



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

MODELACION DE FLUJO LAMINAR Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN HAZ DE TUBOS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

CARLOS FRANCISCO ESPINOSA BARRIOS

PROFESOR GUÍA:
RAMÓN FREDERICK GONZALEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

SANTIAGO DE CHILE
JUNIO 2012

La convección es una de las 3 formas de transferencia de calor y se produce por intermedio de fluidos que transportan el calor hacia otras zonas de distinta temperatura. Uno de los casos de mayor importancia tecnológica es la convección en el exterior de bancos de tubos con flujo cruzado, debido a su importancia en procesos y aplicaciones industriales.

El coeficiente convectivo representado habitualmente por h , mide la influencia de las propiedades de un fluido, de la superficie y su régimen de flujo cuando se produce el fenómeno de convección. Dado el alto costo de experimentos para predecir estos coeficientes, es una alternativa viable la modelación de este coeficiente mediante uso de Software de elementos finitos y transferencia de calor.

En la presente Memoria se realizó la modelación de flujo laminar y transferencia de calor en un haz de tubos. El software de elementos finitos utilizado es COMSOL MULTIPHYSICS V3.5 que está disponible en el departamento.

Dada la complejidad que presentan estos equipos en cuanto a su configuración, se utilizaron computadores potenciados para considerar grandes arreglos de tubos y de esta misma forma se analizó el comportamiento e influencia entre tubos.

Se consideró para este estudio un modelo de flujo laminar y transferencia de calor con bajos números de Reynolds, además que el estudio se programó en un régimen transiente para ver la evolución de estos parámetros en el tiempo. Para una mayor rapidez de procesamiento se restringió al caso de dos dimensiones.

El modelo bidimensional dependiente del tiempo se construyó en dos versiones:

- a) Para un tubo único
- b) Para un haz de ocho tubos, en cuatro configuraciones geométricas.

En el rango de número de Reynolds entre 900 y 2400, los coeficientes convectivos para tubo único presentaron diferencias del orden del 10% con respecto a los resultados empíricos. Con respecto al modelo de haz de tubos, los errores fueron mayores, fluctuando entre un 5 y un 20%.

INDICE

1.	Introducción	5
1.1.	Antecedentes generales.....	5
1.2.	Motivación	7
1.3.	Objetivos	8
1.4.	Alcances.....	9
2.	Antecedentes	10
2.1	Consideraciones iniciales	10
2.2	Flujos Contra y Co-corrientes	14
2.3	Geometrías Evaporadores.....	14
2.3.1	Disposición del arreglo	14
2.3.2	Parámetros geométricos.....	15
2.4	Ecuaciones gobernantes	15
2.4.1	Ecuaciones principales	15
2.4.2	Correlaciones conocidas de transferencia de calor	17
2.4.3	Caída de presión.....	23
2.5	Método de elementos finitos.....	25
2.6	Ecuaciones del Software	26
2.6.1	Weakly compresible Navier Stokes	26
2.6.2	General Heat Transfer	27
3.	Metodología	28
3.1	Geometría y condiciones de borde	29
3.2	Parámetros de Ecuación.....	31
3.3	Criterios de convergencia.....	34
4.	Análisis de modelos.....	36
4.1	Modelo básico	36
4.1.1	Sensibilidad de la simulación al mallado (número de elementos de la malla)	36
4.1.2	Optimización del tiempo de simulación.....	39
4.1.3	Validación de los coeficientes convectivos	41
4.2	Pruebas de mejora Modelo Básico	45
4.2.1	Cambio en el mallado.....	45
4.2.2	Cambios geométricos.....	48

4.2.3	Campos de temperatura y velocidad	51
4.2.4	Presión entorno al cilindro	59
5.	Modelo Haz de tubos	60
5.1	Condiciones iniciales	60
5.2	Modelo $St/D=Sl/D=1.5$	61
5.3	Modelo $St/D=2; Sl/D=1.5$	69
5.4	Modelo $St/D=1.5; Sl/D=2$	72
5.5	Modelo $St/D=Sl/D=2$	75
5.6	Análisis Interacción de tubos	78
6.	Conclusiones.....	81
	Bibliografía	84

1. Introducción

1.1. Antecedentes generales

La refrigeración mecánica es un proceso en el cual se reduce la temperatura de un espacio determinado. Este proceso se basa principalmente en las leyes de la termodinámica y depende de los fenómenos de transmisión de calor. Su propósito es el enfriamiento de ambientes habitables para la comodidad de sus ocupantes, así como obtener condiciones apropiadas para la conservación de sustancias.

Para la industria frutícola el almacenamiento refrigerado es un tema fundamental debido a que evita el crecimiento de bacterias e impide reacciones químicas no deseadas que se dan a temperatura ambiente y por ende es un proceso obligatorio dentro de la conservación de las frutas.

El ciclo de refrigeración más usado en la industria es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, cuyo ciclo termodinámico se realiza mediante cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

En este ciclo se logra la evaporación del líquido refrigerante dentro de un intercambiador de calor denominado evaporador. Para evaporarse, este líquido absorbe energía térmica sensible del ambiente, y por ende lo enfría. Luego de este intercambio térmico, el vapor pasa por un compresor que aumenta la presión y la temperatura del refrigerante para lograr su condensación dentro de otro intercambiador de calor (condensador). Finalmente el refrigerante ya en estado líquido, pasa por una válvula de expansión que le restituye la presión apropiada para su ingreso al evaporador, permitiendo su evaporación para un nuevo ciclo.

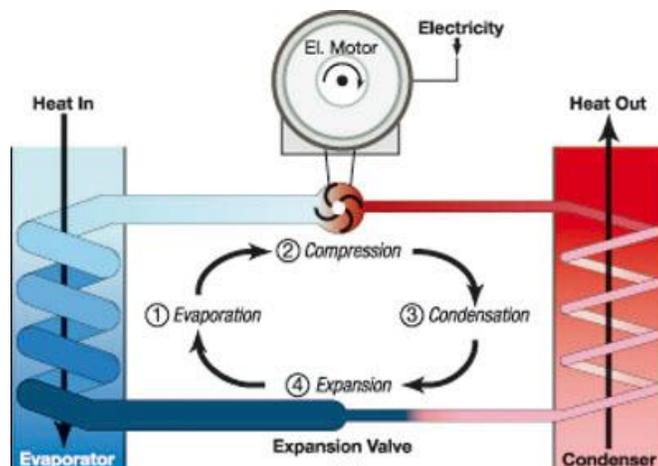


Figura 1.1: Ciclo de Refrigeración

El evaporador de refrigeración es un intercambiador de calor donde el refrigerante se evapora al interior de tubos, y el fluido a enfriar pasa por exterior. Consideraremos en este estudio que el fluido exterior es aire.

Principalmente, los evaporadores son diseñados en haces o bancos de tubos, cuyos arreglos son de dos tipos de geometría que corresponden a la rectangular y la triangular. Esto corresponde a la forma en cómo se alinean los tubos. En la figura podemos observar una forma típica de los evaporadores. El flujo de aire pasa alrededor de los tubos y el refrigerante que pasa por dentro de los tubos se evapora extrayendo energía del aire, que por ende se enfría. Estos evaporadores tienen aletas por el lado del aire, las cuales abarcan todos los tubos (Figura 1.2). El número de filas verticales de tubos en el arreglo es usualmente 4.

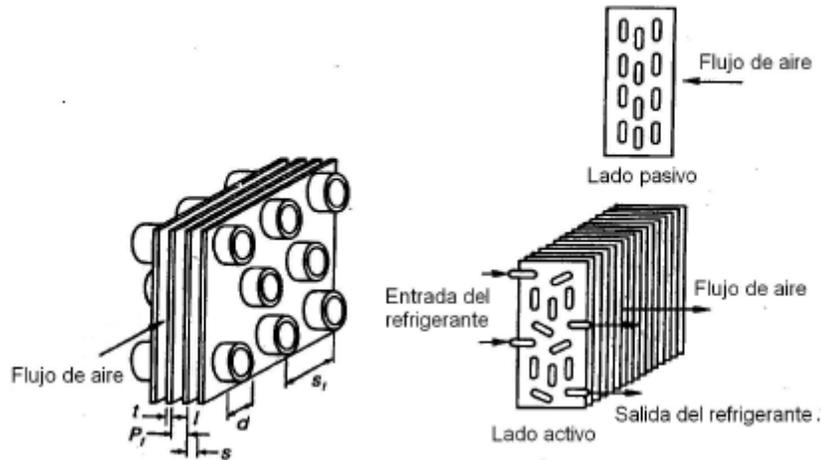


Figura 1.2: Formas típicas de evaporadores

En esta memoria se construirá un modelo de la geometría del evaporador, sin considerar las aletas. El propósito del estudio es valores del coeficiente convectivo por el lado del aire.

1.2. Motivación

En la presente memoria se pretende crear un modelo bidimensional de transferencia de calor y flujo laminar en un banco de tubos. Considerando que ya se realizó una memoria que antecede este estudio [1], una de las principales motivaciones es justamente profundizar el análisis, y abordar casos más complejos. Dado que un modelo de un banco de tubos con aletas requiere de un estudio tridimensional, que resulta imposible por la tecnología con la cual se cuenta actualmente en el departamento, este estudio se basa en el análisis de un banco de tubos sin aletas, el cual puede realizarse en geometría bidimensional.

La idea principal es representar bancos de tubos en forma realista, es decir con dimensiones y espaciados que se dan en los actuales diseños de evaporadores. De esta forma, se puede describir la influencia de parámetros geométricos sobre el intercambio calórico. En la memoria anterior, no fue posible realizar un análisis con dimensiones reales, por que lo él estudio no pudo arrojar los resultados que se buscaban.

El desarrollo de este proyecto involucra por supuesto dos de las principales disciplinas de la Ingeniería Mecánica, como son la transferencia de calor y la mecánica de fluidos. Todo esto sustentado por el uso de un Software de Elementos Finitos como lo es el Comsol Multiphysics v3.5a que permite realizar el análisis de los fenómenos físicos.

El uso de este tipo de software se hace cada vez más importante para el desarrollo profesional. Son plataformas para realizar simulaciones donde se pueden analizar una enorme variedad de escenarios y geometrías a un bajo costo. Por esto mismo, es una alternativa viable a todo tipo de experimentos.

El estudio de evaporadores es crucial para todas las aplicaciones de la industria frutícola entre otras. Es conocido que las frutas se mantienen a temperaturas bajas para su conservación, por lo que estudios de esta índole permiten desarrollar la eficiencia energética, y más aún permiten mejorar diseños dentro de los mismos equipos. Sin embargo, el estudio no se limitará a las aplicaciones de la industria frutícola, sino que a diversas situaciones donde los fluidos ambientes pueden ser tanto aire como agua, al igual que los líquidos refrigerantes.

El fenómeno que se aborda aquí es un caso clásico de estudio en mecánica de fluidos y transferencia de calor. El flujo alrededor de un cilindro único o a través de un banco de tubos ha sido descrito la mayor parte de las veces de manera experimental. No se dispone de gran cantidad de información de origen numérico para este problema. Una de las posibles razones es que el fenómeno a estudiar presenta las características de capa límite con posibilidad de separación y transición a turbulencia. Los elevados gradientes de velocidad y temperatura que se producen en el flujo alrededor de un cilindro son los problemas mayores en el estudio, como también la naturaleza no permanente de los flujos resultantes.

1.3. Objetivos

En el presente tema se pretende crear un modelo para el flujo y la transferencia de calor alrededor de bancos de tubos. Se plantea bajo los siguientes objetivos:

General

- Construir un modelo para la determinación de coeficientes convectivos en el exterior de intercambiadores de calor de haz de tubos con flujo cruzado.

Específicos:

- Construcción de un modelo 2D y transiente para el análisis de un tubo único para la validación del coeficiente convectivo.
- Creación de un modelo de simulación 2D y transiente del flujo de fluidos y transferencia de calor en un intercambiador de flujo cruzado.
- Obtener resultados de transferencia de calor con los modelos realizados. En particular, analizar la interacción entre tubos en función de los espaciamientos entre ellos.

1.4. Alcances

En el estudio se realizan las siguientes simplificaciones:

Uso de números de Reynolds bajos, dentro del rango laminar, puesto que la turbulencia es difícil de simular con el software actual. La construcción del modelo geométrico del banco de tubos consistirá en un arreglo de 6 a 9 tubos, limitándose a la capacidad del computador, y se analizará la interacción del flujo entre los mismos tubos, por lo que la distancia entre tubos será pequeña.

Para el estudio se considerará el aire como un flujo incompresible de propiedades constantes. A pesar que el software a usar realiza el acoplamiento de los fenómenos de flujo de fluidos y transferencia de calor bajo la opción de fluidos compresibles, no se usará esta opción dado que las velocidades de aire a usar son muy bajas.

A diferencia del estudio anterior, la capacidad del ordenador disponible es mayor, luego será posible realizar los estudios pertinentes de las interacciones de los tubos, y además de un número de arreglos de tubos mayor.

La temperatura de la pared exterior de los tubos se asume constante, por lo que no se considera el fenómeno de ebullición del refrigerante como parte del estudio. A la región de análisis ingresará un flujo de aire de velocidad constante y temperatura uniforme.

El evaporador de refrigeración es uno de los campos de interés para intercambiadores de bancos de tubos, pero no será el único. También se puede considerar casos en que el tubo esté a mayor temperatura que el aire, y otros fluidos distintos de aire, ya que con aire la transferencia de calor es muy baja. Se considera en estos casos que los resultados de transferencia de calor son válidos tanto para calentamiento como para enfriamiento de los fluidos que se desarrollan alrededor del haz de tubos.

2. Antecedentes

2.1 Consideraciones iniciales

El modelo de capa límite explica la resistencia de un cuerpo sobre el fluido, pero claramente cambia dependiendo la geometría del cuerpo en cuestión. Incluso para Reynolds grandes, el acoplamiento con la corriente exterior es muy complejo. La forma del cuerpo afecta considerablemente a la distribución de presiones en el flujo, y por ende tiene una influencia notable sobre la capa límite.

Como se observa en la figura 2.1, en la parte frontal el déficit de cantidad de movimiento en la capa límite no es un problema debido a que la disminución de presión (y por ende aumento de velocidad) genera un gradiente favorable de presiones que empuja el fluido en la capa límite. Sin embargo, como se observa en la parte posterior la situación es totalmente distinta. La presión aumenta en la dirección del flujo apareciendo un gradiente adverso de presiones que puede llegar a frenar el flujo en la capa límite, eventualmente invertir su dirección, este es el fenómeno de separación de capa límite [2].

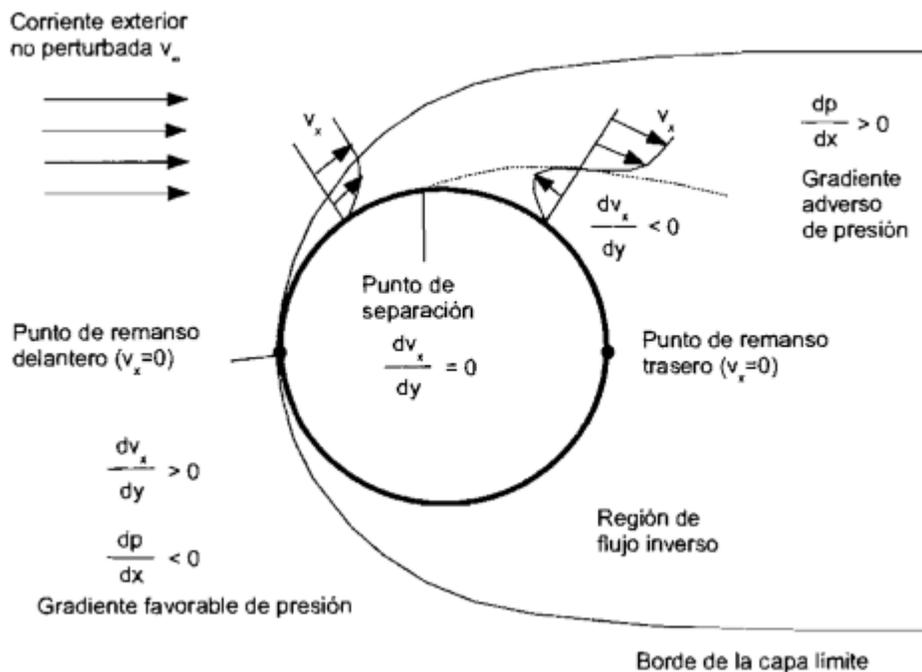


Figura 2.1: Esquema del flujo externo alrededor de un cilindro así como de la capa límite desarrollada sobre su superficie

Luego, aparecen recirculaciones en la parte posterior del tubo, y en algunos casos, la capa límite se separa generándose en la parte posterior una estela pulsatoria que defleca la corriente principal.

Se puede realizar por lo tanto una descripción cualitativa de la fenomenología del problema. Cuando el número de Reynolds es muy pequeño ($Re < 1$), las fuerzas viscosas controlan el flujo, y el patrón de este alrededor del cilindro es similar al de la figura 2.3. Para valores de Reynolds mayores ($Re = 20$), el flujo es laminar aguas arriba y en un punto se produce la separación. Aguas abajo aparece una región con dos remolinos estacionarios (Figura 2.2).

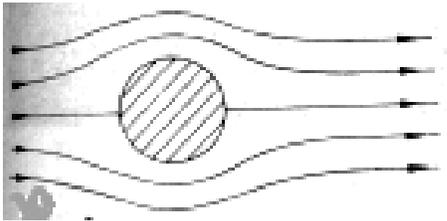


Figura 2.3: Flujo alrededor de cilindro para $Re < 1$

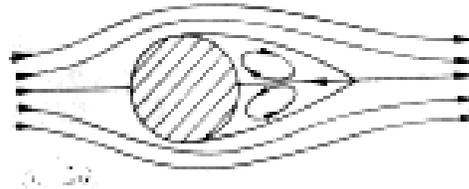


Figura 2.2: Flujo alrededor de cilindro para $Re = 20$

Para valores de Reynolds sobre 100 (Figura 2.4), los remolinos se inestabilizan y comienzan a vibrar irregularmente para acabar desprendiéndose alternativamente a ambos lados de forma periódica. Son los denominados vórtices de Von Karman.

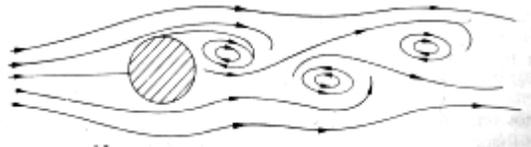


Figura 2.4: Flujo alrededor de cilindro para $Re = 100$

Cuando los valores de Reynolds son tales que $Re = 10^4$, el flujo se separa del cilindro para formar una estela simétrica aguas abajo (Figura 2.6). Cuando $Re = 10^6$ el coeficiente de arrastre se hace constante y la transición ocurre por delante del punto de separación (Figura 2.5), que se retrasa debido al carácter turbulento del flujo.



Figura 2.6: Flujo alrededor de cilindro para $Re = 10^4$

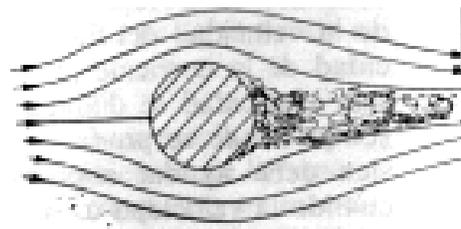


Figura 2.5: Flujo alrededor de cilindro para $Re = 10^6$

Como se puede observar, la ocurrencia de una transición de la capa límite depende directamente del número de Reynolds, que al mismo tiempo influye fuertemente en la posición del punto de separación. A medida que el Reynolds crece, el punto de separación se retrasa (Figura 2.7), el ancho de estela se reduce, al igual que la fuerza de arrastre [3].

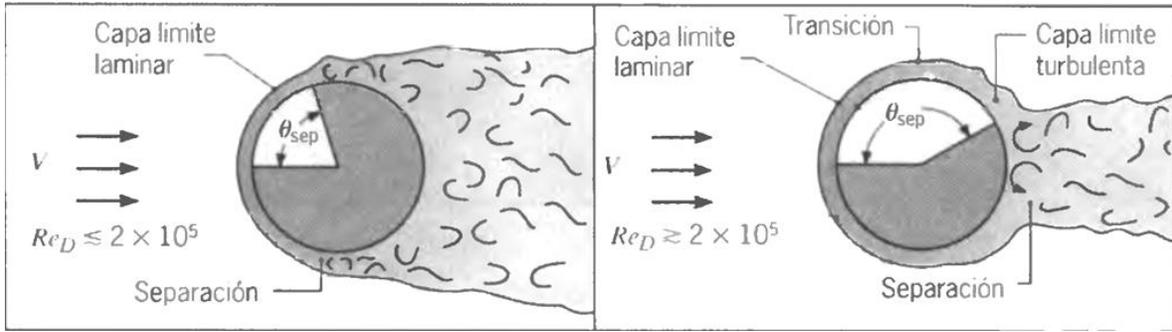


Figura 2.7: Efecto de la turbulencia sobre la separación

El coeficiente de arrastre es una función del número de Reynolds, como se observa en la figura 2.8. Al aumentar el Reynolds, el coeficiente de arrastre disminuye debido a la presión. Del orden de $Re=2 \times 10^5$, la capa pasa de ser laminar a turbulenta, por lo que se retrasa la separación, y por ende el ancho de la región de la estela.

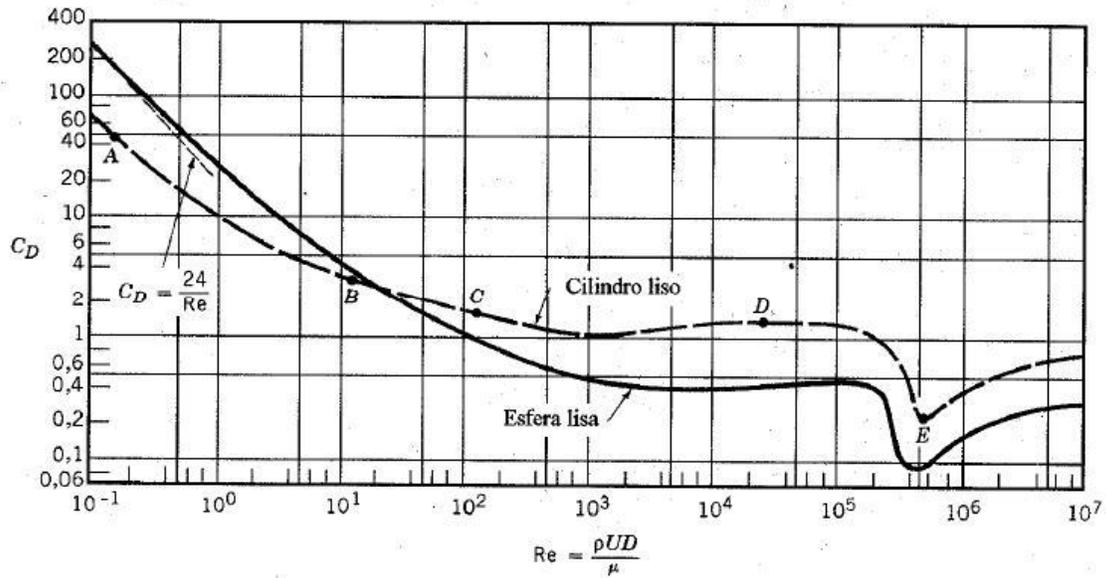


Figura 2.8: Coeficiente de arrastre para un cilindro circular en flujo cruzado y para esfera.

En la figura 2.9, se observa resultados experimentales para la variación del número de Nusselt en función del ángulo. Para $Re < 10^5$, Nusselt disminuye a medida que el ángulo aumenta por el desarrollo de la capa límite. Alcanza un mínimo a los 80° , para luego cambiar su tendencia, y aumentar debido a la formación de los vórtices. Por otro lado, para $Re > 10^5$, se alcanzan dos mínimos, el primero debido a la formación de la capa límite y el segundo debido al desarrollo de la capa límite turbulenta. El aumento entre ambos mínimos se debe a la transición de capa límite a turbulenta. Finalmente, lo importante es que partir de esta figura, se puede ver la tendencia del coeficiente convectivo en función de los ángulos. [3]

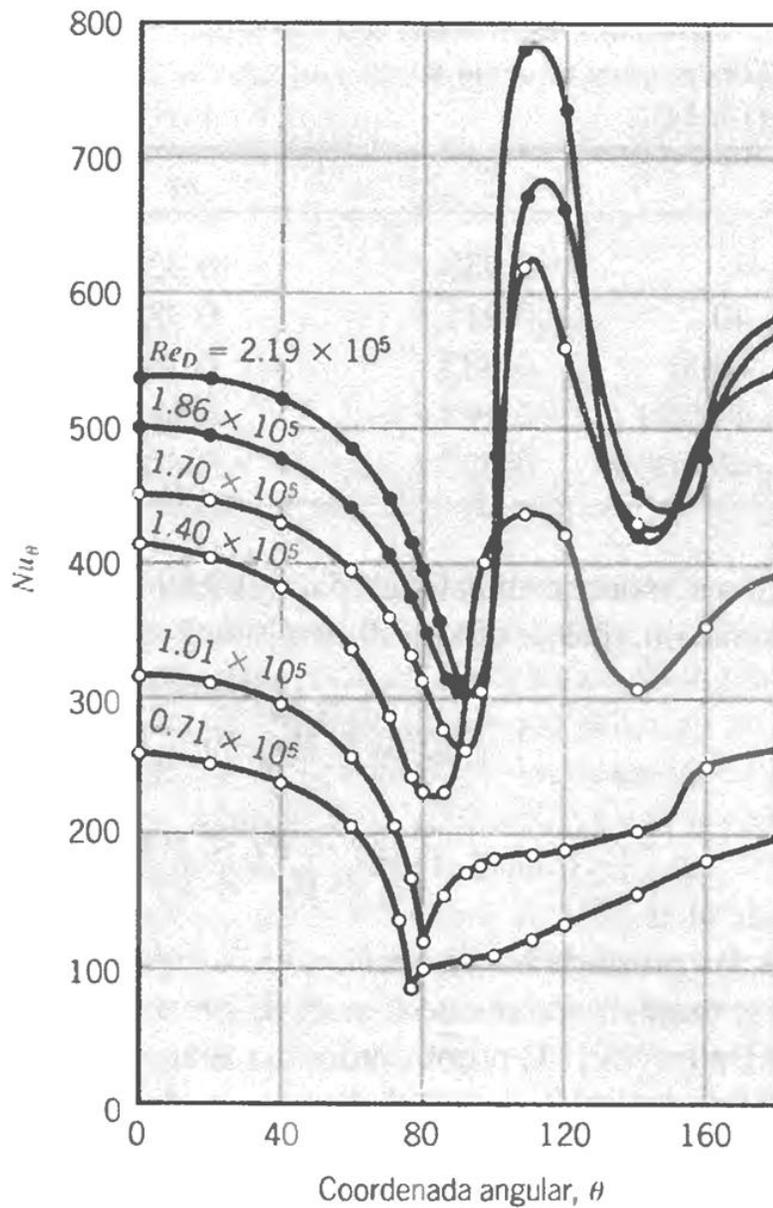


Figura 2.9: Número de Nusselt en cilindro circular para flujo cruzado

2.2 Flujos Contra y Co-corrientes

Existen dos tipos de arreglos para un evaporador en cuanto a su flujo, que corresponden a un arreglo en co-corriente y contracorriente. De la misma forma, se puede trabajar con flujo paralelo o cruzado, esto corresponde al ángulo de ataque del fluido al tubo, y como se mencionó anteriormente se trabajará con este último. Esto se debe principalmente a que se obtiene un mejor rendimiento en cuanto a la transferencia de calor para este tipo de arreglo, mientras que la virtud de un sistema en co-corriente reside en la mantención de una temperatura relativamente constante entre los fluidos. [4]

A la salida del evaporador, el líquido refrigerante se encuentra teóricamente en un estado vaporizado sobrecalentado, pero en algunos casos se encuentra parcialmente vaporizado. En los casos donde el líquido está parcialmente vaporizado es de suma importancia que esté en estado gaseoso antes de ingresar al compresor para de esta forma asegurar la integridad del equipo.

2.3 Geometrías Evaporadores

2.3.1 Disposición del arreglo

Las geometrías de los evaporadores se componen por arreglos de tubos triangulares y/o rectangulares. Los parámetros que varían en esta geometría son el diámetro externo de los tubos, la separación vertical y horizontal de los tubos y el largo de los tubos. En este caso el estudio consiste en la modelación del banco de tubos en dos dimensiones por lo que no será relevante la variable del largo de los tubos, solo se basará en disposiciones alineadas y alternadas como se puede observar en la figura 2.10. [5]

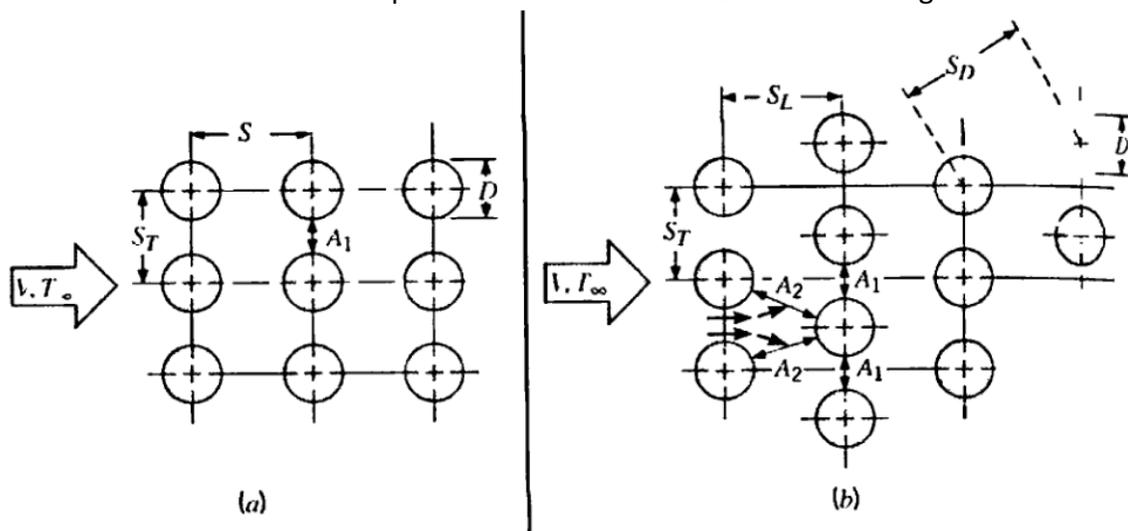


Figura 2.10: Flujo laminar en dos tipos de arreglos geométricos, (a) Rectangulares y (b) triangulares

2.3.2 Parámetros geométricos

Las principales variables que se manejan en este problema bidimensional corresponden al diámetro de tubo y la distancia entre los centros de los tubos. El cambio en dichas variables provoca justamente la caracterización del flujo y el movimiento del fluido. Como se quiere trabajar con un fluido en régimen laminar, el número de Reynolds será bajo.

