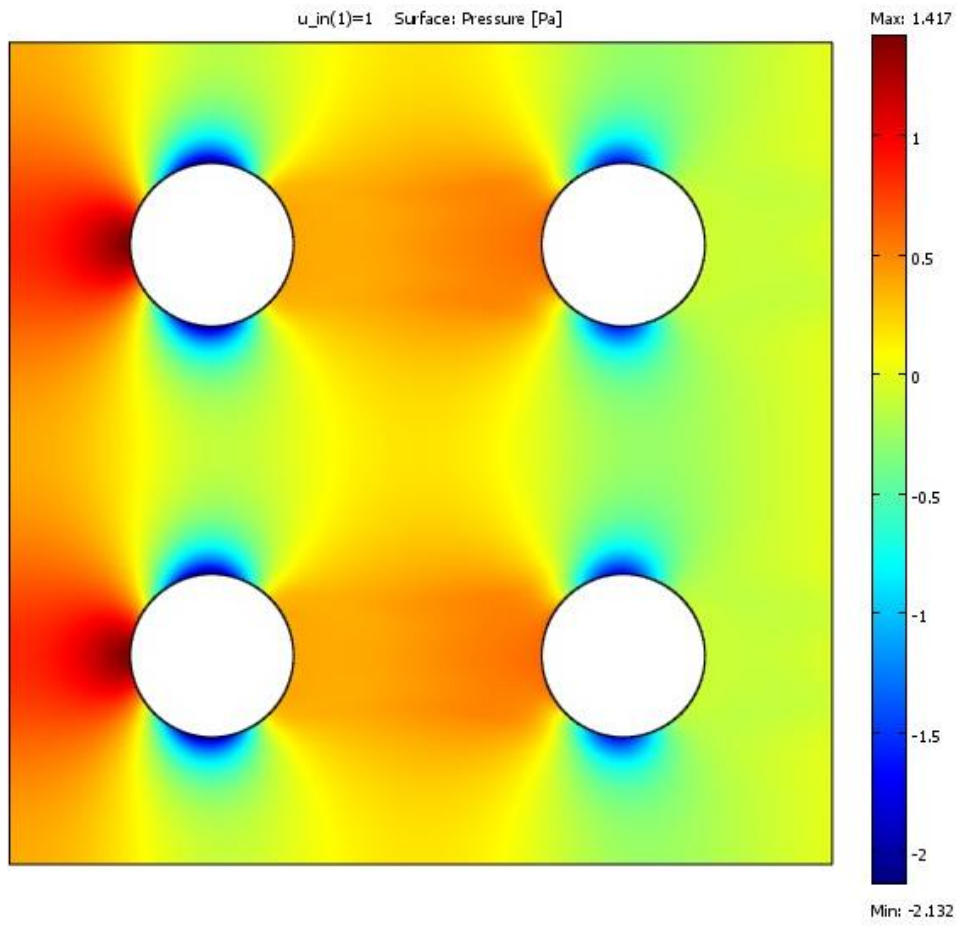


Figura 5.6: Campo de presiones del fluido en modelo St1 S11 D1.

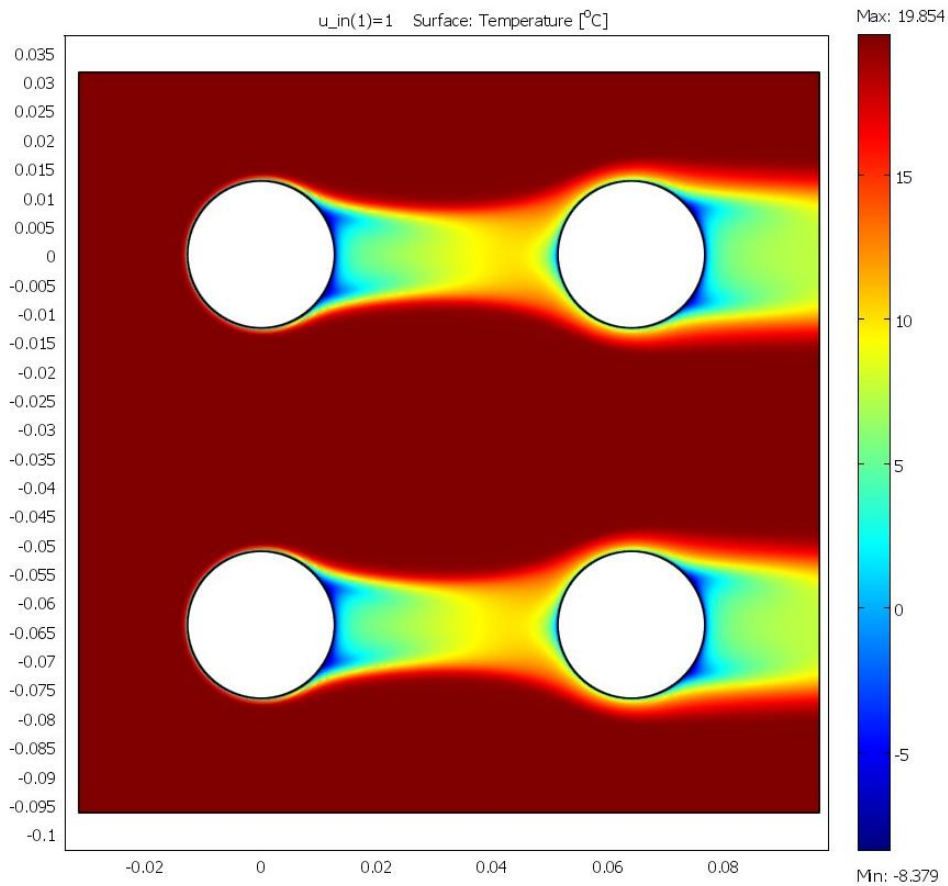


Figura 5.7: Distribución de la temperatura del fluido en modelo St1 S11 D1.

La imagen en la figura 5.7 representa el campo de temperatura que se genera en el modelo, se puede apreciar, que el aire que incide sobre los tubos lo hace a una temperatura de $20[^\circ\text{C}]$ (representada por el color rojo). El contorno del tubo se encuentra a $-10[^\circ\text{C}]$ y no se alcanza a apreciar un gran cambio de temperatura, puesto que este tipo de gráficos no permite notar ciertas diferencias en algunos sectores, dado que difumina los cambios matizando la superficie con los colores.

Una vez que el aire caliente llega a la zona de la estela se aprecian mayores cambios de temperatura (o un mayor gradiente de temperatura), este fenómeno de mayor diferencia de temperatura es producto de la turbulencia, el aire que se queda re circulando aguas debajo del tubo deja de tener contacto con la masa caliente de aire incidente y se refrigera con la sección de superficie del tubo que no es impactada directamente con la corriente de aire caliente, por ende se produce un frente de aire frío a la salida del primer tubo. Ya en el segundo tubo el aire que incide directamente es el que viene ya enfriado por el primer tubo y es por esto que no hay un gradiente térmico tan alto, con lo que se pueden apreciar las

diferentes temperaturas locales.

En las zonas del segundo tubo que se encuentran paralelas al fluido (aproximadamente a los 90°) se puede apreciar que la zona de gradiente térmico es más ancha, esto producto de que parte del aire incidente viene enfriado por el primer tubo.

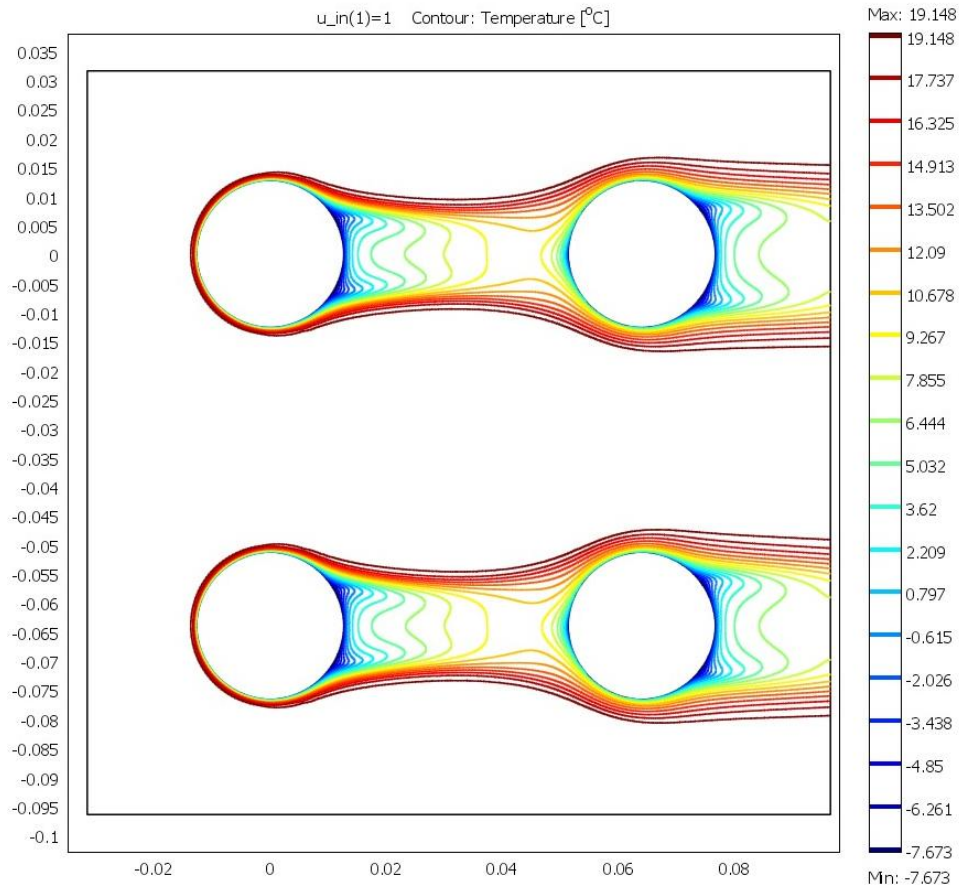


Figura 5.8: Curvas isotermas del fluido en el modelo St1 S11 D1.

De estas curvas isotermas de la figura 5.8 podemos decir que se produce un gradiente normal de temperatura muy alto en el punto de estancamiento delantero del primer tubo, que es precedido por un segundo máximo local en la parte trasera del tubo en un segundo punto de estancamiento, pero con un gradiente menor que el primero.

Además se trata de un flujo turbulento puesto que hay características de capa límite presentes en los gradientes térmicos laterales. Se puede ver que el grosor de la capa límite es mayor en el segundo tubo esto por la mayor separación de las líneas isotermas.

El gradiente térmico que se produce en el punto de estancamiento delantero del segundo tubo es mucho menor esto pues la influencia de la menor temperatura incidente, este fenómeno provoca que el flujo de calor sobre el segundo tubo sea menor y por ende el coeficiente convectivo también lo será.

También se puede notar que entre filas no hay interacción de las curvas isoterma esto pues la separación existente entre ellas. En la figura al no existir más curvas o líneas se asume que la temperatura permanece constante, fenómeno que se ve entre las filas.

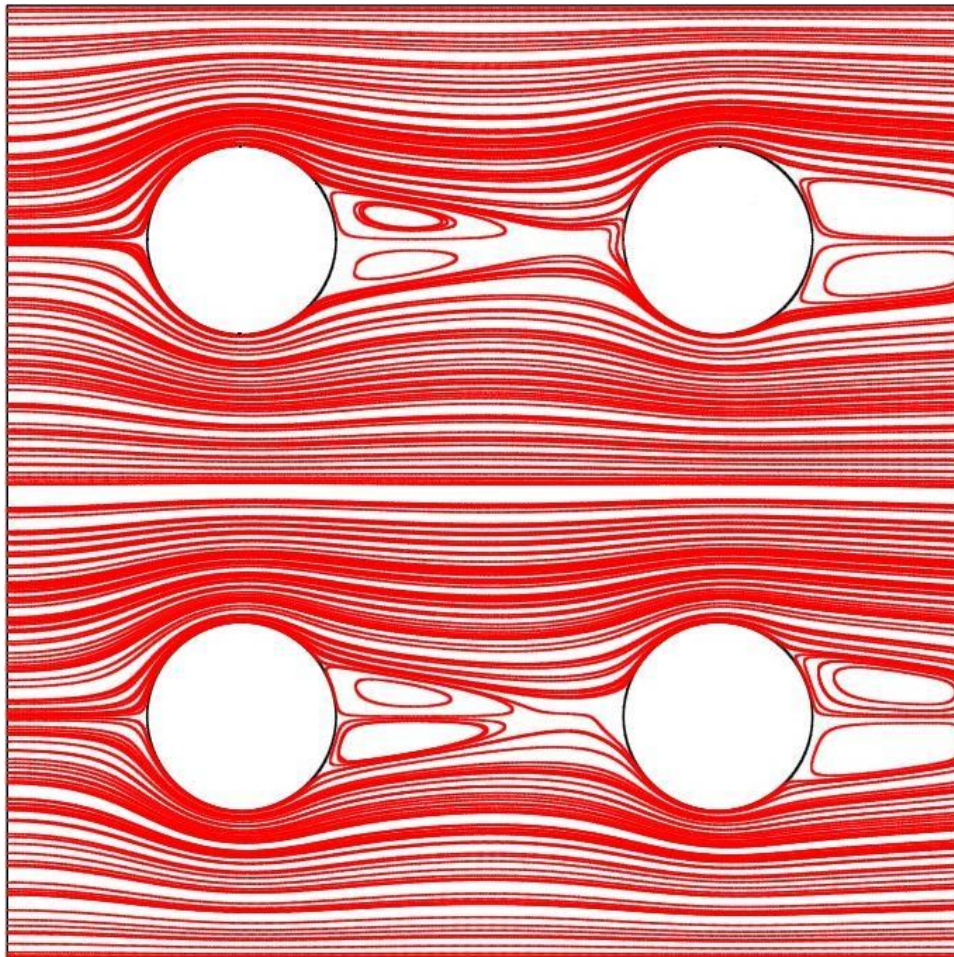


Figura 5.9: Líneas de corriente en el flujo del modelo St1S11D1.

Por la velocidad del fluido y el diámetro de los tubos podemos ver en la figura 5.9 las líneas de flujo que recorren los cilindros, en el punto de estancamiento se produce un brusco cambio de dirección provocando los fenómenos ya descritos y aguas abajo se pueden ver las vorticidades generadas.

Además la separación entre el tubo 1 y el tubo 2 no es suficiente como para que el fluido se vuel-

va a incorporar, en una sola línea, llegando de manera irregular al punto de estancamiento del segundo cilindro. Dado que se trata de un flujo turbulento se produce un desprendimiento de la capa límite de manera tardía en ambos casos con un ángulo superior a los 90° , que sería el caso de flujo laminar.

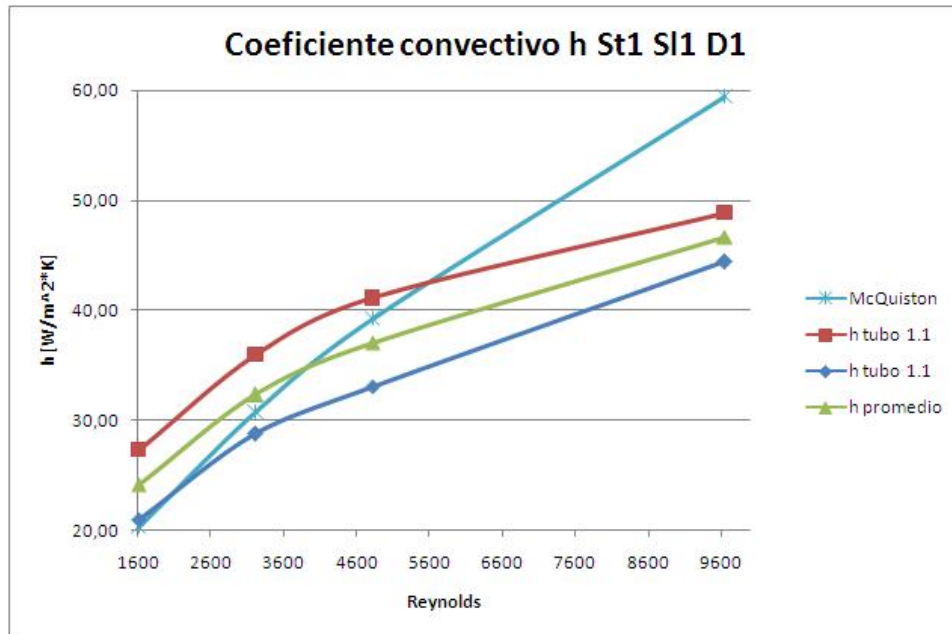


Figura 5.10: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1SI1D1.

El comportamiento del coeficiente convectivo promedio del modelo es bastante similar al caso de empírico con el que se está comparando, salvo para números de Reynolds mayores donde las distancias entre ambos métodos aumenta.

