

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y eléctrica
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación

Dinámica de flujo sobre un banco de Perfiles Planos

Tesis que presenta

Rigoberto Teodoro Cristóbal

que para obtener el Grado de

Maestro en Ciencias en

Ingeniería Mecánica

Director de la Tesis: Dr. Ignacio Carvajal Mariscal.

México, D.F.

Marzo- 2016



Agradecimientos

Agradezco a mi asesor de Tesis el Dr. Ignacio Carvajal Mariscal.

A la comisión revisora de tesis:

Dr. Georgiy Polupan

Dr. Florencio Sánchez Silva

Dr. Ignacio Carvajal Mariscal

Dra. Claudia del Carmen Gutiérrez Torres

M. en C. Juan Abugaber Francis

M. en C. Guilibaldo Tolentino Eslava

Gracias a todos los compañeros, al personal docente y de apoyo del LABINTHAP, Lili, Diana y al Dr. Jiménez Bernal José Alfredo, por su apoyo y colaboración.

Al CONACYT y a la fundación Telmex por su apoyo económico.

Índice de figuras y tablas	iii
Nomenclatura	vii
Resumen	x
Abstract	xi
Introducción	xi
Capítulo I – Fundamentos.	1
1.1.-Transferencia de calor	2
1.1.2.-Conducción.	2
1.1.3.-Radiación..	2
1.1.4.- Convección.....	3
1.1.4.1.- Clases de flujos convectivos.	4
1.1.4.2.- La capa límite convectiva.	4
1.1.5.- Flujo laminar y turbulento - Capa limite dinámica laminar y turbulenta.	7
1.1.5.1 Flujo Interno.	9
1.1.5.2.- Flujo laminar y caída de presión.	10
1.1.5.3.- Región de flujo completamente desarrollado.	13
1.1.5.4.- Diámetro Hidráulico y caída de presión.....	15
1.1.5.5- Flujo turbulento en ductos.	16
1.1.5.6.- Flujo completamente desarrollado	17
1.1.6.- Intercambiadores de calor.	18
1.1.6.1.- Consideraciones de la transferencia de calor.	19
1.1.6.2.-Arreglos básicos de los elementos de los intercambiadores de calor.	19
1.1.7.-Caracterización de la turbulencia.	23
1.1.7.1.- Promedios temporales.	23
Capítulo II – Estado del Arte.	25
2.1.- Características de la transferencia de calor y flujo de fluido sobre diversas geometrías.	26
2.2.-Características de la transferencia de calor y flujo de fluido sobre tubos ovalados y planos..	34
2.3. Efecto de las dimensiones en los tubos planos.	37
2.3.1.- Determinación de la dimensión del diámetro transversal d_2 (menor).	38
2.3.2. Determinación de la dimensión del diámetro equivalente d_{eq}	38

2.3.3 Determinación de la dimensión del diámetro longitudinal d_1 (mayor)	39
2.4.- Características sobre bancos de tubos planos.	40
2.5.-Aplicaciones.	51
Capítulo III – Desarrollo experimental	60
3.1.- Instalación experimental.	61
3.1.1.- Túnel de viento.	61
3.1.2.- Bancos de tubos planos.	64
3.2.-Instrumentación..	67
3.2.1.-Transductor digital de presión.....	67
3.2.2.-Termo anemómetro	68
3.2.3.-Estación meteorológica	69
3.2.4.- Anemómetro de hilo caliente.....	70
3.2.5.-Unidad de calibración.....	75
3.2.7.-Sistema de posicionamiento	76
3.3.-Procedimiento de medición.....	76
3.4.-Metodología experimental.	80
Capítulo IV –Análisis de resultados	82
4.1.- Velocidad.	83
4.2.-Intensidad de la turbulencia.....	93
4.3.-Caída de presión..	98
Conclusiones	103
Recomendaciones	104
Referencias	105
Incertidumbre experimental	108

ÍNDICE DE FIGURAS
Capítulo I – Fundamentos

1.1	Desarrollo de la capa límite dinámica sobre una placa plana	5
1.2	Desarrollo de la capa límite térmica sobre una placa plana	6
1.3	Desarrollo de la capa límite dinámica sobre una placa plana	8
1.4	Flujo desarrollándose en la región de entrada de un ducto formado por dos placas paralelas	11
1.5	Coeficiente de fricción superficial local en la región de entrada en un ducto de placas paralelas	12
1.6	Coeficientes de fricción superficial local y promedio en la región de entrada de un tubo redondo.	12
1.7	Distribución aparente de esfuerzos cortantes en un flujo turbulento totalmente desarrollado	17
1.8	Intercambiador de calor de tubos concéntricos.	19
1.9	Arreglos de banco de tubos (a) Alineado y (b) escalonado	20
1.10	Efecto del número de filas sobre el número de Nusselt promedio en el arreglo de un banco de tubos de cilindros en flujo transversal	21
1.11	Fluctuaciones de la velocidad.	23