Las bobinas de los evaporadores usan generalmente tubos circulares, sin embargo, existen tubos rectangulares y ovalados que se usan para aplicaciones especiales. Para un amplio rango de aplicaciones, existen típicos tamaños de tubos, donde el diámetro externo puede tomar diversos valores tales como 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4 y 1 pulgada (7.9, 9.5, 12.7, 15.9, 19.1 y 25.4 mm).

De la misma forma, como vimos en el punto 2.3.1, los tubos pueden formarse en arreglos en línea como arreglos triangulares, siendo este primero, el método más común. El espacio entre tubos puede variar entre 0.6 a 2.5 pulgadas (16 a 64 mm). [4]

Una forma de caracterizar estos parámetros geométricos, es crear una variable a partir de estos dos componentes, es decir, se trabajara con L/D, donde L corresponde a la distancia entre los tubos, y D al diámetro de estos. Todo esto sujeto a un número de Reynolds fijo.

2.4 Ecuaciones gobernantes

2.4.1 Ecuaciones principales

Las ecuaciones que gobiernan este sistema son principalmente las que vienen de las leyes de la termodinámica, que son las de movimiento, continuidad y energía para flujo laminar incompresible bidimensional transiente:

- **Balance de calor para flujo alrededor de un tubo colocado en un ducto [1]**

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

Donde:

Q : Calor transferido por el tubo a la corriente de aire [W]

C_p : Calor específico $\left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$

\dot{m} : Flujo Masico $\left[\frac{Kg}{s} \right]$

$T_{Ambiente}$: Temperatura de entrada [K]

T_{salida} : Temperatura de salida [K]

- **Coefficiente convectivo medio alrededor del tubo**

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T}$$

Donde:

h : Coeficiente convectivo $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

ΔT : Diferencia entre temperatura de pared y entrada de aire [K]

A : Área de transferencia de calor [m^2] (Manto de tubo)

- **Número de Reynolds**

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot u}{\mu}$$

Donde:

D : Diámetro exterior del cilindro [m]

μ : Viscosidad dinámica [$P_a \cdot s$]

u : Velocidad de la corriente libre $\left[\frac{m}{s}\right]$

- **Número de Prandtl**

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k}$$

Donde:

k : Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

- **Número de Nusselt**

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

2.4.2 Correlaciones conocidas de transferencia de calor

a) Caso tubo único con flujo cruzado

Se pueden obtener distintas correlaciones para números de Nusselt local, sin embargo desde el punto de vista de los cálculos de ingeniería, es preferible utilizar correlaciones en condiciones promedios globales. [6]

- **Hilpert**

$$\overline{N}_u = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

Donde las constantes C y m se listan en la tabla 2.1:

Tabla 2.1: Constantes para la ecuación de Hilpert, para cilindro circular de flujo cruzado.

Re	C	m
0,4 - 4	0,989	0,33
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40000	0,193	0,618
40000 - 400000	0,027	0,805

- **Zhukauskas (1972)**

$$\overline{N}_u = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad \text{donde} \quad \begin{cases} 0.7 < Pr < 500 \\ 1 < Re_D < 10^6 \\ n = 0.37 \end{cases}$$

Donde C y m están dados por la tabla 2.2

Tabla 2.2: Constantes para la ecuación de Zhukauskas, para cilindro circular de flujo cruzado.

Re	C	m
4 - 40	0.75	0.4
40 - 1000	0.51	0.5
1000 - 200000	0.26	0.6
200000 - 2000000	0.076	0.7

En nuestro caso $\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)$ se aproxima a 1 debido a que se utilizan propiedades constantes del fluido.

Por otro lado, Churchill y Bernstein propusieron una sola ecuación que cubre todo el rango de Reynolds, pero que se recomienda principalmente para $Re \cdot Pr < 0.2$

- **Churchill Bernstein [7]**

$$\overline{N_u} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Whitaker presentó una correlación más general que toma en cuenta las contribuciones al coeficiente promedio de transferencia de calor de la región no separada de la capa límite, de la región de la estela alrededor del cilindro y de los efectos de la temperatura.

- **Whitaker [7]**

$$\overline{N_u} = (0.4Re^{0.5} + 0.06Re^{0.67}) \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25}$$

Donde μ_w representa la viscosidad de la temperatura de la superficie de la pared.

Estas correlaciones se utilizan principalmente para calcular un Nusselt promedio para la simulación de un tubo con flujo cruzado.

En la figura 2.11 se puede observar los valores del coeficiente convectivo para las distintas correlaciones en función de la velocidad del fluido que en este caso es aire, para un diámetro $D=0,5$ cm.

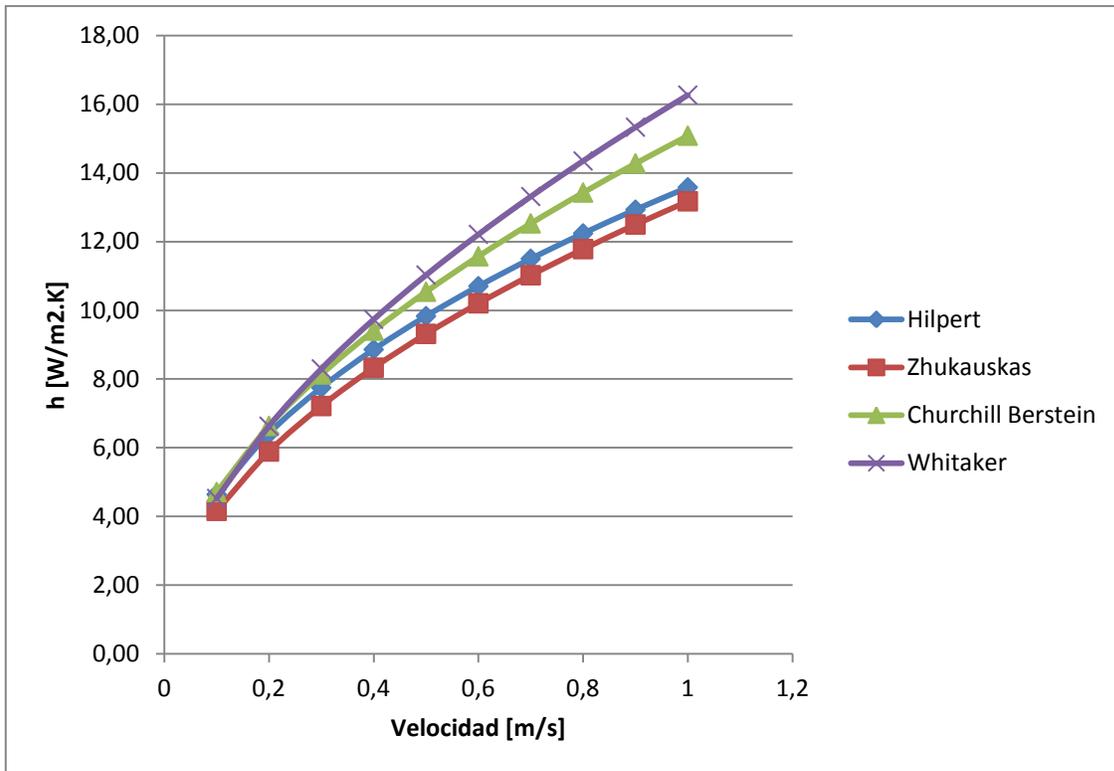


Figura 2.11: Coeficiente convectivo en función de la velocidad para las distintas correlaciones

b) Caso arreglo de tubos con flujo cruzado

Para el caso de un haz de tubos, se desea conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el arreglo de tubos, es así como Grimison obtuvo una correlación para un flujo de aire, de la forma:

- **Grimison (1937) [3] [6]**

$$\bar{N}_u = C_1 \cdot Re_{max}^m \quad \text{donde} \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{max} < 40000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right]$$

Con

$$Re_{max} = \frac{\rho \cdot D \cdot u_{max}}{\mu}$$

Donde para arreglo en línea

$$u_{\max} = \frac{S_t}{S_t - D} \cdot u$$

Y para arreglo escalonado

$$u_{\max} = \frac{S_t}{2 \cdot (S_D - D)} \cdot u$$

$$\text{Con } S_D = \sqrt{(S_l^2 + S_t^2)}$$

Donde

u : Velocidad de la corriente antes de interactuar con los tubos [m/s]

S_t : Distancia vertical entre centro de tubos.

S_l : Distancia horizontal entre centro de tubos.

Donde C1 y m se presentan en la tabla 2.3

Tabla 2.3: Constantes para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas

S/D	St/D							
	1.25		1.5		2		3	
	C1	m	C1	m	C1	m	C1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.1	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.25	0.62	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.57	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.29	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.56
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.57
3	0.31	0.592	0.356	0.58	0.44	0.562	0.428	0.574

En un arreglo en línea, la velocidad máxima se produce en el “pasillo” de alta velocidad, es decir en el plano transversal A1 de la figura 2.10a, donde el fluido no choca con el tubo. Por otro lado, en un arreglo escalonado, la máxima velocidad se puede dar en el plano transversal A1, o en su defecto en el plano diagonal A2. Numéricamente, ocurrirá en A2 si las filas están espaciadas de modo que

$$2 \cdot (S_d - D) < (S_t - D)$$

Si V_{max} no ocurre en A2, entonces se calcula nuevamente V_{max} para arreglo en línea.

Este resultado se puede extender a otros fluidos mediante la inserción del factor $1.13 \cdot Pr^{1/3}$:

$$\overline{N}_u = 1.13 \cdot Pr^{1/3} \cdot C_1 \cdot Re_{max}^m \quad \text{donde} \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{max} < 40000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right]$$

De igual forma, si el arreglo es menor a 10 filas de tubos ($N_L < 10$) se aplica un factor de corrección tal que

$$\overline{N}_{u_{N_L < 10}} = C_2 \cdot \overline{N}_{u_{N_L \geq 10}}$$

Donde C_2 esta dado por la tabla 2.4

Tabla 2.4: Factor de correlación C_2 para ($N_L < 10$)

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.64	0.8	0.87	0.9	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Escalonado	0.68	0.78	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

- **Zhukauskas (1988) [3] [6]**

Zhukauskas propuso una correlación de la forma:

$$\overline{N}_u = C \cdot Re_{max}^m \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad \text{donde} \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re_{max} < 2 \cdot 10^6 \\ 0.7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

Donde las constantes C y m se observan en la siguiente tabla:

Tabla 2.5: Constantes para ecuación de banco de tubos con flujo cruzado

Configuración	Re max	C	m
Alineado	$10 \cdot 10^2$		0.8
Escalonado	$10 \cdot 10^2$		0.9
Alineado	$10^2 - 10^3$	Aproxima como cilindro unico	

Escalonado	$10^2 - 10^3$	(Aislado)	
Alineado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
(St/SI < 0.7)			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(St/SI)^{1/5}$	0.6
(St/SI < 2)			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.4	0.6
(St/SI > 2)			
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Si $N_L < 20$ se aplica un factor de correlación tal que:

$$\bar{N}_{u_{N_L < 20}} = C_2 \cdot \bar{N}_{u_{N_L \geq 20}}$$

Donde C_2 se encuentra en la table 2.6

Tabla 2.6: Factor de correlación C_2 para ($N_L < 20$)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alineado	0.70	0.8	0.86	0.9	0.92	0.95	0.97	0.98	0.9
Escalonado	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.9

Para $Re < 1000$,

$$\bar{N}_u = C_2 \cdot C_3 \cdot Re^{m_{max}} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

Tabla 2.7: Factor de corrección para tubos escalonados con $Re < 1000$ y $N_L < 20$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
C_2	0,83	0,88	0,91	0,94	0,95	0,97	0,98	0,99	1

Y la constante C_3 , se obtiene a partir de la tabla 2.8.

Tabla 2.8: Constantes para la ecuación de Zhukauskas para $Re < 1000$ para tubos escalonados

Re_d	C_3	m
1-40'	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

2.4.3 Caída de presión

El modelo de presión de Zhukauskas esta expresado por la siguiente ecuación:

$$\Delta p = N_L \cdot x \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{\max}^2}{2} \right) \cdot f$$

Donde f representa el factor de fricción y x el factor de corrección que se están representados gráficamente para tubos escalonados en la figura:

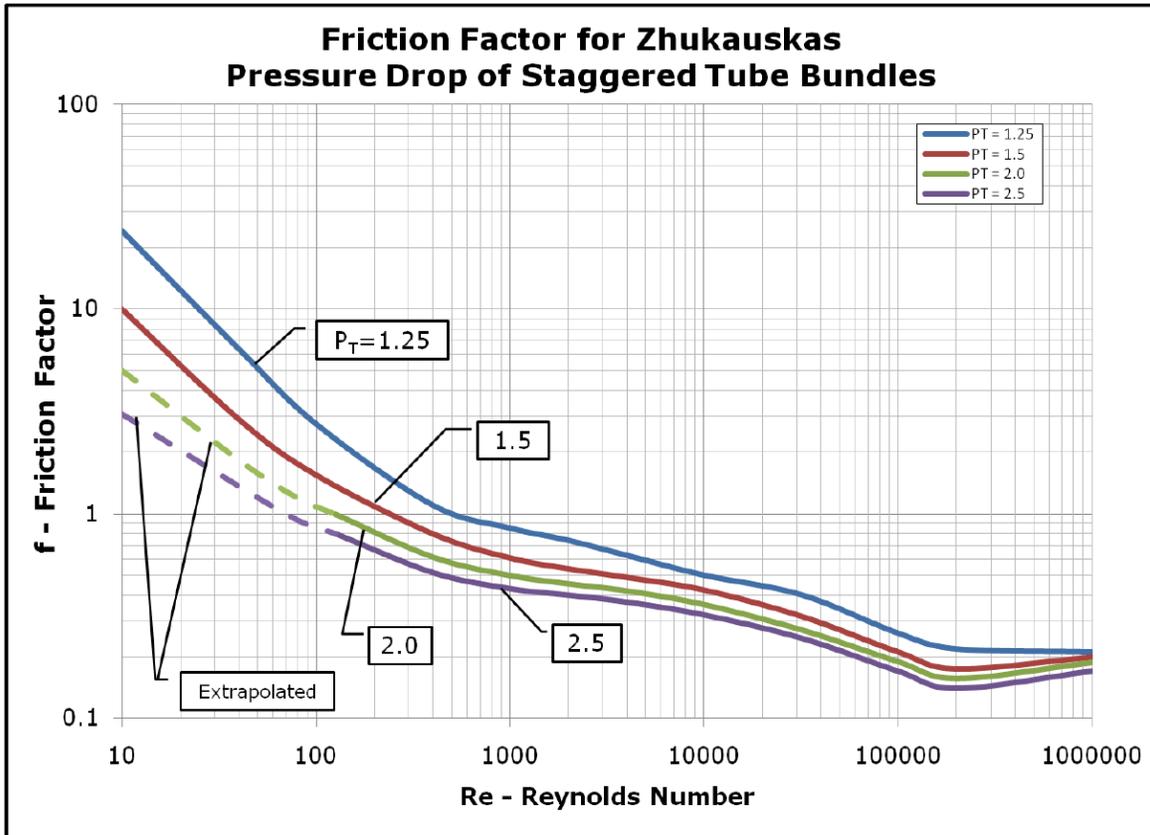


Figura 2.12: Factor de fricción para modelo Zhukauskas

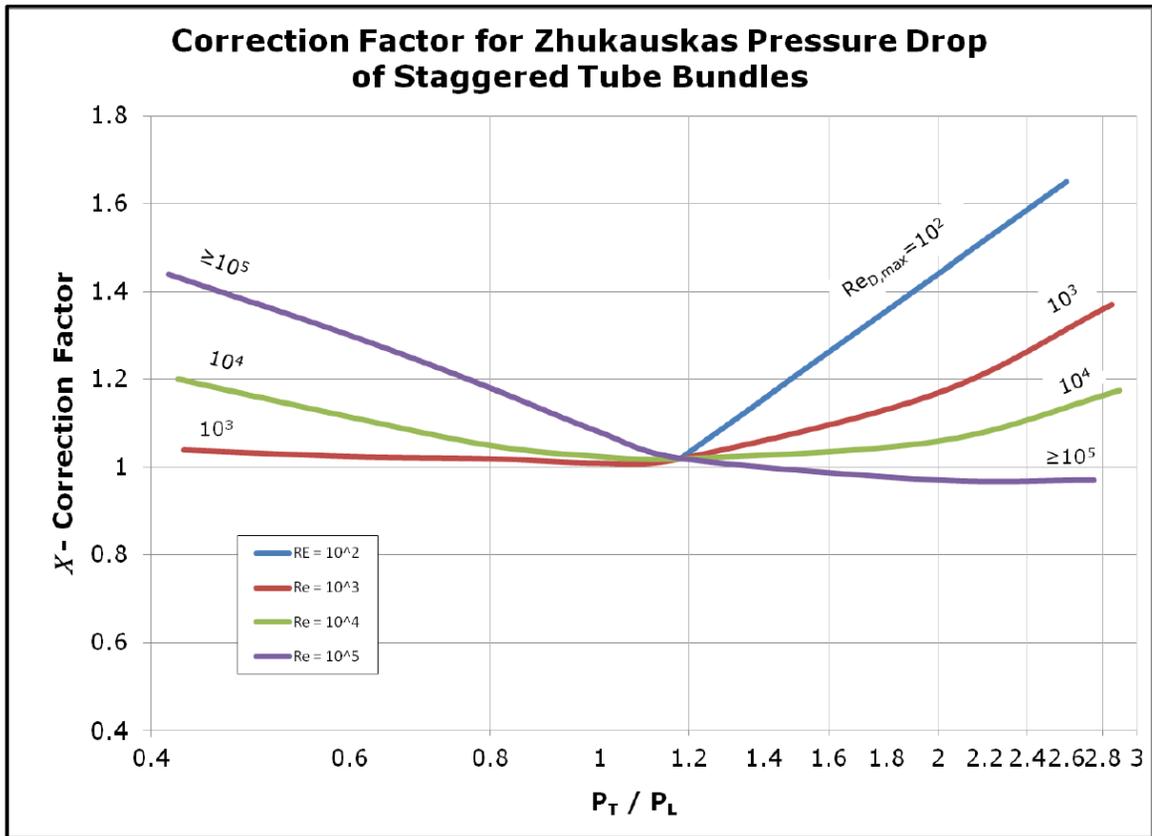


Figura 2.13: Factor de corrección para modelo Zhukauskas

2.5 Método de elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El MEF está pensado para ser usado en computadoras y se usa en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, así como en la simulación de sistemas físicos y biológicos complejos. La variedad de problemas a los que puede aplicarse ha crecido enormemente, y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas.

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) dividiéndolo en un número elevado de subdominios denominados "elementos finitos". El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados "nodos". Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se denomina "malla".

Los cálculos se realizan en esta malla, y a partir de estas relaciones de conectividad se calculan el valor de un conjunto de variables incógnitas en cada nodo. Este conjunto se puede definir como un sistema de ecuaciones lineales, siendo el número de ecuaciones proporcional al número de nodos.

En nuestro caso, el programa de generador de mallas está incluido en el software que resuelve estas ecuaciones, y se trata del programa Comsol Multiphysics v3.5.

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones. Por otro lado, si las relaciones entre cada nodo no son continuas, o superan un cierto número considerado como la tolerancia del modelo, el modelo tiende a diverger.

2.6 Ecuaciones del Software

El software escogido para la simulación por elementos finitos es el Comsol Multiphysics v3.5. Las ecuaciones que utiliza para el estudio corresponden a las ecuaciones del módulo de transferencia de calor, para una interacción térmica del fluido en un análisis transiente.

2.6.1 Weakly compressible Navier Stokes

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla[-\rho\mathbf{I} + \eta(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - ((2\eta/3) - k_{dv})(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}] + \mathbf{F}$$
$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0$$

Donde

- ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
- η : Viscosidad dinámica $[Pa \cdot s]$
- K_{dv} : Dilatación viscosa $[Pa \cdot s]$
- \mathbf{F} : Vector de fuerzas de volumen $\left[\frac{N}{m^3}\right]$

Aplicación a nuestro estudio:

- No se considera dilatación viscosa $K_{dv} = 0$
- No existen fuerzas externas $\mathbf{F} = 0$

Por lo tanto la ecuación queda de la siguiente forma:

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla[-\rho\mathbf{I} + \eta(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - ((2\eta/3))(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}]$$
$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0$$

2.6.2 General Heat Transfer

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} + \nabla(-k\nabla T) = Q + q_s T - \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T$$

$$T = \text{Temperature}, \quad \text{Enthalpy } H = C_p T / \gamma + P_a / \rho$$

Donde

- k : Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
- ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
- C_p : Capacidad Calórica $\left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$
- q_s : Coeficiente de absorción $\left[\frac{W}{m^3 \cdot K} \right]$
- Q : Fuente de calor $\left[\frac{W}{m^3} \right]$

Aplicación a nuestro estudio:

- No se considera coeficiente de absorción $q_s = 0$
- No existe una fuente de calor externa $Q = 0$

La ecuación de transferencia de calor queda de la siguiente forma:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} + \nabla(-k\nabla T) = \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T$$

3. Metodología

Para realizar la modelación se utilizará el programa Comsol Multiphysics versión 3.5 que permite realizar el análisis mediante el uso de elementos finitos. Este modelo se construirá de tal forma que represente el problema formulado, tanto en la parte geométrica como física (Fig. 3.2).

Se evaluará el sistema en régimen transiente y el flujo será laminar, las condiciones de velocidad de entrada del aire serán uniforme al igual que la temperatura. La corriente de aire será bajo flujo cruzado y la temperatura de la pared de los cilindros se mantendrá constante.

Se utilizarán de igual forma los modelos de “Weakly compressible Navier Stokes” y “General heat transfer” ambos en régimen transiente para el programa. Para construir el modelo se elige la física en primer lugar, para luego construir la geometría del problema, en este caso, se debe escoger para la transferencia de calor las opciones “Fluid thermal interaction” y “Non isothermal Flow” (Figura 3.1)

En lo que concierne la parte geométrica, se deberá generar mallas para discretizar esta, que permitan la resolución del sistema. Las mallas deben ser las del tipo “boundary layer” que se afinan en la zona alrededor de los tubos, donde hay altos gradientes de velocidad y temperatura.

La región de análisis es rectangular. A la entrada en $x=0$, se impone una velocidad dada, y la salida corresponde a una condición de flujo convectiva. Los bordes horizontales sin roce y con condición de simetría. En el cilindro, se usa condición de no deslizamiento (velocidad nula).

La metodología para la construcción del modelo es:

- Física
- Geometría
- Propiedades y condiciones de borde
- Mallado
- Definición del solver
- Resolución

La metodología de avance será la siguiente:

- Simulación en modelo básico con flujo cruzado (1 tubo)
- Ajuste de parámetros
- Creación de un modelo de haz de tubos (6 a 10)
- Simulación y resultados

La configuración del software Comsol Multiphysics v3.5 para poder realizar este tipo de simulaciones requiere de diversas variables que serán explicadas a continuación.

En primer lugar los módulos utilizados para la resolución del problema son:

- **Weakly compressible Navier Stokes**
- **General Heat Transfer**

Estos módulos aparecen automáticamente del “Model Navigator”, una vez que se escoge la física del problema que se desea resolver. En este caso, se escogió un módulo de transferencia de calor, para luego escoger una interacción térmica del fluido en un régimen transiente en 2 dimensiones.

En la figura 3.2 se puede apreciar la interfaz del “Model Navigator”.

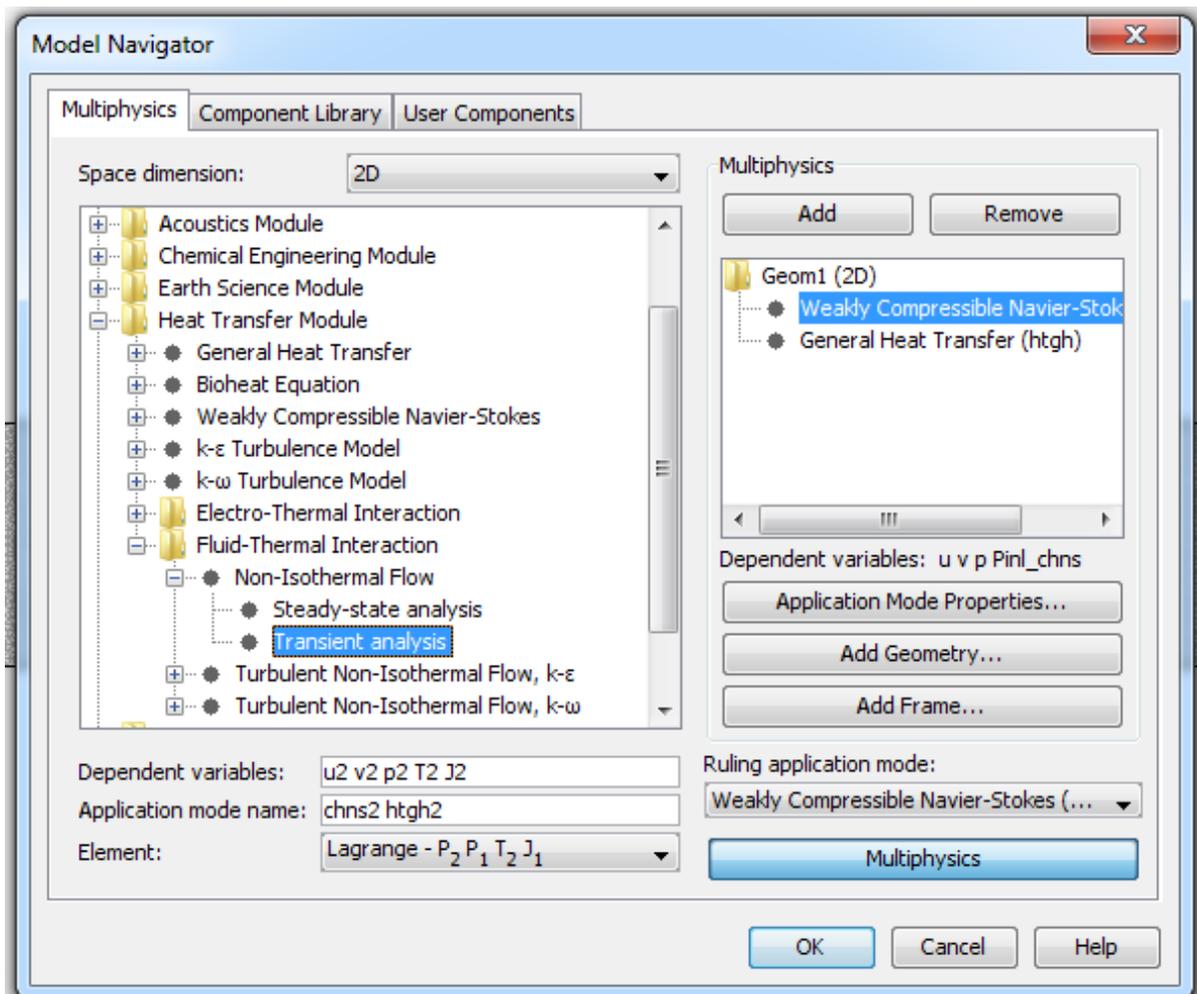


Figura 3.1: Interfaz del navegador para encontrar el modulo indicado

3.1 Geometría y condiciones de borde

La geometría del problema consiste en un volumen de control rectangular que representa un ducto, con un tubo circular dentro de este espacio permitiendo la interacción

entre el fluido y el cilindro, todo esto en dos dimensiones. Este volumen de control es solo para hacer posible la simulación, puesto que lo que se desea estudiar es un tubo único en una corriente de aire sin otras paredes. Los valores de la región de análisis y del diámetro del tubo variarán según los resultados de las simulaciones, para este caso se utilizó un diámetro $D=0.05$ [m], un largo $H=0.1$ [m], y un ancho $W=0.7$ [m].

Las propiedades físicas utilizadas en este problema son constantes. La figura 3.2 muestra las etiquetas de cada uno de los bordes de la figura, luego, las condiciones de borde impuestas para la simulación de un tubo con flujo cruzado de aire son las siguientes:

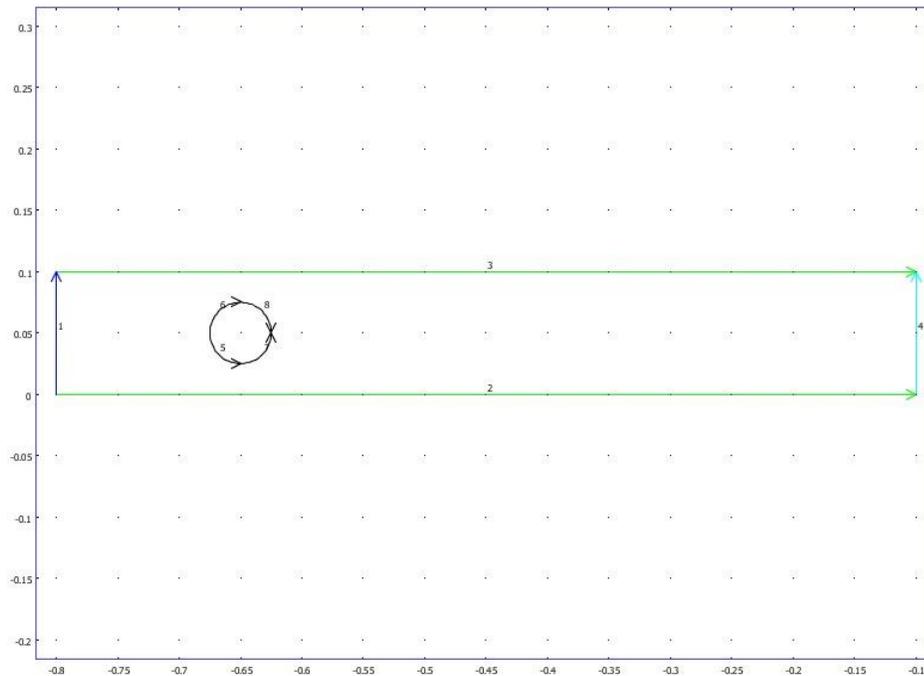


Figura 3.2: Modelo de tubo con flujo cruzado con etiquetas en los bordes.

Flujo compresible

- Flujo de aire en la entrada igual al de la corriente de aire en el eje x , $u = \text{cte.}$, $v=0$ (borde 1)
- Simetría en los bordes horizontales (borde 2 y 3)
- Presión de salida igual a 0 (borde 4)
- Condición de no deslizamiento alrededor del cilindro. (borde 5,6,7,8)

Transferencia de calor

- Aislación de los bordes (bordes 2 y 3)
- Temperatura de la entrada constante $T=293.15\text{K}$ (borde 1)
- Temperatura de la pared de los tubos constante $T=253.15\text{K}$ (borde 5,6,7,8)
- Flujo convectivo en la salida (borde 4)

3.2 Parámetros de Ecuación

El segundo paso de programación consiste en el “seteo”(configuración) de los parámetros para el “solver”. En primer lugar, se escoge un paso de tiempo pequeño (0.1) puesto que el fenómeno que se está estudiando se desarrolla en un lapso corto, luego el fenómeno se comporta de forma periódica. Este paso de tiempo indica el lapso de tiempo en el cual el software grabará ese instante en su memoria ese, puesto que el verdadero paso de tiempo que realiza el programa, se autodefine sujeto a las ecuaciones que está resolviendo. Mientras más le cueste al programa resolver las ecuaciones para su convergencia, menor será el paso de tiempo.