Inclusive la pendiente se mantiene para ambos casos hasta los Re 5000, pasado este valor el coeficiente medio de las simulaciones disminuye su pendiente.

5.3. St1 SI2 D1

- St1: 64[mm] (Separación en y.)
- SI1: 48[mm] (Separación en x.)
- D1: 25,4[mm] (Diámetro de los tubos.)

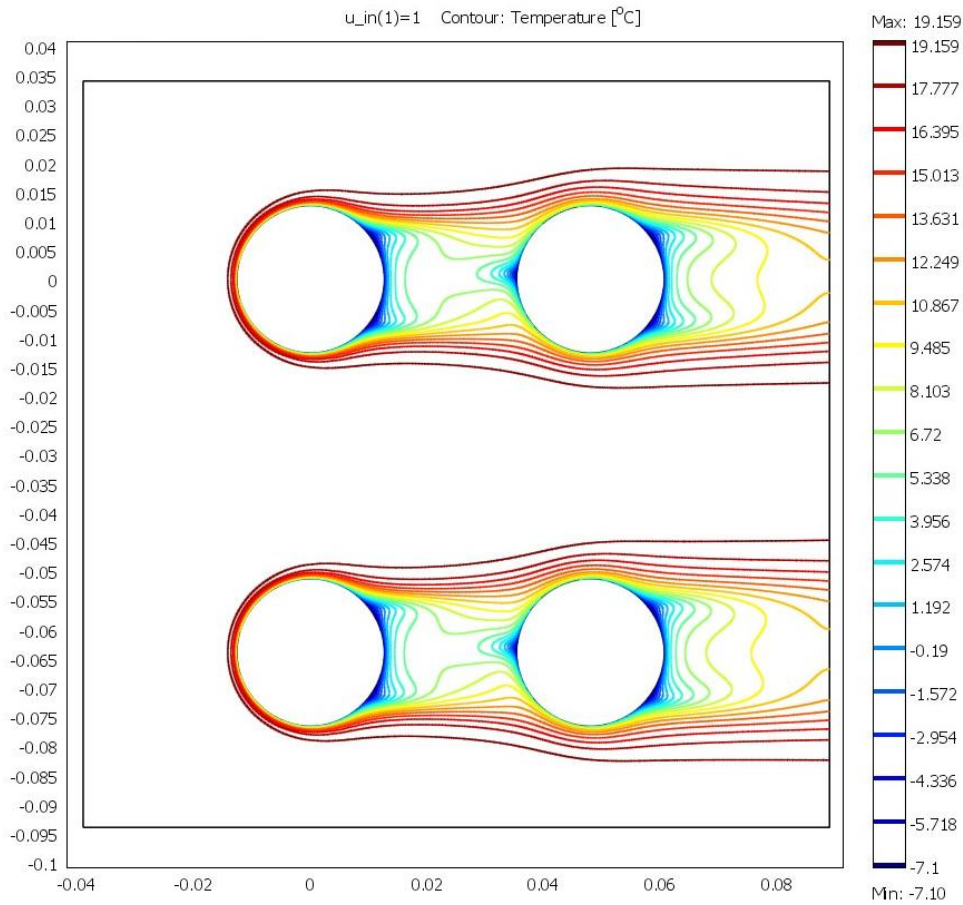


Figura 5.11: Curvas isotermas del fluido en el modelo St1S12D1.

En este caso podemos ver que la separación entre tubos no es lo suficiente y el grosor de la capa limite que se ven en el gradiente normal de temperatura es mayor en el segundo tubo, mucho más que en modelo revisado anteriormente, esto se verá reflejado en que la diferencia entre el coeficiente local del primer tubo con el del segundo será menor que la del caso anterior. Por ende si los coeficientes de los tubos 1 fueran iguales este segundo modelo sería más ineficiente que el primero dado que su coeficiente global sería menor.

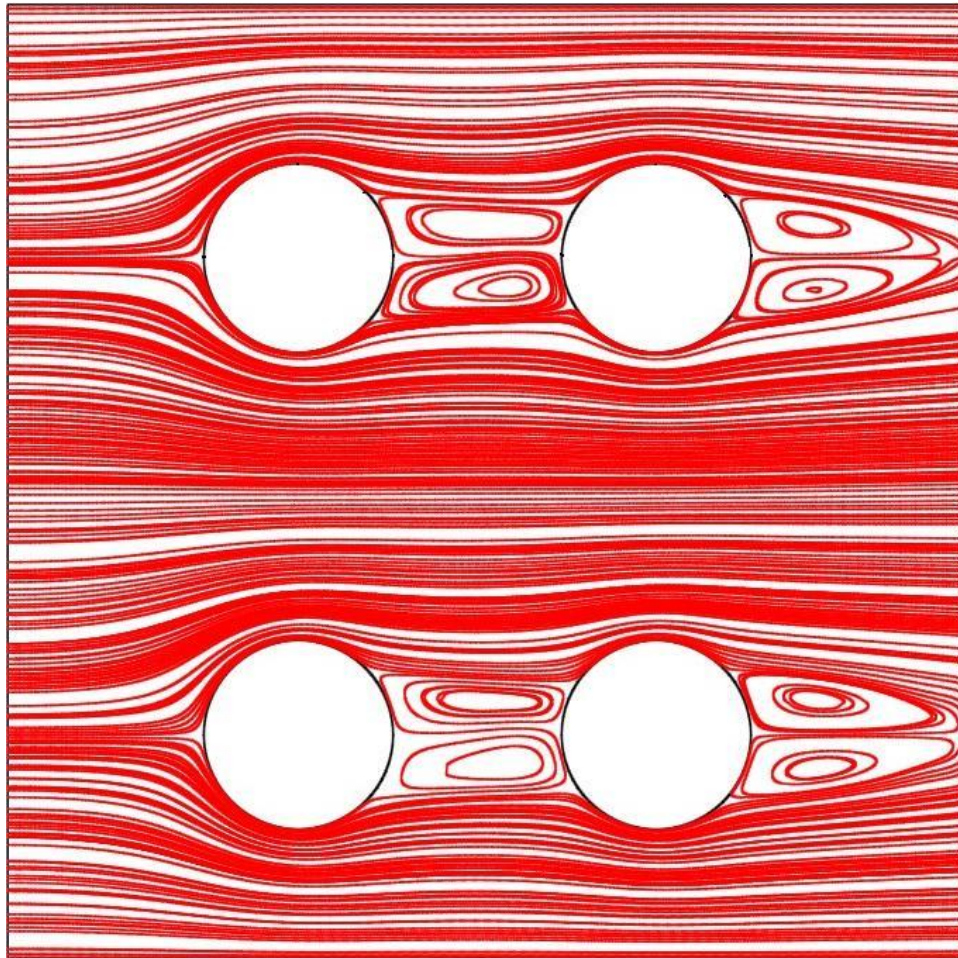


Figura 5.12: Líneas de corriente en el flujo del modelo St1Sl2D1.

Por el efecto de la cercanía y diámetro de los tubos, los vórtices provocados por la estela del primer tubo, inciden directamente sobre el segundo tubo provocando que el flujo frío se quede re circulando en vez de enfriar el aire circundante.

También podemos ver que en ambos dos cilindros, la capa limite se desprende en ángulos muy similares.

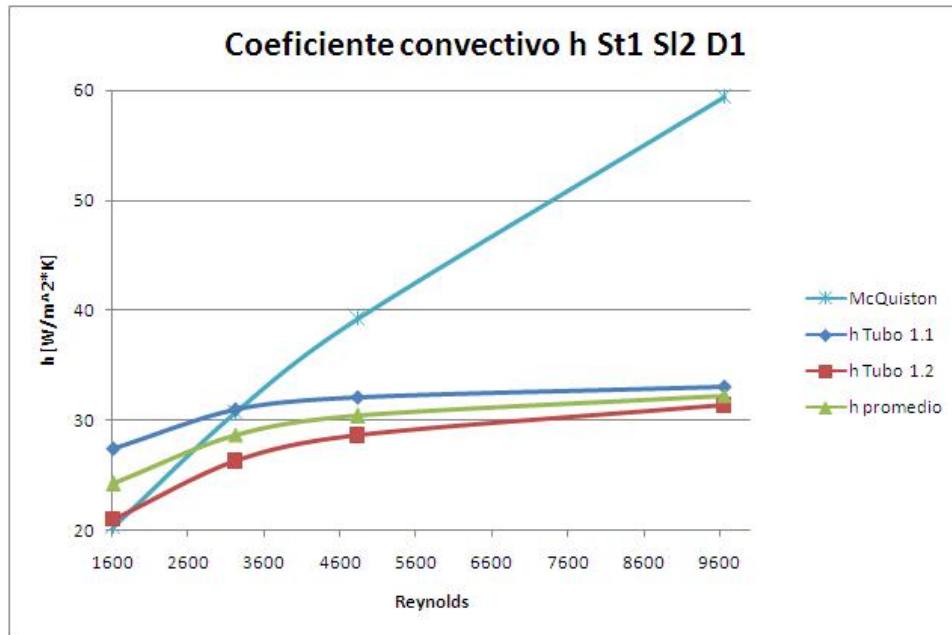


Figura 5.13: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1SI2D1.

Ahora bien, en este modelo el coeficiente promedio dista mucho en comparación con el modelo de McQuiston, solo hay una leve similitud hasta en Re de 3000 y luego de eso la pendiente y distancia se incrementan.

Esta diferencia se podría explicar dado que al parecer este modelo no es muy eficiente y por ende esta configuración de geometría no debería ser considerada para un diseño de evaporador

5.4. St2 SI2 D1

- St1: 48[mm] (Separación en y.)
- SI1: 48[mm] (Separación en x.)
- D1: 25,4[mm] (Diámetro de los tubos.)

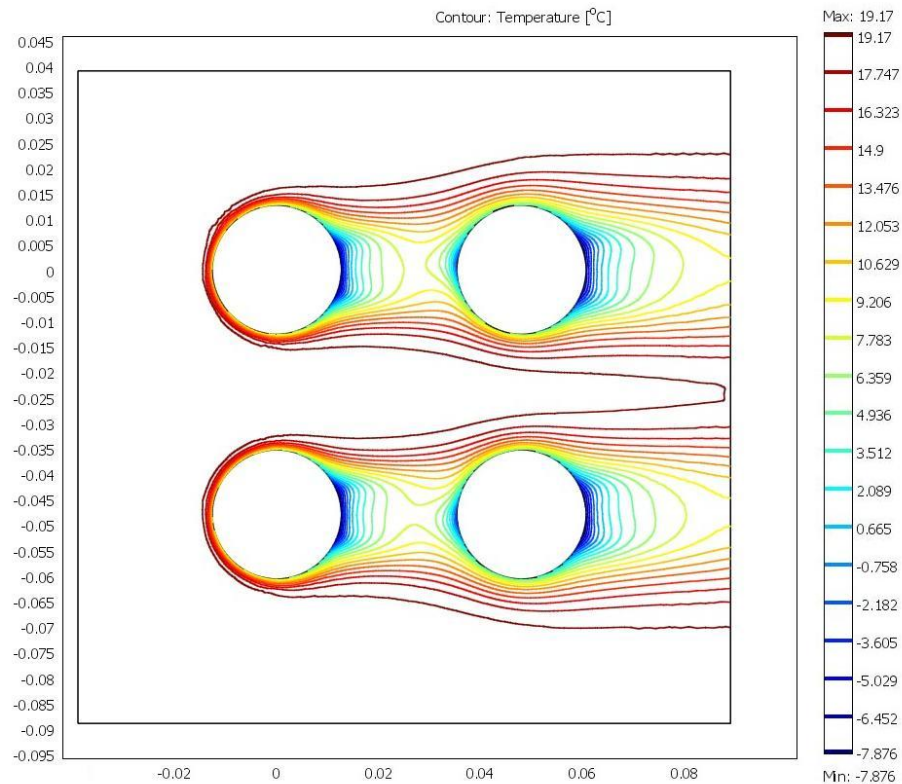


Figura 5.14: Curvas isotermas del fluido en el modelo St2S21D1.

Aquí nuevamente la separación entre tubos no es lo suficiente y el grosor de la capa límite que se ven en el gradiente normal de temperatura es mucho mayor en el segundo tubo, por lo tanto, la diferencia entre el coeficiente local del primer tubo con el del segundo será mayor.

Pero además la primera fila está muy próxima a la segunda, lo que provoca que las curvas isotérmicas de ambas filas se vean involucradas, creándose un pequeño gradiente entre filas, lo que podría generar que los tubos que precedieran a estos primeros dos tuvieran un coeficiente aun menor potenciado por este gradiente entre filas.

De todos los modelos simulados este es el que produce el mayor grosor de capa límite sobre el segundo tubo.

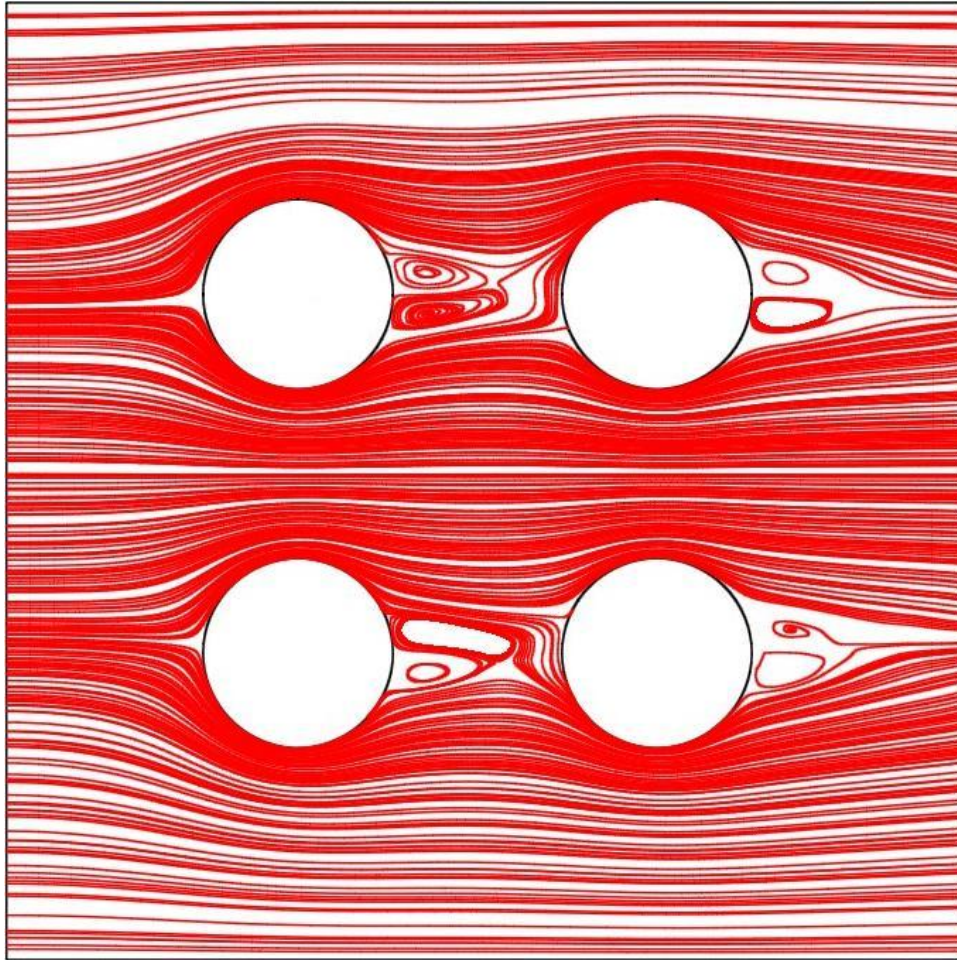


Figura 5.15: Líneas de corriente en el flujo del modelo St2S21D1.

La cercanía y diámetro de los tubos, provoca que las vorticidades del primer tubo incidan sobre el primero, y en la figura se puede ver que la incidencia del flujo sobre el segundo es muy irregular. Los ángulos de desprendimiento de la capa límite superan los 150° y 140° respectivamente para cada tubo, siendo este modelo aquel que posee los mayores ángulos de retraso de desprendimiento.