Capítulo II – Estado del Arte

2.1	Módulos de las diversas secciones trasversales de tubos, (a) Circular, (b) Plano, (c) Ovalado y (d) Diamante.	26
2.2	Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal circular: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.	27
2.3	Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal plana: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.	27
2.4	Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal de diamante: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$	28
2.5	Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal ovalada: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.	28
2.6	Esquema de las condiciones de frontera del dominio numérico.	30
2.7	Líneas de corriente sobre 7 tipos de cilindros	33
2.8	Geometrías de los tubos: (a) redondo; (b) plano; y (c) ovalado	34
2.9	Perfiles de velocidad para $Pr=0.7$ y $Pr=7.0$ (a) tubo redondo; (b) tubo plano; (c) tubo ovalado, y (d) factor de fricción para la tres geometrías de los tubos	36
2.10	Parámetros de los tubos sometidos a diferentes configuraciones.	37
2.11	Número de Reynolds R_{d2} contra el número de Euler Eu (a): 1) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 1.425$; 2) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 3) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$.	38
2.12	Transferencia de calor promedio contra el numero de Reynolds Re_{deq} : 1) tubo redondo; 2) tubo plana, $d_1/d_2 = 1.425$; 3) tubo forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 4) tubo forma plana, $d_1/d_2 = 2.025$; 5) tubo forma plana $d_1/d_2 = 3.4$.	39
2.13a	Transferencia de calor promedio Nu_{d_1} : (1) tubo redondo; (2)- tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 1.425$; (3) tubo de forma ovalada $d_1/d_2 = 2.075$; (4) tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$; (5) tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 3.4$; (6)- ecuación de similitud	39

2.13b	Número de Eu contra el número de Reynolds Re_{d_1} : 1- tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 1.425$; 2- tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 3- tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$.	40
2.14	Banco de tubos planos en línea: (a) Arreglo del tubo y dominio computacional, (b) Esquema del sistema del mallado computacional	41
2.15	Configuración en escalón del banco de tubos planos	42
2.16	Efecto de Re sobre Nu, con diferentes suministros de densidades de flujo de calor	42
2.17	Efecto del flujo de calor total por unidad de área sobre Nu con diferentes corrientes de velocidad de aire	43
2.18	Contornos de caída de presión para flujo turbulento con un número de Re para diferentes relaciones de aspecto $\left(\frac{H/D}{L/D}\right)$	45
2.19	Efecto del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción de superficie a lo largo de una sección transversal de un banco de tubos para un arreglo en línea, $\left(\frac{H}{D_a} = 4, \frac{L}{D_a} = 6, 100 \leq Re \leq 8000\right)$	49
2.20	Efecto del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción de superficie a lo largo de una sección transversal de un banco de tubos para un arreglo en escalón, $\left(\frac{H}{D_a} = 4, \frac{L}{D_a} = 6, 100 \leq Re \leq 8000\right)$	49
2.22	Campo de vectores de velocidad en arreglo en línea y escalonado en $Re = 8000$	49
2.22	Contorno de presión, velocidad y temperatura para el tubo	50
2.23	Coefficiente de transferencia de calor del lado aire α_0	52
2.24	Caída de presión del lado aire ΔP	52
2.25	Modelo de un intercambiador de calor diseñado con tubos planos inclinados. Los tubos sombreados de verde en la imagen derecha constituyen una celda periódica del dispositivo.	54
2.26	Comparación de la evolución lateral del promedio del número de Nusselt del intercambiador de calor de tubos planos y redondos en aproximadamente el mismo número de Re.	55
2.27	Diagrama con los puntos óptimos para h y ΔP para los contornos de velocidad y temperatura para la optimización de puntos de diseño.	56
2.28	Perfil del intercambiador de calor de la MTU	57
2.29	Perfil del tubo de la matriz de la sección transversal	59
Capítulo III – Desarrollo experimental		
3.1	Túnel del viento con seleccionar de Venturi	61
3.2	Acondicionamiento del túnel de viento	62
3.3	Dimensiones de la sección de acondicionamiento del túnel de viento en m	63
3.4	Dimensiones de la sección de descarga del túnel de viento en m.	64
3.5	Dimensiones del perfil de tubo plano	64
3.6	Configuraciones de los banco de tubos, Arreglos A) y C) en línea, Arreglos B) y D) en escalón.	66
3.7	Dimensiones del Transductor digital de presión de la marca Veris Industries de la PX-Series	67
3.8	Termo anemómetro de la marca Dwyer serie 641-RM	68
3.9	Estación meteorológica	69
3.10	Diagrama del circuito de un CTA	71
3.11	Sonda 55P11	72