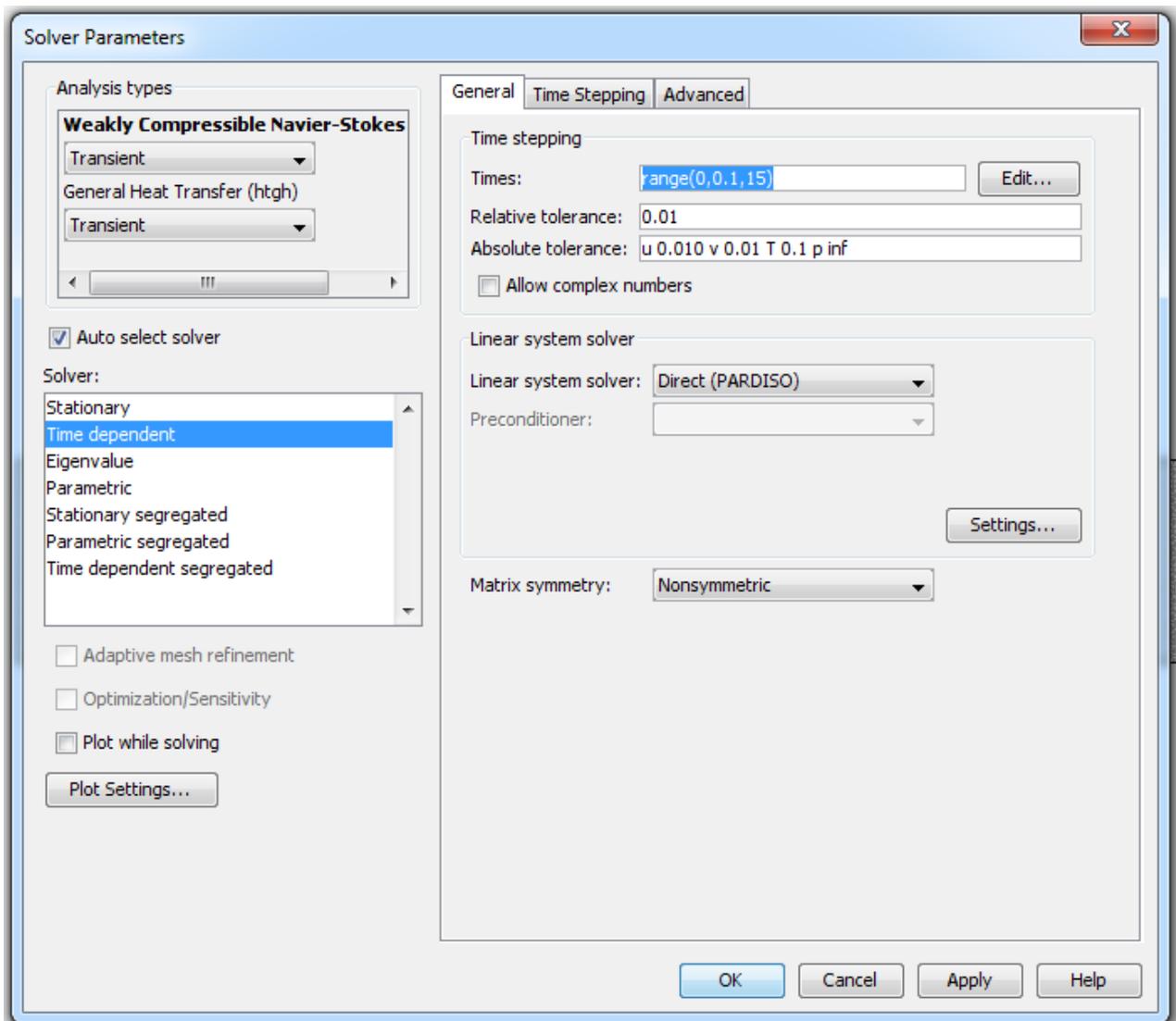


Figura 3.3: Seteo del “Solver Parameters”.

Otra variable importante para la simulación consiste en la tolerancia absoluta. Como se observa en la figura 3.3, la tolerancia está programada para aceptar valores con un margen de hasta 1×10^{-2} para las velocidades, y de 1×10^{-1} para la temperatura. Este tipo de variables tiene gran trascendencia en las simulaciones del modelo puesto que permite estabilizar estas últimas.

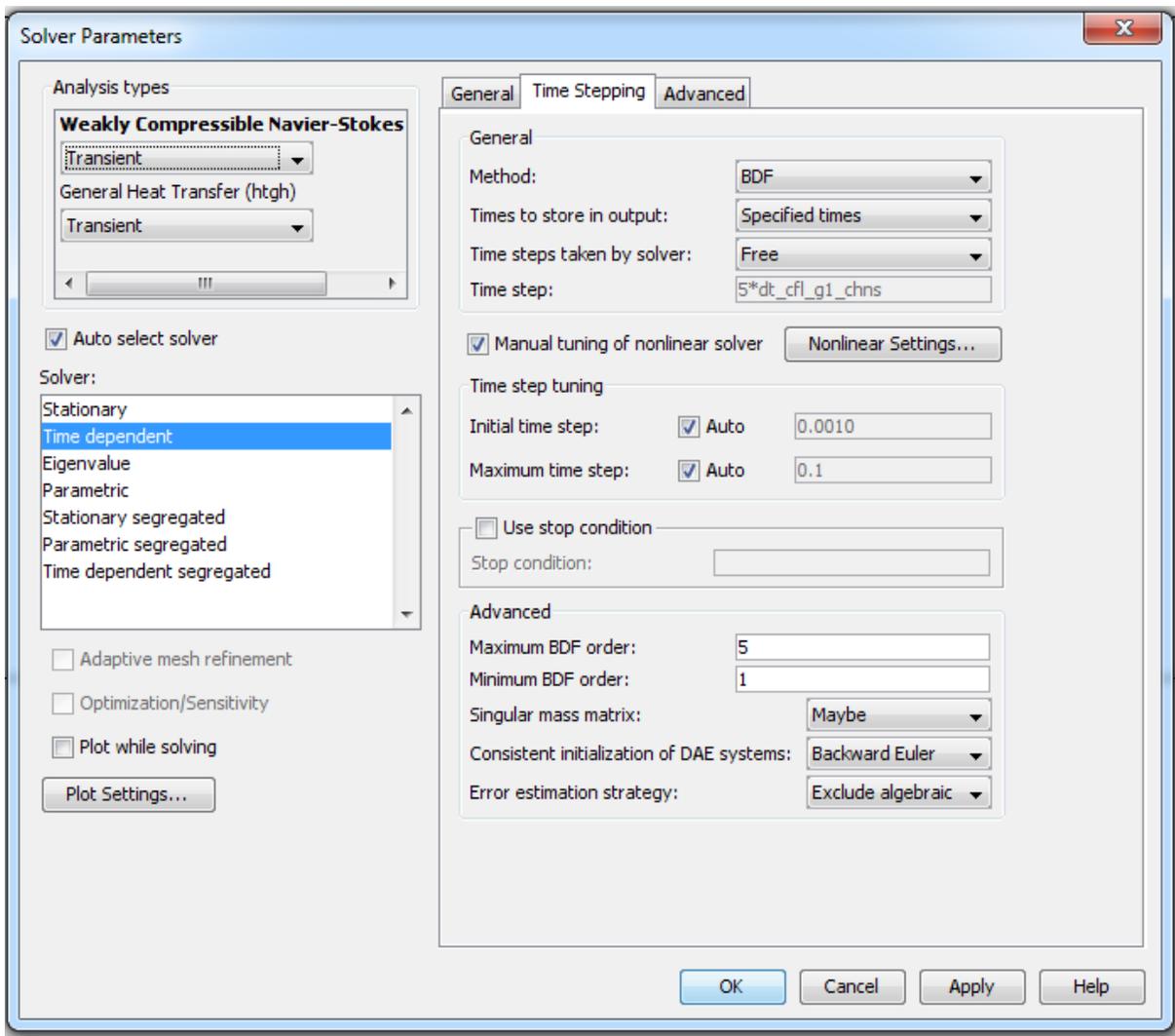


Figura 3.4: Método general para el “Solver Parameters”

El método escogido para resolver las ecuaciones fue el método BDF (Backward Differentiation Formulas). Este método (a diferencia del generalized Alpha) es conocido por su estabilidad, sin embargo puede provocar severos efectos de “Damping” o amortiguamiento, que en este caso son despreciables. El método BDF es una familia de métodos implícitos para la integración numérica de ecuaciones diferenciales ordinarias. Son métodos lineales multipaso que para una función y tiempo dado, aproximan la derivada de esa función utilizando la información de tiempos ya computados, aumentando la precisión de la aproximación.

Además, este método permite mayor velocidad en las simulaciones, lo que optimiza el tiempo de simulación y estabiliza la convergencia del modelo.

3.3 Criterios de convergencia

Se estableció como criterio de convergencia cuando la simulación alcanza el tiempo final programado. En la figura 3.5, se puede observar un gráfico del paso inverso de tiempo en función del tiempo para un modelo que converge. El software elige un paso de tiempo muy pequeño en un principio, luego varía en función de la convergencia. Cuando la simulación converge, el paso de tiempo se hace estable después de unas primeras iteraciones, y luego alcanza un valor constante hasta alcanzar el tiempo final.

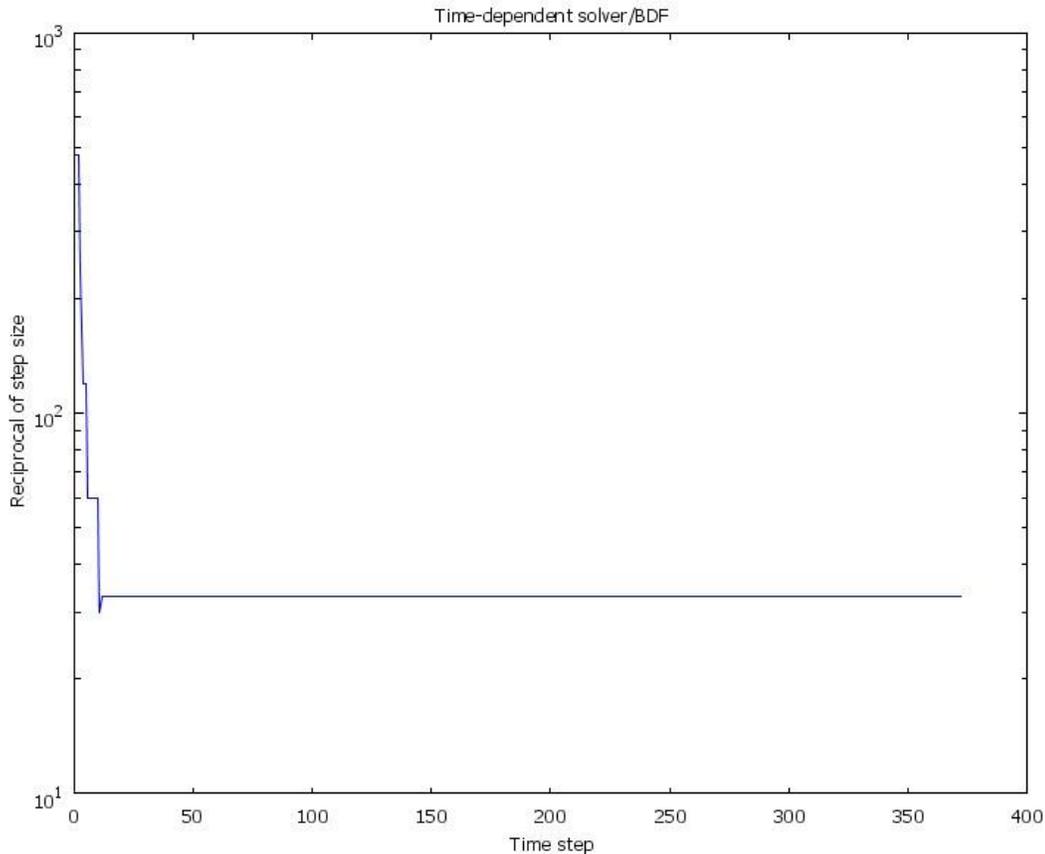


Figura 3.5: Paso de tiempo inverso en una simulación

Generalmente en los casos donde las simulaciones divergen, el paso de tiempo se va haciendo cada vez más pequeño, hasta que su avance es prácticamente nulo. Como se trata del paso de tiempo inverso, a medida que crece la curva, menor es el paso de tiempo, y viceversa (Figura 3.6)

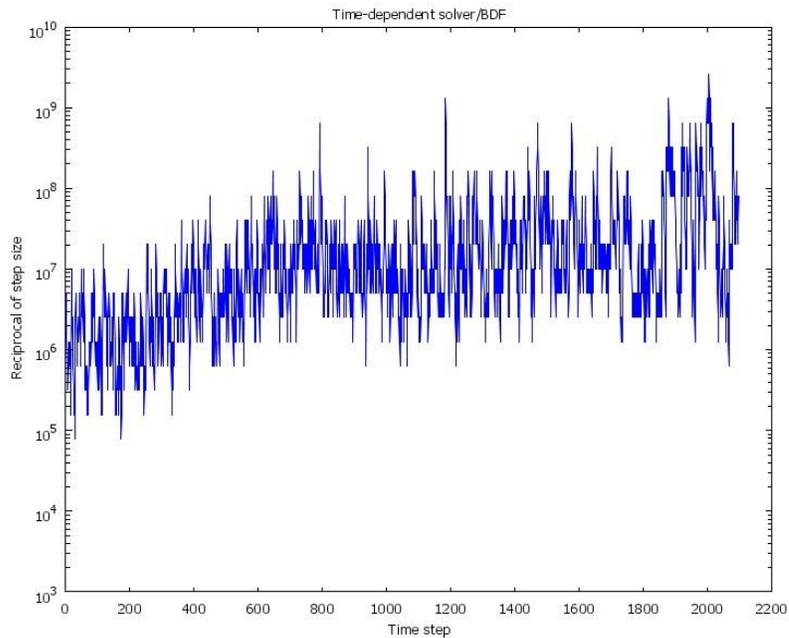


Figura 3.6: Paso de tiempo inverso en una simulación que diverge

De esta misma forma, se puede apreciar el error en función del número de iteraciones. Para el caso de una representación que converge, el error fluctúa entre 10^{-2} a 10^1 , y presenta pendientes negativas en cada iteración (Figura 3.7). En este caso las curvas están tan cerca que no se nota el efecto de varias pendientes negativas.

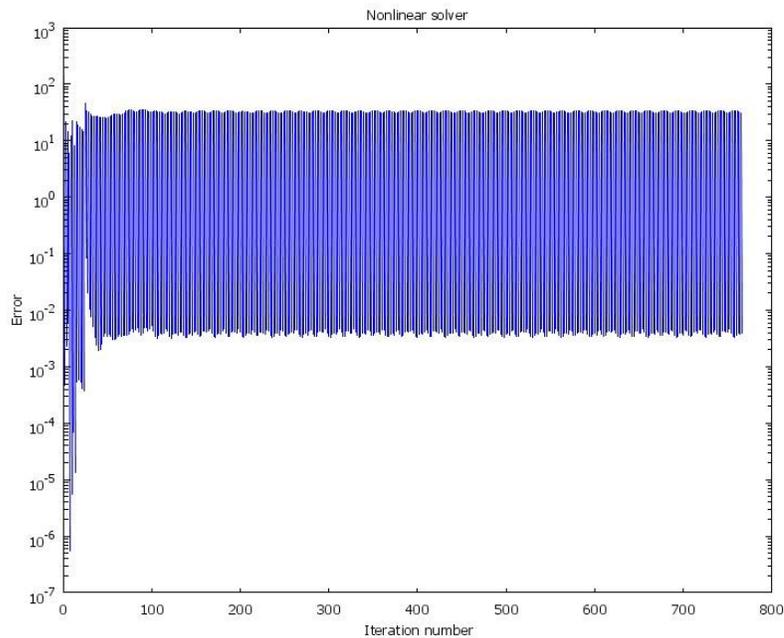


Figura 3.7: Error en función del número de iteraciones

4. Análisis de modelos

4.1 Modelo básico

4.1.1 Sensibilidad de la simulación al mallado (número de elementos de la malla)

El modelo básico consiste en un tubo con flujo cruzado de aire. La idea principal de trabajar con un tubo consiste en validar los resultados obtenidos por el programa a través de una comparación con los resultados que se encuentran en la teoría.

Una de las principales variables que maneja el programa es la cantidad de elementos o nodos que se encuentran en la malla, que son determinantes en la precisión del cálculo, y por ende en el tiempo de simulación de los modelos. Es por eso que es importante llegar a un número óptimo de elementos, de manera de optimizar el tiempo de simulación y llegar a una solución precisa.

Condiciones del tubo para la modelación:

- $\rho_{aire} = 1.16 [Kg/m^3]$ (Densidad del aire)
- $\mu_{aire} = 1.85 \cdot 10^{-5} [Pa \cdot s]$ (Viscosidad dinámica del aire)
- $k_{aire} = 0.026 [W/(m \cdot K)]$ (Conductividad térmica del aire)
- $Cp_{aire} = 1005 [J/(Kg \cdot K)]$ (Capacidad calórica del aire)
- $T_{in} = 293.15 [K]$ (Temperatura de entrada del aire)
- $T_{sup} = 253.15 [K]$ (Temperatura de la superficie del tubo)
- $0.1 [m/s] \leq u_{in} \leq 0.5 [m/s]$ (Velocidad de entrada del aire)
- $d = 0.05 [m]$ (Diámetro del tubo)
- $H = 0.1 [m]$ (largo del rectángulo)
- $W = 0.7 [m]$ (Ancho del rectángulo)
- $316.21 \leq Re \leq 1581.08$

Para analizar la cantidad de elementos a utilizar se realizaron simulaciones con 1302, 8320, 35858 y 67158 elementos. Se extrajo de estas simulaciones la variación del coeficiente convectivo en función del arco sobre el perímetro del tubo (en la literatura aparece también en función del ángulo). Como existen condiciones de simetría, la figura 4.1 muestra la variación solo para la mitad del perímetro expuesta al flujo.

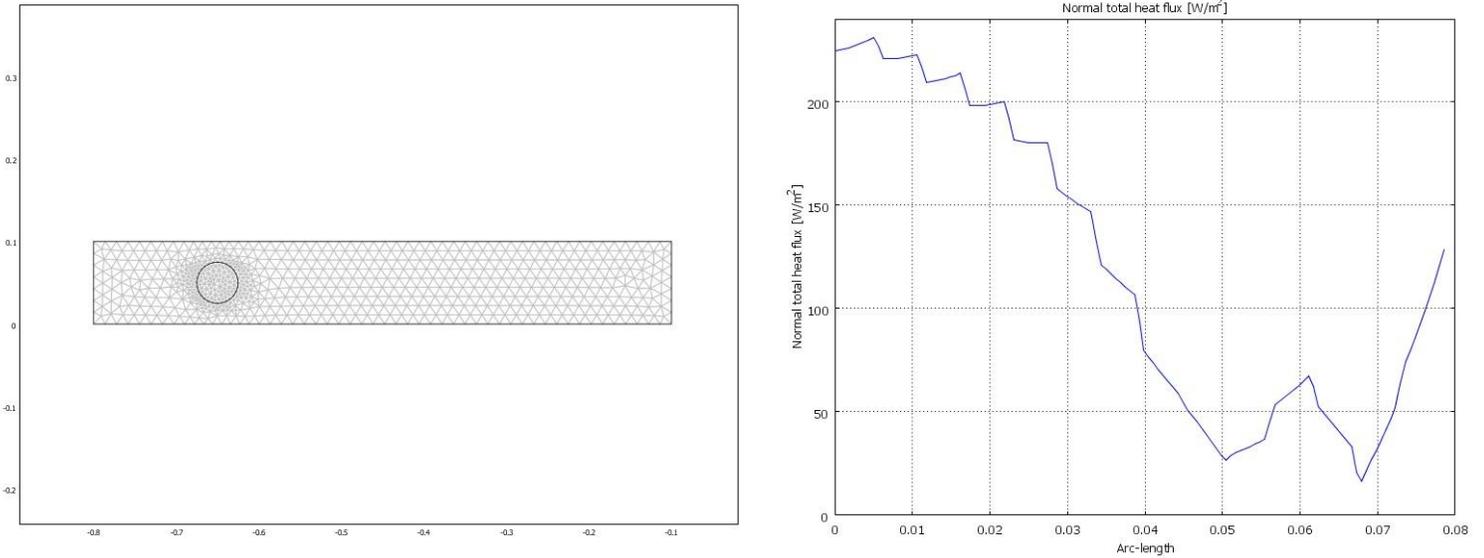


Figura 4.1: Caso 1302 elementos, variación del coeficiente convectivo en función del perímetro del tubo.

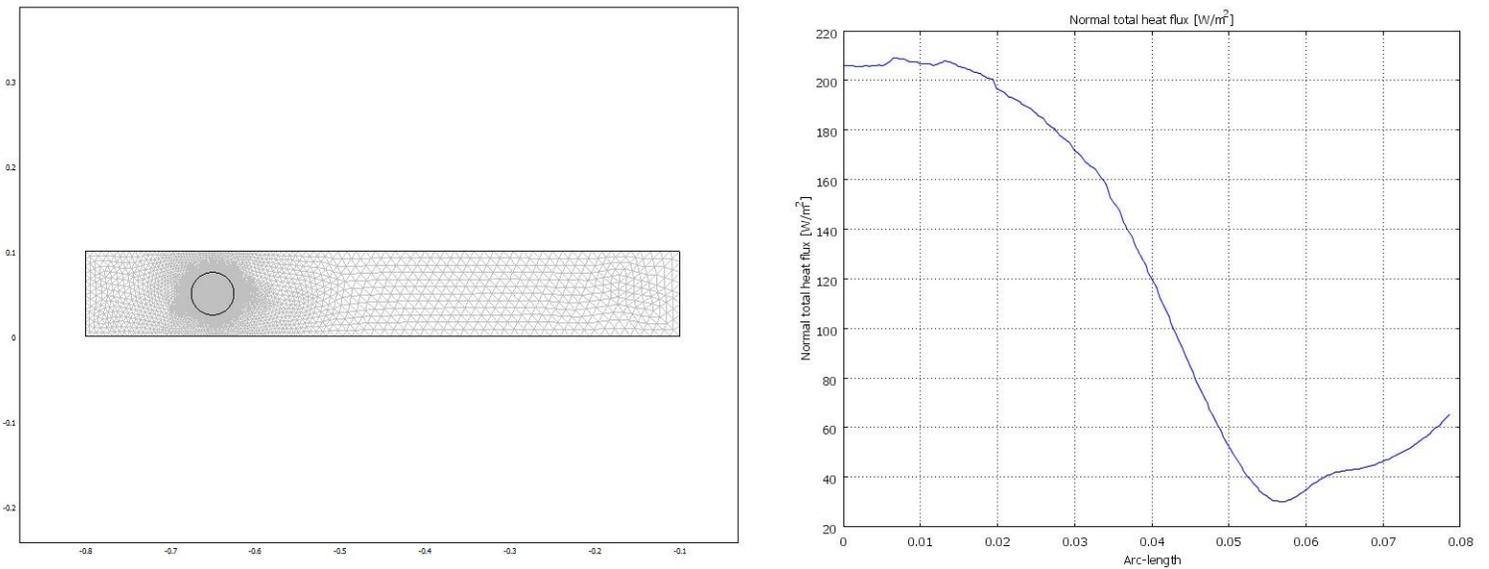


Figura 4.2: Caso 8320 elementos, variación del coeficiente convectivo en función del perímetro del tubo

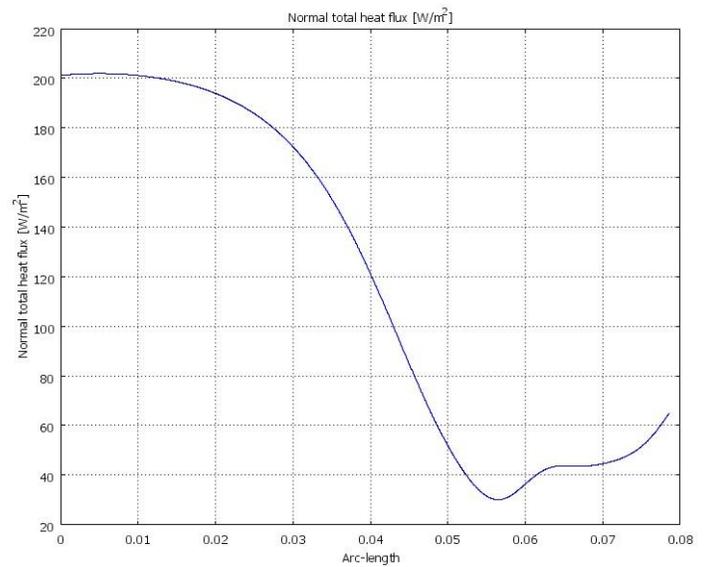
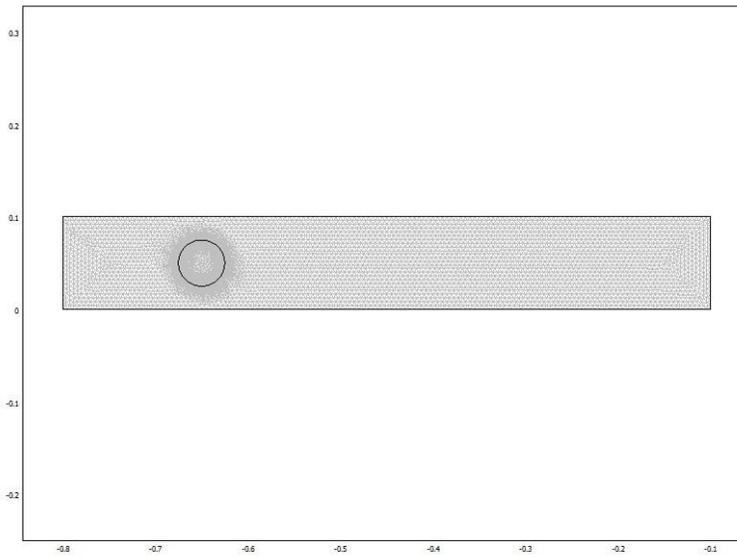


Figura 4.3: Caso 35858 elementos, variación del coeficiente convectivo en función del perímetro del tubo

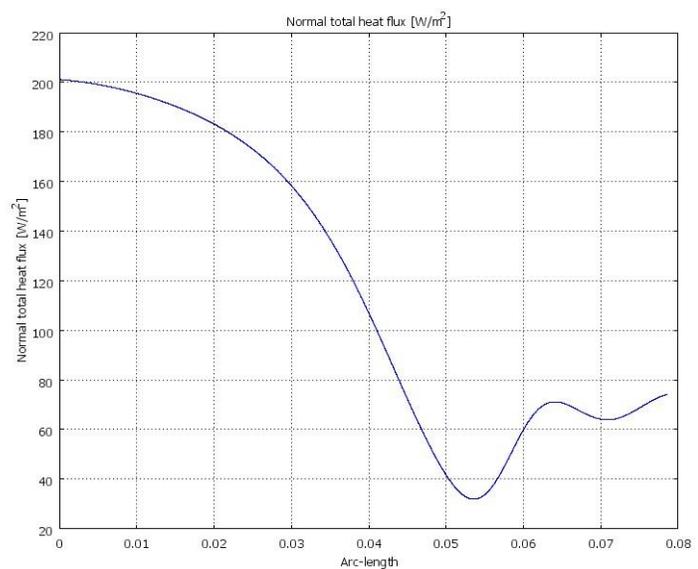
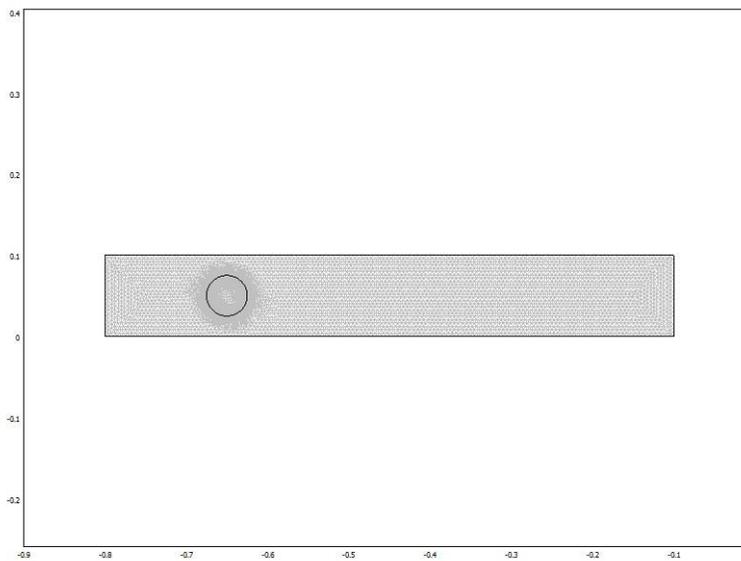


Figura 4.4: Caso 67158 elementos, variación del coeficiente convectivo en función del perímetro del tubo

Como se puede constatar en las figuras 4.1 a 4.4, a medida que aumenta el número de elementos, el efecto “sierra” se ve disminuido. Esto se nota, ya que para una cantidad de elementos relativamente baja como lo son las figuras 4.1 y 4.2, la curva presenta inestabilidad y una variación grande. A medida que se aumenta la cantidad de elementos (superior a 20000 nodos en las figuras 4.3 y 4.4), la curva no presenta estas variaciones, por lo que se concluye que a partir de esa cantidad de elementos se pueden obtener soluciones de mayor precisión.

Es importante notar que una mayor cantidad de nodos esta relacionado directamente con el tiempo de estas simulaciones, por lo que es de mucha importancia optimizar el tiempo de simulación sin afectar la precisión del resultado.

4.1.2 Optimización del tiempo de simulación

La optimización del tiempo es fundamental en este tipo de simulaciones, debido a que va ligado directamente a la capacidad del ordenador que es una limitante para realizar las iteraciones, y de la misma forma se pueden obtener resultados de una misma precisión con el manejo de algunas variables en un menor tiempo.

Con la función “Boundary integration” en la pestaña de “Post processing” se obtuvo la curva del flujo de calor (en [W/m]) en función del tiempo. La figura 4.5 muestra los primeros 30s de simulación con un paso de 0.1 para 1302 elementos.