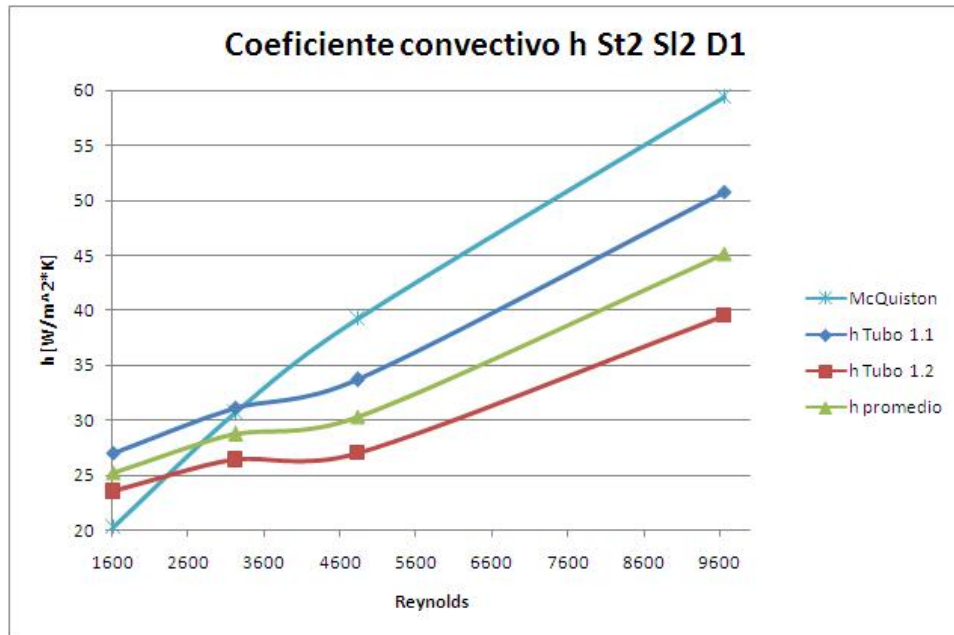


Figura 5.16: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2S21D1.

Pese a todas las anomalías del punto de vista del flujo sobre los cilindros, el modelo se apega sumamente bien al modelo de comparación, manteniendo la misma pendiente y solo unos 10 puntos por debajo.

5.5. St1 S11 D2

- St1: 64[mm] (Separación en y.)
- S11: 64[mm] (Separación en x.)
- D1: 19,1[mm] (Diámetro de los tubos.)

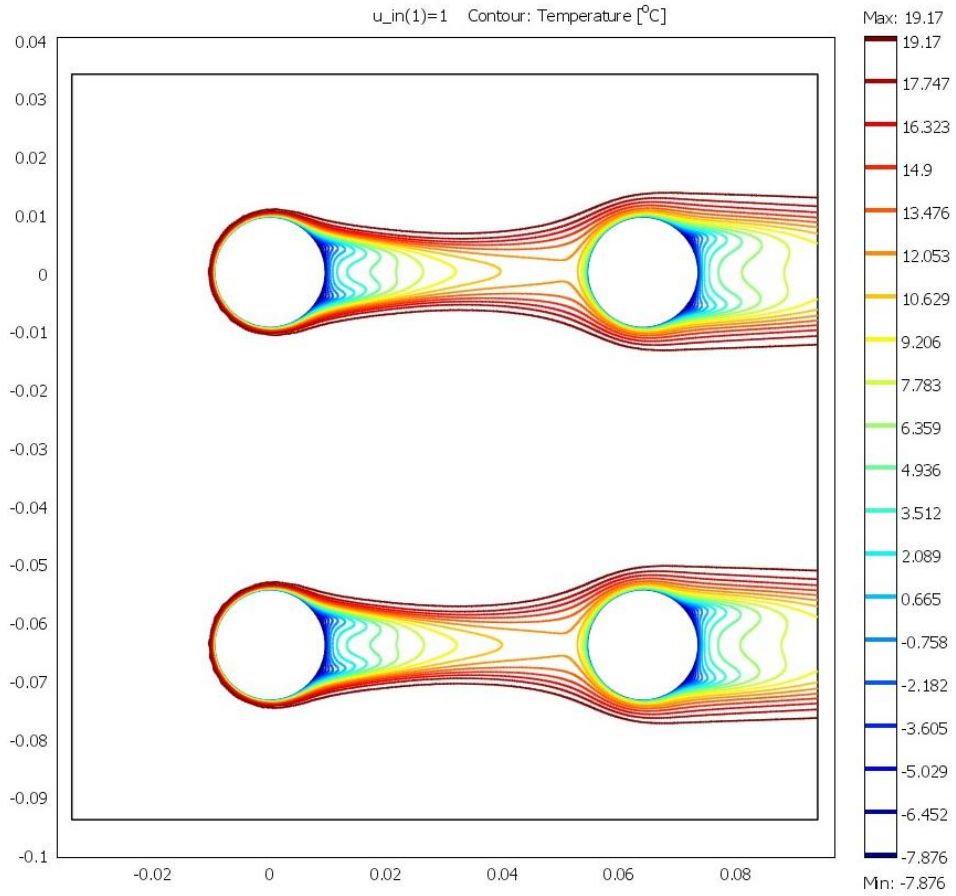


Figura 5.17: Curvas isothermas del fluido en el modelo St1S11D2.

Por la gran separación entre tubos y menor diámetro, los espesores de capa limite son muy similares, lo que llevaría a pensar que sobre el segundo tubo se debería formar un punto de estancamiento con el mismo o muy parecido gradiente térmico del primero, pero esto no ocurre pudiendo verse que el gradiente térmico es mucho menor en este punto de estancamiento.

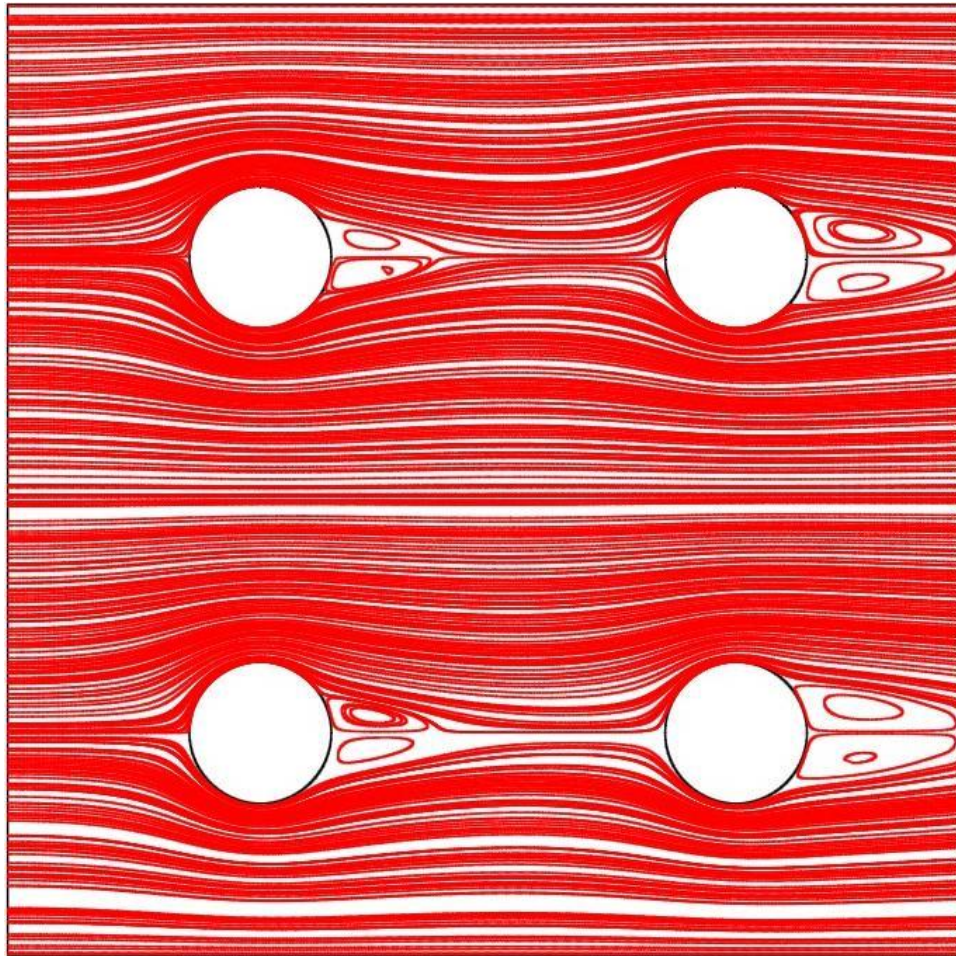


Figura 5.18: Líneas de corriente en el flujo del modelo St1S11D2.

Las vorticidades que se producen aguas abajo son de menor intensidad dado el menor diámetro, sumado a gran separación entre tubos, podemos ver que el flujo que llega a incidir sobre el segundo tubo los hace de manera natural, es decir, sin la influencia de vorticidades generadas por algún obstáculo.

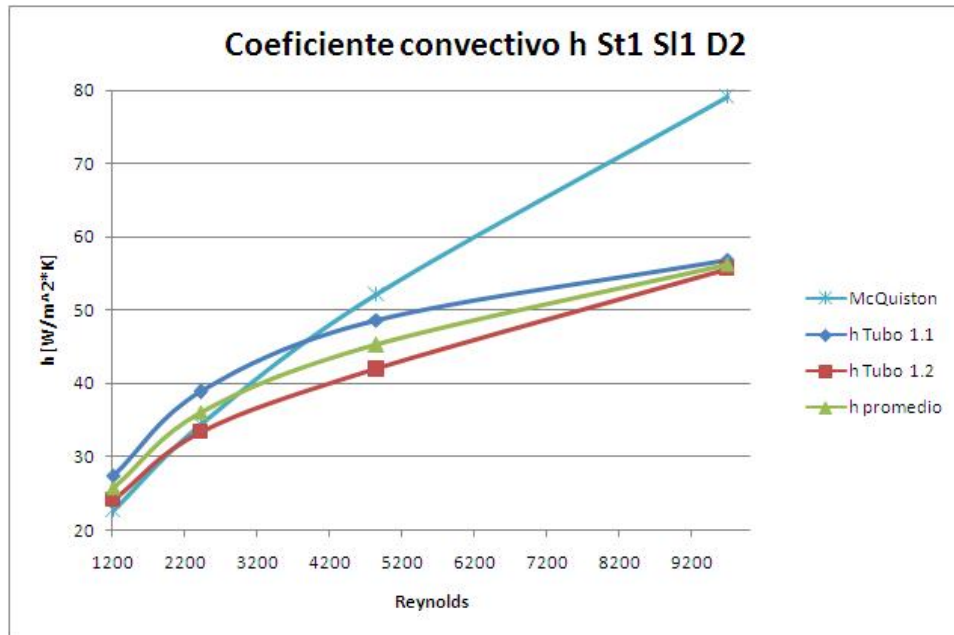


Figura 5.19: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St1S11D2.

Hasta el Reynolds de 5000 podemos decir que ambos métodos tienen el mismo comportamiento, sobre este nivel tenemos un leve cambio de pendiente del modelo calculado lo que lleva a incrementar la diferencia hacia los Reynolds mayores.

5.6. St2 S11 D2

- St1: 48[mm] (Separación en y.)
- S11: 64[mm] (Separación en x.)
- D1: 19,1[mm] (Diámetro de los tubos.)

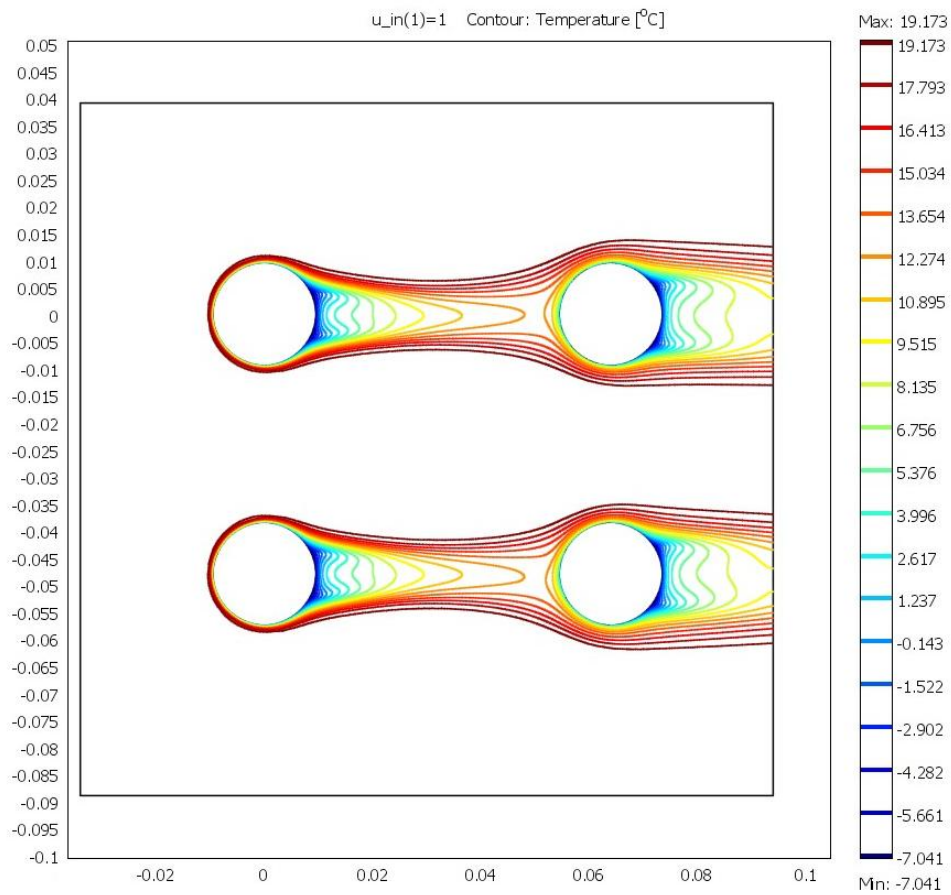


Figura 5.20: Curvas isothermas del fluido en el modelo St2S11D2.

Las separación entre curvas isothermas aguas abajo del primer tubo, denotan un gradiente térmico que decrece paulatinamente hasta encontrarse con el segundo tubo. No así el gradiente aguas abajo del segundo tubo que es más pronunciado.

Permanece la característica de un grosor de capa límite similar entre ambos tubos, siempre siendo menor la del primero.

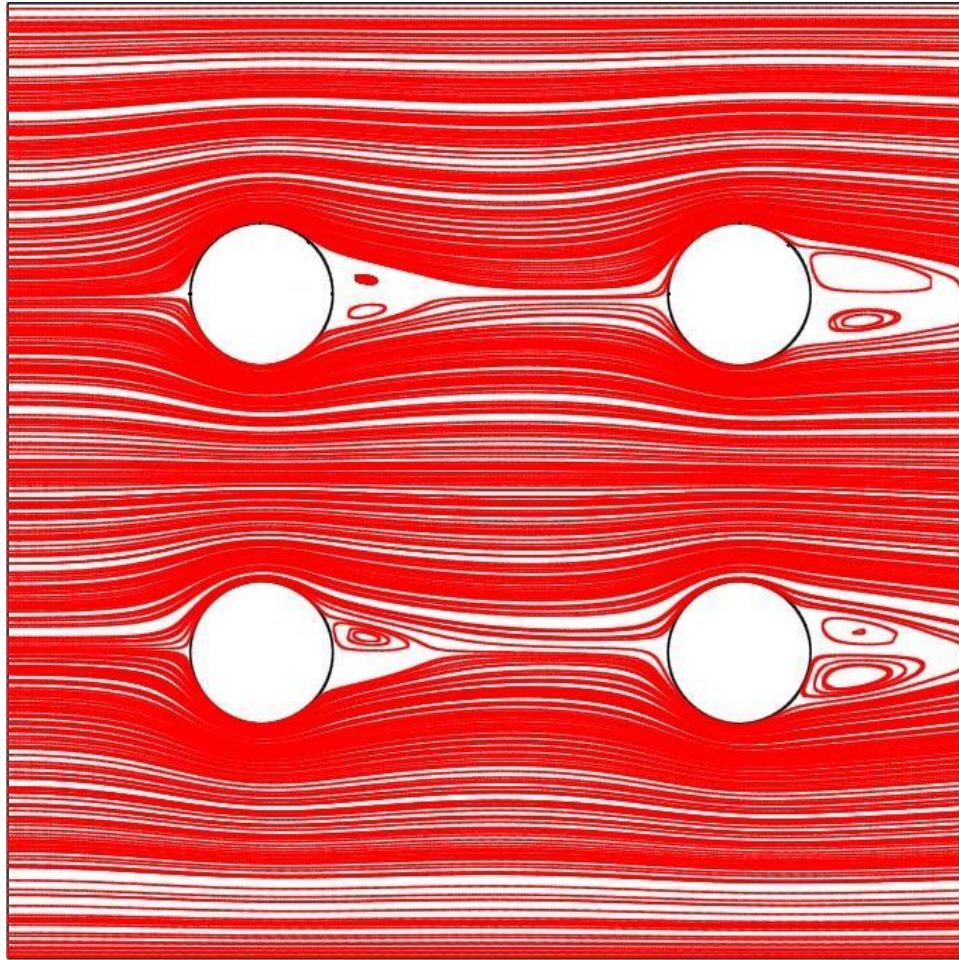


Figura 5.21: Líneas de corriente en el flujo del modelo St2S11D2.