3.12	Curva de error de la calibración de la Sonda 55P11.	74
3.13	Curva de calibración Sonda 55P11	74
3.14	Calibrador automático	75
3.15	Sistema de posicionamiento	76
3.16	Cadena de medición de CTA	77
3.17	Instalación experimental	78
3.18	Esquema de la instalación experimental	80
3.19	Diagrama de flujo del procedimiento de medición	81
Capítulo III – Desarrollo experimental		
4.1	Perfiles de velocidad para la banco de tubos H3L5 con arreglo en línea.	83
4.2	A) Perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L7 con arreglo en escalón. B) Perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L7 con arreglo en línea. Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H2L7 con ambos arreglos	84
4.3	Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H2L7 con ambos arreglos	84
4.4	Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H2L7, ambos arreglos con velocidad de 3 y 15 m/s	85
4.5	Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H3L5, ambos arreglos con velocidad de 3 y 10 m/s	85
4.6	Contornos de velocidad para los bancos de tubos H2L7 velocidad de 3 m/s , A) Escalón y B) Línea	86
4.7	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 8 m/s arreglo en escalón.	87
4.8	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 8 m/s en línea.	88
4.9	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 20 m/s en línea.	89
4.10	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 3 m/s . A) Escalón, B) Línea	90
4.11	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s , en escalón.	91
4.12	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s , en línea.	91
4.13	Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 20 m/s , en escalón	92
4.14	Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H2L7, velocidad de 3 m/s , A) En escalón, B) En línea.	93
4.15	Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H2L7, velocidad de 20 m/s .	94
4.16	Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 3 m/s , A) En escalón, B) En línea	96
4.17	Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s , en línea. A) En escalón, B) en línea	97
4.18	Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 20 m/s , en escalón	98
4.19	Factor de fricción, comparación de tubos redondos contra valores experimentales de tubos planos	98
4.20	Factor de fricción contra tubos Re para un banco de tubos planos, experimental contra numérico	99
4.21	Diferencial de presión, configuración H3L5 escalonado	99

4.22	Diferencial de presión, configuración H3L5 en línea	100
4.23	Factor de fricción promedio, configuración H3L5 en línea.	100
4.24	Factor de fricción, configuración H2L7 en escalón.	101
4.25	Factor de fricción, configuración H2L7 en línea.	101

ÍNDICE DE TABLAS

2.1	Coeficientes de la curva de ajuste para el cálculo de las ecuaciones	43
3.1	Selector de rango del transductor de Presión	68
3.2	Selector de rango del Termo anemómetro	69
3.3	Datos de calibración de la sonda 55P11	73
3.4	Matriz experimental	78

Nomenclatura.

Símbolo	Descripción	Unidades
A	Área de sección transversal en dirección al flujo de calor	m^2
r_h	Radio Hidráulico	m
ΔP_{dry}	Caída de presión lado seco	Pa
ΔP_{wet}	Caída de presión lado húmedo	Pa
α_0	Coefficiente de transferencia de calor del lado aire	$\frac{W}{m^2K}$
h_f	Altura	m
A_s	Área de la superficie	m^2
$C_{f,m}$	Coefficiente de fricción promedio	
C_f	Coefficiente de fricción	
C_p	Caída de presión adimensional	
D_h	Diámetro hidráulico	m
D_{eq}	Diámetro equivalente	m
\dot{E}	Cambio de energía interna del alambre	$\frac{W}{m^2K}$
$\frac{H/D}{L/D}$	Relación de aspecto	
K_f	Conductividad térmica del fluido	$\frac{W}{mK}$
K_q	Relación de bloqueo	
Nu^*, PP	Potencia de bombeo	
P_L	Relación longitudinal	
P_T	Relación transversal	
P_{dc}	Coefficiente de caída de presión	
R_ω	Resistencia del alambre	Ω
T_∞	Temperatura de la corriente libre	K
T_s	Temperatura absoluta de la superficie	K
T_{sur}	Temperatura absoluta de los alrededores	K
T_w	Temperatura del hilo	K
U_c	Coefficiente global de transferencia de calor	Wm^2/k

U_{in}	Componente de la velocidad a la entrada del canal	m/s
d_1	Diámetro mayor	m
d_1/d_2	Relación de diámetros	
d_2	Diámetro menor	m
q''	Vector de flujo de calor	W
r_0	Radio	m
s_D	Paso diagonal	m
s_T	Paso transversal	m
s_l	Paso longitudinal	m
\bar{u}	Velocidad promedio	m/s
u^+	Componente de la velocidad u , en la ley de la pared adimensionalizada	m/s
u_∞	Componente de la velocidad u de la corriente libre	m/s
u_{in}	Velocidad de entrada	m/s
y^+	Componente de la distancia y , en la ley de la pared adimensionalizada	m
∇^2	Operador Laplaciano	
τ_{app}	Esfuerzo cortante aparente	Pa
τ_s	Esfuerzos cortantes	Pa
τ_s	Esfuerzo cortante de la pared	Pa
ΔP	Diferencia de presión	Pa
ΔT	Gradiente de temperatura	$\frac{K}{m}$
ΔT	Diferencia de temperatura	K
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$\frac{W}{m^2K}$
C	Calor específico	$J/kg^\circ C$
CA	Corriente alterna	A
CD	Corriente directa	A
E	Diferencia de potencial	V
Eu	Numero de Euler	
Gr	Número de Grashof	
H/Da	Relación de altura	
HP	Caballo de fuerza	