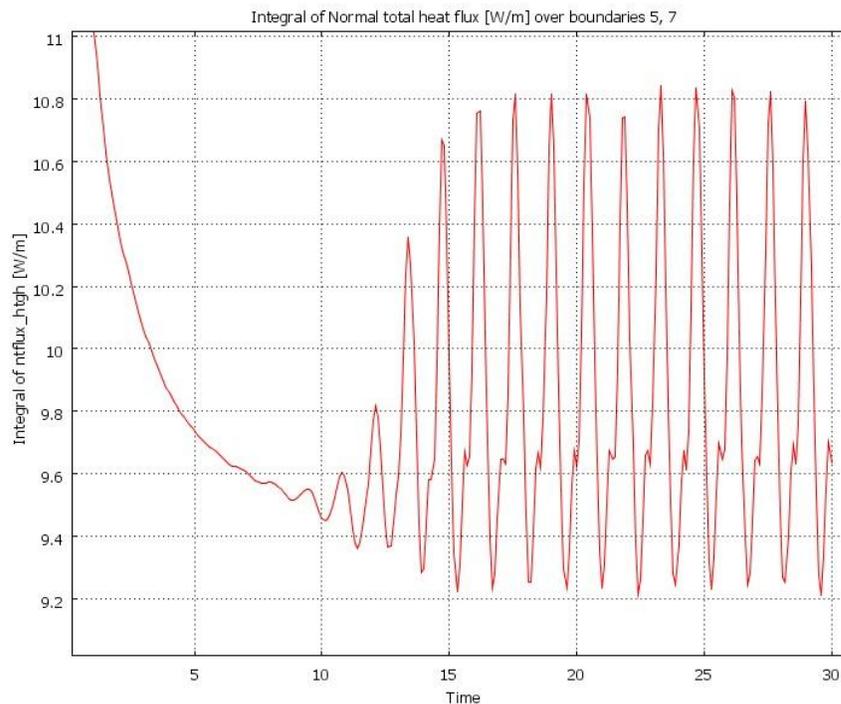


Figura 4.5: Flujo total de calor en función del tiempo de 0 a 30s

Se puede observar que a partir de los 15s se alcanza una función periódica, por lo tanto para obtener el valor promedio del flujo de calor en los primeros 30 segundos, se despreció los valores obtenidos en el rango entre 0 a 15 s. De aquí se obtuvo un valor promedio de $Q= 9.86$ [W/m].

De igual forma, se simuló para los siguientes 30s, con el mismo paso, e imponiendo en la función “solver parameters” que se iniciara la simulación con el resultado ya obtenido en los

primeros 30 segundos de simulación (“Current solution”). Luego, se obtuvo la curva del flujo de calor total en función del tiempo para los siguientes 30 segundos como se observa en la figura 4.6, que corresponde al estado final.

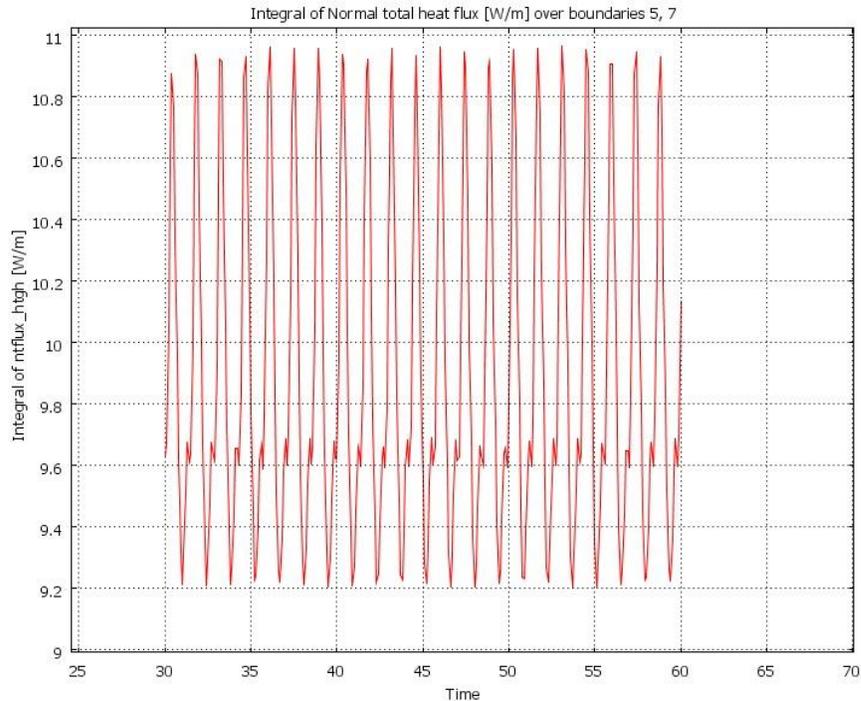


Figura 4.6: Flujo total de calor en función del tiempo de 30 a 60s

A diferencia de los primeros 30s, la curva es periódica en su totalidad, por lo tanto no es necesario “limpiar” ciertos valores. Se obtuvo un valor promedio del flujo de calor $Q=9.9$ [W/m], que se acerca bastante al anteriormente encontrado.

Se realizó este proceso para los distintos casos, 1302, 35858, y 67158 elementos que se resumen en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Flujo de calor en función del tiempo para 3 casos, 1302, 35858,67158 Elementos.

Q [W/m]		
Elementos	0 a 30s	30 a 60s
1302	9.86 [W/m]	9.9 [W/m]
35858	9.87 [W/m]	9.88 [W/m]
67158	9.86 [W/m]	9.85 [W/m]

Se concluye que en un rango de 15 segundos (a excepción de la primera iteración) con un paso de 0.1 y con una malla superior a 20000 elementos se puede obtener resultados precisos optimizando de esta forma el tiempo de simulación.

4.1.3 Validación de los coeficientes convectivos

La manera de obtener el coeficiente convectivo como output desde el software de Comsol, consiste en la integración de bordes sobre el perímetro del tubo (“Boundary Integration”). Como se vió en el punto anterior, el coeficiente convectivo es una función periódica, que fluctúa en un rango de valores, por lo que la integración de bordes sobre el perímetro del tubo en un tiempo específico puede ser una mala aproximación.

Por lo que, la forma de obtener el coeficiente convectivo promedio alrededor de los tubos consiste en sacar el valor medio en todo el rango de tiempo estudiado, como se hizo en el punto anterior.

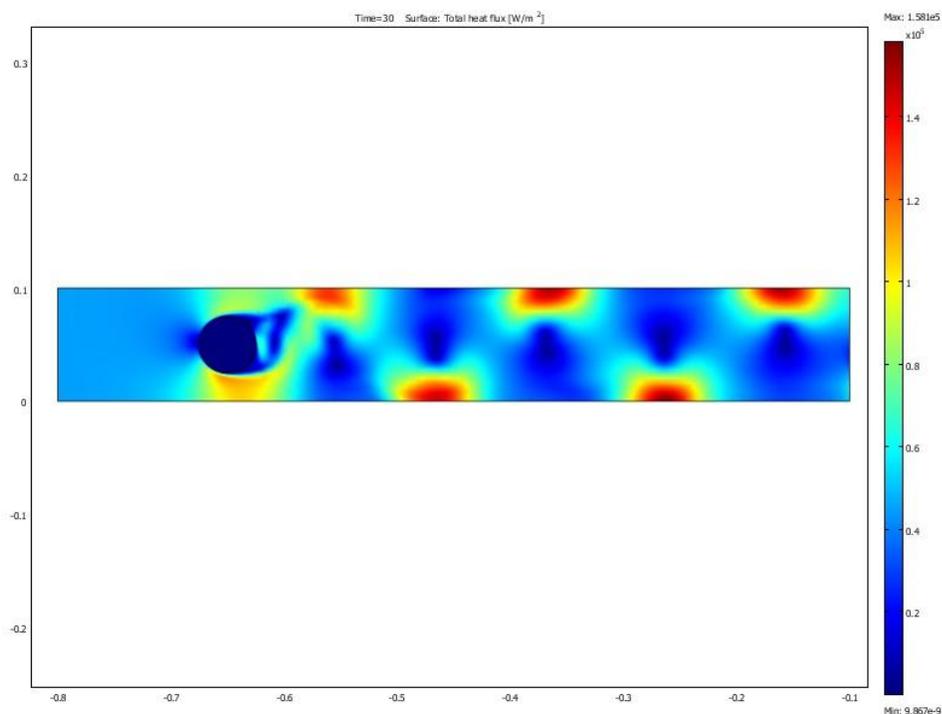


Figura 4.7: Campo de velocidad para modelo de cilindro único con flujo cruzado de aire

A partir de la ecuación de Hilpert, se obtuvo que para una velocidad de entrada de 0.1 m/s, el valor del coeficiente convectivo es de $h=4.64$ [W/m².K]. Por otro lado a partir del método “Boundary integration”, y calculando el valor medio de la curva se obtuvo que $h=3.14$ [W/m².K].

Los valores no son iguales entre la teoría y la simulación, sin embargo son del mismo orden. Este error se puede producir por diversas razones, tanto en la geometría como en el mallado, por lo que se requerirá de un posterior análisis para ver si se pueden mejorar los resultados. A continuación, se puede observar en la tabla 4.2, una tabla comparativa de los valores del coeficiente convectivo calculados por el software Comsol y los calculados teóricamente.

Tabla 4.2: Tabla Comparativa para valores entregados por Comsol y valores teóricos

Velocidad [m/s]	Re	Q[w/m]	h ¹ [w/m ² *K]	h teórico	Error % ²
0.1	316.22	9.85	3.14	4.64	32.48
0.2	632.43	14.04	4.47	6.41	30.33
0.3	948.65	17.85	5.68	7.75	26.67
0.4	1264.86	21.09	6.71	8.86	24.23
0.5	1581.08	24.04	7.65	9.83	22.16

Efectivamente, a medida que el valor de la velocidad de entrada aumenta, el error entre el coeficiente convectivo teórico y el que se obtuvo mediante Comsol disminuye. Este error disminuye a un 22% con una velocidad de 0.5 m/s. Por lo que es de esperar, que para una velocidad superior el error se pueda minimizar a cero. Este resultado es coherente, debido que a mayor velocidad, mayor es el valor de h, por lo que el error cae a escalas menores (mientras más alto los valores de h, la diferencia se va haciendo despreciable).

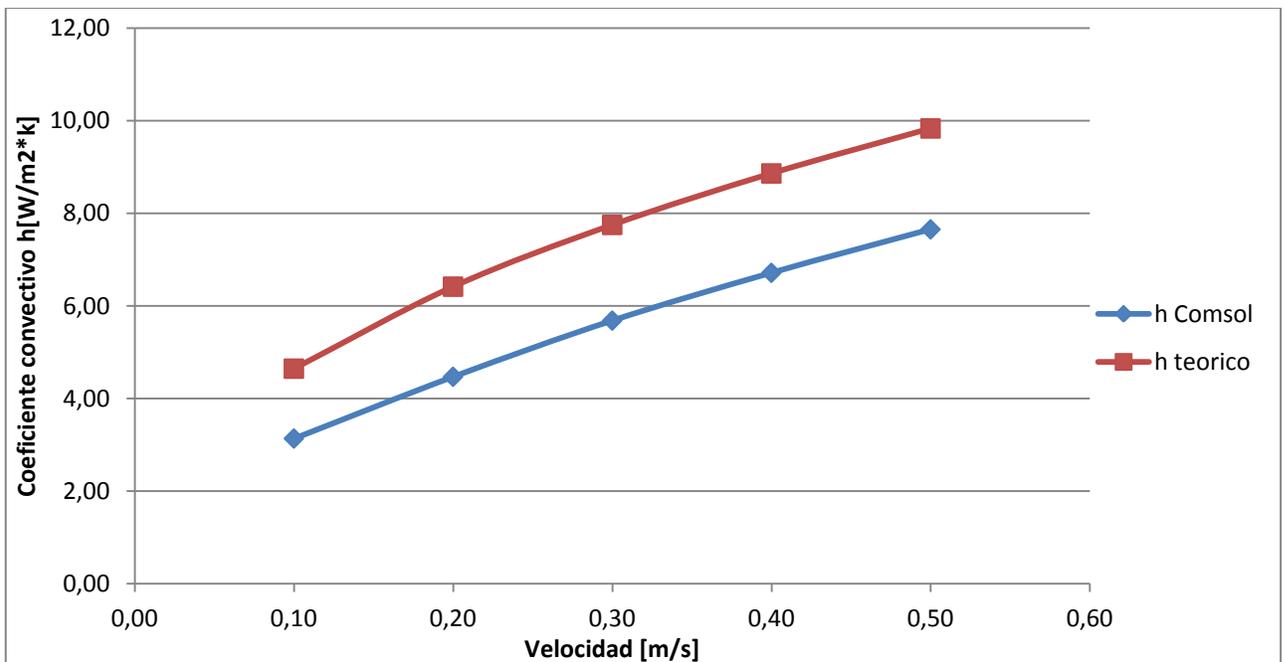


Figura 4.8: Gráfico de los coeficientes convectivos obtenidos por Hilpert y Comsol en función de la velocidad

Como se puede observar en la figura 4.8, el margen de diferencia es relativamente constante, sin embargo a medida que los valores van creciendo, este error disminuye como se observa en la figura 4.9.

¹ Se calcula a partir de la formula $h = \frac{q}{(\Delta T \cdot \pi \cdot D)}$

² El error se calcula a partir de la formula $\varepsilon = \frac{h_{teorico} - h_{comsol}}{h_{teorico}} \cdot 100$

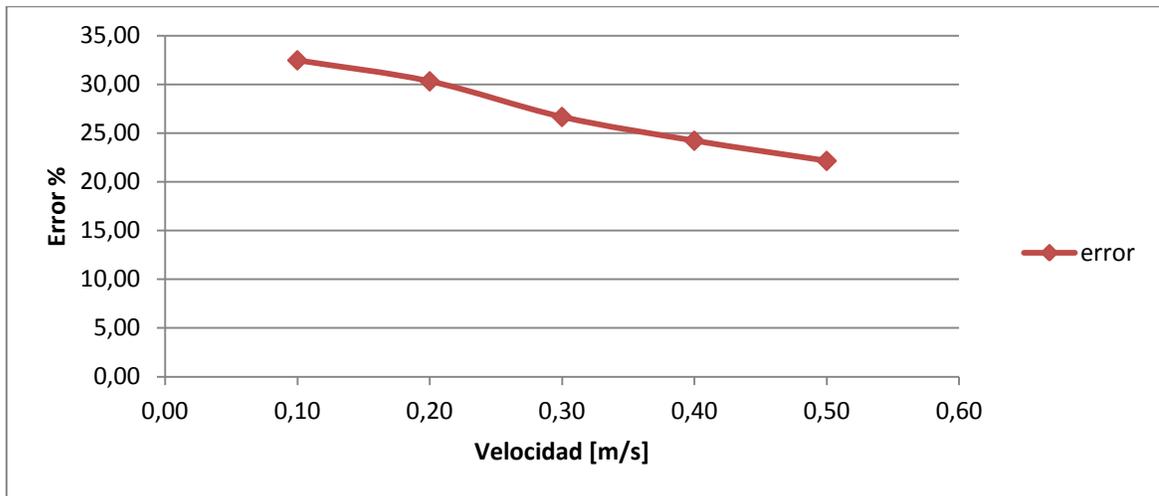


Figura 4.9: Porcentaje de Error en función de la velocidad

No obstante, una limitación que se puede dar es la viabilidad de aumentar las velocidades. Esto debido a que en un primer lugar, la simulación se hace cada vez más inestable, lo que hace que el modelo no converja, y por otra parte, el tiempo de simulación es demasiado largo (para una velocidad de 0.5 m/s, el tiempo aproximado de simulación fue de 36 horas).

Por otro lado, si observamos la figura 2.11, donde se grafican las correlaciones para calcular el coeficiente convectivo en función de la velocidad, podemos notar que existe una correlación donde los valores se acercan aún más al obtenido mediante el método elementos finitos, que es la correlación de Zhukauskas.

Realizando el mismo análisis anterior, obtenemos la tabla 4.3:

Tabla 4.3: Tabla Comparativa para valores entregados por Comsol y valores teóricos (Correlación Zhukauskas)

Velocidad [m/s]	Re	Q[w/m]	h [w/m ² *K]	h Zhukauskas	Error %
0.1	316.22	9.85	3.14	4.17	24.73
0.2	632.43	14.04	4.47	5.89	24.14
0.3	948.65	17.85	5.68	7.22	21.25
0.4	1264.86	21.09	6.71	8.33	19.42
0.5	1581.08	24.04	7.65	9.31	17.85

Efectivamente disminuye el error, los resultados son más precisos, sin embargo esta precisión radica en la utilización de una correlación distinta. Notamos el mismo fenómeno anterior, a medida que se aumenta la velocidad, el error disminuye hasta alcanzar un valor del orden del 17% para una velocidad de 0.5 m/s.

Esto se puede apreciar mejor en las figuras 4.10 y 4.11 donde se observa la comparación del error entre el modelo creado, y las correlaciones Hilpert y Zhukauskas.

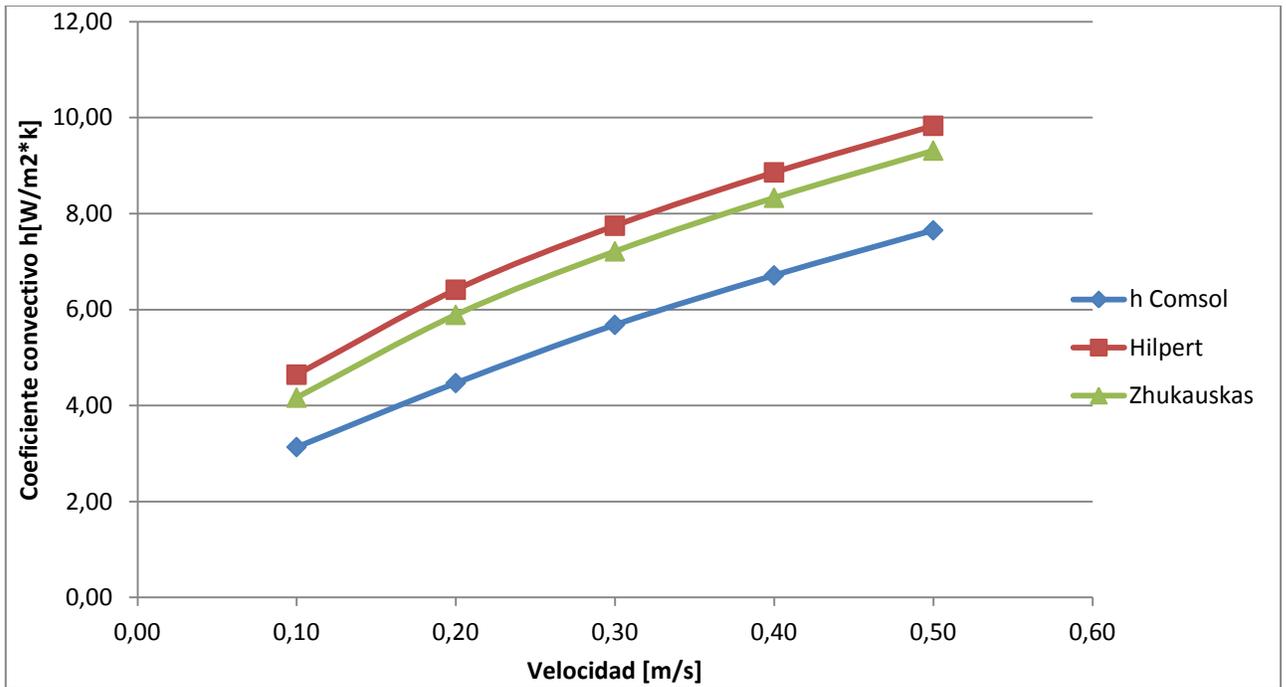


Figura 4.10: Comparación coeficientes convectivos obtenidos por Hilpert, Zhukauskas y Comsol en función de la velocidad

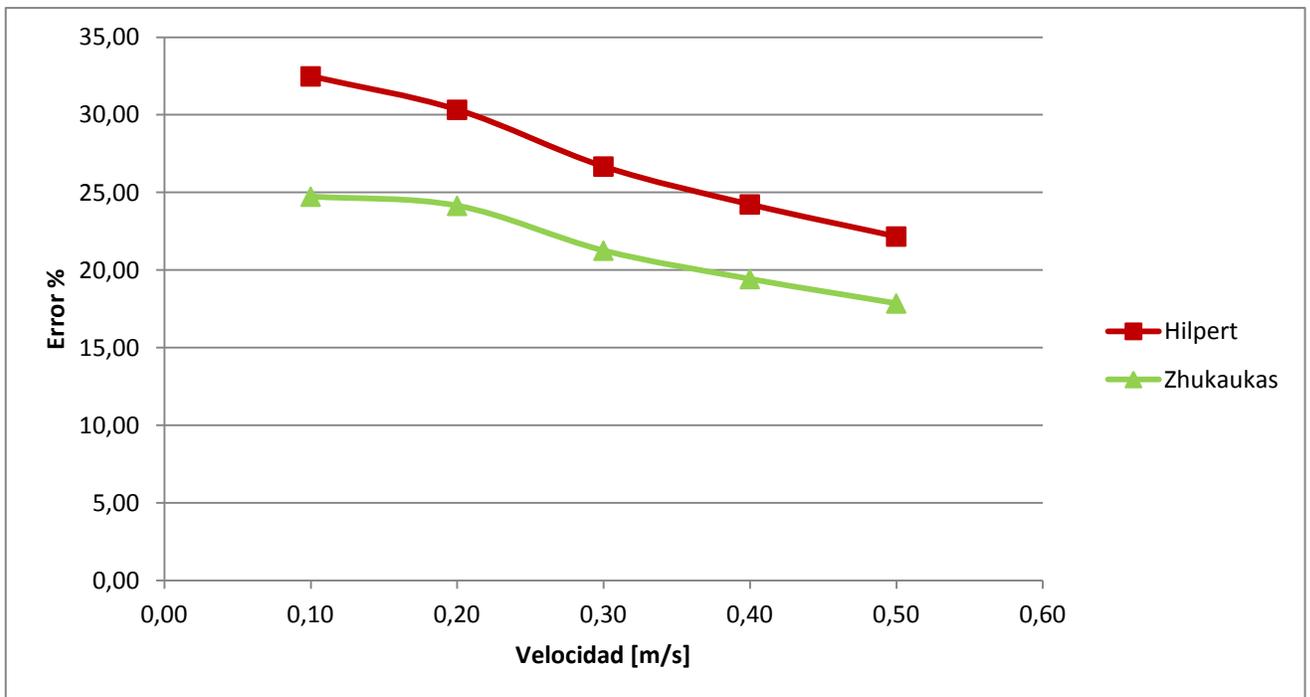


Figura 4.11: Porcentaje de Error en función de la velocidad según correlaciones

4.2 Pruebas de mejora Modelo Básico

4.2.1 Cambio en el mallado

Debido a la falta de precisión en los resultados obtenidos, se buscó los cambios necesarios para ajustar los valores de h . En primer lugar, se notó que no era necesario mallar la parte interior del cilindro, lo que provoco cambios en el resultado final.

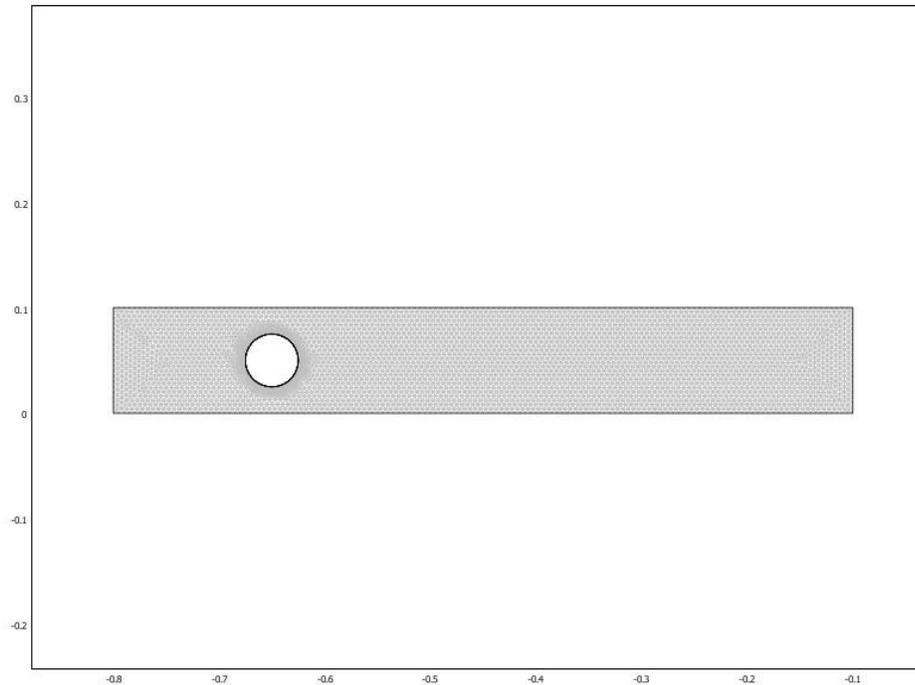


Figura 4.12: Campos de velocidad modelo sin mallado al interior del cilindro

A igual que el modelo anterior, este convergió hasta una velocidad de $v=0.5$ [m/s], para velocidades mayores el modelo divergió debido a que alcanzo una singularidad (“May have reached a singularity”). Se insistió cambiando la tolerancia de los parámetros correspondientes (velocidad, temperatura, presión) para hacer el modelo más estable, sin embargo no se obtuvieron mejores avances.

Los resultados obtenidos para este primer modelo en lo que refiere al coeficiente convectivo alrededor del tubo no se acercaron al valor teórico calculado, sin embargo se apreció un cambio notorio en su valor. En primer lugar, los valores de h pasaron a ser de menores en el primer modelo estudiado (con malla interior) a muy superiores en este modelo sin mallado al interior del tubo, como se observa en la tabla 4.4.

Tabla 4.4: Comparación del valor h entre el modelo con y sin malla al interior del tubo.

Velocidad [m/s]	Re	Q[w/m]	h* [w/m ² *K]	h malla int.
0,10	316,22	39,44	6,28	3,14
0,20	632,43	56,18	8,94	4,47
0,30	948,65	69,87	11,12	5,68
0,40	1264,68	81,59	12,98	6,71
0,50	1581,08	92,21	14,68	7,65

Como se puede observar a primera vista, el coeficiente convectivo es casi el doble del primer modelo. No encontramos explicación a este cambio puesto que los dos modelos tienen como condición de borde temperatura constante alrededor del cilindro, sin embargo este resultado nos permite variar parámetros para obtener mayor precisión en los resultados.

En la tabla 4.5 se observa el porcentaje de error del coeficiente convectivo obtenido del programa comparado a las distintas correlaciones que se conocen en la literatura.

Tabla 4.5: Error entre coeficiente convectivo obtenido por Comsol para cilindro sin malla al interior v/s correlaciones conocidas

Vel. [m/s]	h* [w/m ² *K]	h Hilpert	Error %	Zhukauskas	Error %	Churchill B	Error %	Whitaker	Error %
0,10	6,28	4,64	35,16	4,17	-50,67	4,71	-33,22	4,53	-38,69
0,20	8,94	6,41	39,40	5,89	-51,79	6,64	-34,71	6,63	-34,91
0,30	11,12	7,75	43,51	7,22	-54,12	8,13	-36,70	8,30	-34,02
0,40	12,98	8,86	46,56	8,33	-55,86	9,41	-38,01	9,74	-33,36
0,50	14,68	9,83	49,29	9,31	-57,56	10,54	-39,22	11,03	-33,09

Como se puede observar, el porcentaje de error va en aumento a medida que se aumenta la velocidad, excepto para la correlación de Whitaker, donde la diferencia sigue siendo grande, sin embargo es constante del orden del 33%. En la figura 4.13 se observa este fenómeno.

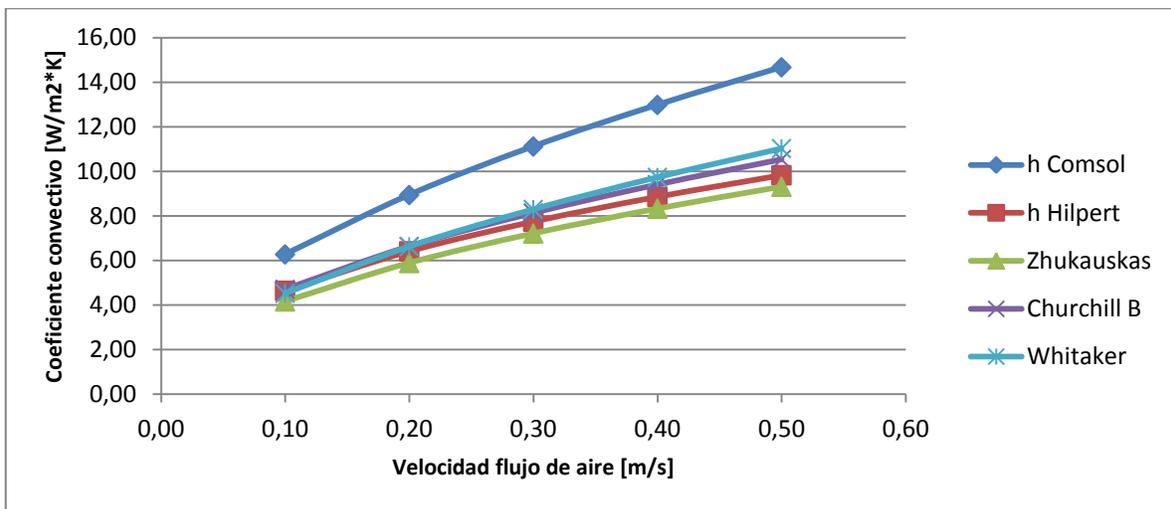


Figura 4.13: h Comsol v/s h correlaciones

Se puede observar que las correlaciones empíricas tienen un valor similar, y la curva que más se acerca a los resultados encontrados en el modelo Comsol es la curva de Whitaker. El valor de la pendiente de las curvas de Comsol y Whitaker es prácticamente el mismo, por lo que se puede concluir que existe un factor proporcional entre estos dos.

4.2.2 Cambios geométricos

Para ajustar los resultados obtenidos, lo primero que se realizó fue cambiar la geometría del problema. En este caso, el diámetro del tubo se mantuvo constante, sin embargo se varió el volumen de control.

El largo del volumen de control se aumentó en 1.5 veces su tamaño.