Si comparamos el efecto de vorticidad del primer tubo con el del segundo, veremos que este último tiene una vorticidad de mayor tamaño en su salida, pese a que recibe un flujo casi idéntico que al del primer tubo, la líneas incidentes se tienden a restituir casi por completo a antes de impactarlo. Otro fenómeno que se puede apreciar es el que a pesar de las diferencias en los tamaños de los vórtices los ángulos de escape de la capa límite son similares.

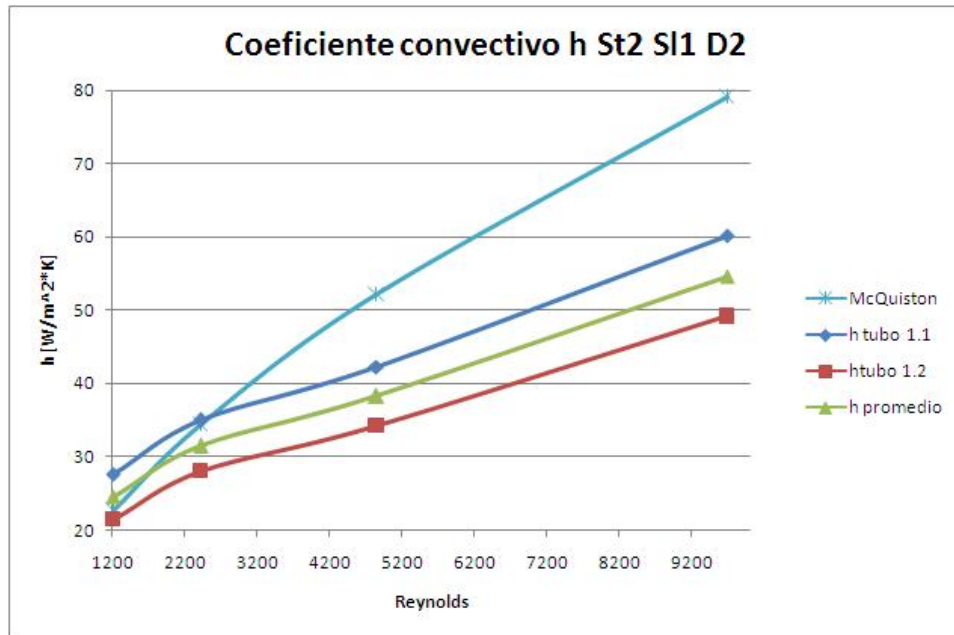


Figura 5.22: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2SI1D2.

Al igual que en caso anterior tenemos un comportamiento del coeficiente convectivo muy similar al del modelo de comparación, salvo que el comportamiento se mantiene parecido solo hasta los 3000, luego de ello va en aumento la diferencia.

5.7. St2 SI2 D2

- St1: 48[mm] (Separación en y.)
- SI1: 48[mm] (Separación en x.)
- D1: 19,1[mm] (Diámetro de los tubos.)

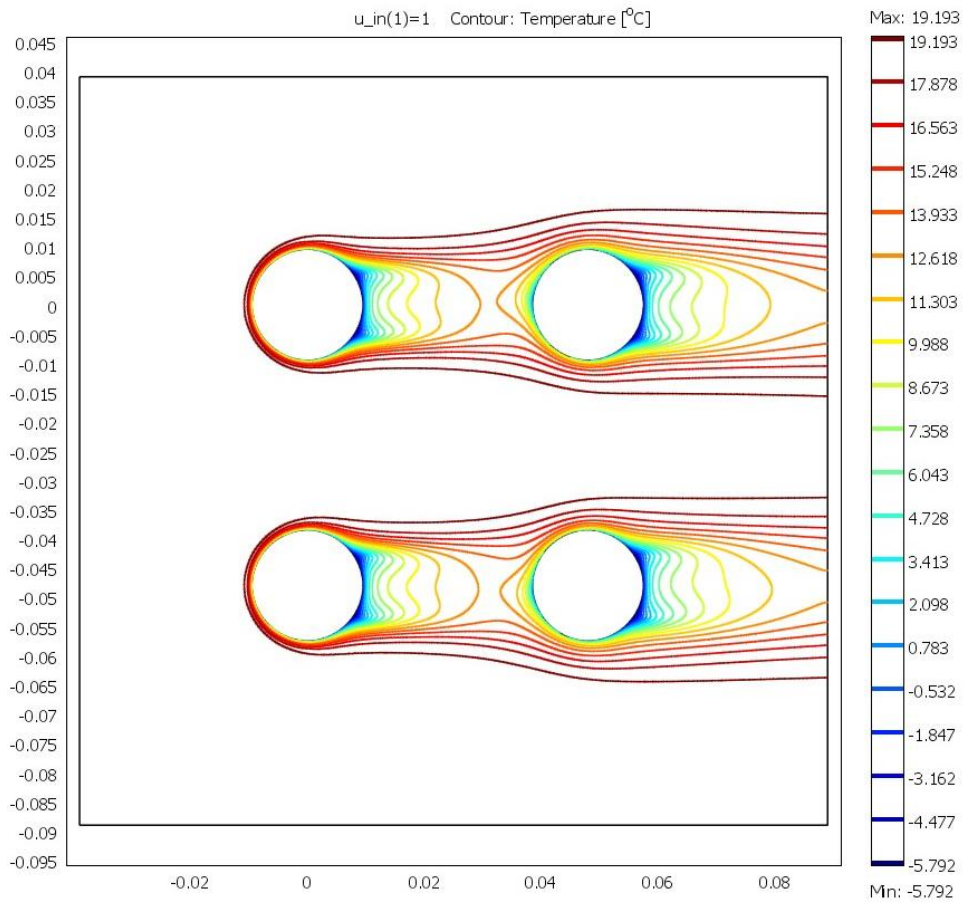


Figura 5.23: Curvas isotermas del fluido en el modelo St2Sl2D2.

A pesar de tratarse de un diámetro menor la cercanía entre tubos provoca los fenómenos ya descritos en los casos donde el diámetro era caracterizado por $D1$, engrosamiento de la capa límite y grandes gradientes térmicos.

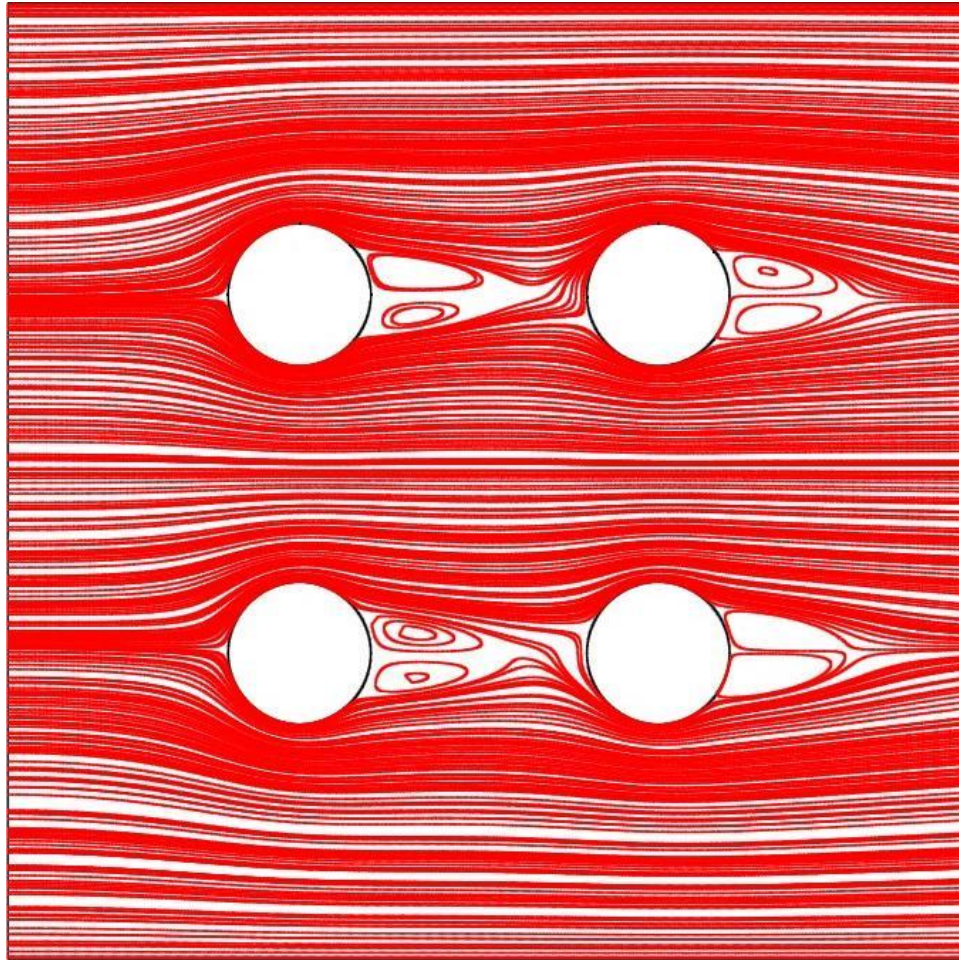


Figura 5.24: Líneas de corriente en el flujo del modelo St2Sl2D2.

Nuevamente la cercanía entre tubos produce que el flujo incidente sobre el segundo tubo sean los vórtices provocados por el primer tubo, se puede ver un flujo incidente sobre el tubo 2 sumamente irregular.

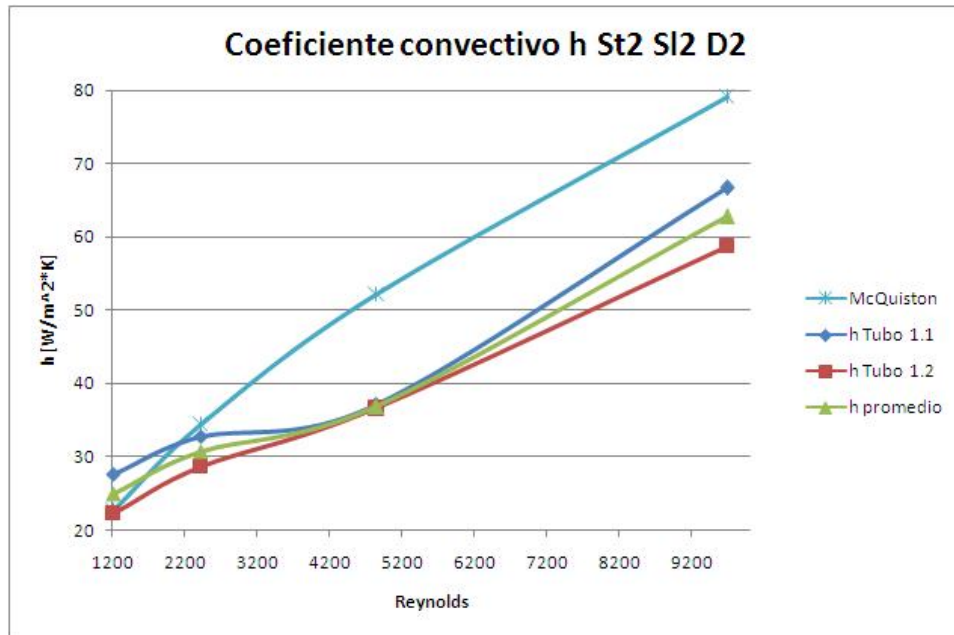


Figura 5.25: Gráfico comparativo de del coeficiente convectivo entre los valores del programa y las ecuaciones empíricas, para distintas velocidades de flujo de entrada en el modelo St2SI2D2.

Los coeficientes convectivos en Reynolds bajos tienen valores similares y entre los 2000 y 4000 se produce una disminución en la pendiente que posteriormente se pronuncia igualándose a la del modelo de comparación. Además a los 10000 se produce un incremento en la diferencia entre los coeficientes convectivos del tubo 1 y del tubo 2.

5.8. Figuras de líneas de flujo

En las figuras 5.9, 5.15, 5.18, 5.12, 5.21 y 5.24, de líneas de flujo se puede apreciar el desprendimiento de la capa límite, en general el desprendimiento ocurre pasados los 140° (considerando como 0° el punto de estancamiento, ubicado en el extremo del tubo que primero se encuentra con el fluido incidente). Si vemos un flujo con un Reynolds=80, veremos que el desprendimiento de la capa límite se produce mucho antes, cercano a los 80° , esto a su vez genera una estela ancha, sumado a esto último se puede ver que la capa límite de las simulaciones se retrasa en desprenderse, por lo que se puede inferir que los modelos trabajan en régimen turbulento.

Aguas abajo de cada tubo también se puede ver claramente la formación de vórtices producto del desprendimiento de la capa límite.

Se confeccionó una tabla que agrupa los ángulos exactos en los que la capa límite se desprende de la superficie del tubo. (El método de obtención de estos valores es el expuesto en el anexo A.2)

Tabla 5.3: Ángulos de desprendimiento de la capa límite por modelo simulado. Con θ_1 y θ_2 ángulos de desprendimiento de la capa límite del tubo 1.1 y del tubo 1.2 respectivamente.

St1Sl1D1					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0328	0.03065	0.0127	147.98	138.28
2	0.0327	0.03065	0.0127	147.53	138.28
3	0.0327	0.0308	0.0127	147.53	138.95
6	0.0332	0.031	0.0127	149.78	139.86

St1Sl1D2					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0252	0.0234	0.00955	151.19	140.39
2	0.0251	0.0234	0.00955	150.59	140.39
4	0.0252	0.0236	0.00955	151.19	141.59
8	0.0255	0.0239	0.00955	152.99	143.39

St1Sl2D1					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0313	0.0312	0.0127	141.21	140.76
2	0.0313	0.0313	0.0127	141.21	141.21
4	0.0314	0.0314	0.0127	141.66	141.66
8	0.0318	0.0316	0.0127	143.47	142.56

St2Sl1D2					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0254	0.02365	0.00955	152.39	141.89
2	0.0254	0.02375	0.00955	152.39	142.49
4	0.0256	0.0248	0.00955	153.59	148.79
8	0.02595	0.02414	0.00955	155.69	144.83

St2Sl2D1					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0313	0.0312	0.0127	141.21	140.76
2	0.0313	0.0313	0.0127	141.21	141.21
4	0.0314	0.0314	0.0127	141.66	141.66
8	0.0318	0.0316	0.0127	143.47	142.56

St2Sl2D2					
U [m/s]	L 1 [m]	L 2 [m]	R [m]	θ_1	θ_2
1	0.0244	0.0238	0.00955	146.39	142.79
2	0.0244	0.0238	0.00955	146.39	142.79
4	0.0246	0.024	0.00955	147.59	143.99
8	0.0248	0.0242	0.00955	148.79	145.19

Tabla 5.4: Ángulos promedio de desprendimiento de la capa límite. Con $\bar{\theta}_1$ y $\bar{\theta}_2$ ángulos de desprendimiento promedio de la capa límite del tubo 1.1 y del tubo 1.2 respectivamente.

U [m/s]	$\bar{\theta}_1$	$\bar{\theta}_2$
1	146.72	140.81
2	146.55	141.06
3	147.52	138.95
4	147.13	143.53
6	149.78	139.85
8	148.87	143.70
Max	155.69	148.79
Min	141.21	138.28

5.9. Figuras de curvas isotermas

En las figuras 5.8, 5.14, 5.17, 5.11, 5.20 y 5.23, de las curvas isotérmicas de los intercambiadores, demuestran los cambios de gradiente térmico que se producen en el flujo que circunda los tubos, en general mientras más separadas se encuentren las curvas, menor será el gradiente térmico, esto reafirma el hecho que los tubo que se encuentran más próximos hacia la salida del flujo poseen un menor coeficiente convectivo. Por otro lado la cara del tubo que se enfrenta directamente con el flujo entrante posee una brusca caída de temperatura (curvas isotermas muy juntas).

Capítulo 6

Aletas

Debido a las dificultades de modelar un caso convectivo tridimensional, el problema de las aletas debió tratarse en forma desacoplada de los tubos.

Se simularon 3 casos de conducción de calor en la aleta, cada uno de ellos con distinto espesor. La simulación en particular se realizó sobre la base del modelo St1 SI1 D1, vale decir, separación entre tubos horizontales 64[mm], separación entre tubos verticales 64[mm] y diámetro de los tubos 25,4 [mm].

Los espesores de aletas utilizados son:

- $e=0,1$ [mm].
- $e=0,2$ [mm].
- $e=0,4$ [mm].

La geometría de la aleta se puede apreciar en la figura 6.1.

Se representa una sección de aleta limitada por 4 tubos. Los arcos circulares de las esquinas representan las zonas de contacto con los tubos. Suponiendo un contacto térmico perfecto las temperaturas en esas zonas serán iguales a la de la pared del tubo.

Los bordes superior e inferior de la región de la aleta analizada se consideran superficies de simetría de temperatura. En tanto, en las zonas de entrada y salida se consideran como una temperatura impuesta y flujo de calor convectivo, que queda por la evolución de la temperatura y velocidad del aire que recorre la aleta.

Se resuelve la ecuación de conducción para aletas planas de tres espesores, y hechas en Aluminio. El coeficiente convectivo alrededor de la superficie de la aleta se considera igual al determinado sobre el tubo para la misma situación geométrica. Se aplica este coeficiente a las dos caras principales.