L	Longitud	m
L/Da	Relación longitudinal	
Ma	Número de Mach	
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	
Re	Número de Reynolds	
U	Componente de la velocidad en las tres dimensiones	m/s
X	Longitud en dirección x	m
f	Factor de fricción	
i	Flujo de la corriente a través del alambre	A
k	Conductividad térmica	$\frac{Wm}{K}$
m	Masa	kg
p	Perímetro de la sección transversal	m
rpm	Revoluciones por minuto	
t	Tiempo	s
u'	Velocidad fluctuante	m/s
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
δ	Espesor de la capa límite	mm
ε	Emisibilidad	
θ	Angulo que forma la velocidad con respecto a la normal	$^\circ$
μ	Viscosidad dinámica	$Pa \cdot s$
ρ	Densidad	Kg/m^3
σ	Constante de Steffan Boltzman	$\frac{W}{m^2K^4}$
U_{mean}	Componente de velocidad promedio	m/s

Resumen.

En este trabajo se muestran los resultados de un estudio experimental sobre la dinámica del flujo en un banco de tubos planos con cuatro arreglos y dos configuraciones: lineal y escalonada. Se registraron la presión diferencial y los perfiles de velocidad en un intervalo del número Reynolds de 6200 – 51000, para condiciones de flujo transversal.

El procedimiento de experimentación se llevó a cabo en un túnel de viento donde se instalaron los modelos físicos de cada una de las configuraciones y arreglos del banco de tubos planos. Se varió la velocidad de entrada a la sección de pruebas en un intervalo de 3 – 25 m/s, registrando los valores con un anemómetro digital de varilla. Un transductor de presión se usó para obtener los valores de la diferencia de presión entre las filas de tubos. Para medir las velocidades en los canales formados por dos tubos planos y a la salida de los mismos, se utilizó un anemómetro de temperatura constante.

Mediante el tratamiento de los datos obtenidos, se generaron graficas de caída de presión, perfiles de velocidad, campos de velocidad y de intensidad de la turbulencia. Después del análisis se encontró una dependencia más significativa de la variación del paso transversal en los arreglos en línea que en los en escalón. Sin embargo, se observó una diferencia baja de caída de presión de una configuración respecto a otra, lo cual ofrece características adecuadas para el diseño de intercambiadores de calor para recuperación de calor con una caída presión mínima.

Abstract

In this work show the results an experimental study of flow dynamics on a flat tube bank with four arrays and two configurations: in-line and staggered. Differential pressure and velocity profiles was recorded in a range of Reynolds number from 6200 – 5100, for crossflow conditions.

The experimental procedure was conducted in a wind tunnel which physical models of each of the configurations and arrangements flat tube bank were installed. The input velocity to the test section is varied in a range from 3 – 25 m/s , record values with a digital anemometer rod. A pressure transducer was used to obtain the values of the pressure difference between the rows of tubes. To measure the velocities in the tubes formed by two planes and the exit channel thereof, constant temperature anemometer is used.

By processing the data obtained, graphs were generated pressure drop, velocity profiles, velocity fields and turbulence intensity. After analysis a significant dependence of the variation of the transverse pitch in the arrangements found in-line that in staggered. However, difference a low pressure drop configuration is observed for other, which offers suitable for the design of heat exchangers for heat recovery with minimal pressure drop characteristics.

Actualmente en muchos procesos como la generación de electricidad, procesos industriales y elementos de uso doméstico, la fuente primaria de calor es la combustión de combustibles fósiles. Con el fin de reducir el consumo de combustible y la vez tener una emisión menor de contaminantes se han propuesto alternativas que buscan un mayor aprovechamiento de la energía.

Por tal motivo, para poder incrementar la eficiencia de los intercambiadores de calor se necesita conocer a detalle sus características térmicas y la dinámica del flujo. Se han realizado investigaciones respecto a cómo influye la forma de los tubos y su configuración, utilizados en los bancos de tubos, ya que son parámetros que conllevan el diseño de los intercambiadores de calor. Una técnica pasiva que mejora las características de los intercambiadores es mediante el uso de geometrías no convencionales. Los tubos planos son una opción, se espera que debido a que tienen un área de sección transversal menor comparada a la de un cilindro, se tenga una menor resistencia al flujo y por lo tanto una menor caída de presión. La transferencia de calor no se vería demasiado afectada ya que se compensaría con una mayor área de la superficie.

El objetivo de la tesis es determinar el comportamiento de la dinámica del flujo a través de un banco de tubos planos con cuatro arreglos y dos configuraciones, en un intervalo del número de Reynolds de 6200 – 51500.