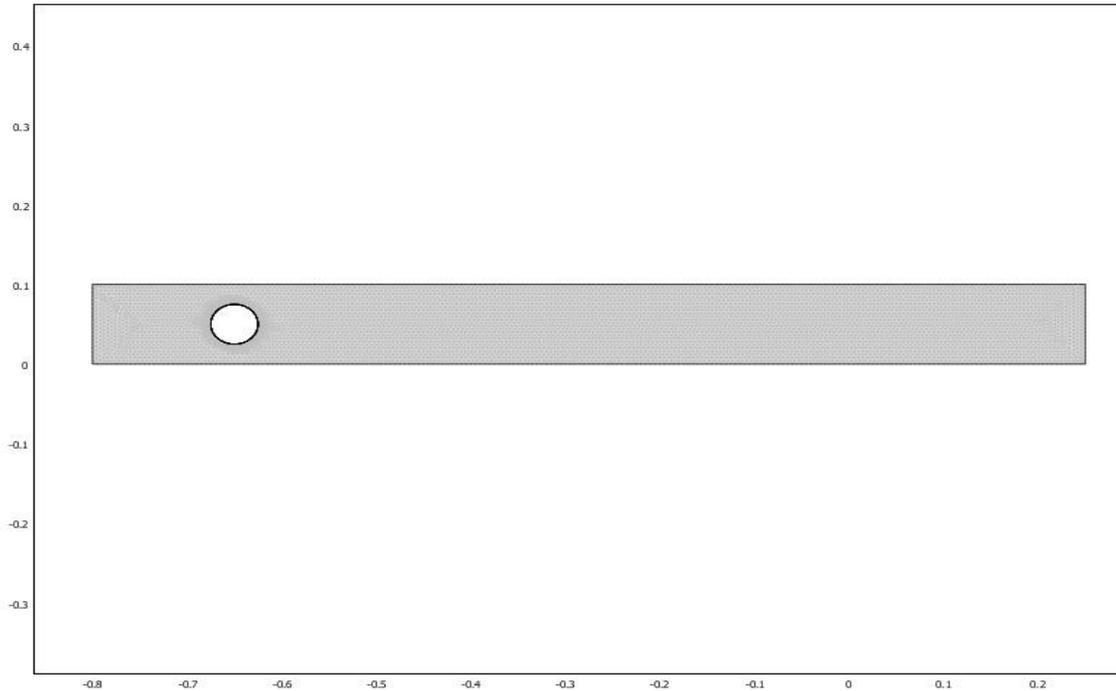


Figura 4.14: Modelo extendido

A pesar del cambio, los resultados fueron similares a los encontrados en la parte anterior. Debido a esto, y además que el modelo tiene mayor cantidad de elementos al ser más grande, se decidió volver al modelo anterior.

Para hacer los resultados más precisos, se decidió cambiar la altura del volumen de control. En este caso se hizo un modelo con un volumen de control de 0.2x0.7m como se observa en la figura 4.15.

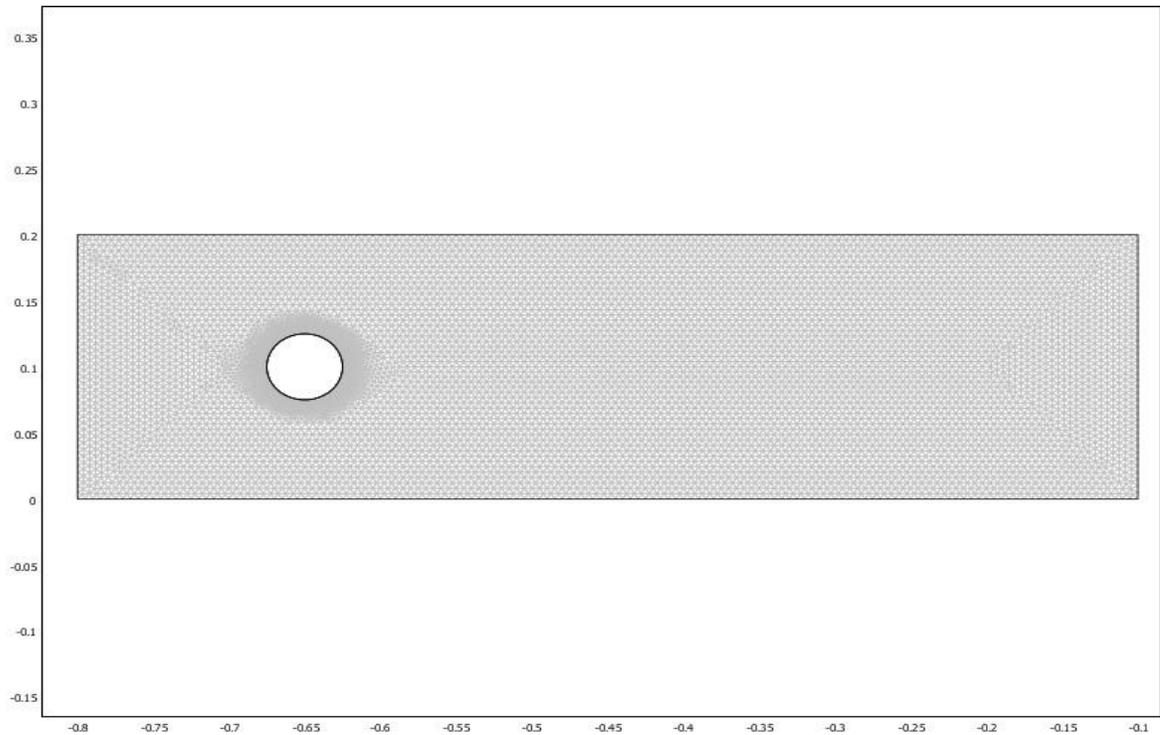


Figura 4.15: Modelo ancho 0.2x0.7 mts

En este modelo se notó un cambio significativo en el coeficiente convectivo alrededor del tubo. Efectivamente el hecho de tener un volumen de control angosto afectaba los valores de “h”. A partir de este modelo, se realizaron simulaciones hasta una velocidad $v=0,5$ m/s, y los resultados se muestran en la tabla 4.6.

Tabla 4.6: Error entre coeficiente convectivo obtenido por Comsol modelo ancho 0.2 mts v/s correlaciones conocidas

Vel. [m/s]	h^* [w/m ² *K]	h Hilpert	Error %	Zhukauskas	Error %	Churchill B	Error %	Whitaker	Error %
0,10	5,17	4,64	-11,33	4,17	-24,17	4,71	-11,07	4,53	-15,54
0,20	7,49	6,41	-16,77	5,89	-27,10	6,64	-14,43	6,63	-14,59
0,30	9,39	7,75	-21,19	7,22	-30,08	8,13	-17,34	8,30	-15,08
0,40	9,98	8,86	-12,64	8,33	-19,79	9,41	-6,86	9,74	-2,92
0,50	11,05	9,83	-12,4	9,31	-18,63	10,54	-5,46	11,03	-0,46

Como se puede observar, los resultados se acercan mucho más al valor teórico de las correlaciones, sin embargo, para las correlaciones de Hilpert, Zhukauskas y Churchill Berstein, el error crece a medida que se aumenta la velocidad hasta 0,3 [m/s]. Por otro lado, y como se dio para el modelo anterior, la correlación de Whitaker mantiene un error constante del orden del 15% hasta una velocidad de 0,3 [m/s]. Para $v=0,5$ [m/s] obtenemos mejoras en el resultado final, esto se debe principalmente a que se cambió la tolerancia absoluta de 0,005 a 0,01 para las velocidades “u” y “v”. Este cambio se impuso como solución puesto que el modelo no convergía a esas velocidades. Debido a que se observó una mejora en los valores de “h”, se probó cambiando nuevamente el alto del volumen de control hasta llegar a un valor donde “h”

se hacía invariante. Este valor se alcanzó para una altura de 0,3 [m] con un diámetro de tubo de 0,05 [m], es decir, 6 veces el diámetro.

Tabla 4.7: Error entre coeficiente convectivo obtenido por Comsol para modelo ancho 0.3 mts v/s correlaciones conocidas modelo ancho final

Vel. [m/s]	h* [w/m ² *K]	h Hilpert	Error %	Zhukauskas	Error %	Churchill B	Error %	Whitaker	Error %
0,10	5,03	4,64	-8,30	4,17	-20,73	4,71	-7,63	4,53	-12,10
0,20	7,31	6,41	-13,93	5,89	-24,05	6,64	-11,38	6,63	-11,54
0,30	9,13	7,75	-17,88	7,22	-26,60	8,13	-13,86	8,30	-11,60
0,40	9,57	8,86	-7,97	8,33	-14,82	9,41	-1,89	9,74	2,05
0,50	10,60	9,83	-7,82	9,31	-13,79	10,54	-0,62	11,03	4,59

Como se observa en este caso, con un ancho de 0,3 [m] se disminuye el error, aproximándose al comportamiento de un medio infinito. Una vez más la correlación de Whitaker mantiene un error constante hasta 0.3 [m/s], del orden del 11%. Luego, al igual que para el modelo de ancho 0,2 [m], se tuvo que cambiar la tolerancia lo que mejoro notoriamente los resultados, llegando en algunos casos a errores del orden del -0,62%.

El cambio en la tolerancia para las simulaciones con velocidad superior a 0,3 m/s reveló cambios en los resultados finales. Surgió por lo tanto la inquietud, que esta variable pueda afectar los valores de “h” para velocidades menores. Es por eso que se simuló el mismo modelo, esta vez con una tolerancia de 0,01 desde v=0,1 [m/s]. Los resultados se aprecian en la siguiente tabla:

Tabla 4.8: Comparación h entre modelo Comsol y correlaciones para una tolerancia de 0,01

Vel. [m/s]	h* [w/m ² *K]	h Hilpert	Error %	Zhukauskas	Error %	Churchill B	Error %	Whitaker	Error %
0,10	5,03	4,64	-8,30	4,17	-20,73	4,71	-7,63	4,53	-12,10
0,20	7,30	6,41	-13,83	5,89	-23,95	6,64	11,27	6,63	-11,43
0,30	8,18	7,75	-5,51	7,22	-13,30	8,13	-0,57	8,30	1,69
0,40	9,25	8,86	-4,35	8,33	-10,97	9,41	1,96	9,74	5,90
0,50	10,53	9,83	-7,12	9,31	-13,06	10,54	0,11	11,03	5,33

Finalmente se puede concluir que los valores de “h” no cambian una vez que se varía la tolerancia, pues mantienen un error del mismo grado de magnitud. La fluctuación que se produce es provocada por el sistema de ecuaciones del mismo software. Las correlaciones de Hilpert, Churchill Berstein y Whitaker mantienen un error del orden del 10%, por lo que se validan los resultados del coeficiente convectivo.

4.2.3 Campos de temperatura y velocidad

A partir de la representación de los campos de temperatura y velocidad que se producen alrededor del tubo se puede determinar qué tipo de régimen es el que se forma alrededor del cilindro. En la figura 4.16 se puede observar la temperatura en un instante “t” del modelo.

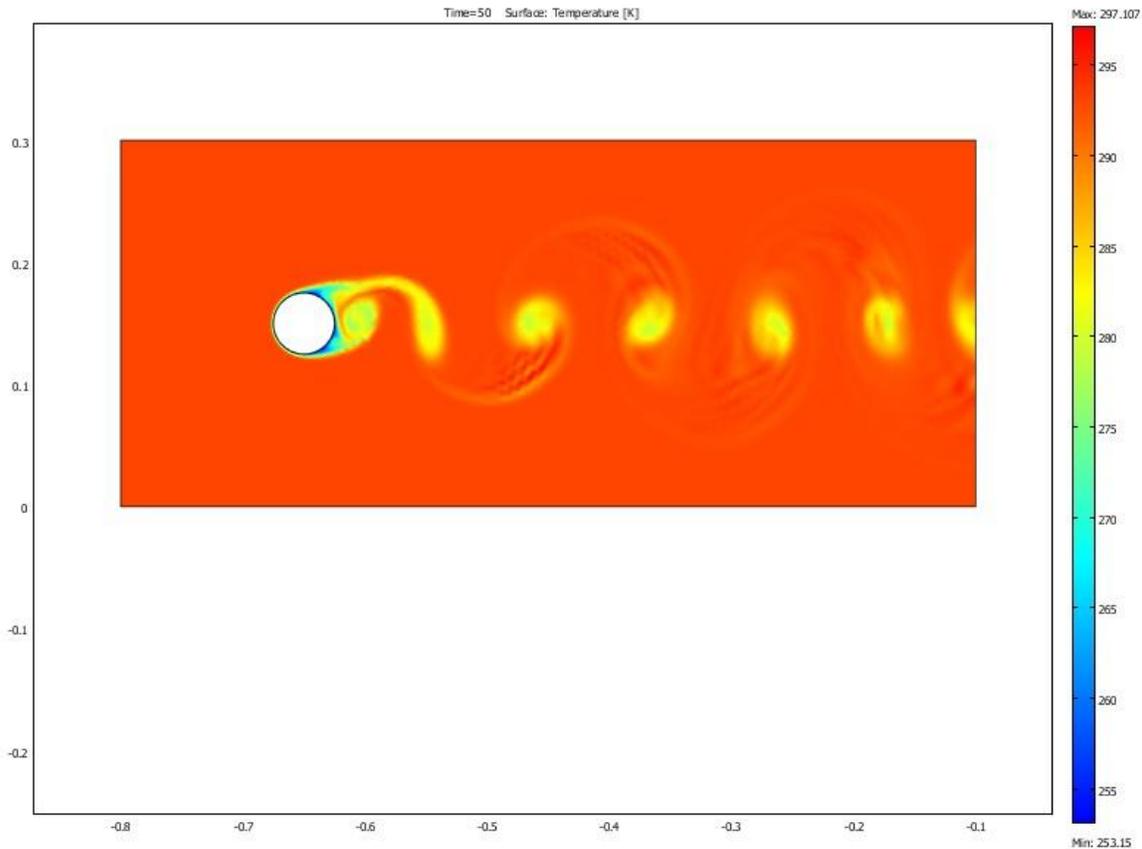


Figura 4.16: Distribución de la temperatura en el modelo de velocidad $v=0.3$ m/s, $t=30s$

Este gráfico es una fiel ilustración de lo que sucede en la realidad, y puede ser muy útil para ver en qué tipo de régimen se está desarrollando. Alrededor del cilindro encontramos bajas temperaturas como se impuso en las condiciones de borde, y debido al flujo que atraviesa el cilindro observamos la creación de vórtices de Von Karman. Efectivamente, si comparamos esta figura, con la figura 2.4, se puede ver inmediatamente que se está trabajando con Reynolds del orden de 1×10^2 . Justamente en este modelo, se está trabajando con un Reynolds de 948 que equivale a una velocidad de 0.3 m/s.

Los remolinos ya se muestran inestables, y se desprenden alternativamente a ambos lados de forma periódica. Estos remolinos presentan un intercambio térmico con el cilindro, por lo que tienen una temperatura menor a la ambiente, pero superior al tubo. En este caso se alcanzan temperaturas alrededor de 280 K en los remolinos, siendo la temperatura ambiente de 293 K y la temperatura alrededor del tubo de 253 K, por lo que se forma el fenómeno de intercambio de calor para acondicionar el ambiente. De la misma forma, se puede representar la distribución de gradiente de temperatura alrededor del cilindro.

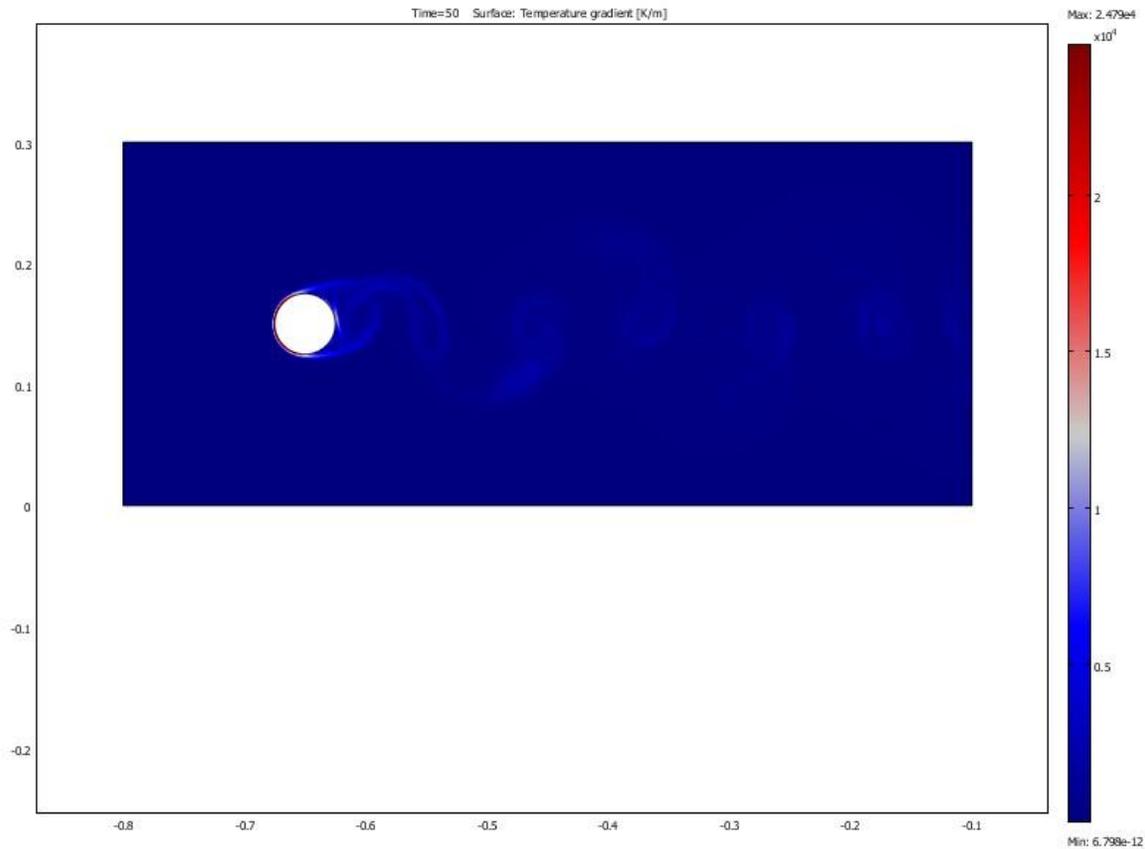


Figura 4.17: Gradiente de temperatura en el modelo de velocidad $v=0.3$ m/s, $t=30$ s

En la figura 4.17, el comportamiento del gradiente de temperatura expresa el mismo fenómeno que se puede observar en la figura 4.4, que es la curva que representa el coeficiente convectivo en función del diámetro del tubo. En el punto de estancamiento frontal, existe un alto gradiente de temperatura, por lo que el intercambio de calor está en su máximo valor (líneas juntas en la parte frontal con colores rojos). A medida que se avanza en el diámetro del tubo, este gradiente disminuye por lo que el intercambio de calor es menor, y el menor gradiente se produce en la zona posterior del cilindro, donde se mezclan el aire enfriado con el aire caliente del ambiente.

Al igual que la figura anterior, se puede representar los campos de velocidad para este modelo como se observa en la figura 4.18.

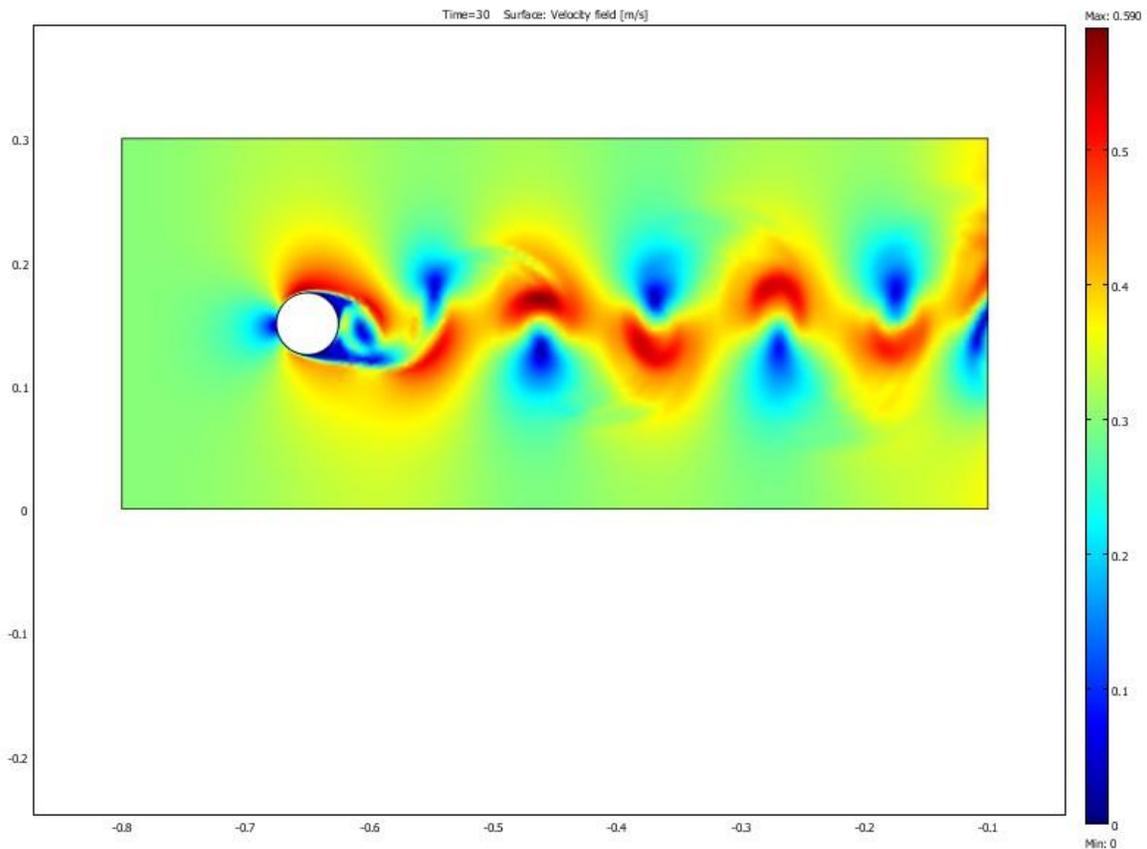


Figura 4.18: Campo de velocidad en el modelo de velocidad $v=0.3$ m/s, $t=30$ s

El flujo presenta las características de capa límite como en los anteriores gráficos. Se puede destacar que en el punto de estancamiento frontal, la velocidad es nula, luego la velocidad aumenta por efecto de capa límite (gradiente de presión favorable) en el perímetro del tubo hasta el punto de desprendimiento, donde la velocidad del fluido vuelve a ser baja. Los vórtices e inestabilidad del fluido que se van desprendiendo del tubo presentan velocidades altas alternativamente a ambos lados del cilindro en forma periódica.

Si observamos este fenómeno en líneas de flujo, el fluido incide sobre el cuerpo y tiende a seguir su contorno. Luego de atravesar el tubo, en la parte posterior se puede ver como las líneas de flujo más juntas siguen el movimiento de los vórtices que se crean. En efecto, las líneas de flujo más alejadas del cilindro, no muestran ningún tipo de perturbación pero a medida que las líneas se acercan al cilindro estas presentan pequeñas oscilaciones.

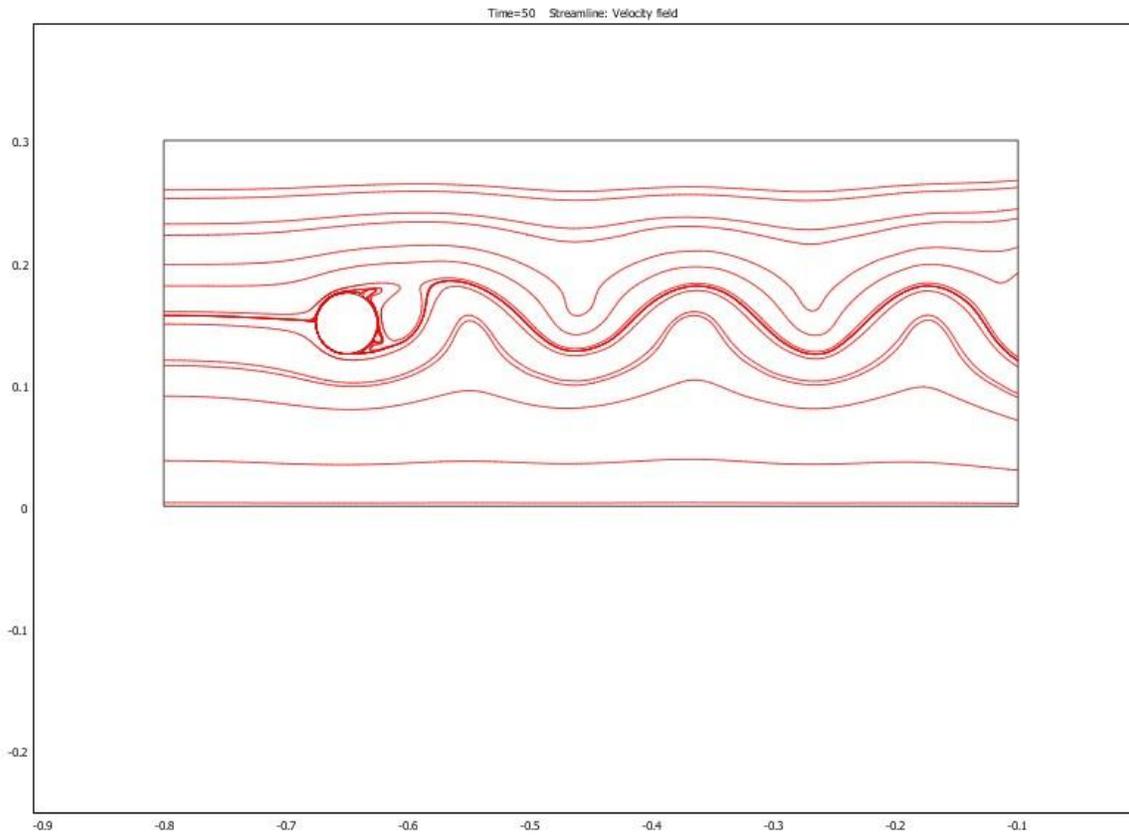


Figura 4.19: Líneas de flujo de velocidad de tubo simple con velocidad $v=0.3$ m/s, $t=30$ s

Para ver lo que sucede en el perímetro del cilindro, se procedió a obtener una imagen en acercamiento del tubo como lo ilustra la figura 4.20.

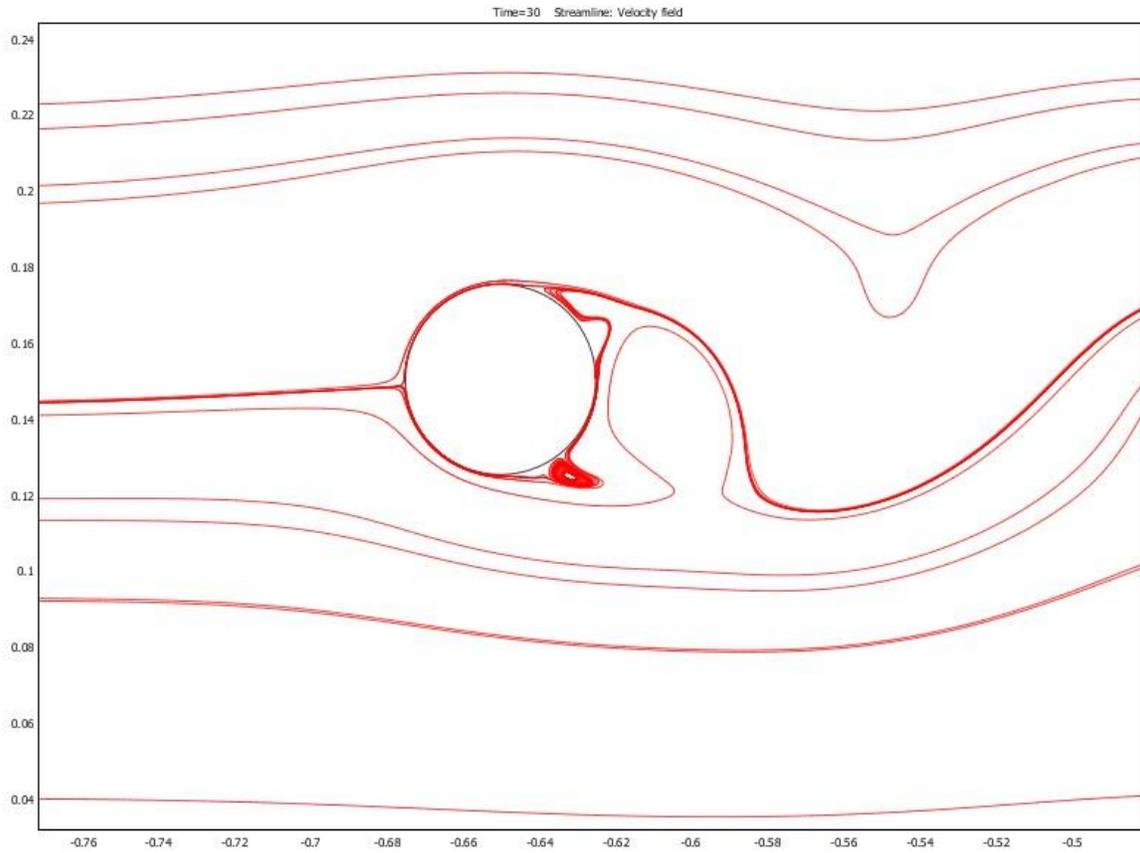
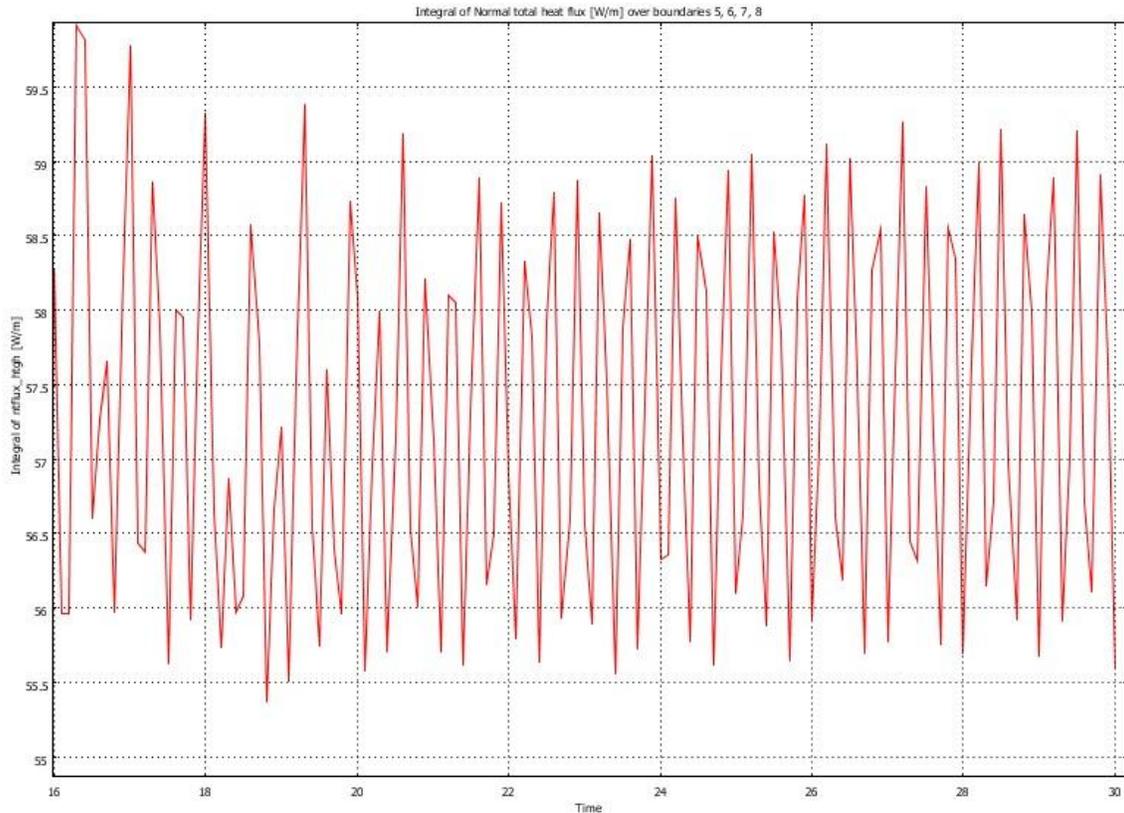


Figura 4.20: Acercamiento de figura 4.19 alrededor del tubo.