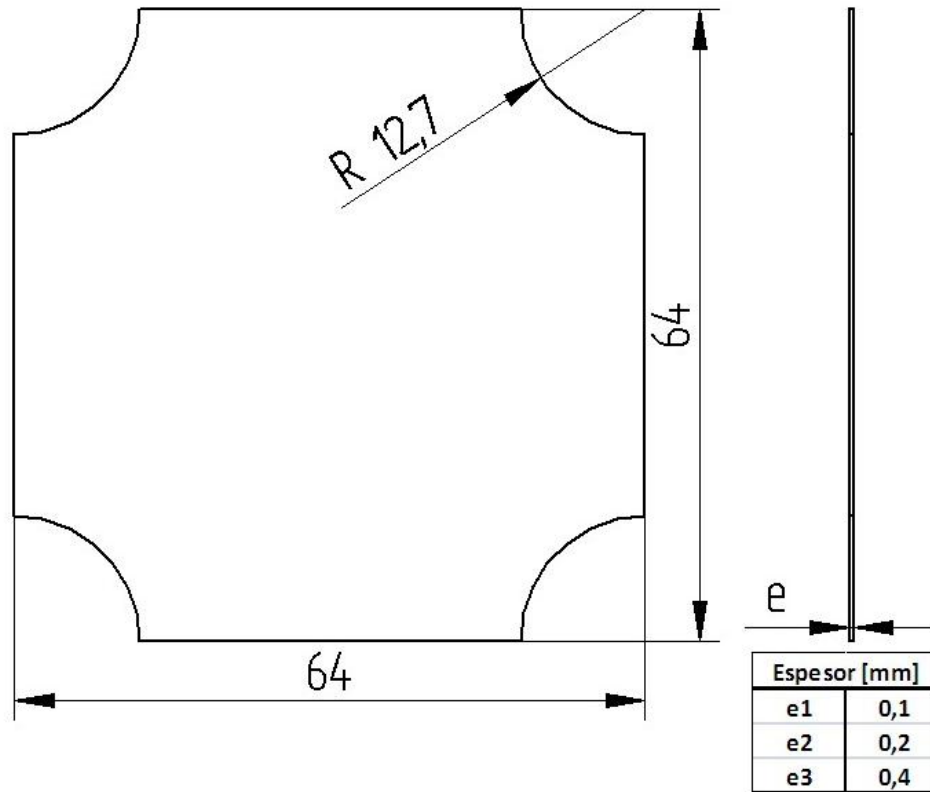


Figura 6.1: Dimensiones de la aleta estudiada.

Se simuló la situación que ocurre en un espacio simétrico entre aletas, ver figura 6.2. Es espacio entre aletas se fijó de manera de utilizar la misma distancia para los 3 casos, la distancia utilizada fue 2,6 [mm].

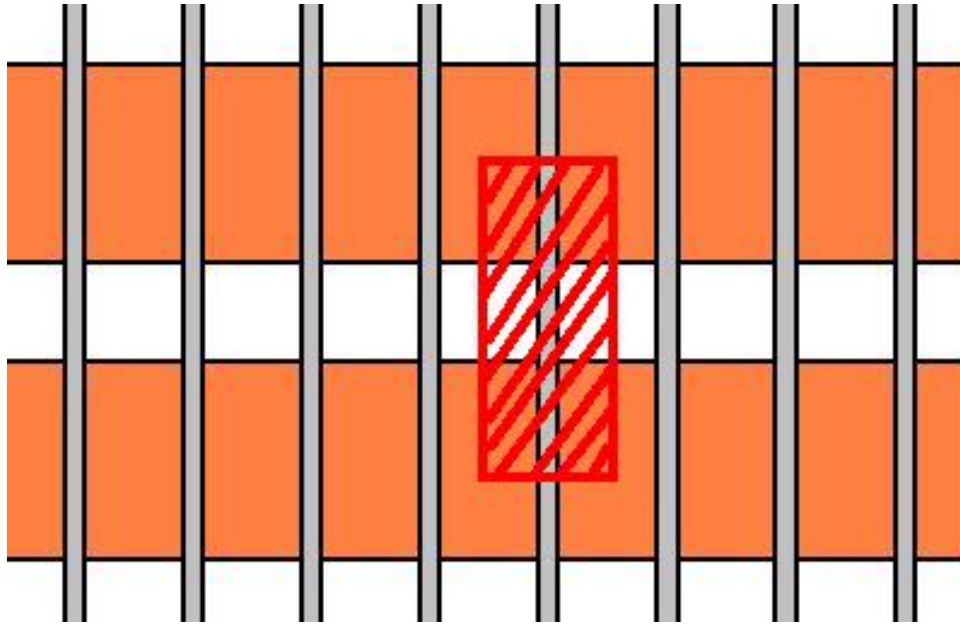


Figura 6.2: En rojo la región del intercambiador que es representada en las simulaciones de aletas.

Las condiciones físicas de los modelos, son las mismas que se utilizaron para las simulaciones de los intercambiadores.

Las propiedades físicas de las aletas corresponden a las del aluminio:

- $k_{Al} = 237 [W/(m * K)]$ (Conductividad térmica del Aluminio).
- $Cp_{Al} = 903 [J/(kg * K)]$ (Capacidad calórica del Aluminio) .
- $\rho_{Al} = 2703 [Kg/m^3]$ (Densidad del Aluminio).

Para probar la eficiencia de la aleta se utilizaron los coeficientes convectivos determinados en las secciones anteriores, como los coeficientes promedios de convección sobre las placas.

Además cada modelo fue evaluado con 4 velocidades de entrada cada una con su respectivo coeficiente convectivo.

En todas las figuras de curvas isotermas que se presentaran de la aleta el aire caliente fluye desde la izquierda hacia la derecha, lo que es consecuente con la caída en el gradiente térmico en todas las figura, esto se puede ver puesto que la separación de las curvas que se encuentra al lado izquierdo están más juntas que las del lado derecho.

6.1. Aleta espesor 0,1 [mm]

Imagen de la malla correspondiente a la simulación, figura 6.3

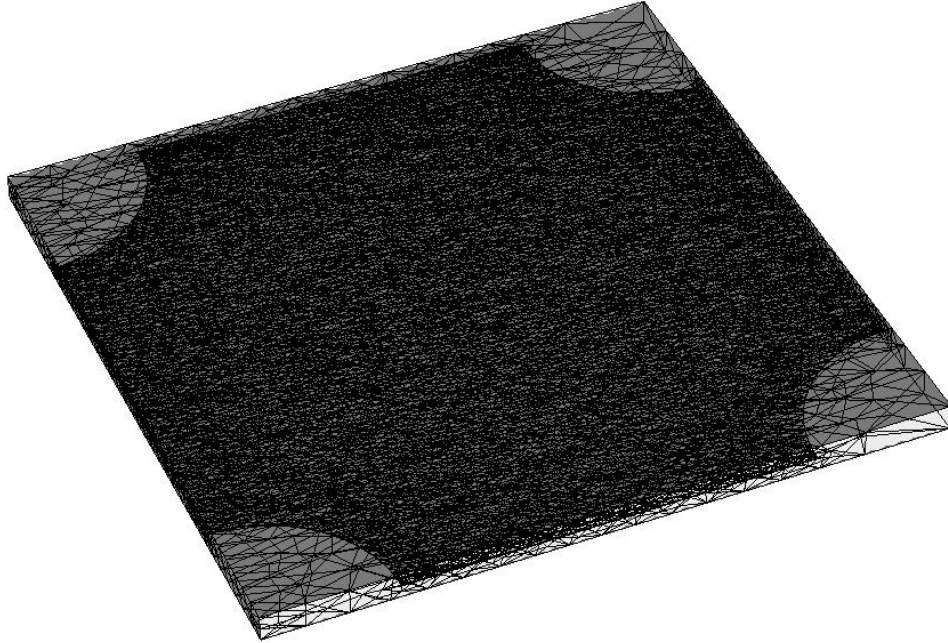


Figura 6.3: Malla correspondiente a la simulación de la aleta de espesor de 0,1 [mm].

A continuación se presentan la secuencia de gráficos de las curvas isotermas sobre la aleta en su plano medio. En este caso se verán las situaciones de las 4 velocidades estudiadas.

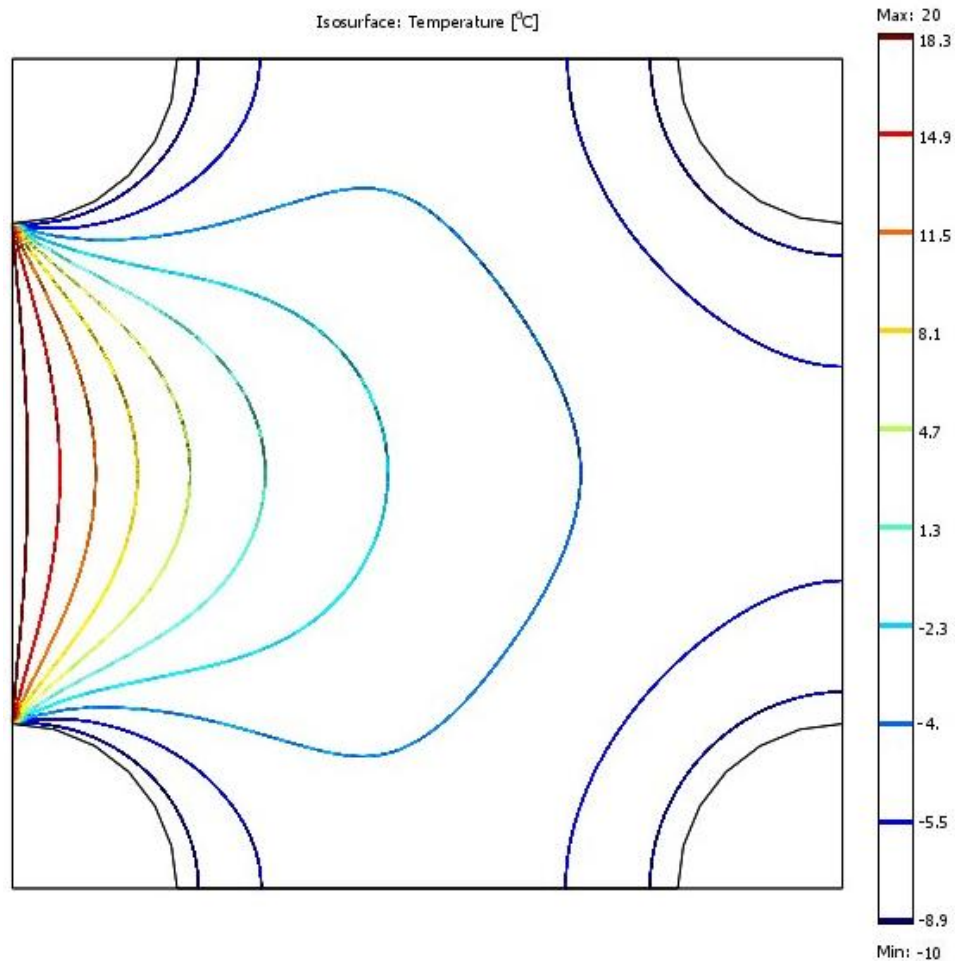


Figura 6.4: Curvas isotermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 1 [m/s].

En cada una de las cuatro esquinas de la figura 6.4 se aprecia un cuarto de circunferencia, este espacio representa el lugar por donde pasan los tubos, lo que se mantiene su pared a temperatura constante de $-10\text{ [}^\circ\text{C]}$, a continuación de ellos de manera circunferencial se puede ver la primera curva isoterma de aproximadamente $-9\text{ [}^\circ\text{C]}$, aquellas curvas que se encuentran en el lado izquierdo tienen una leve inclinación hacia la entrada del aire, en particular hacia el punto donde nacen la mayoría de las curvas, este fenómeno se produce por el gran gradiente térmico (Aire entrando a $20\text{ [}^\circ\text{C]}$ y los tubos a $-10\text{ [}^\circ\text{C]}$).

Avanzando hacia la derecha, las curvas se van abriendo lo que quiere decir que el gradiente térmico va disminuyendo, hasta llegar al mínimo que se produce en los dos tubos del lado derecho.

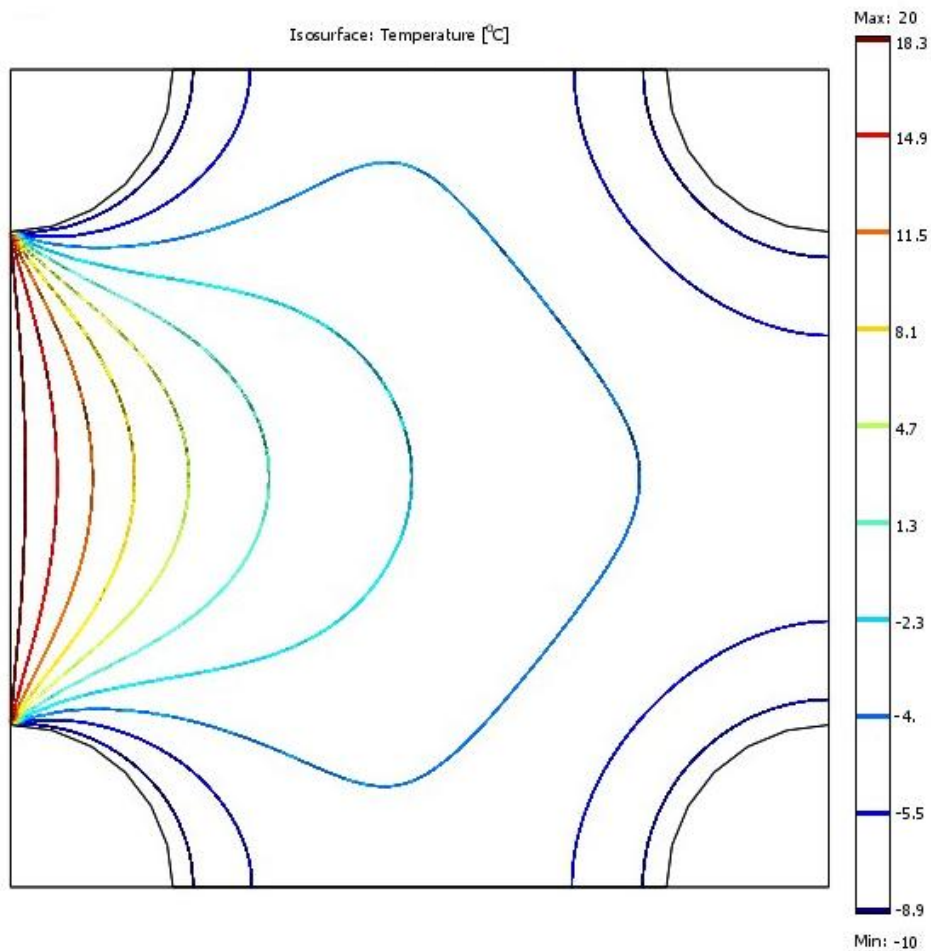


Figura 6.5: Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 2 [m/s].

A medida que aumenta la velocidad de entrada del fluido, las curvas isothermas más lejanas de la entrada se van separando entre sí, esto quiere decir que más hacia el centro de la placa hay un descenso en el gradiente térmico, pero en la entrada se mantiene constante el gradiente, este fenómeno se puede apreciar comparando las figuras 6.4 con 6.5.