Se han realizado diversos estudios sobre esta forma de tubos ya que ofrece una menor área de la sección transversal respecto a un tubo de forma redonda, con lo que se tiene una disminución de espacio ocupado y se puede aumentar el número de elementos por área. Además, debido a su forma presentan una menor resistencia al flujo generando una caída de presión más baja que la de un tubo circular. Otra característica favorable es que a bajas velocidades, el flujo tiene más tiempo para poder transferir calor, a diferencia del tubo circular que se ve afectado por el crecimiento de la capa límite sobre su superficie, lo que actúa como una resistencia térmica.

En las investigaciones se da un mayor enfoque al método numérico por medio de simulaciones, en las que se han realizados investigaciones en un intervalo del número de Reynolds de 45 – 40000, en las que se ha analizado la dinámica del flujo a través de la caída de presión y la formación de vórtices. En el campo de la experimentación el número de Reynolds investigado se limita a 8000, con lo que se da la oportunidad de ampliar los estudios experimentales y validar con mayor certeza los datos numéricos.

Por otra parte, se muestra la oportunidad de usar estos elementos como parte del diseño de un recuperador de calor en el que uno de los requerimientos principales sea mantener una mínima caída de presión, sin que afecte a componentes auxiliares, y poder tener

una relación óptima entre la transferencia de calor y la potencia de bombeo. Algunas investigaciones han planteado como alternativa lo tubos de forma ovalada en turbinas de uso aeronáutico, en el que unos de las condiciones principales es mantener una baja caída de presión al adicionar un elemento como el recuperador.

La tesis está integrada por cuatro capítulos:

El capítulo I, corresponde a la descripción de la transferencia de calor, el comportamiento y generación de la capa límite térmica y dinámica, y el comportamiento de los flujos internos. Se menciona también el comportamiento del flujo en los bancos de tubos.

En el capítulo II, se muestra el estado del arte en torno a las investigaciones sobre la transferencia de calor y la caída de presión que han sido llevadas a cabo para diversas formas de los tubos utilizados en los intercambiadores de calor. Se muestra información específica sobre el comportamiento del fluido al incidir sobre un solo tubo plano, y sobre los bancos de tubos planos para diversos intervalos del número de Reynolds y diferentes relaciones de pasos.

En el capítulo III, se realiza la descripción de los arreglos y las configuraciones seleccionadas en el procedimiento de experimentación. Se incluye la descripción del túnel de viento, de la instrumentación utilizada y la metodología experimental.

En el capítulo IV, se muestran los datos obtenidos de la experimentación, mediante diversas graficas donde se compara la caída de presión entre los arreglos en escalón y en línea para ciertos intervalos del número de Reynolds. Se muestran las gráficas de la caída de presión entre las filas de los bancos de tubos y se muestran los perfiles de velocidad.

Capítulo I – Fundamentos.

En este capítulo se mencionan los conceptos básicos referentes a la transferencia de calor haciendo énfasis en la transferencia de calor por convección, describiendo sus características como son la capa límite térmica y dinámica, el comportamiento del flujo al encontrarse con obstáculos y la descripción general de los bancos de tubos.

1.1.-Transferencia de calor.

La transferencia de calor es la energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperaturas en el espacio, el calor se transmite en tres formas distintas, conocidas como mecanismos, las cuales son; conducción, convección y radiación.

1.1.2.-Conducción.

Es la transferencia de energía a través de la frontera de un sistema debido a la diferencia de temperaturas por los mecanismos de interacción intermolecular. La conducción necesita de la materia, pero no requiere del movimiento de la masa de la materia.

La ecuación de la tasa de transferencia de calor por conducción es descrita por la ley de Fourier:

$$q'' = -kA\Delta T \quad \dots 1.1$$

Dónde:

$$q'' = \text{vector de flujo de calor. (W)}$$

$$k = \text{conductividad térmica, propiedad física del material} \left(\frac{Wm}{K} \right)$$

$$A = \text{área de sección transversal en dirección al flujo de calor (m}^2\text{)}$$

$$\Delta T = \text{Gradiente de temperatura} \left(\frac{K}{m} \right) = \frac{\partial T}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \mathbf{k}$$

Dada que es una ecuación vectorial, a menudo se trabaja con una componente del vector. Por ejemplo, en la dirección x:

$$q_x = -kA_x \frac{dT}{dx} \quad \dots 1.2$$

1.1.3.-Radiación.

La transferencia de calor por radiación involucra la transferencia de calor por radiación electromagnética que se produce a causa de la diferencia de temperatura de un cuerpo de mayor temperatura a uno de menor temperatura. La transmisión de calor por radiación se transfiere incluso en el vacío.