Este tipo de gráficos, permite determinar ángulos de desprendimiento de capa límite sobre la superficie del cilindro, además de representar los fenómenos que suceden aguas abajo de este mismo.

A partir de estos resultados, se obtuvo la figura 4.21, que representa el flujo de calor alrededor del cilindro en función del tiempo.



Figura

4.21: Flujo de calor alrededor del cilindro en función del tiempo para $v=0.3$ m/s

A diferencia de la figura 4.6, la curva no muestra un comportamiento periódico, pero si oscilatorio. Para este tipo de curvas, no es posible determinar frecuencia única, sin embargo se pueden llegar a notar algunos fenómenos particulares que analizaremos en la figura 4.22, en la cual se observa un acercamiento de este gráfico para los valores de “q” entre los tiempos [28s; 30s].

Entre los [20s, 30s] observamos 31 “peaks” superiores, por lo que el período T de la curva es $T=10/31= 0.3225$ [s], con una frecuencia promedio $f=1/T= 3.1$ [Hz].

Este gráfico es producto del aumento de velocidad del fluido de entrada, por lo tanto los flujos pasan a ser más turbulentos, y por eso las curvas pierden su carácter de periódicos.

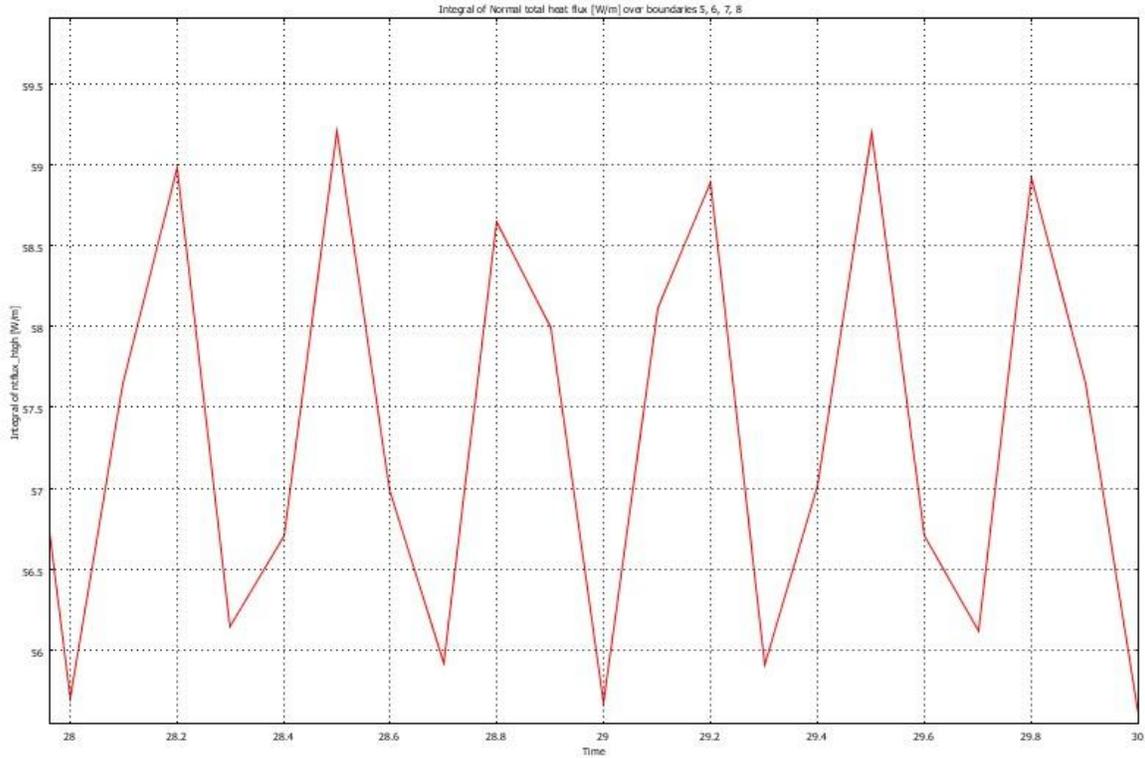


Figura 4.22: Acercamiento figura 4.21, para valores de “q” en el rango [28s; 30s]

La figura 4.22 corresponde a un acercamiento de la curva del flujo de calor representada en la figura 4.21. Se puede observar como mencionamos anteriormente que la curva no presenta periodicidad, sin embargo, notamos eventos oscilatorios en períodos $T=0.3s$ o $t=0.4s$. En este rango de tiempo, observamos 6 “peaks” superiores, por lo que el período $T=2/6= 0.33 [s]$, con una frecuencia $f= 1/T= 3 [Hz]$.

En la figura 4.23 se representa las líneas de flujo, para los períodos [28s; 28.5s].

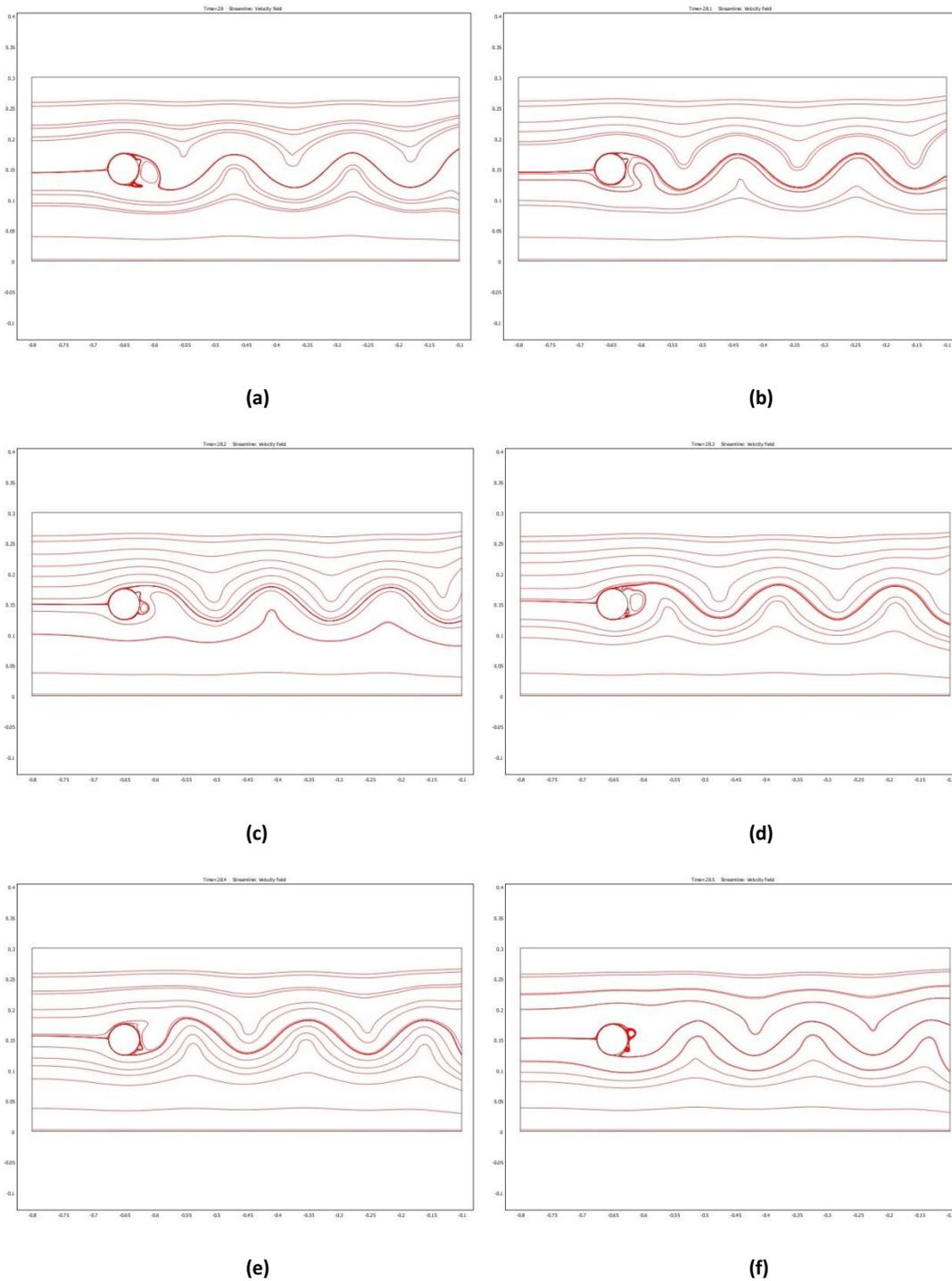


Figura 4.23: Secuencia correspondiente a las líneas de flujo para los instantes 28 a 28.5 segundos; (a) 28s; (b) 28.1s; (c) 28.2s; (d) 28.3s; (e) 28.4s; (f)28.5s

El flujo posee una misma forma en cada instante, no obstante, se puede observar que la separación del flujo ocurre en distintos lugares de la superficie. En la figura 4.23 observamos un ciclo y medio del fenómeno.

4.2.4 Presión entorno al cilindro

La presión es otro de los elementos que se puede analizar en este tipo de fenómenos. El flujo incide en el tubo, provocando una presión alta en el punto de estancamiento frontal. Debido a este gradiente de presión, el fluido se acelera a medida que recorre el perímetro del tubo, y la presión va disminuyendo hasta el punto de desprendimiento, donde la fuerza del fluido no es capaz de superar la viscosidad del fluido, por lo que se llegan a formar gradientes de presión en dirección opuesta. La figura 4.21 muestra este fenómeno en función del perímetro del tubo.

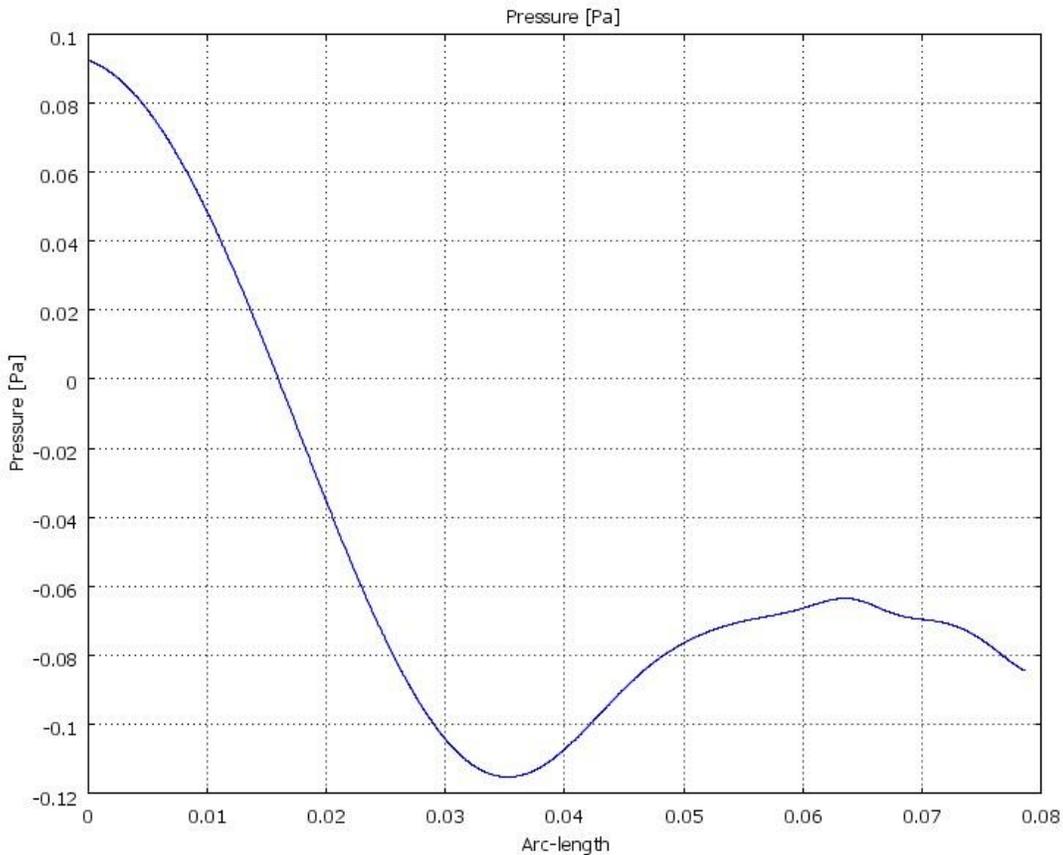


Figura 4.24: Comportamiento de la presión alrededor del cilindro para $Re=948$

5. Modelo Haz de tubos

5.1 Condiciones iniciales

A partir del modelo de tubo simple con flujo cruzado se establecieron ciertos parámetros para la simulación, además de ciertos límites con respecto a la cantidad de nodos a implementar. Al igual que para el modelo anterior, la simulación requiere un paso progresivo para aumentar la velocidad de entrada, por lo que es condición necesaria modelar para una velocidad e ir aumentando esa velocidad en 0.1 [m/s].

Las condiciones impuestas para el arreglo de tubos fueron las siguientes:

- $\rho_{aire} = 1.17 [Kg/m^3]$ (Densidad del aire)
- $\mu_{aire} = 1.85 \cdot 10^{-5} [Pa \cdot s]$ (Viscosidad dinámica del aire)
- $k_{aire} = 0.026 [W/(m \cdot K)]$ (Conductividad térmica del aire)
- $Cp_{aire} = 1005 [J/(Kg \cdot K)]$ (Capacidad calórica del aire)
- $T_{in} = 293.15 [K]$ (Temperatura de entrada del aire)
- $T_{sup} = 253.15 [K]$ (Temperatura de la superficie del tubo)
- $0.1 [m/s] \leq u_{in} \leq 0.5 [m/s]$ (Velocidad de entrada del aire)
- $H = 0.3048 [m]$ (largo del rectángulo)
- $W = 0.7 [m]$ (Ancho del rectángulo)
- $321 \leq Re \leq 808.08$

5.2 Modelo $St/D=Sl/D=1.5$

El primer modelo simulado consiste en 8 tubos formando un triángulo equilátero (Figura 5.1), donde las medidas utilizadas están definidas según los valores típicos de intercambiadores de calor vistos en el capítulo 2.3.2, además de considerar el factor del cociente entre las distancias tanto horizontal como vertical divididas por su diámetro como se observa en la tabla 2.3. El diámetro escogido para este arreglo de tubos es de 1 pulgada. A continuación se puede apreciar su geometría:

- $D = 0.0254 [m]$ (Diámetro del tubo)
- $S_t = 0.0381 [m]$ (Distancia vertical entre centro de tubos)
- $S_l = 0.0381 [m]$ (Distancia horizontal entre centro de tubos)
- $S_l/D = 1.5 ; S_t/D = 1.5$
- $S_d = 0.0426 [m]$ (Distancia plano diagonal entre tubos)

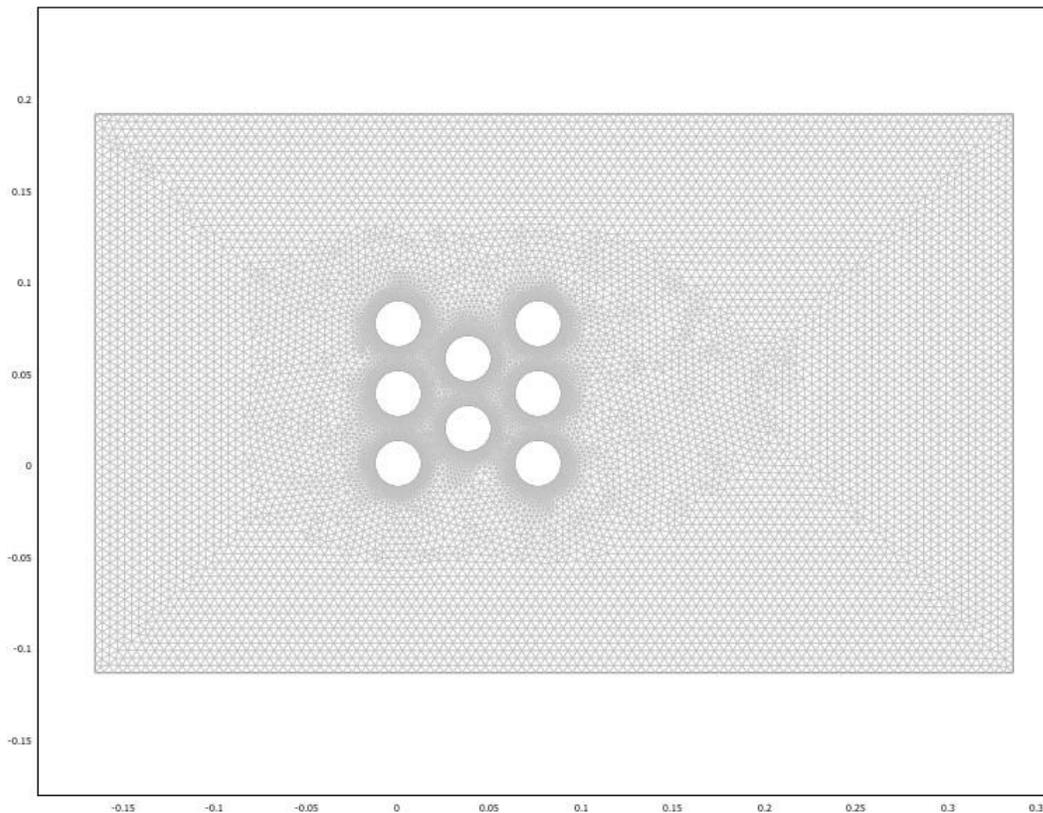


Figura 5.1: Esquema arreglo de tubos 53409 elementos

En la figura 5.2 se puede observar el campo de temperatura del fluido para el primer modelo de arreglo de tubos estudiado. El flujo va de izquierda a derecha con velocidad uniforme de 0,5 [m/s] hasta que choca con la primera fila de tubos. Se puede notar que una vez que el fluido choca con el tubo, se produce un intercambio de calor, donde los flujos interiores de la estela poseen temperaturas inferiores a la del ambiente, y el contorno de color rojo representa el límite entre la temperatura del ambiente, y la que provoca el choque con los tubos. Posterior al paso por los tubos, se pueden constatar la formación vórtices que se producen principalmente por la geometría impuesta en este modelo.

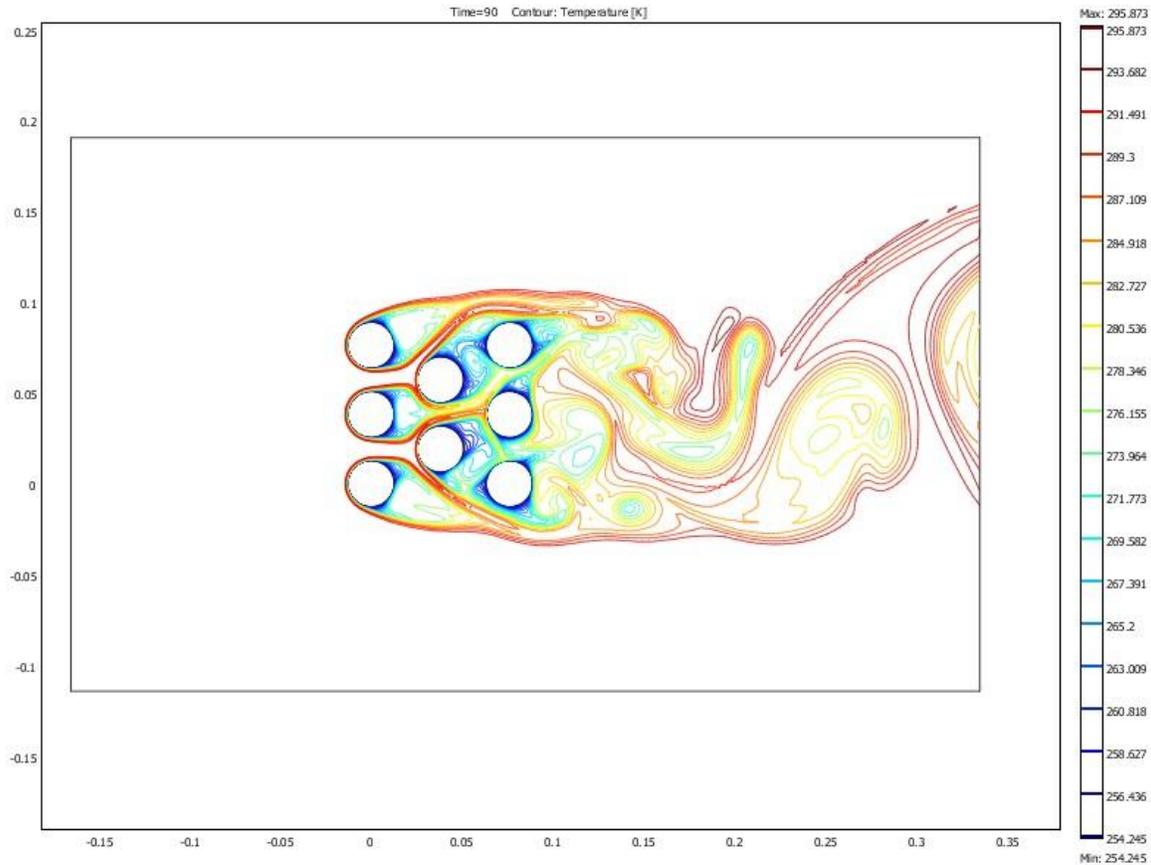


Figura 5.2: Campo de temperatura del fluido para modelo $St/D=Sl/D=1.5$

La figura 5.3 representa el campo de gradiente de temperatura del modelo. El aire entra con una temperatura de 20[°C] y el contorno del tubo se encuentra a -20[°C]. Una vez que el aire topa con los tubos, se aprecian cambios de temperatura que son producto de la turbulencia. El aire caliente se queda estancado aguas abajo del tubo, provocando los mayores gradientes. Luego se produce el frente de aire a la salida de la primera fila de tubos donde existe mayor transferencia. Este gradiente de temperatura disminuye en la tercera fila, debido a que el aire viene más frío, por lo que el gradiente térmico es menor. En la zona central del arreglo, se producen turbulencias, y el recorrido del flujo se hace impredecible.

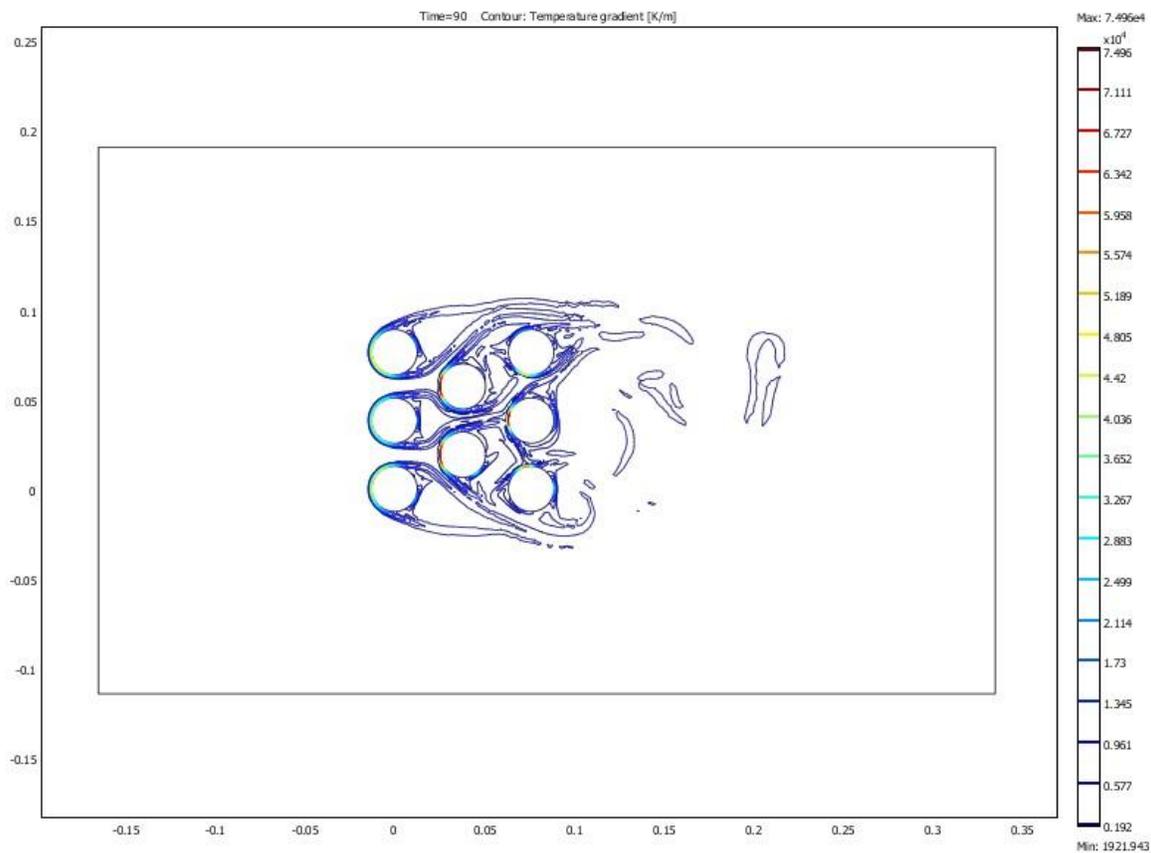


Figura 5.3: Gradiente de temperatura $St/D=Sl/D=1.5$

En la figura 5.4 se aprecia el campo de velocidades del fluido. En el primer punto de contacto del fluido y el tubo se puede constatar el punto de estancamiento en donde la velocidad tiende a cero. Luego se produce el efecto capa límite, a medida que el fluido recorre el perímetro del tubo se produce un aumento en la velocidad inducido por el aumento de presión que ejerce el punto de estancamiento. En teoría, la velocidad máxima se alcanza en los puntos donde la presión es mínima, y esta se produce aproximadamente a unos 90° del cilindro, es decir, en un cuarto de perímetro donde se produce el desprendimiento de capa límite. Luego, por el origen de las vorticidades, las velocidades tienden a cambiar su dirección, por lo que se alcanzan nuevos mínimos locales en la parte posterior de los tubos.

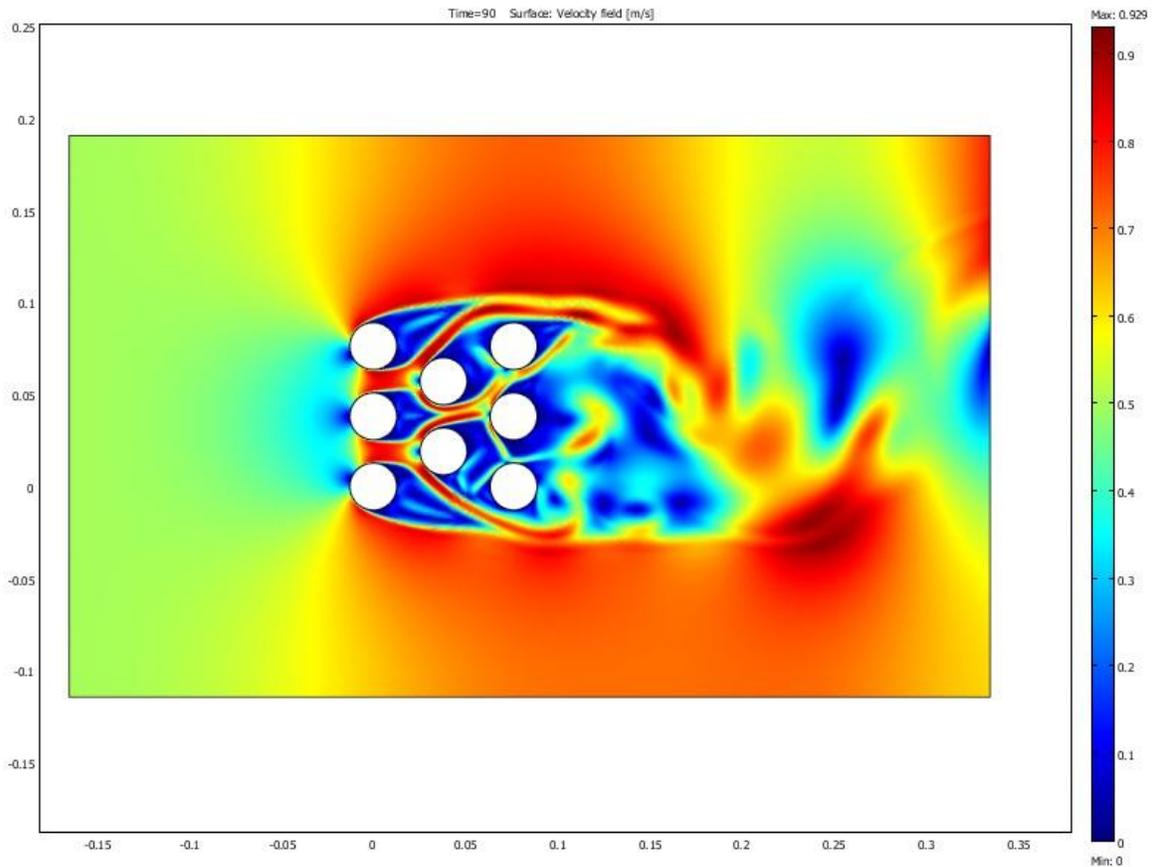


Figura 5.4: Campo de velocidad del fluido $St/D=Sl/D=1.5$

El flujo que incide sobre la segunda fila del arreglo, viene influenciado por la presencia de la primera fila del cilindro, esto se observa directamente puesto que en la segunda fila, el punto de estancamiento es más difuso, y en la tercera fila, este punto ya casi no se observa. Esto se debe a que el flujo ya no incide directamente sobre el tubo, solo en el cilindro central se puede apreciar un pequeño punto de estancamiento. Se produce el mismo fenómeno ya explicado, a medida que la presión es menor, la zona de aceleración es menor por lo que el fluido sale a bajas velocidades.

Finalmente otro concepto importante a notar, es que el conjunto de tubos, o banco de tubos pareciera comportarse como un único tubo gigante, donde se produce el efecto de capa límite, y a su alrededor se produce una aceleración del fluido.