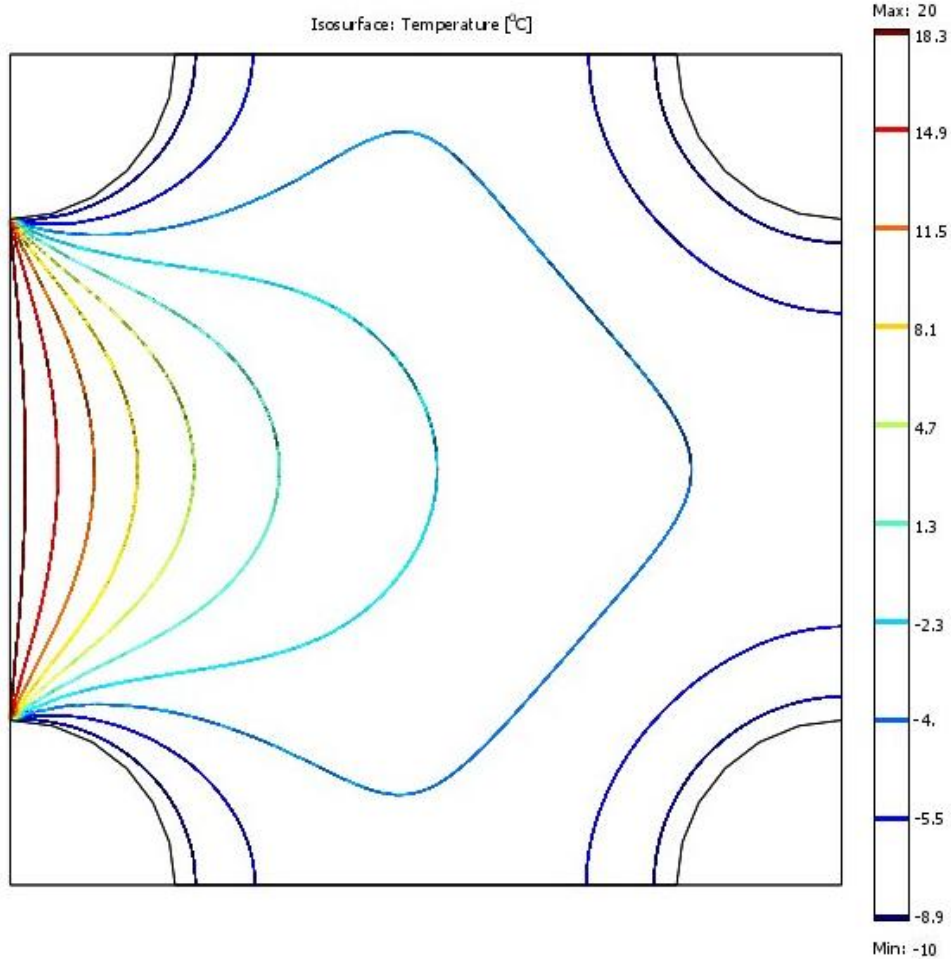


Figura 6.6: Curvas isothermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 3 [m/s].

En la figura 6.6, nuevamente podemos ver que el gradiente de temperatura se mantiene constante hacia la entrada y va disminuyendo su diferencia a medida que se avanza por la aleta, pero además podemos apreciar que las curvas de temperatura que nacen de manera concéntrica de los tubos de la derecha se apegan más hacia su origen en comparación con la figura anterior, esto nos indica que hay un aumento en el gradiente térmico, lo que es consecuente con el aumento de la temperatura promedio de la placa.

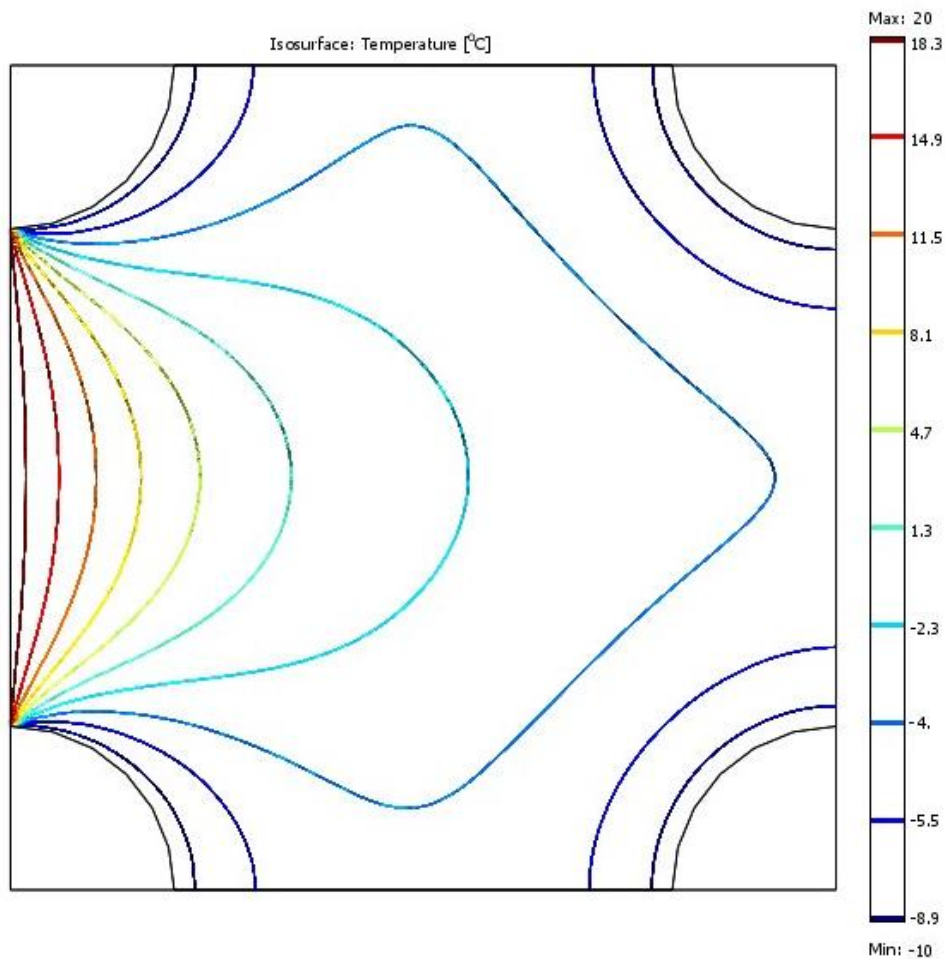


Figura 6.7: Curvas isotermas producidas en la aleta de espesor 0,1 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 6 [m/s].

Finalmente, esta última figura (6.7), no presenta muchas diferencias con respecto a las otras tres, se aprecian los mismos fenómenos descritos anteriormente, con la única diferencia que la última curva con origen en el lado izquierdo (Entre $-2[^\circ\text{C}]$ y $-4[^\circ\text{C}]$), comienza a abrirse hacia los costados, visto de otra forma pierde su redondez, y además se expande pronunciadamente hacia el lado derecho, lo cual es consecuencia del aumento promedio de la temperatura de la placa y nos indica que el gradiente de temperatura decae de forma muy paulatina hacia la salida del aire.

6.2. Aleta espesor 0,2 [mm]

Para los otros dos casos de aletas no se incluyeron las figuras que representan las curvas isotermas para las 4 velocidades del flujo, solo se incluyó la primera (velocidad de entrada $1[\text{m/s}]$), puesto que el único fenómeno que diferencia las figuras de distinta velocidad es que a mayor velocidad, mayor es la

separación entre las curvas, por ende menor gradiente térmico en la aleta.

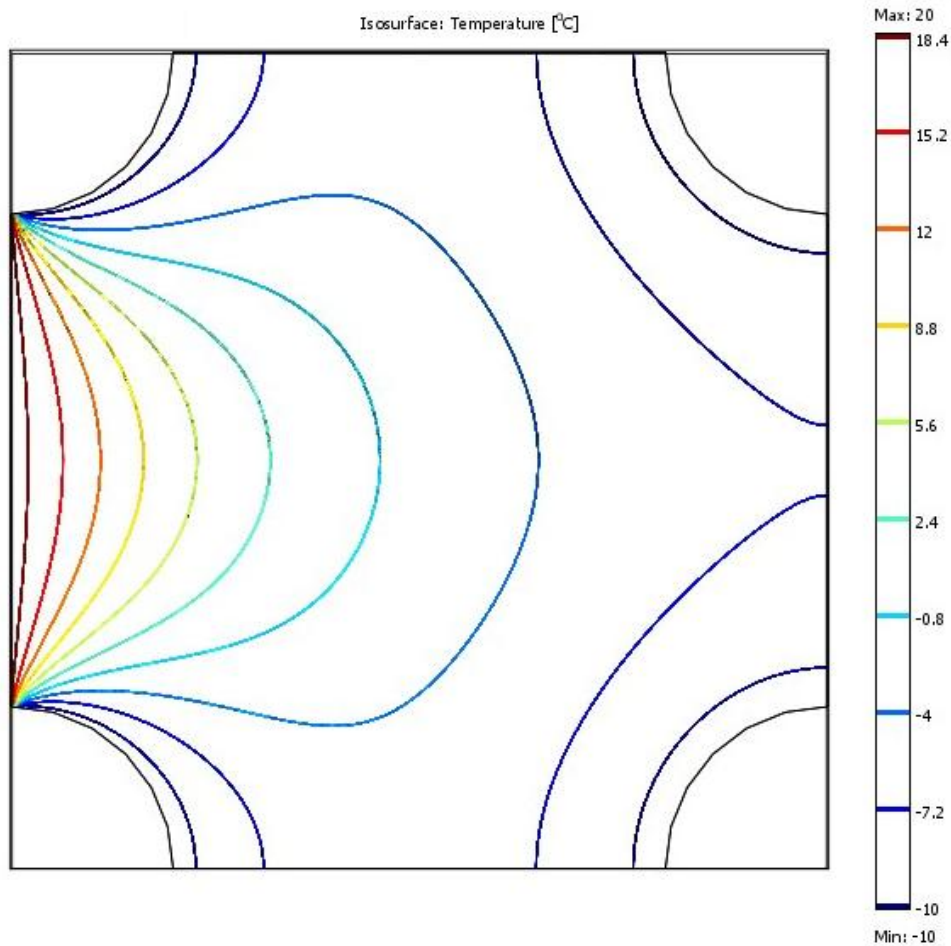


Figura 6.8: Curvas isotermas producidas en la aleta de espesor 0,2 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 1 [m/s].

En esta figura 6.8 podemos apreciar los mismos fenómenos descritos en las anteriores figuras pero con la diferencia que las curvas isotermas tienen un mayor gradiente, tienden a estar más juntas, esto pues el mayor grosor de la aleta hace que exista una mayor superficie de contacto con los tubos provocando una mayor transferencia de calor. Este fenómeno se confirma al ver que las curvas isotermas del lado derecho son de un mayor radio que en las figuras anteriores, ósea hay una mayor porción de la aleta que se encuentra a una temperatura más cercana a la del tubo.

Este fenómeno se acentúa aun mas en la aleta de grosor 0,4[mm], ver figura 6.9.

6.3. Aleta espesor 0,4 [mm]

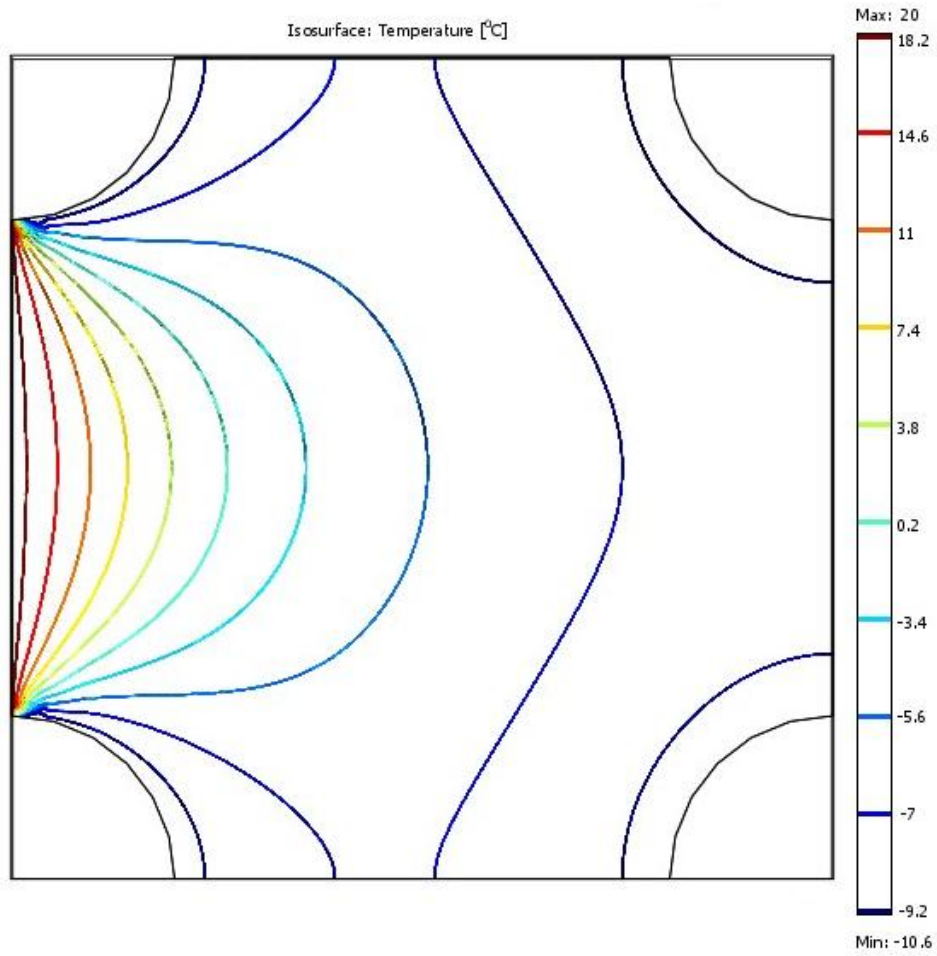


Figura 6.9: Curvas isotermas producidas en la aleta de espesor 0,4 [mm] con una velocidad de entrada del aire de 4 [m/s].

6.4. Resultados

Tabla 6.1: Tabla de resultados de las temperaturas medias sobre la superficie de las aletas.

	u [m/s]	h	$\bar{T} [^{\circ}K]$	$\bar{T} [^{\circ}C]$	η
Aleta 0.1	1	20.9	268.86	-4.29	0.81
	2	29.1	270.63	-2.52	0.75
	3	33.8	271.04	-2.11	0.74
	6	43.4	271.76	-1.39	0.71
Aleta 0.2	1	20.9	268.35	-4.8	0.83
	2	29.1	269.18	-3.97	0.80
	3	33.8	269.62	-3.53	0.78
	6	43.4	270.4	-2.75	0.76
Aleta 0.4	1	20.9	265.42	-7.73	0.92
	2	29.1	265.81	-7.34	0.91
	3	33.8	266.02	-7.13	0.90
	6	43.4	266.38	-6.77	0.89
Tubo	1		263.15	-10	1.00
	2		263.15	-10	1.00
	3		263.15	-10	1.00
	6		263.15	-10	1.00

La eficiencia de la aleta se define por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} = \frac{h \cdot A \cdot (\bar{T} - T_{\infty})}{h \cdot A \cdot (T_{tubo} - T_{\infty})} \quad (6.1)$$

donde:

- h : Coeficiente convectivo del aire entorno a la superficie de la aleta [$W/m^2 \cdot K$].
- A : Área de la aleta [m^2].
- \bar{T} : Temperatura promedio en la placa [$^{\circ}C$].
- T_{∞} : Temperatura del ambiente [$^{\circ}C$].
- T_{tubo} : Temperatura de la pared del tubo [$^{\circ}C$].

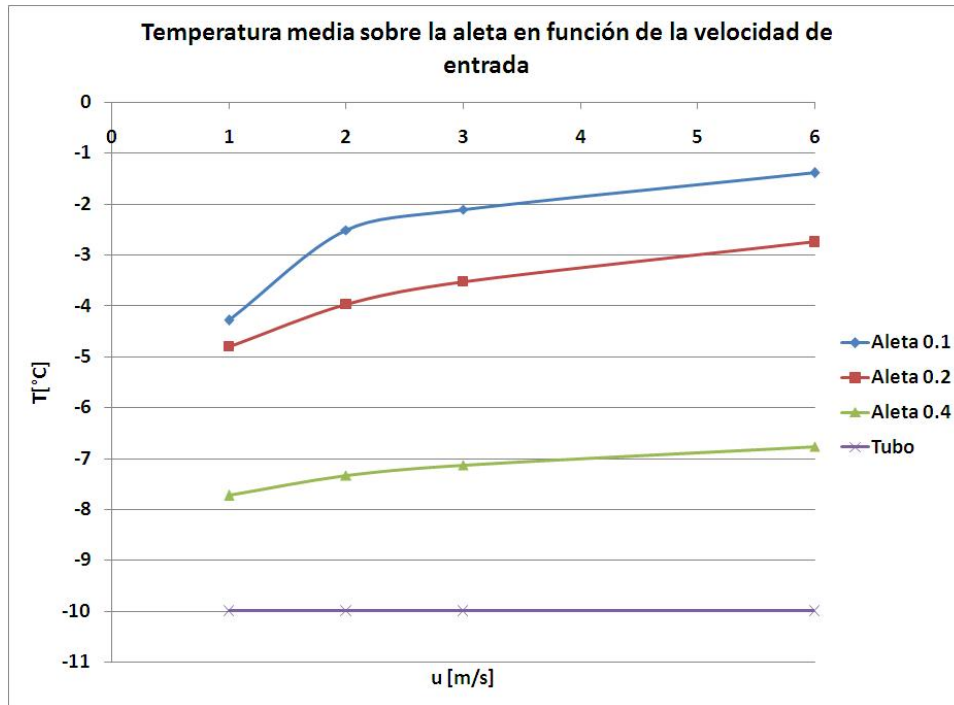


Figura 6.10: Gráficos de las temperaturas promedio sobre las aletas en función de la velocidad de entrada del aire.

La temperatura media en la aleta es una medida de la efectividad de ésta. Mientras más baja sea esta temperatura, mayor es la diferencia de temperatura que hace posible la transferencia de calor desde el aire a la aleta y de ahí al tubo y al refrigerante.