La radiación esta descrita por la ecuación de la potencia emisiva superficial:

$$E = \sigma \varepsilon T_s^4 \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad \dots 1.3$$

Dónde:

$\varepsilon = \text{emisibilidad, que es una propiedad de la superficie} (\varepsilon = 1, \text{ si el cuerpo es negro}).$

$$\sigma = \text{Constante de Stefan Boltzman} = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}.$$

$$T_s = \text{Temperatura absoluta de la superficie (K)}.$$

De la ecuación anterior se deriva la ley de Steffan Boltzman, la cual describe de una manera general el proceso de la emisión de calor, en lugar de la transferencia de calor. La expresión para la tasa actual de transferencia de calor por radiación entre las superficies que tienen una orientación arbitraria puede ser muy complejas. Sin embargo, la tasa de transferencia de calor por radiación entre una pequeña superficie y grandes alrededores es dada por la siguiente expresión:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad \dots 1.4$$

Dónde:

$\varepsilon =$ Emisividad de la superficie.

$A =$ área de la superficie.

$T_s =$ Temperatura absoluta de la superficie (K).

$T_{sur} =$ Temperatura absoluta de los alrededores (K).

1.1.4.- Convección.

El término convección es usado para describir la transferencia de energía entre una superficie y el fluido en movimiento sobre la superficie, a través de las fronteras del sistema debido a la diferencia de temperaturas. La convección incluye la transferencia de energía por medio del movimiento del fluido másico (advección) y el movimiento aleatorio de las moléculas del fluido (Conducción y difusión).

La conducción esta descrita por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA_s\Delta T \quad \dots 1.5$$

Dónde:

$q =$ flujo de calor desde la superficie, (W)

$h =$ coeficiente de transferencia de calor por convección

(que no es una propiedad termofísica del material,

pero puede depender de la geometría de la superficie del material,

de las características del flujo, las propiedades termodinámicas del fluido, etc.

$\frac{W}{m^2K}$).

$A_s =$ Área de la superficie, desde la que se esta produciendo la convección. (m^2)

$\Delta T = T_s - T_{sur} =$ Diferencia de temperatura entre la superficie y el ambiente (K)

El propósito principal del análisis de transferencia de calor por convección es determinar:

- El campo de flujo.
- El campo de temperatura en el fluido.
- El coeficiente de transferencia de calor, h .

Para determinar h , se considera el proceso de enfriamiento por convección, así como un fluido enfría a una pared caliente. Este proceso es descrito por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_{sur}) \quad \dots 1.6$$

Cerca de cualquier pared un fluido está sujeto a la condición de no deslizamiento; es decir, hay una subcapa estancada. Ya que no hay fluido en movimiento en esta capa, la transferencia de calor es por conducción en esta región. Por encima de la subcapa hay una región donde las fuerzas viscosas retardan el movimiento del fluido; en esta región se puede producir algo de convección, pero la conducción puede ser la que predomine mayormente. Un análisis cuidadoso de esta región permite observar el comportamiento de la transferencia de calor. Esto es la base de la teoría convectiva. En la pared, la tasa de transferencia de calor por convección puede expresarse como el flujo de calor por unidad de área.

$$q'' = -k_f \frac{\partial T}{\partial y}_{y=0} = h(T_s - T_{sur}) \quad \dots 1.7$$

Dónde:

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y}_{y=0}}{(T_s - T_{sur})} \quad \dots 1.8$$

Pero $(T_s - T_{sur})$ depende totalmente del movimiento del fluido, y ambos, el flujo del fluido y la transferencia de calor son ecuaciones necesarias para determinar h . Esta expresión muestra que con el fin de determinar h , se debe obtener en primer lugar la distribución de la temperatura en el espesor de la capa de fluido que recubre a la pared.

1.1.4.1.- Clases de flujos convectivos.

A su vez la convección se puede presentar de dos maneras:

- Convección libre o natural (inducida o debida a las fuerzas de flotamiento)
 - Convección forzada (Inducida o debida a medios externos, equipos mecánicos: ventiladores)
- Ambas pueden ocurrir con un cambio de fase (ebullición, condensación)

1.1.4.2.- La capa límite convectiva.

Para introducir el concepto de la capa límite, se considera el flujo sobre una placa plana (figura 1.1). Cuando el fluido hace contacto con la superficie, su velocidad se reduce significativamente en relación a la velocidad del fluido aguas arriba de la placa, y para la mayoría de las situaciones es válido asumir que la velocidad de las partículas es cero en la pared [1].

Entonces estas partículas actúan como un retardador del movimiento de las partículas en las capas de flujo adyacente, que actúan para retrasar el movimiento de las partículas en la siguiente capa, y así hasta una distancia $y = \delta$ de la superficie, en el que el efecto llega a ser despreciable. Este retraso del movimiento del fluido es asociado con los esfuerzos cortantes τ , actuando en los planos que son paralelos a la velocidad del fluido (figura 1.1), provocando un aumento de la distancia y de la superficie, y entonces la componente de la velocidad x del fluido, u , aumenta hasta aproximarse al valor de la corriente libre u_∞ .