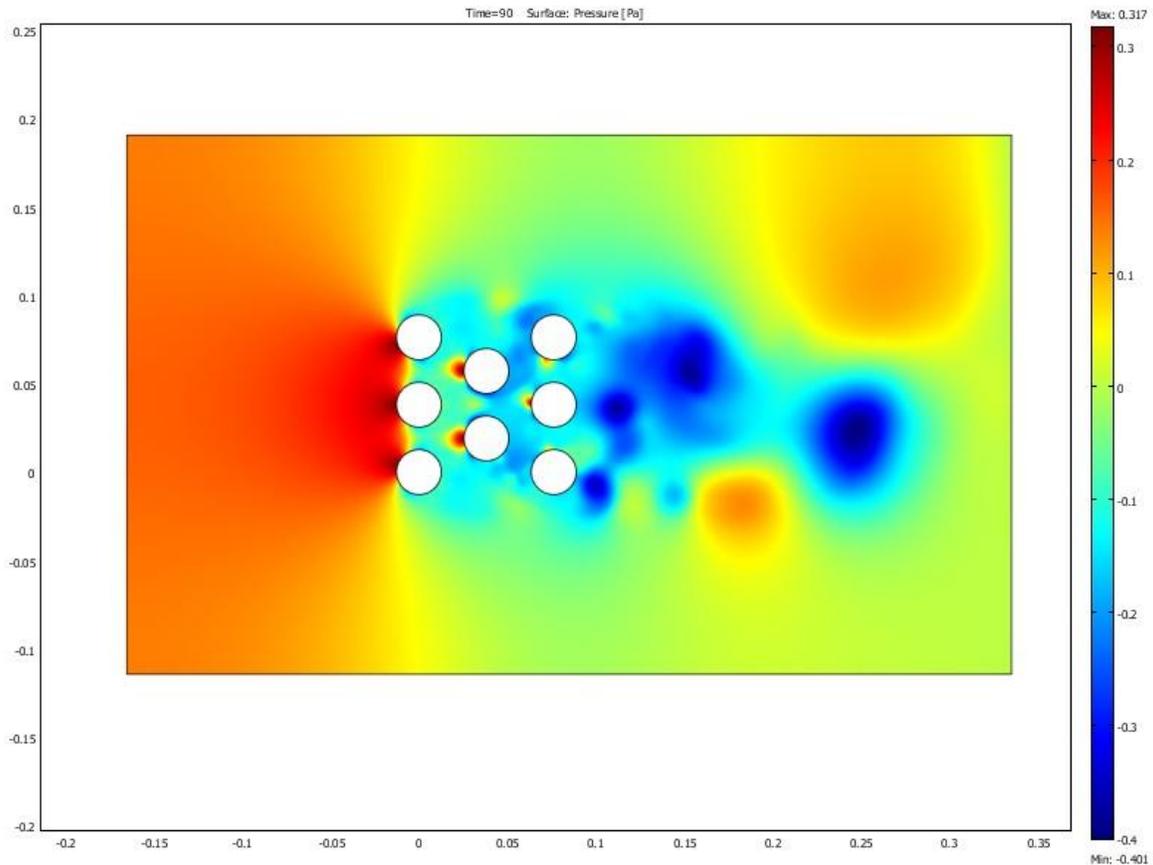


Figura 5.5: Campo de presión $St/D=Sl/D=1.5$

En la figura 5.5 se puede apreciar el fenómeno anteriormente explicado, en el punto donde incide directamente el flujo se producen altas presiones (punto de estancamiento), y posterior a los cilindros, se tienen zonas de más baja presión.

Con respecto al análisis de transferencia de calor, se pudieron obtener los siguientes resultados que se grafican en la tabla 5.1, donde se comparó directamente con la fórmula de Zhukaukas para analizar el comportamiento del coeficiente convectivo global. El flujo de calor “q” representa la suma del flujo de calor alrededor de cada uno de los tubos del arreglo.

Tabla 5.1: Comparación h global del arreglo St/d=Sl/D=1.5 v/s h Zhukauskas

V [m/s]	Vmax[m/s]	Sup.	Remax	Nusselt	h Zhukauskas [w/m ² *K]	q comsol [W/m]	h comsol [w/m ² *K]	Error %
0,2	0,6	A1	964	14,48	14,82	222,50	8,71	41,22
0,3	0,9	A1	1450	18,47	18,91	292,01	11,44	39,52
0,4	1,2	A1	1930	21,95	22,46	355,80	13,93	37,97
0,5	1,5	A1	2410	25,09	25,69	400,47	15,68	38,94

El coeficiente convectivo (h comsol) se obtuvo a partir del campo promedio entre los h de los 8 tubos del haz. Se calculó a partir de la siguiente ecuación:

$$\bar{h} = \frac{\sum q_{cada\ tubo}}{(8 \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D)}$$

Estos resultados muestran un error del orden del 39% con respecto a la correlación de Zhukauskas para Remax>1000.

A partir de las fórmulas vistas en el capítulo 2, se obtuvo que la velocidad de referencia (Vmax) pasa a través de la sección vertical “A1” del arreglo, y luego a partir de esta velocidad se obtuvo Remax, Nusselt y el coeficiente convectivo respectivamente. Vmax es por definición una velocidad de referencia para poder calcular la transferencia de calor en el banco de tubos, pero no corresponde a la velocidad máxima dentro del arreglo.

De la tabla 5.1, se puede apreciar que el valor de Vmax es mucho mayor a la velocidad de entrada. Para u=0.5 [m/s], el valor de Vmax es de 1.5 [m/s], siendo que en la figura 5.4 del campo de velocidad, la velocidad máxima es de 0.929 [m/s], osea la de referencia debiera ser aún menor. Esa diferencia en los campos de velocidades parece ser la principal razón por la cual existe ese margen de error entre los “h”.

Para entender porque se produce ese margen de error, se calculó la velocidad de referencia a través del Software. Como se observa en la figura 5.6, se obtuvieron los valores de la velocidad en esa sección del arreglo.

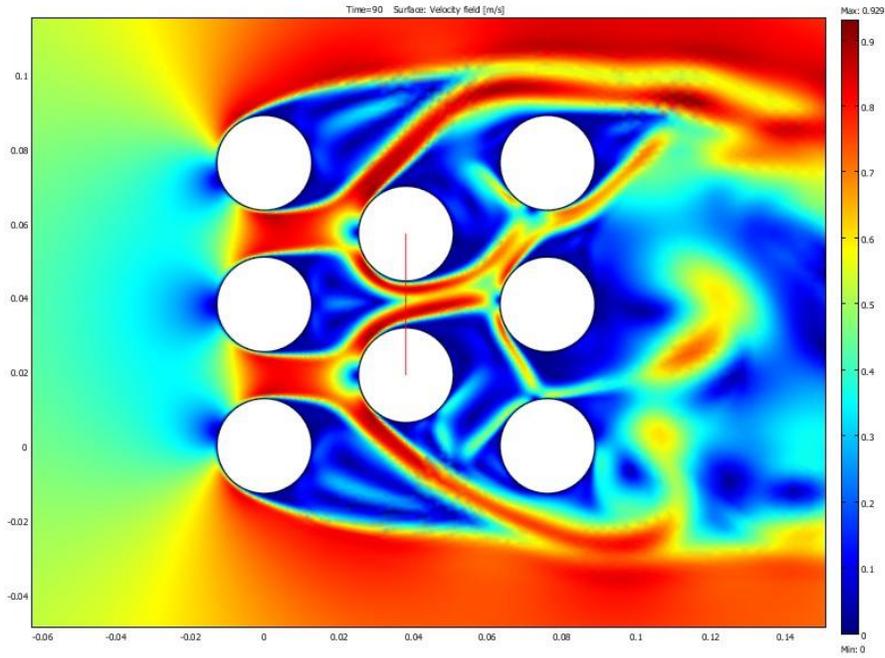


Figura 5.6: Campo de Velocidad en sección A1

A través de la función "Cross-section plots parameters" se obtuvo la figura 5.7. Estos valores se exportaron para obtener la velocidad de referencia del programa.

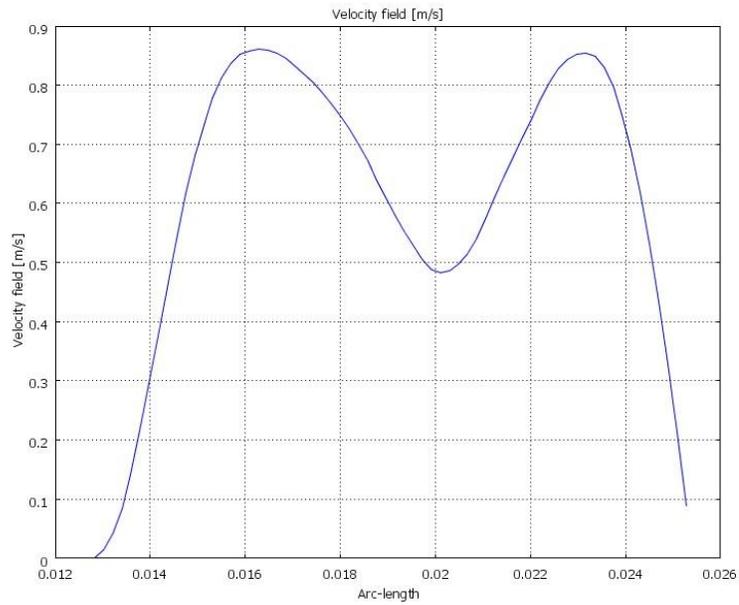


Figura 5.7: Velocidad en función del arco de sección A1

La velocidad de referencia se calculó mediante la ecuación:

$$\frac{\sum u \cdot \Delta x}{C} = V_{max}$$

Donde

$\sum u$: Sumatoria de las velocidades en cada punto de la sección A1

Δx : Paso elegido por el programa

C: Distancia vertical entre perímetro de los tubos.

Finalmente, con estos resultados, se calculó el coeficiente convectivo mediante el método de Zhukauskas. En la tabla 5.2 se pueden observar los resultados.

Tabla 5.2: Comparación h global del arreglo St/d=Sl/D=1.5 con velocidad de referencia de Comsol v/s h Zhukauskas

V [m/s]	Vmax		Sup.	Re	Nusselt	h Zhukauskas [w/m ² *K]	q comsol [W/m]	h comsol [w/m ² *K]	Error %
	comsol[m/s]								
0,2	0,206		A1	331	8,21	8,40	222,50	8,71	-3,68
0,3	0,327		A1	525	9,87	10,10	292,01	11,44	-13,21
0,4	0,49		A1	787	12,08	12,37	355,80	13,93	-12,65
0,5	0,604		A1	971	13,36	13,68	400,47	15,68	-14,64

En primer lugar, hay que destacar que la velocidad de referencia obtenida mediante los datos extraídos del campo de velocidad es muy cercana a la velocidad de entrada. Debido a que el Reynolds obtenido es inferior a 1000 para todas las velocidades estudiadas, se utilizó una segunda correlación de Zhukauskas construida para casos con estos valores de Reynolds. Efectivamente, los resultados se acercan mucho más a los de Comsol, obteniendo márgenes de error del orden de 3 a 15%, lo que es común dentro de este tipo de aplicaciones.

5.3 Modelo $S_t/D=2$; $S_l/D=1.5$

El segundo modelo consiste en un arreglo de 8 tubos, con la siguiente disposición:

- $D = 0.0254$ [m] (Diámetro del tubo)
- $S_t = 0.0508$ [m] (Distancia vertical entre centro de tubos)
- $S_l = 0.0381$ [m] (Distancia horizontal entre centro de tubos)
- $S_l/D = 1.5$; $S_t/D = 2$
- $S_d = 0.0635$ [m] (Distancia plano diagonal entre tubos)

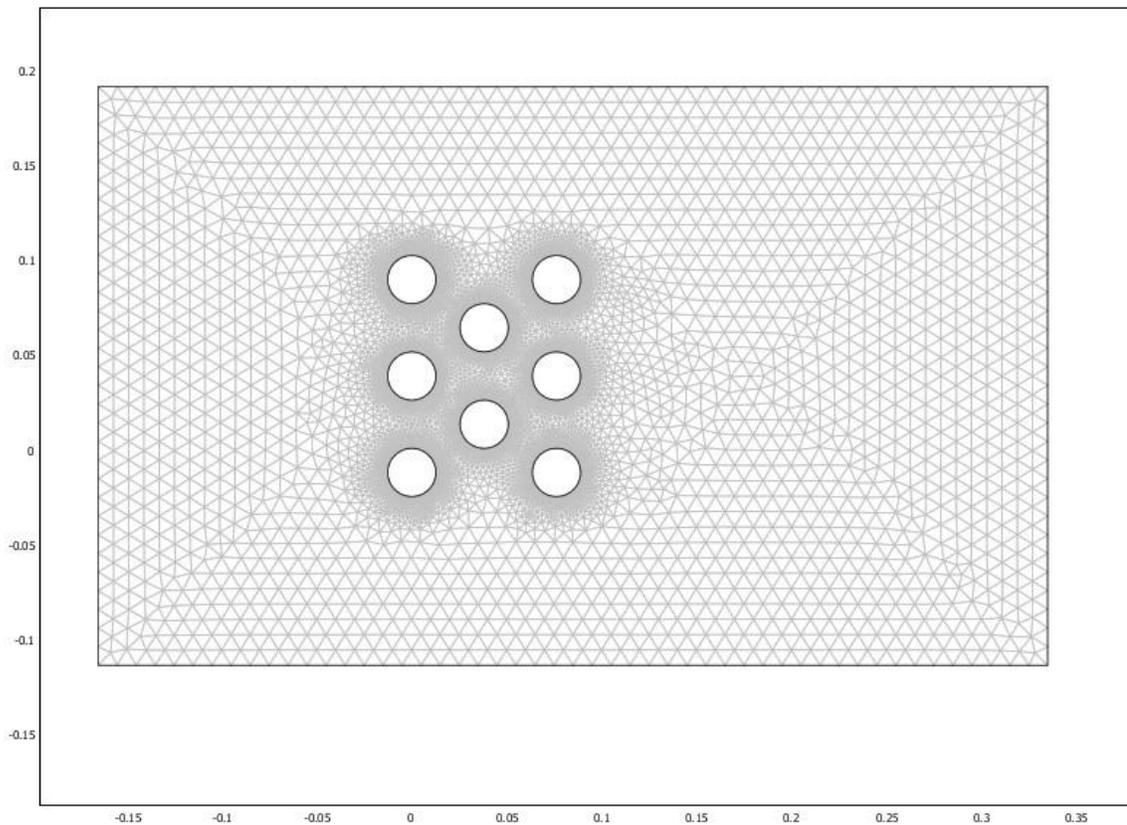


Figura 5.8: Esquema arreglo de tubos 51509 elementos modelo $S_t/D=2$; $S_l/D=1.5$

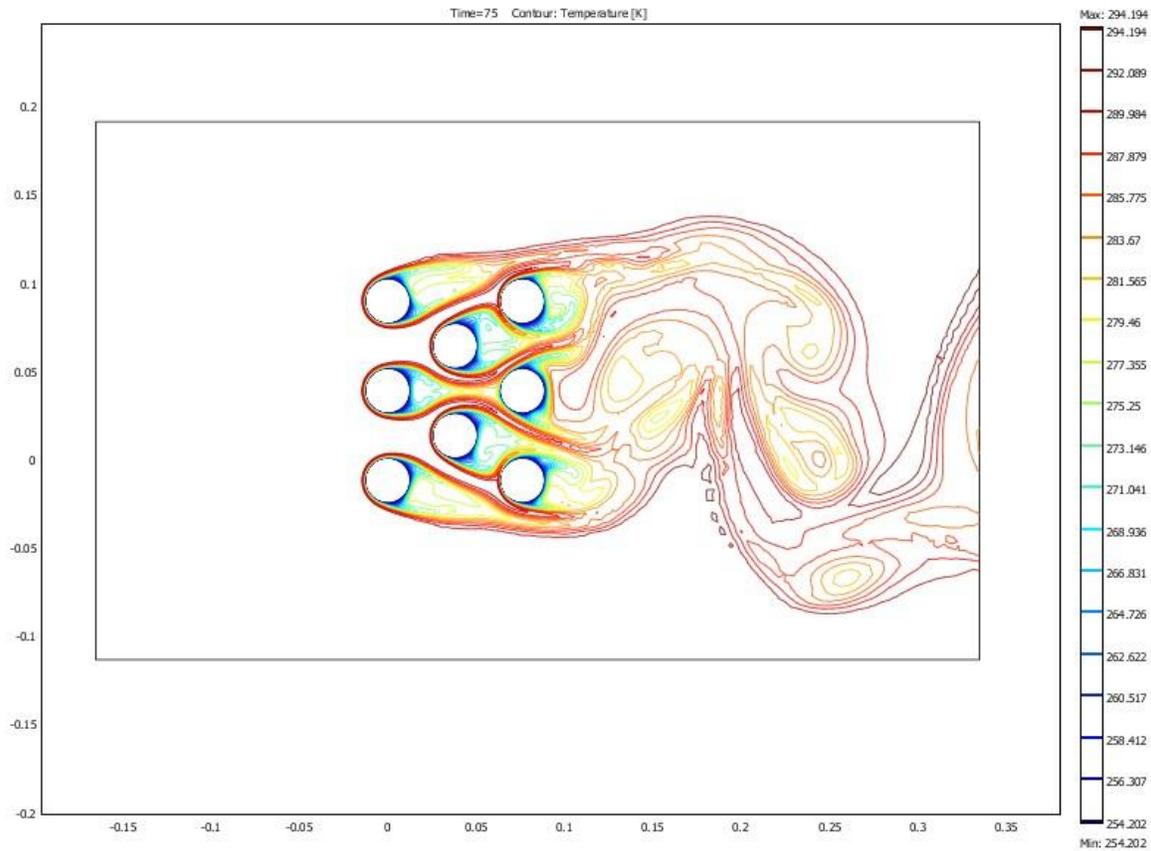


Figura 5.9: Campo de temperatura modelo $St/D=2$; $Sl/D=1.5$

Este segundo modelo posee una mayor distancia vertical entre los tubos. Se produce el mismo fenómeno que para el modelo anterior, pero se puede notar que al haber más espacio entre los tubos, el flujo que sale de cada tubo está más definido, y la interacción del flujo entre los tubos parece no mezclarse en las filas 2 y 3 a diferencia de lo que ocurre en la figura 5.2. De la misma forma, se puede observar que los vórtices que se crean abarcan un espacio mayor, pero las temperaturas de estos vórtices parecen ser mayores al de la figura ya mencionada (del orden de 280° K), por lo tanto menor el enfriamiento.

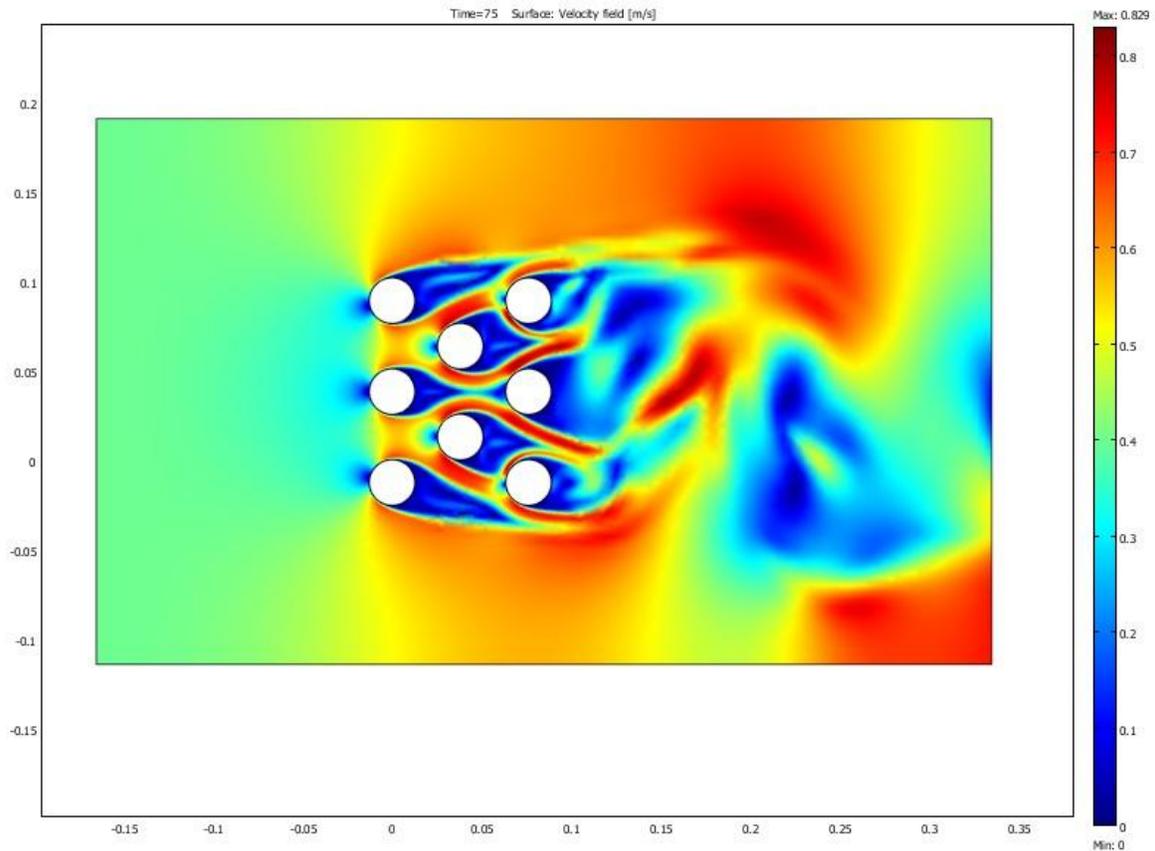


Figura 5.10: Campo de velocidad modelo $St/D=2$; $Sl/D=1.5$

En la figura 5.10 se puede apreciar el campo de velocidad para el segundo modelo estudiado. Aquí se pueden apreciar los puntos de estancamiento para prácticamente todos los tubos, a excepción del tubo central de la tercera fila, donde el fluido no incide directamente sobre el tubo, sin tener un contacto frontal. Como existe un mayor distanciamiento vertical entre los tubos, el flujo, al pasar alrededor del tubo de la segunda fila choca directamente con el tubo de la tercera fila, a diferencia de la figura 5.4 donde el flujo no choca en la parte frontal, si no que en la cara más diagonal del tubo.

Tabla 5.3: Comparación h global del arreglo $St/d=2$ $Sl/d=1.5$ v/s h Zhukauskas

V [m/s]	Vmax[m/s]	Sup.	Re	Nusselt	h Zhukauskas [w/m ² *K]	q comsol [W/m]	h comsol [w/m ² *K]	Error %
0,2	0,23	A1	369	7,73	7,91	215,60	8,44	-6,76
0,3	0,35	A1	562	9,53	9,75	285,40	11,18	-14,62
0,4	0,49	A1	782	11,51	11,78	349,50	13,69	-16,19
0,5	0,57	A1	916	12,66	12,95	378,99	14,84	-14,58

5.4 Modelo $St/D=1.5$; $Sl/D=2$

El tercer modelo consiste en un arreglo de 8 tubos, con la siguiente disposición:

- $D = 0.0254$ [m] (Diámetro del tubo)
- $S_t = 0.0381$ [m] (Distancia vertical entre centro de tubos)
- $S_l = 0.0508$ [m] (Distancia horizontal entre centro de tubos)
- $S_l/D = 2$; $S_t/D = 1.5$
- $S_d = 0.0635$ [m] (Distancia plano diagonal entre tubos)

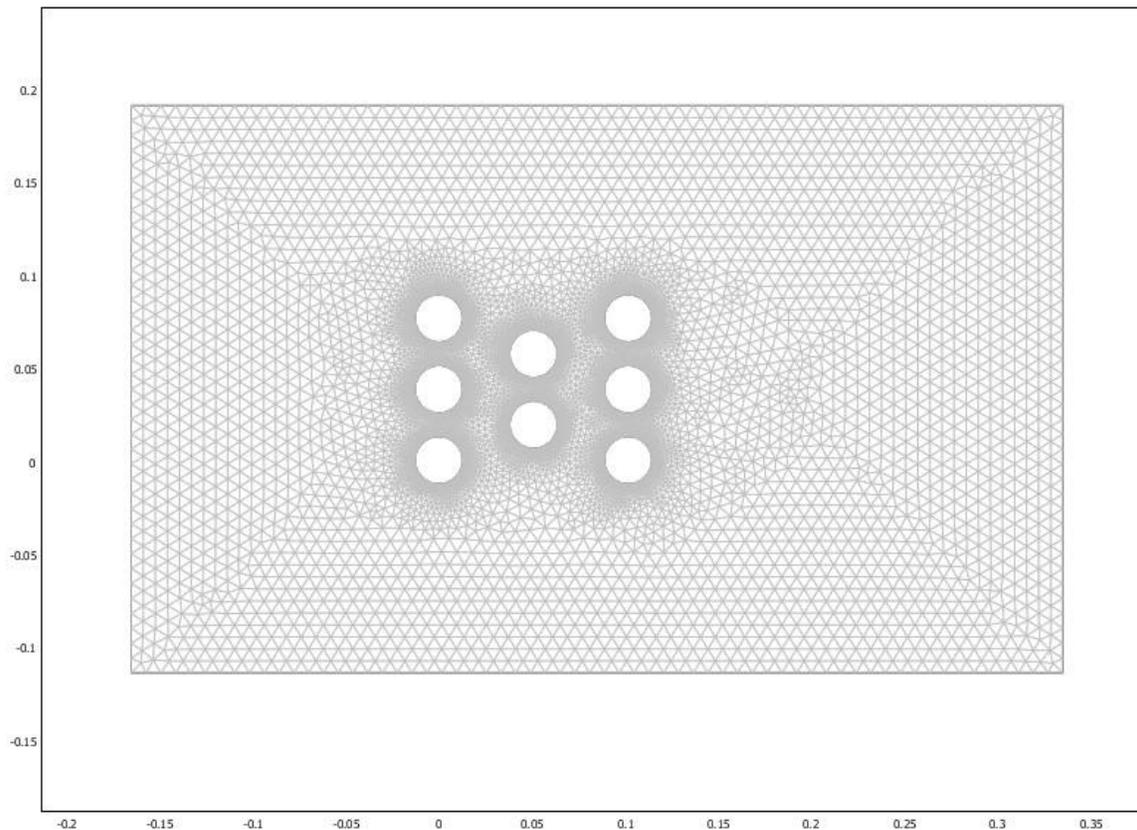


Figura 5.11: Esquema arreglo de tubos 51509 elementos modelo $St/D=1.5$; $Sl/D=2$

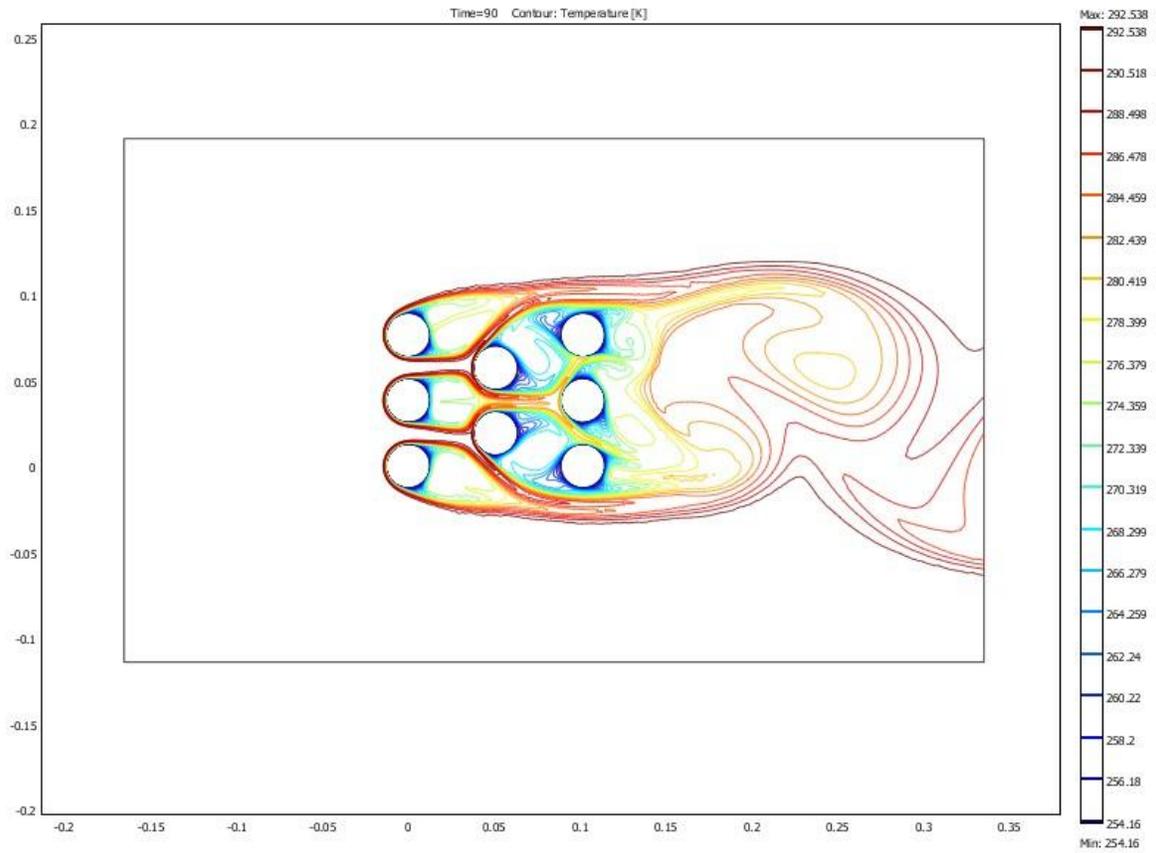
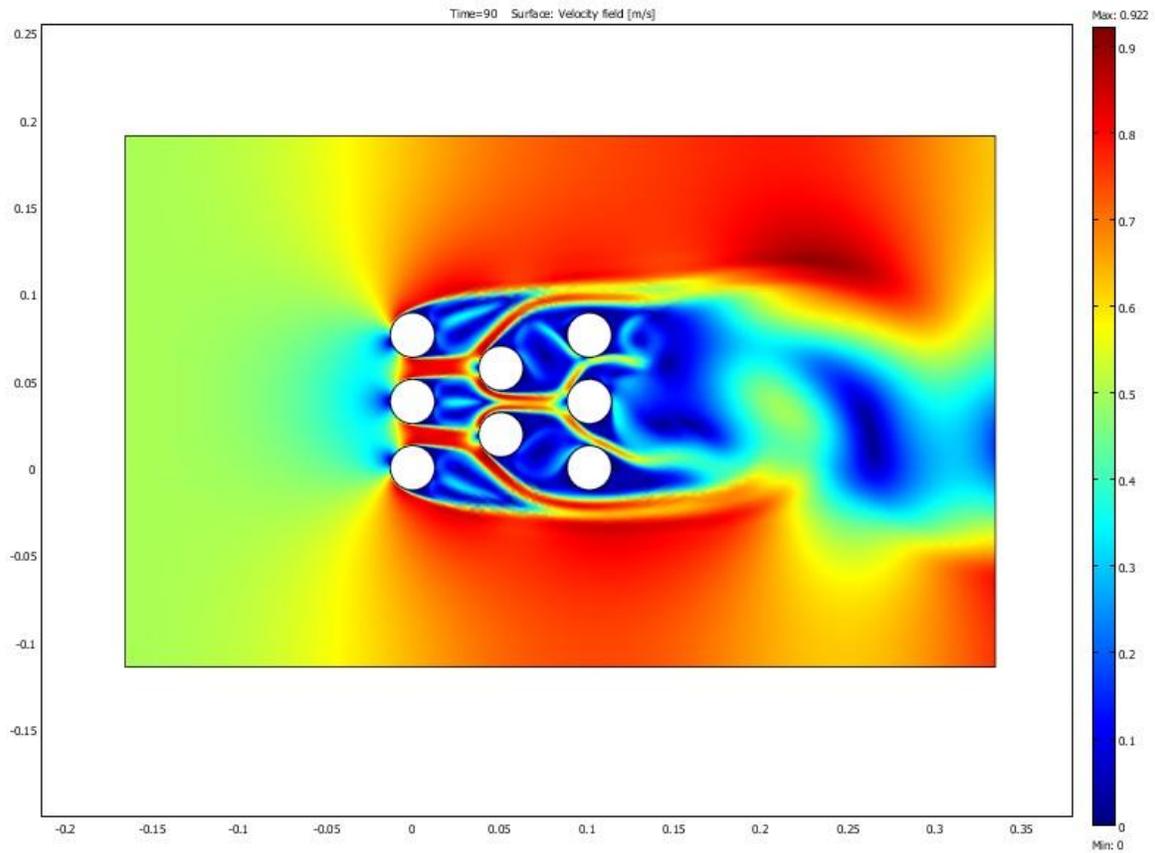


Figura 5.12: Campo de temperatura modelo $St/D=1.5$; $Sl/D=2$

Este modelo posee una mayor distancia horizontal con respecto a sus tubos. Se observa un fenómeno similar al de la figura 5.2, donde los vórtices que se forman entre la fila 2 y 3 se mezclan, produciéndose grandes gradientes de temperatura.