Como era de esperar, la temperatura media aumenta con la velocidad del aire. Esto se confirma en los gráficos de isotermas en que se observa una mayor penetración de las isotermas a lo largo del eje horizontal cuando mayor es la velocidad.

Además, la temperatura media es menor cuanto mas gruesa sea la aleta, debido a la mayor facilidad de conducción de calor en dirección paralela a las caras de la placa. Esto haría recomendable usar mayores espesores, aunque esto está limitado en la práctica por el peso de las aletas resultantes.

A pesar de lo anterior, aun con las aletas de 0.1 mm, la temperatura media no superó los 0°C, asegurando una diferencia de al menos 20°C con el aire, lo que hace que esta superficie sea bastante efectiva.

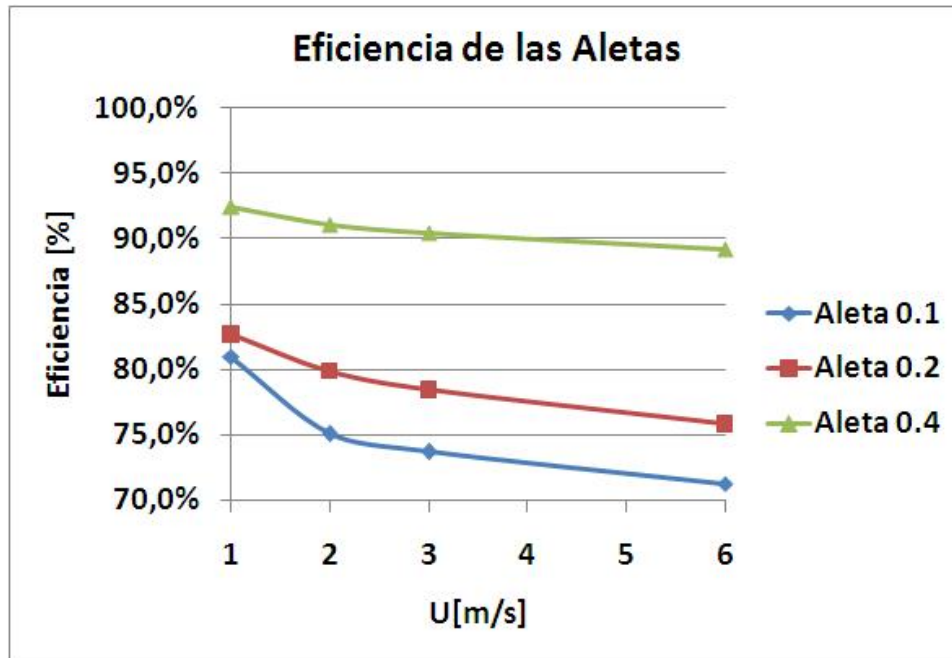


Figura 6.11: Gráficos de las eficiencias de las aletas en función de las temperaturas de entrada.

En los casos analizados las aletas tienen eficiencias por sobre 70% en todos los casos, llegando a superar el 90%, ver figura 6.11.

Capítulo 7

Análisis de resultados

Valores obtenidos de las simulaciones:

Tabla 7.1: Coeficientes convectivos obtenidos de las simulaciones en COMSOL $h[W/m^2 \cdot K]$

Modelo	u [m/s]	Re	\bar{h}	h Tubo 1.1	h Tubo 1.2	$\Delta p[Pa]$
St1SI1D1	1	1609.9	20.872	24.034	17.710	0.591
	2	3219.7	29.077	32.671	25.483	2.119
	3	4829.6	33.829	37.858	29.801	4.428
	6	9659.1	43.383	45.622	41.144	15.211
St1SI2D1	1	1609.7	21.312	24.548	18.076	0.560
	2	3219.7	25.742	28.105	23.379	2.054
	3	4829.6	27.468	29.220	25.717	4.434
	6	9659.1	29.301	30.177	28.426	16.353
St2SI2D1	1	1609.9	22.244	23.976	20.512	0.302
	2	3219.7	25.752	28.112	23.391	1.115
	3	4829.6	27.324	30.657	23.991	3.821
	6	9659.1	42.134	47.776	36.492	14.416
St1SI1D2	1	1210.6	22.596	24.219	20.973	0.353
	2	2421.1	32.928	35.673	30.183	1.207
	4	4842.3	42.072	45.432	38.711	4.117
	8	9684.5	53.012	53.619	52.406	13.946
St2SI1D2	1	1210.6	21.521	24.572	18.470	0.333
	2	2421.1	28.481	31.977	24.985	1.132
	4	4842.3	35.250	39.315	31.185	3.886
	8	9684.5	51.661	57.183	46.140	13.446
St2SI2D2	1	1210.63	21.649	24.309	18.989	0.041
	2	2421.1	27.386	29.417	25.354	1.156
	4	4842.3	33.470	33.670	33.270	2.593
	8	9684.5	59.427	63.380	55.474	12.265

En esta última tabla (Tabla 7.1), se puede apreciar que el coeficiente del primer tubo, el que enfrenta el flujo es mayor que el del segundo tubo, tal como se ve por en las figuras de las curvas isothermas de las simulaciones.

También podemos ver que la caída de presión es mayor a medida que la velocidad de entrada es mayor.

7.1. Regresión Lineal

Los valores de los coeficientes convectivos calculado con el programa COMSOL fueron conjugados todos juntos en una interpolación lineal para determinar una correlación dependiente de ciertos parámetros.

Estos parametros corresponden a las dimensiones geometricas del modelo (Distancia entre tubos y diametro) así como tambien del número de Reynolds.

Basándose en las correlaciones conocidas se encuentra que las ecuaciones características siguen la forma:

$$j = A \cdot X_1^B \cdot X_2^C \cdot X_3^D$$

Cabe destacar que estas correlaciones conocidas son adimensionales, por ende la correlación a determinar no debe quedar en función de ninguna unidad.

7.1.1. Correlación del h promedio del evaporador

Los coeficientes influyentes en la regresión son el área, la separación entre tubos y el Reynolds. Para determinar cuáles de los coeficientes de los que se disponen son lo que tiene mayor influencia sobre los resultados, se utilizo la función "coef.de.correl" en Excel, función que indica con un rango entre [-1, 1] la relevancia o peso que tiene un determinado parámetro sobre un resultado, siendo -1 y 1 el indicador de mayor relevancia y 0 el de menos. Se evaluaron lo siguientes parámetros.

Tabla 7.2: Correlación de los parametros fisicos sobre j.

Parametro	Correlación
Re	0.842
St/D	0.230
Sl/D	0.309
St/Sl	-0.240

¹Los valores de los coeficientes convectivos de la primera fila, vale decir, 1.1 y 1.2 son idénticos a los de la segunda fila 2.1 y 2.2 .

Las correlaciones indican una alta dependencia de h (tabla 7.2) con respecto al número de Reynolds pero una baja dependencia respecto a los parámetros del arreglo (exponentes cercanos a cero). Esto se debe sin duda a que dado que no se usaron más de dos filas verticales de tubos, las estelas generadas por cada tubo no se mezclaban lo suficiente. Hubiera sido necesario usar un mayor número de filas verticales para detectar esa dependencia.

De todas maneras, la segunda columna denota el efecto de la primera, ya que las isothermas ya están deformadas cuando alcanzan el segundo tubo. Esto se traduce en un menor coeficiente convectivo en el segundo tubo.

Dado la similitud de correlación entre los parámetros geométricos se optó por realizar dos correlaciones, la primera con aquellos parámetros con más peso, Re , St/D y Sl/D .

La segunda en función de St/Sl y Re .

Si aplicamos $\ln()$ a la función característica, esta queda de la forma:

$$\ln(j) = A \cdot \ln(X_1) + B \cdot \ln(X_2) + C \cdot \ln(X_3) + D \cdot \ln(X_4)$$

A esta última ecuación se le aplica una regresión lineal múltiple o método de los mínimos cuadrados.

Al aplicar la función "*Estimacion.lineal()*" de Excel se obtienen los coeficientes de la regresión lineal múltiple.

Para el primer caso que incluye 3 parámetros en la regresión se obtuvo, la siguiente ecuación que predice el comportamiento de los modelos simulados:

$$j_1 = 1,2586 \cdot \left(\frac{St}{D}\right)^{0,00072406} \cdot \left(\frac{Sl}{D}\right)^{-0,00134269} \cdot Re^{-0,61774} \quad (7.1)$$

$$R^2 = 0,9451$$

$$1200 \leq Re \leq 10000$$

Para el segundo caso dependiente de solo 2 variables:

$$j_2 = 1,2594 \cdot \left(\frac{St}{Sl}\right)^{0,00133789} \cdot Re^{-0,61775} \quad (7.2)$$

$$R^2 = 0,9451$$

$$1200 \leq Re \leq 10000$$

Con estas dos últimas ecuaciones se obtuvo una diferencia promedio de 8,9% (con un máximo de 24,4% y un mínimo de 0,1%); en comparación con los valores obtenidos de las simulaciones del programa.

Estas diferencias porcentuales se obtienen de comparar los valores obtenidos en las simulaciones con los valores que se generan a partir de las ecuaciones encontradas evaluándolas en los parámetros ingresados a las simulaciones (St , Sl y Re).

La ecuación 7.1 muestra que la influencia de los parámetros geométricos sobre j es muy leve, como se ve por la pequeñez de los exponentes. Sin embargo el exponente de S_l/D es casi el doble (en valor absoluto) que el de S_t/D , con lo cual se observa que el primer parámetro influye más que el segundo. Esto se puede relacionar con el hecho de que el flujo sobre el segundo tubo en una sola fila de tubos horizontales es alterado por la presencia del primero.

En cambio, no se observa interacción entre las filas horizontales de tubos.

7.2. Correlación del h por tubos

Debido a la baja dependencia de j con los parámetros geométricos, veremos la variación de j_{11} y j_{12} con el número de Reynolds como único parámetro.

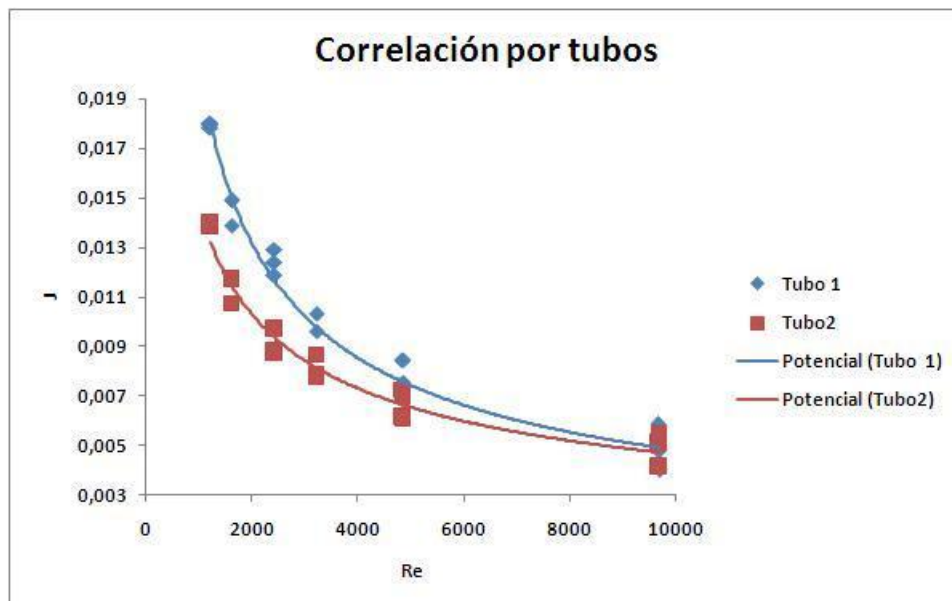


Figura 7.1: Gráficos de las correlaciones dependientes del Número de Reynolds por tubo.

En la figura 7.1, se aprecia la correlación del factor j por cada uno de los tubos en función del número de Reynolds. Además podemos apreciar la diferencia que hay entre el tubo 1 y el tubo 2, pudiéndose notar que el factor J del tubo 1 es más alto que el del tubo 2.

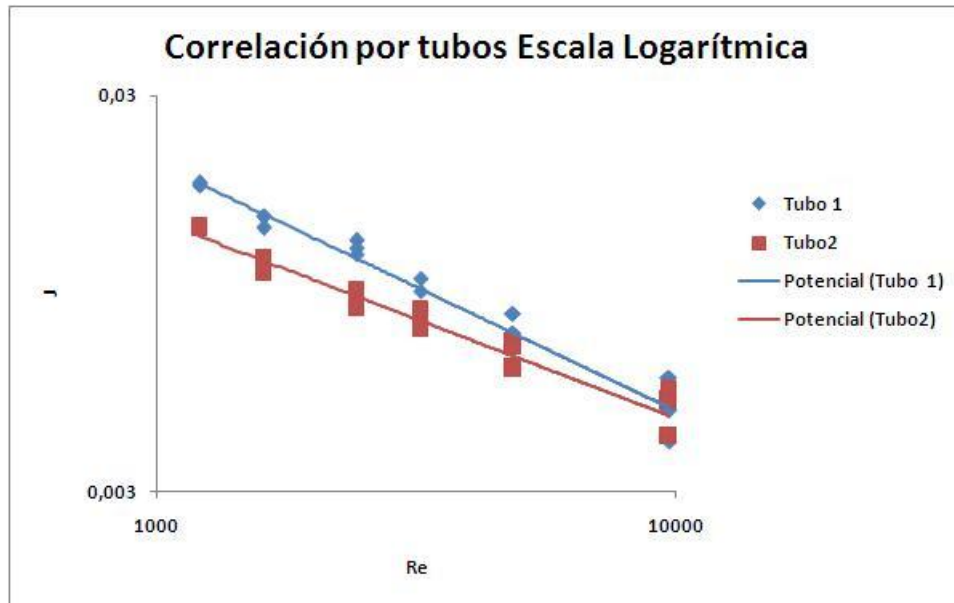


Figura 7.2: Gráficos de las correlaciones dependientes del Número de Reynolds por tubo.

para facilitar la visualización de estas diferencias se presentó el gráfico en escala logarítmica, figura 7.2, de esta forma las curvas resultantes de la correlación adoptan la forma de una recta y se facilita la apreciación de las diferencias entre los tubos.

Ecuacion de la correlación de j_{11}

$$j_{11} = 1,521 \cdot Re^{-0,62} \quad (7.3)$$

$$R^2 = 0,960$$

Ecuacion de la correlación de j_{12}

$$j_{12} = 0,455 \cdot Re^{-0,49} \quad (7.4)$$

$$R^2 = 0,956$$

Ambas ecuaciones de correlación presentan un factor de correlación R^2 muy cercano a 1.

Capítulo 8

Conclusiones

Se logró simular un caso base que representa la realidad con bastante cercanía, los valores del coeficiente convectivo obtenido son muy similares a los valores de que proponen los modelos empíricos. El comportamiento de este coeficiente en torno al perímetro de la circunferencia sigue un comportamiento que es muy similar al que describe la literatura, por lo tanto a partir de los parámetros utilizados en este modelo y en los otros modelos base utilizados, se lograron fijar principalmente las condiciones de borde de las futuras simulaciones. Además se estableció un rango para el número de elementos sobre el cual las simulaciones serían válidas. El criterio que se utilizó fue que la variación del coeficiente convectivo de las distintas simulaciones no variara más de un 2%.

Para comenzar el estudio de los modelos finales se seleccionó un arreglo cuadrado de tubos, puesto que es la forma básica de arreglo que se propone en la literatura para ejemplificar todas las correlaciones para este tipo de intercambiadores de calor.

Si bien se comenzó con un arreglo en 2 dimensiones, con la idea de finalizar el estudio con un modelo en 3 dimensiones, la elevada cantidad de elementos y la limitada capacidad de los computadores del departamento, fueron las principales limitantes para la convergencia de los modelos, dado esto último se optó por separar el estudio en dos casos, el primero es que sería la base del estudio, 6 arreglos de tubos vistos de manera transversal al flujo del aire, con dos parámetros geométricos y el Reynolds, que es un parámetro fluidodinámico. El segundo caso consistió en simular la temperatura al interior de una aleta y a través de los resultados obtenidos poder predecir el comportamiento del modelo completo. En este caso se logró obtener una simulación en 3 dimensiones que lograra converger, esto se podría explicar por el hecho de que la situación que se debe representar para una sola aleta es de menor dimensión que el del modelo completo, por ende requiere de una menor cantidad de elementos. Por otro lado el software en el caso de la aleta debió evaluar la conducción en un sólido, lo que utiliza menores recursos que en un caso en el que debe analizar el comportamiento de un fluido.