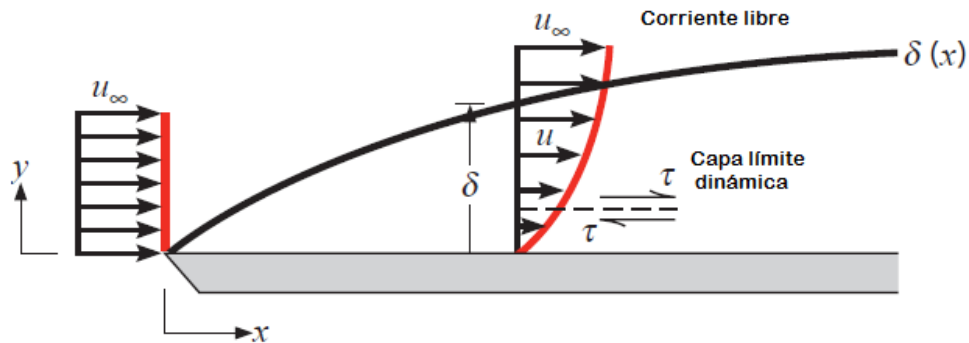


Figura 1.1. Desarrollo de la capa límite dinámica sobre una placa plana.

La cantidad δ es el término del espesor de la capa límite, y es definida típicamente como el valor de y para que $u = 0.99u_\infty$. El concepto del perfil de velocidad de la capa límite se refiere a la manera en que u varía con respecto a y , a través de la capa límite. Por consiguiente, el flujo de fluido es caracterizado por medio de dos regiones distintas, una capa delgada de fluido (la capa límite) en el que los gradientes de velocidad y los esfuerzos de corte son altos, y una región en el exterior de la capa límite en el que los gradientes de velocidad y los esfuerzos de corte son despreciables. Con el aumento de la distancia del borde de ataque, los efectos de la viscosidad inciden aún más en la corriente libre y la capa límite crece (δ aumenta con x).

En relación a la velocidad del fluido, la capa límite anterior puede ser denominada más específicamente como la capa límite dinámica. La cual se desarrolla cada vez que hay flujo de fluido sobre una superficie, y esto es de fundamental importancia para problemas que involucran el transporte por convección. En mecánica de fluidos se relacionan los efectos de los esfuerzos cortantes en la superficie τ_s y por lo tanto los efectos de la fricción en la superficie. Para flujos externos se provee la base para determinar el coeficiente de fricción local.

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\frac{\rho u_\infty^2}{2}} \quad \dots 1.9$$

El coeficiente de fricción local es un parámetro adimensional clave a partir del cual el arrastre de la fricción superficial puede ser determinado. Asumiendo un fluido Newtoniano, los

esfuerzos cortantes de la superficie pueden ser evaluados por medio del conocimiento del gradiente de velocidad en la superficie.

$$\tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad \dots 1.10$$

Donde μ es una propiedad del fluido conocida como viscosidad dinámica. En la capa límite dinámica, el gradiente de velocidad en la superficie depende de la superficie de x del borde de ataque de la placa. Por lo tanto, los esfuerzos cortantes de la superficie y el coeficiente de fricción dependen también de x .

Capa límite térmica.

Justamente cuando una capa límite dinámica se desarrolla a causa del flujo de fluido sobre una superficie, una capa límite térmica debe desarrollarse si la corriente libre del fluido y la temperatura de la superficie difieren. Considerando un flujo sobre una placa plana isotérmica (figura 1.2). En el borde de ataque el perfil de temperatura es uniforme, con $T(y) = T_\infty$. Sin embargo, las partículas de fluido que están en contacto con la placa logran un equilibrio térmico con la temperatura de la superficie de la placa. Sucesivamente estas partículas intercambian energía con las capas de fluido adyacentes, y con los gradientes de temperatura desarrollados en el fluido.

La región de fluido en que estos gradientes de temperatura existen en la capa límite térmica, y el espesor δ_t , son normalmente definidos como el valor de y , para que la relación $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$. Con el aumento de la distancia del borde de ataque, los efectos de la transferencia de calor se adentran más profundamente dentro de la corriente libre, y la capa límite térmica crece.