Figura

5.13: Campo de velocidad modelo $St/D=1.5$; $Sl/D=2$

La figura 5.13 refleja el campo de velocidad que se produce para este modelo. Se observan 6 claros puntos de estancamiento en la parte frontal de los tubos. En primer lugar, los tres tubos de la primera fila, luego los tubos de la segunda fila, y finalmente solo el tubo central de la tercera fila. El flujo que sale de los tubos de la segunda fila parece no chocar con los tubos externos de la tercera fila, efectivamente solo el flujo que va por el centro, tiene contacto directo con el tubo central, donde se produce el efecto de capa límite. El flujo no alcanza a rodear completamente el tubo, y las líneas de flujo se vuelve a formar a una distancia larga después de chocar con los tubos, esto se debe principalmente a que se trabaja con velocidades pequeñas.

Tabla 5.4: Comparación h global del arreglo $St/d=1.5$ $Sl/d=2$ v/s h Zhukauskas

V [m/s]	Vmax[m/s]	Sup.	Re	Nusselt	h Zhukauskas [w/m ² *K]	q consol [W/m]	h consol [w/m ² *K]	Error %
0,2	0,21	A1	337	7,91	8,10	220,10	8,62	-6,47
0,3	0,33	A1	530	9,72	9,95	289,90	11,35	-14,10
0,4	0,48	A1	771	11,62	11,89	350,50	13,73	-15,41
0,5	0,58	A1	938	12,76	13,07	388,99	15,23	-16,59

5.5 Modelo $S_t/D=S_l/D=2$

El cuarto modelo consiste en un arreglo de 8 tubos, con la siguiente disposición:

- $d = 0.0254$ [m] (Diámetro del tubo)
- $S_t = 0.0508$ [m] (Distancia vertical entre tubos)
- $S_l = 0.0508$ [m] (Distancia horizontal entre tubos)
- $S_l/D = 2$; $S_t/D = 2$
- $S_d = 0.0635$ [m] (Distancia plano diagonal entre tubos)

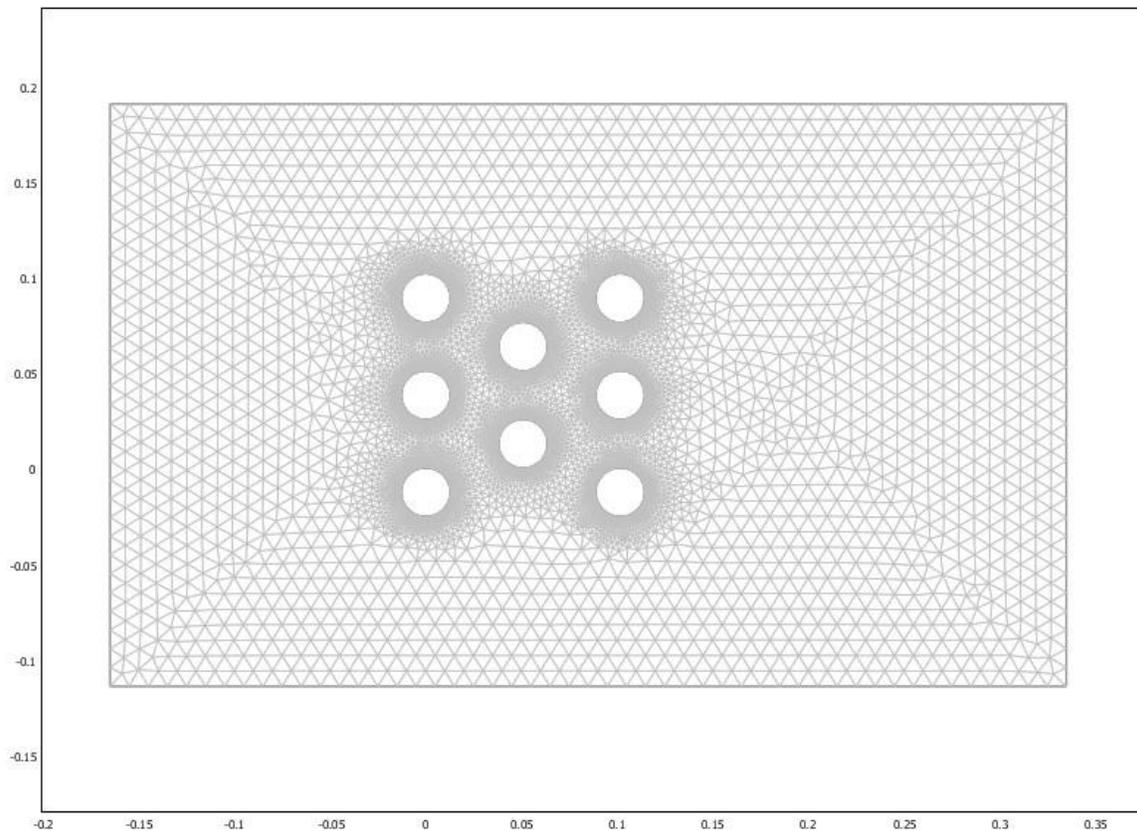


Figura 5.14: Esquema arreglo de tubos 50508 elementos $S_t/D=S_l/D=2$

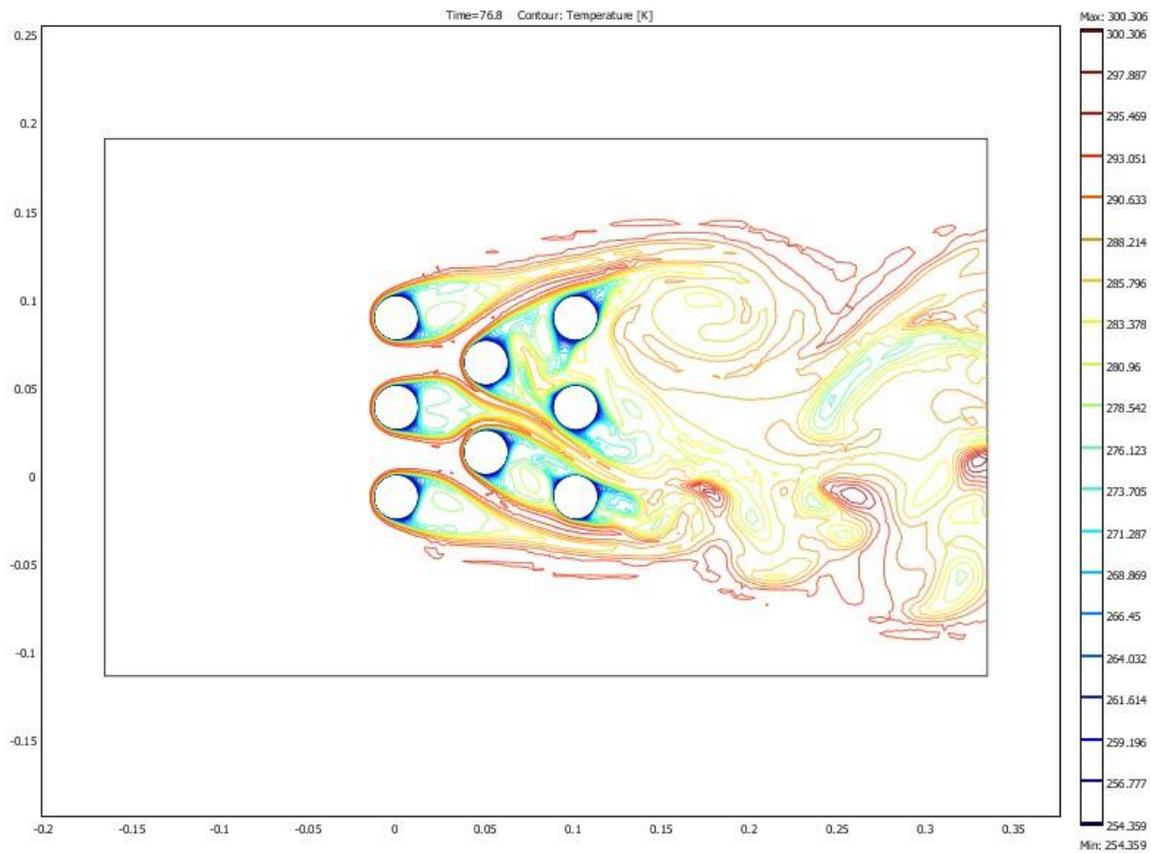


Figura 5.15: Campo de temperatura modelo $St/D=Sl/D=2$

En la figura 5.15 se puede observar el campo de temperatura del modelo $St/D=Sl/D=2$. Este modelo tiene un mayor distanciamiento tanto vertical como horizontal de los tubos. Al tener una mayor área, los vórtices que se crean abarcan un mayor espacio dentro del volumen de control definido. La primera fila del arreglo tiene un comportamiento similar al de los otros modelos, pero a partir de la segunda fila se produce el efecto de capa límite para todos los tubos como si fueran un sólido en conjunto.

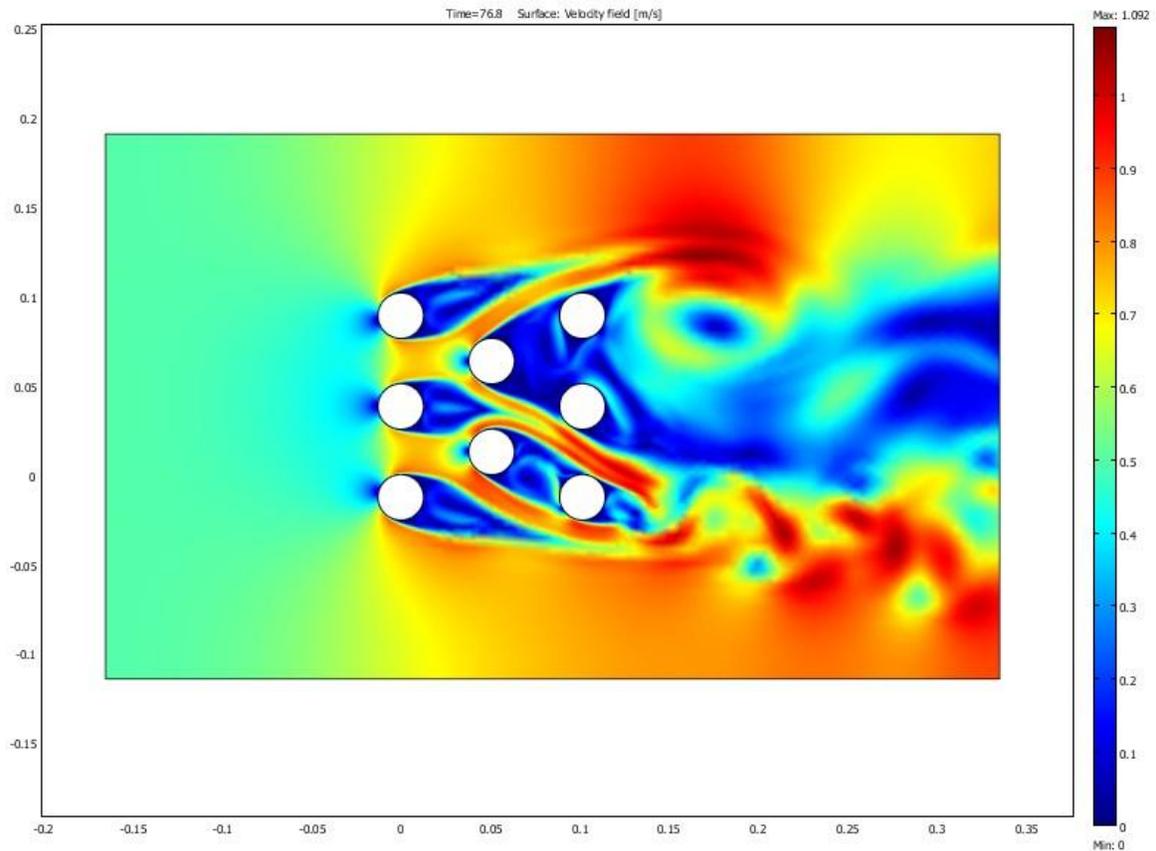


Figura 5.16: Campo de velocidad modelo $St/D=Sl/D=2$

En la figura 5.16 se puede apreciar el campo de velocidad para este modelo. Se observan 5 puntos de estancamiento en la parte frontal de los tubos. El flujo del centro fluctúa, pasando tanto por abajo (como en la figura) como por arriba del tubo central de la tercera fila. Esta fluctuación se debe a que al espacio entre tubos es mayor, por lo tanto se observa el fenómeno de vórtices entre tubos.

Tabla 5.5: Comparación h global del arreglo $St/d=Sl/d=2$ v/s h Zhukauskas

V [m/s]	Vmax[m/s]	Sup.	Re	Nusselt	h Zhukauskas [w/m ² *K]	q consol [W/m]	h consol [w/m ² *K]	Error %
0,2	0,22	A1	353	7,62	7,80	212,30	8,31	-6,59
0,3	0,334	A1	537	9,43	9,65	283,50	11,10	-15,02
0,4	0,443	A1	710	10,94	11,20	332,78	13,03	-16,36
0,5	0,548	A1	880	12,16	12,45	367,55	14,39	-15,61

5.6 Análisis Interacción de tubos

El arreglo geométrico se muestra de forma esquemática en la figura 5.15. Las condiciones del flujo están dominadas, como vimos en el punto anterior, por los efectos de la separación de capa límite y la interacción entre las estelas, que por supuesto influyen directamente sobre la transferencia de calor por convección.

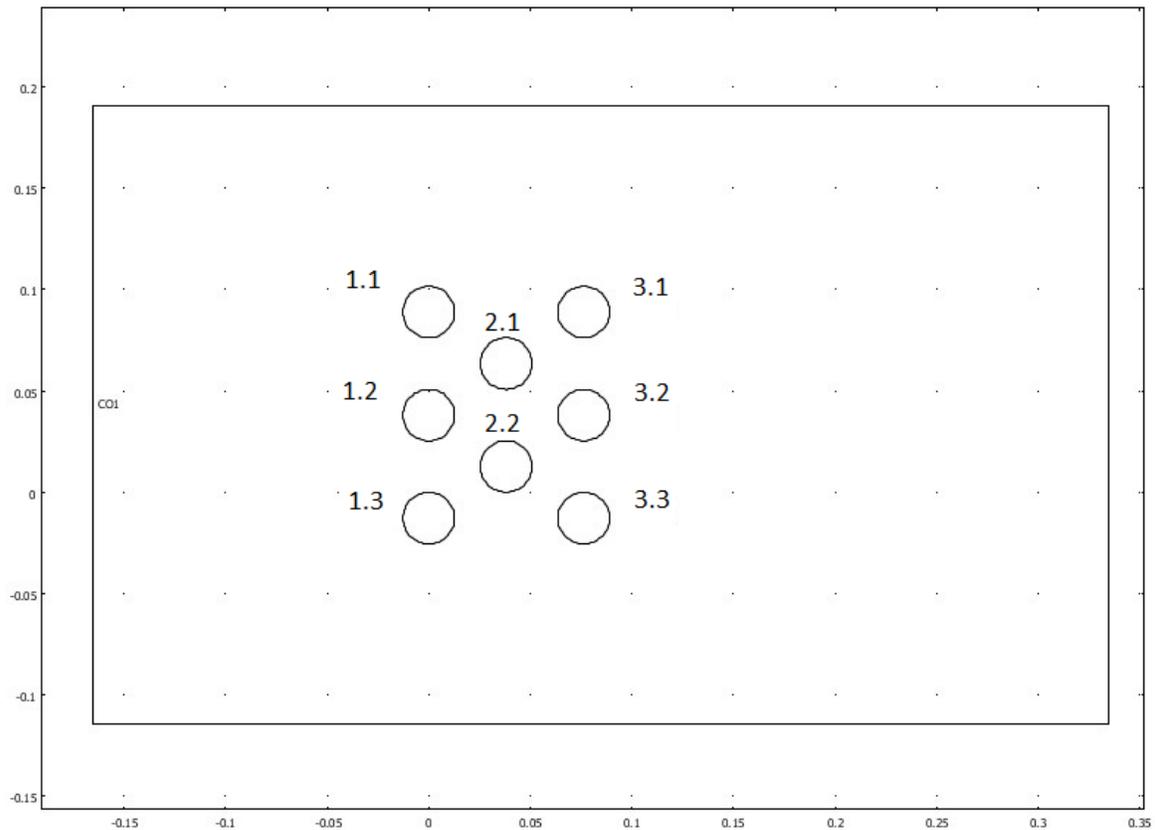


Figura 5.17: Arreglo esquemático para representación de cada tubo.

A partir de los resultados obtenidos anteriormente, se analizó el coeficiente convectivo de cada tubo del arreglo, para los cuatro casos distintos, a una velocidad $v=0.5$ [m/s]. Los resultados se presentan a continuación en la tabla 5.6.

Tabla 5.6: Valor del coeficiente convectivo para cada tubo del arreglo, (a) $St/d=Sl/d=1.5$; (b) $St/d=2 Sl/d=1.5$; (c) $St/d=1.5 Sl/d=2$; (d) $St/d=Sl/d=2$.

(a)								
Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]
1.1	57,02	17,72	2.1	59,76	18,58	3.1	40,5	12,59
1.2	56,8	17,66	2.2	58,9	18,31	3.2	38,5	11,97
1.3	57	17,72				3.3	39,9	12,40

(b)								
Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]
1.1	52,84	16,55	2.1	56,1	17,44	3.1	41,2	12,81
1.2	52,6	16,48	2.2	55,2	17,16	3.2	31,5	9,79
1.3	52,12	16,33				3.3	40,3	12,53

(c)								
Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]
1.1	54,68	17,13	2.1	55,5	17,39	3.1	36,5	11,44
1.2	55,42	17,36	2.2	54,93	17,21	3.2	39,6	12,41
1.3	54,93	17,21				3.3	36,1	11,31

(d)								
Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]	Tubos	q [W/m]	h [W/m ² .k]
1.1	50,29	15,76	2.1	52,54	16,46	3.1	39,87	12,49
1.2	49,77	15,59	2.2	52,02	16,3	3.2	33,42	10,47
1.3	50,47	15,81				3.3	39,25	12,3

En primer lugar se puede notar que el coeficiente de transferencia de calor está asociado directamente por su posición en el banco de tubos. El coeficiente para la primera línea es similar para los cuatro casos, pero lo más notorio es que tiene el mismo valor que al de un solo tubo con flujo cruzado, esto se debe a que se trata de la primera línea del arreglo. La diferencia entre los valores radica principalmente por la creación de estelas, a medida que los tubos están más cerca hay un mayor gradiente de temperatura por lo que la transferencia por convección es mayor.

Se puede notar además que los tubos que poseen un mayor coeficiente de transferencia de calor están asociados con los tubos entre líneas, y para este caso se trata de la segunda fila. Los tubos de la primera línea actúan como una rejilla de turbulencia, aumentando el coeficiente convectivo para las líneas siguientes. Sin embargo, en la tercera línea apreciamos menores valores de "h", esto principalmente porque se trata de la última fila, por lo que no se forman gradientes muy grandes posterior al choque del fluido con esos tubos.

En lo que concierne la comparación entre los arreglos estudiados, se puede apreciar que para el arreglo donde los tubos están más cercanos (a) se observa que los coeficientes de transferencia

de calor son mayores. Esto define un tipo de comportamiento, mientras más cercano son los tubos, mayor es la transferencia de calor.

Por otro lado, los arreglos (b) y (c), que corresponden a los arreglos con mayor espaciado vertical y mayor espaciado horizontal respectivamente, se observa un comportamiento relativamente similar, pero que las diferencias se explican bien a través de las figuras vistas anteriormente. Para la primera fila, en el caso (b) que corresponde al caso con mayor espaciado vertical, tenemos un menor valor de “h” con respecto al caso (c), esto deriva directamente de la diferencia de espaciado vertical entre los dos casos, a menor distancia, mayor transferencia.

En la segunda fila, los dos muestran un comportamiento muy similar, pero lo más importante es que los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección son mayores en la segunda fila para ambos casos, lo que corrobora lo mencionado anteriormente.

Para la tercera fila, la diferencia se aprecia en las figuras 5.8 y 5.11. En la primera (caso (b), espaciado vertical mayor), el flujo que sale de la segunda fila por efecto capa límite incide directamente sobre los tubos de la tercera fila, por lo tanto se aprecia un valor de “h” mayor. En cambio en la figura 5.11 (caso (c) espaciado horizontal mayor), el flujo que sale de la segunda fila solo golpea el tubo central, y por efecto de “rebote” el flujo incide de forma suave sobre los tubos extremos.

Finalmente el caso (d), que corresponde al arreglo de tubos con mayor separación tanto vertical como horizontal, los valores de “h” son menores para las 3 filas. De aquí se puede concluir en primer lugar que los valores del coeficiente convectivo esta sujetos a la posición dentro del arreglo, y en segundo lugar a la distancia que existe entre tubos.

Se debe mencionar de igual forma que estos valores están sujetos a los mismos errores encontrados en el estudio anterior, por lo que marcan una tendencia correcta, sin embargo sus valores pueden diferir de valores encontrados mediante correlaciones empíricas.

6. Conclusiones

En la presente memoria se logró crear un modelo para el flujo y la transferencia de calor alrededor de bancos de tubos a través del software de elementos finitos Comsol Multiphysics v3.5.

En primer lugar, se analizó un modelo de un tubo simple con flujo de aire cruzado. Se impuso la física del problema, “seteandolo” en el programa. Luego se creó la geometría del modelo, que constituye el volumen de control y los tubos, para finalmente establecer las condiciones de borde del problema. Entre las condiciones impuestas, se estableció trabajar con temperaturas constantes en las paredes de los tubos y a la entrada del flujo, además de velocidades constantes. Esta simulación se logró realizar para velocidades de 0.1 a 0.5 [m/s], siendo esta última la más alta permitida por el modelo, debido a que a mayores velocidades las simulaciones divergían. Los resultados fueron mejorando a medida que se modificaban variables dentro del estudio. Se pudo notar que existen variables determinantes dentro de este tipo de problemas, tales como la cantidad de elementos que se usa, la tolerancia del “solver”, y la geometría del modelo. Finalmente se logró la validación del coeficiente convectivo para un tubo único con flujo cruzado, comparándolo con las principales correlaciones conocidas en la literatura. Se llegó hasta un 10% de error entre ambos valores, lo que es una muy buena aproximación.

El estudio del tubo simple con flujo cruzado, nos entregó una variación oscilatoria del flujo de calor con el tiempo, y un comportamiento muy similar al que se describe en la literatura con los vórtices de Von Karman entre otros fenómenos.

Finalmente, este primer análisis ayudó para las futuras simulaciones. Se establecieron parámetros fijos tales como las propiedades del fluido, y se permitió optimizar el tiempo en las simulaciones sin perder precisión en los resultados gracias a la optimización de la cantidad de nodos implementados.

En una segunda etapa, se creó un modelo de simulación 2D transiente del flujo de aire y transferencia de calor para un intercambiador de tubos de flujo de aire cruzado. Este modelo consistió en cuatro casos, cada arreglo con 8 tubos, y un diámetro externo $d=0.0254$ [m] (1 pulgada). Los casos se diferenciaban en su distancia vertical u horizontal con respecto al centro de los otros tubos lindantes.

Se pudo observar, en un primer instante, que las condiciones de cantidad de nodos impuesta para la primera parte del estudio no eran suficientes, esto debido a que el problema tenía mayores gradientes de temperatura entre líneas, por lo que era importante un mallado fino en esas zonas. De igual forma, se creó un volumen de control lo suficientemente grande para no afectar los valores de “h”, y se dispuso en forma simétrica los tubos para que no haya variación entre los tubos en las extremidades. Una vez conseguido todos estos pasos, se procedió a la resolución del problema. Se consiguieron campos de velocidad, de temperatura y líneas de flujo para los cuatro modelos simulados.

A diferencia del caso de tubo único con flujo cruzado, los resultados obtenidos del software para el haz de tubos y las correlaciones empíricas de la literatura para arreglo de tubos con flujo cruzado mostraron, en un principio, una diferencia mayor en el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección. Esto por el uso de una correlación empírica (Zhukauskas) basada en una ecuación para el cálculo de la velocidad de referencia. A través de un cálculo para obtener la velocidad de referencia dentro del arreglo en el programa, se pudo mejorar notablemente los resultados en la parte teórica, y de esa forma convalidar los resultados obtenidos por Comsol.

En cuanto al fenómeno y comportamiento del fluido en un haz de tubos, se puede decir que la simulación se asimila bastante a la teoría de la literatura. En efecto, se produce el efecto de capa límite alrededor de los tubos, con un punto de estancamiento en la parte frontal del cilindro, donde choca el fluido, debido a la alta presión que produce este mismo. Los gradientes de temperatura crecen en las líneas internas del arreglo de tubos, y las estelas producidas por el choque del fluido con el tubo inciden en los valores de “h”.

Finalmente se realizó el estudio de cada tubo dentro del arreglo, para cada uno de los casos con velocidad de entrada del aire $v=0.5$ [m/s]. La primera línea del arreglo tuvo el mismo comportamiento que un tubo solo con flujo cruzado de aire, lo que se acerca a la realidad. De igual modo, los valores de “h” de los tubos internos mostraron un aumento en cuanto al coeficiente de transferencia de calor pero la tercera fila entregó valores bajos. En la teoría, este comportamiento es correcto puesto que la primera fila provoca la turbulencia, por lo que la líneas siguientes presentan gradientes mayores de temperatura, que por ende conllevan a un aumento de “h”, sin embargo no se produce eso para la tercera fila.

Los errores en la predicción de los valores del coeficiente convectivo pueden deberse a diversas razones. En primer lugar, se trabaja con propiedades constantes, siendo que en la realidad, las propiedades físicas del fluido cambian con la temperatura y presión. De igual forma, los errores de simulación provienen de las dificultades en la predicción de altos gradientes de temperatura alrededor del tubo. En efecto, se observó una mejor predicción de “h” al alejar los bordes de la región. Esto implica que una mayor cercanía del cilindro a otras superficies impide aproximar bien el gradiente de temperatura sobre éste. Este hecho explica los mayores errores observados en los coeficientes convectivos en el banco de tubos, en que la proximidad de los tubos dificulta la correcta evaluación del campo de temperatura entre éstos. Otro punto observado, fue la velocidad, y por ende el Reynolds con la cual se calculan los valores de Nusselt. Para las correlaciones se utilizan las ecuaciones vistas en el capítulo 2, donde a través de una ecuación encontramos la velocidad máxima del fluido dentro del arreglo. Notamos que esta velocidad era mayor a la observada en la simulación, lo que finalmente arrastra una diferencia en los cálculos para obtener el valor de “h”.

Todas las comparaciones de los resultados de esta memoria con otros estudios se han hecho a partir de correlaciones empíricas que se encuentran en la literatura. Las correlaciones de fenómenos de convección forzada tienen típicamente errores del orden del $\pm 20\%$, derivado de las condiciones del equipo experimental usado, de errores de medición o simplemente de arrastre o propagación de errores en los cálculos [3]. En efecto, los resultados de la transferencia de calor para unas mismas condiciones se diferencian de un 20,3 hasta 48%, por lo

que esto puede repercutir en la sub o sobreestimación del coeficiente de convección, y por lo tanto, de todo el cálculo térmico del equipo de intercambio de calor. [6]

A partir de este criterio, los resultados del estudio para tubo único pueden considerarse válidos. Para el caso de banco de tubos hay mayores dificultades por lo que se requiere mayor precisión para validar ciertos modelos, sin embargo se pudieron obtener diferencias del 5 al 20%.

Para poder juzgar la precisión de los resultados obtenidos con el modelo hubiese sido útil comparar con resultados de otras simulaciones numéricas. Esto porque no hay suficientes predicciones de coeficientes convectivos para bancos de tubos en régimen laminar. Además, la ecuación de Grimison no es válida para $Re < 2000$, el cual es prácticamente el límite superior de Reynolds en este estudio.

Parte de un estudio a futuro, consistiría en simular estos modelos para velocidades mayores, acercándose de esta forma a problemas que surgen en aplicaciones de la industria. Otro estudio interesante sería realizar estas simulaciones en 3D, agregando variables tales como el largo del tubo.

Bibliografía

- [1] Francisco Bozzo, *Determinación de coeficientes convectivos en el exterior de evaporadores de refrigeración mediante simulación.*, 2010, vol. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico.
- [2] R. Torres y J. Grau, *Introducción a la Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor con Comsol Multiphysics*. Barcelona, 2007.
- [3] Frank P. Incropera, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Cuarta Edición ed.
- [4] sadik kaka, *Boilers, evaporators and condensators.*, 1991.
- [5] Prof. Jesus F. Ontiveros, "Operaciones unitarias II, Dimensionamiento de equipos de transferencia de calor".
- [6] Georgiy Polupan Yevgen Pysmennyys, "Estudio comparativo de los métodos del calculo de transferencia de calor en bancos de tubos," 2009.
- [7] R.J. Goldstein S. Sanitjai, "Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids," may 2004.
- [8] R.P. Chhabra, V. Eswaran V.K. Mandhani, "Forced convection heat transfer in tube banks in cross flow," september 2001.
- [9] Harif Guerrero, Jesus Rojo Miguel Angel Diaz, "Simulacion y analisis de flujo transversal a traves de bancos de tubos en línea usando el programa CFX," 2008.
- [10] Anthony F. Mills, *Transferencia de calor*.
- [11] Tamotsu Igarashi Hajime Nakamura, "Variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30000".
- [12] J.R. Culham, M.M Yovanovich W.A. Khan, "Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach," march 2006.
- [13] Discussion Forums Comsol.
<http://www.comsol.com/community/forums/general/thread/13859/>.
- [14] Robert Parsons, *ASHRAE Handbook.*, 2001.