En el caso del resultado de las aletas se logró evidenciar la influencia que tiene el espesor de esta

sobre la distribución de temperatura al interior de ellas, si el espesor es menor, mayor será la temperatura interior, y a mayor espesor, menor será la temperatura en su interior (Recordar que el caso de estudio es en refrigeración en el que la aleta se encuentra en sus cuatro esquinas en contacto con fuentes frías y el aire que la rodea está caliente), este fenómeno particular se explica porque una aleta más gruesa tiene una mayor superficie de contacto con el tubo frío, por ende el área de transferencia de calor es mayor, y mayor será la influencia del tubo en la conducción de calor, sumado a esto una aleta más gruesa posee una mayor masa lo que la hace menos susceptible a los cambios de temperatura por fuentes distintas a las conductivas.

Además podemos ver que la eficiencia de las aletas aumenta a medida que aumenta el grosor de la misma, esto pues, la temperatura promedio de la aleta posee una menor diferencia con la temperatura de la pared del tubo.

Bajo estos conceptos se podría decir que para realizar equipos más eficientes siempre será mejor utilizar aletas gruesas, lo cual no es siempre cierto, puesto que la utilización de aletas gruesas supone un aumento en el peso del equipo lo que siempre encarecerá su valor del punto de vista del uso de materiales y del diseño de la resistencia mecánica. Además al engrosar las aletas se reduce el área de paso del aire, debiendo aumentar la separación entre aletas, lo que indudablemente aumenta el volumen del equipo, y muchas veces no es posible la utilización de equipos muy voluminosos.

De los resultados encontrados en los evaporadores de dos dimensiones, se podría decir que se logró establecer el campo de velocidades y temperatura sobre el haz de tubos y además se logró encontrar una correlación, ecuación 7.1 que predice el comportamiento del coeficiente convectivo promedio sobre este, esta correlación como se vio en el capítulo de análisis de resultados posee desviaciones bajas con coeficiente de correlación muy cercano a 1. Por supuesto, tal correlación tiene carácter preliminar, ya que se obtuvo con un número mínimo de tubos (4), y además el número de Reynolds se varió en un rango muy estrecho.

Por otro lado podemos ver que los exponentes son muy pequeños, cercanos a 0, esta situación puede ser consecuencia de que la cantidad de simulaciones realizadas es muy pequeña en comparación con la separación de los valores tomados para la geometría de los modelos, también la discretización de los valores puede aportar a este fenómeno, básicamente se eligieron dos números para caracterizar todas las geometrías.

Con la corrección de estos supuestos se podrían lograr exponentes que denoten una mayor influencia de la geometría del modelo

Ahora bien el modelo sobre el que finalmente se obtuvieron resultado no es precisamente sobre el cual se pretendía realizar el estudio, pero a partir del comportamiento que se encontró sobre las aletas

se puede decir que las aletas ayudan a incrementar la eficiencia térmica de estos equipos pero solo hasta un cierto punto, incluso con números de Reynolds bajos su influencia es muy baja o despreciable y que sobre valores $Re \geq 5000$ comienzan a tomar importancia, esta observación se desprende de los resultados empíricos.

Si bien se construyó un modelo basado en las ecuaciones del sistema formuladas de acuerdo al modelo de turbulencia $k - \epsilon$, se ha observado una cierta dificultad en obtener campos de velocidad de características plenamente turbulentas. Esto se debe a que la geometría cilíndrica impone el desarrollo de una capa límite laminar en la parte frontal del cilindro. Además, se usó una aproximación permanente. Para simular adecuadamente el fenómeno, que se hace turbulento en la parte trasera del cilindro, es más conveniente usar una aproximación transiente. Es posible que los convectivos hubieran resultado mayores (y por lo tanto más cercanos a los valores de la literatura) al aplicar una formulación transiente.

Este fenómeno de distorsión, está dado por el hecho de imponer una condición de estacionaria a un modelo turbulento, esta distorsión se puede apreciar en los gráficos comparativos entre el coeficiente convectivo y el número de Reynolds, tal como se mencionó anteriormente para Reynolds mayores a 5000 el fenómeno cobra una importancia mayor provocando la separación entre la curva encontrada y la empírica.

Se recomienda adoptar ésta para futuros estudios de este fenómeno.

Finalmente del presente estudio se podrían derivar futuros estudios en los cuales se integraran las aletas y los tubos en un solo modelo y así determinar la real influencia del modelo combinado versus los resultados del modelo estudiado en el presente trabajo. Esto requerirá el uso de computadores de gran capacidad, en los casos trabajados se utilizaron computadores de 2 Gb de memoria RAM y 1.6 GHz de velocidad de procesamiento en doble núcleo, bajo estas condiciones técnicas las simulaciones demoraron un promedio 13 horas en converger a una solución.

Otro caso de estudio interesante sería el de encontrar una combinación óptima del grosor de las aletas, su separación y sus dimensiones, para lograr la máxima eficiencia térmica en este tipo de equipos.

En futuros estudios se debiera considerar la tridimensionalidad en forma completa. Asimismo, se debe usar un mayor número de tubos en la simulación como arreglos y espaciados que faciliten un mayor mezclado del fluido para obtener altos coeficientes de transferencia.

Capítulo 9

Bibliografía

- [1] Apuntes para el cursos ME53B Laboratorio de Máquinas, Editado por Sergio Courtin V., Primavera 2006, Universidad de Chile.
- [2] Boilers, Evaporators and Condensers; Sadik Kakaç; John Wiley and Sons 1991; ISBN 0-471-62170-6.
- [3] Revista Frío y Calor n°85, Cámara Chilena de Refrigeración A.G.; <http://www.frioycalor.cl/85/tema2.htm>
- [4] Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube exchangers having plain fins, D.L. Gray and R.L. Webb, 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, USA, 1986.
- [5] F. Kreith, Principles of Heat Transfer, 3 edición, 1973.
- [6] Fundamentos de transferencia de calor; Cuarta edición; Frank P. Incropera, David P. DeWitt.
- [7] Heat transfer and pressure drop characteristics of forced convective evaporation in horizontal tubes with coiled wire inserts, M.A. Akhavan-Behabadi ., S.G. Mohseni, H. Najafi, H. Ramazanzadeh, International Communications in Heat and Mass Transfer 2009 Elsevier Ltd.
- [8] ASHRAE Handbook, 2001.
- [9] Minicourse Introduction to Comsol Multiphysics, Comsol version 3.5, april 2009, www.comsol.com
- [10] Building and Solving a Convection and Conduction Model, COMSOL Multiphysics 3.5, tutorials models.

Apéndice A

Anexos

A.1. Capa límite

Frank Incropera, detalla comportamientos similares para la capa límite, pero establece rangos distintos y no tan detallados.

En su libro se describe el comportamiento como laminar para los casos en que el número de $Re \leq 2 \times 10^5$ y la separación ocurre a un ángulo de $\theta = 80^\circ$, y como turbulento para los $Re \geq 2 \times 10^5$ ocurriendo la separación a $\theta = 140^\circ$, ver figura A.1 [6].

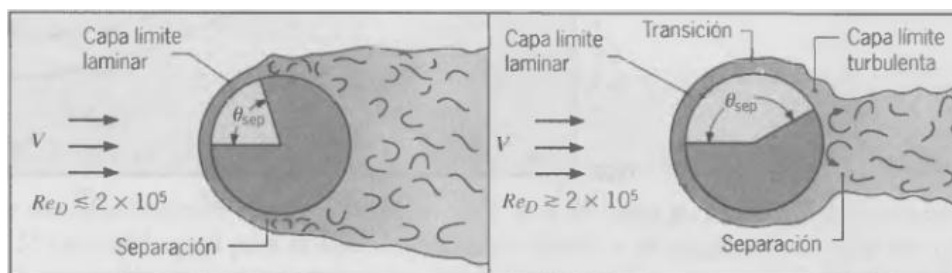


Figura A.1: Acercamiento a las líneas de flujo en el caso base.

A.2. Ángulo de desprendimiento de la capa límite

El programa a través de su función de gráficos, permite mostrar gráficamente el comportamiento de la velocidad en un segmento dado. Para calcular el ángulo de desprendimiento de la capa límite, se utilizó la función "Plot parameters", para graficar el campo de velocidad del aire en torno al perímetro del tubo.

En particular se mostrará el método utilizado para calcular el ángulo de desprendimiento en el caso base. En la figura A.2, se aprecian en detalle los fenómenos que le ocurren al fluido que es interferido por un cilindro.

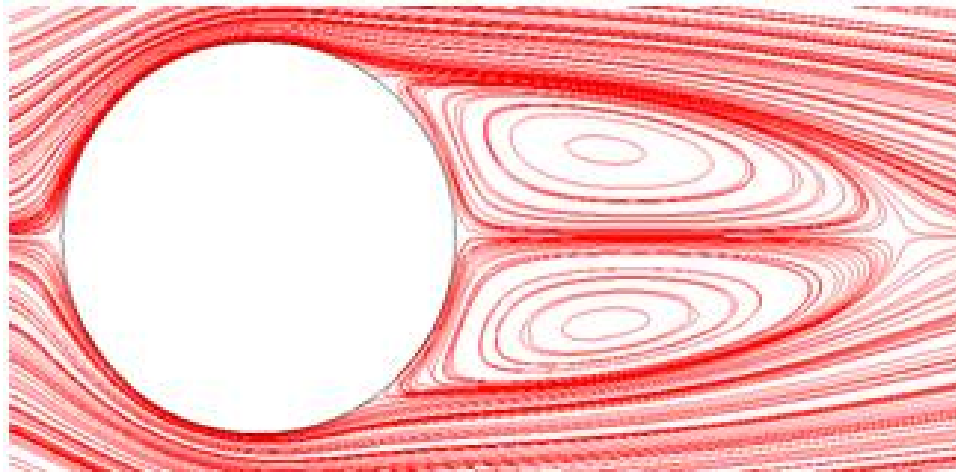


Figura A.2: Acercamiento a las líneas de flujo en el caso base.

Para de ver el lugar donde se desprende la capa límite del cilindro se gráfica el comportamiento de la velocidad en la dirección x , en lugar en que la velocidad cambia de signo, se tiene el punto exacto donde se desprende la capa límite, ver figura A.3, que muestra la situación empírica que se quiere representar con este metodo.

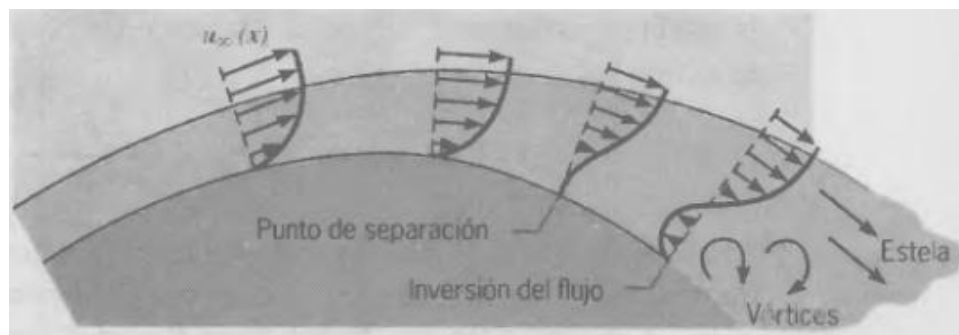


Figura A.3: Comportamiento del gradiente de velocidad el tubo. El punto señalado en la figura como "Inversión de flujo" es donde la velocidad cambia de signo.

A continuación se muestra el gráfico de la velocidad del fluido en la dirección de x que recorre el cilindro.

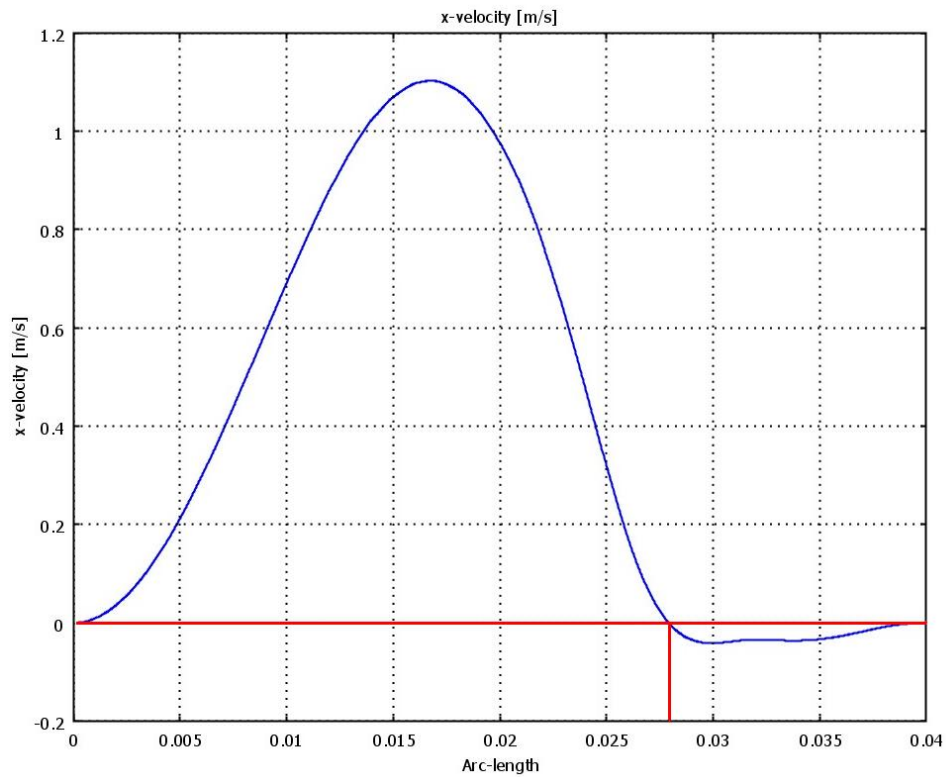


Figura A.4: Comportamiento de la velocidad en x sobre el perímetro del tubo, la línea roja representa la velocidad 0.

Se ve que en el rango entre 0.025 y 0.03 [m] se produce el cambio de signo de la velocidad en x.

Para determinar el punto exacto de la longitud de arco se hizo un acercamiento al lugar de interés, ver figura A.5. De aquí se puede ver que el deprendimiento se produce en:

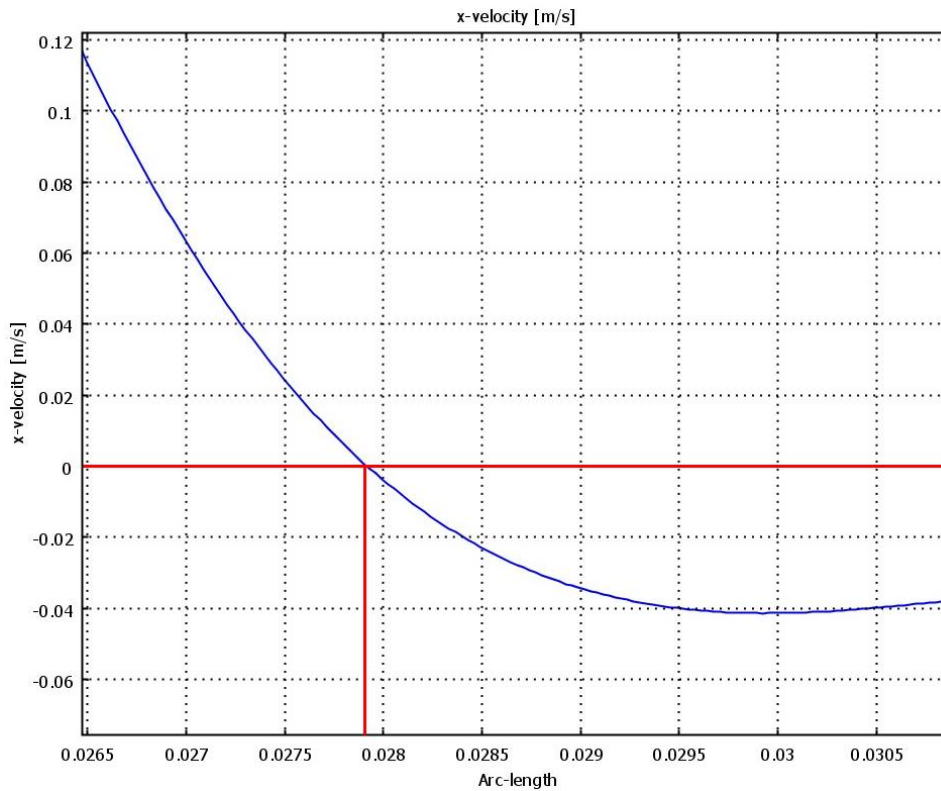


Figura A.5: Acercamiento al punto de cambio de signo de la velocidad.

La longitud L donde se está cambiando de signo la velocidad en x corresponde a:

$$L = 0,0279[m]$$

Mediante la siguiente formula se puede calcular el ángulo de desprendimiento:

$$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \theta}{360^\circ} \quad (\text{A.1})$$

$$\text{Con } r = 0,0127[m]$$

Despejando la variable θ se tiene:

$$\theta = 125,87^\circ$$

Este método se utilizó para calcular todos los ángulos desprendimiento de todas las simulaciones.