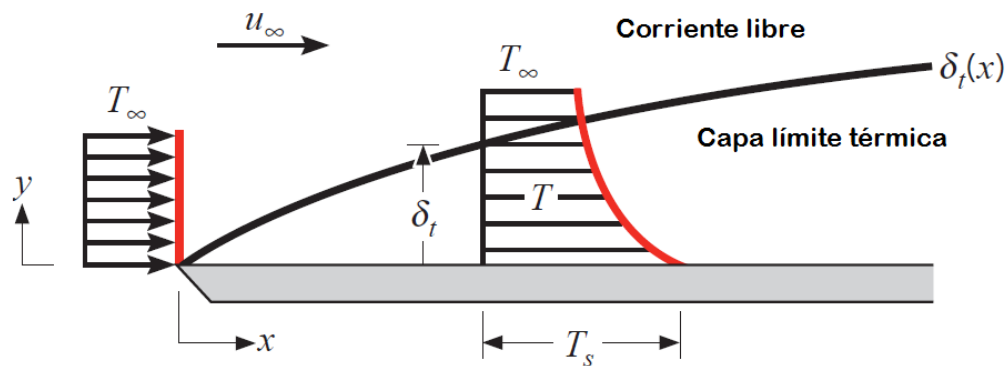


Figura 1.2. Desarrollo de la capa límite térmica sobre una placa plana.

La relación entre las condiciones en esta capa límite y el coeficiente de transferencia de calor por convección se demuestran de la siguiente manera. A cualquier distancia x del borde de ataque, el flujo de calor por unidad de área de la superficie puede ser obtenido por medio de la ley de Fourier para el fluido en $y = 0$, esto es:

$$q''_s = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad \dots 1.11$$

En la superficie no hay movimiento de fluido y la transferencia de energía se realiza sólo por medio de la conducción. De la ley de Newton de enfriamiento:

$$q''_s = h(T_s - T_\infty) \quad \dots 1.12$$

Y combinándola con la ecuación 1.11 se obtiene.

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad \dots 1.13$$

Por lo tanto, las condiciones en la capa límite térmica que influyen fuertemente en el gradiente de temperatura $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$, determinan la tasa de transferencia de calor a través de la capa límite. Dada $(T_s - T_\infty)$ como una constante, independiente de x , mientras δ_t se incrementa con el aumento de x , los gradientes de temperatura en la capa límite disminuyen con el aumento de x . De acuerdo a la magnitud de $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$, se produce una disminución con el aumento de x , y por lo tanto se deduce que q''_s y h disminuyen con el aumento de x .

1.1.5.- Flujo laminar y turbulento - Capa límite dinámica laminar y turbulenta.

El desarrollo de la capa límite sobre una placa es ilustrada en la figura 1.3. En muchos casos, ambas condiciones de flujo pueden ocurrir; la laminar y la turbulenta. Para ambas condiciones, el movimiento del fluido es caracterizado por medio de las componentes de la velocidad en las direcciones x, y . El movimiento del fluido alejado de la superficie es considerado necesario debido a la ralentización del fluido cerca de la pared cuando la capa límite crece en la dirección x . La figura 1.3 muestra que existen diferencias marcadas entre las condiciones del flujo laminar y turbulento.

En la capa límite laminar, el flujo de fluido es altamente ordenado y es posible identificar las líneas de corriente a lo largo del movimiento del fluido. El espesor de la capa límite crece, y los gradientes de velocidad en $y = 0$ disminuyen en la dirección en el sentido de la corriente del flujo (aumento de x).

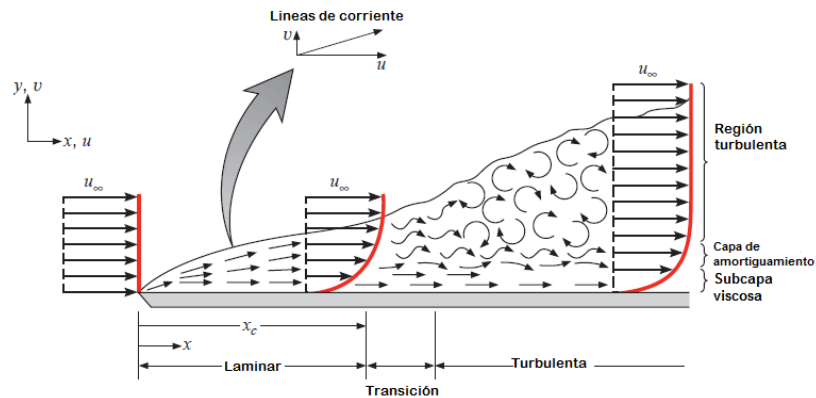


Figura 1.3. Desarrollo de la capa límite dinámica sobre una placa plana.

De la ecuación 1.10 se puede observar que los esfuerzos de corte en la superficie local τ_s también disminuyen con el aumento de x . Un comportamiento altamente ordenado continúa hasta que se ha llegado a la zona de transición, a través de la cual ocurre una conversión de las condiciones de flujo laminar a turbulento. Las condiciones dentro de la zona de transición cambian con el tiempo, con el flujo exhibiendo algunas veces un comportamiento laminar y otras veces con características de flujo turbulento.

El flujo en la capa límite es completamente turbulento, en general, se presentan altas irregularidades, además es caracterizado por la aleatoriedad y los movimientos tridimensionales relativamente grandes de los paquetes del fluido. El mezclado dentro de la capa límite se produce a grandes velocidades del fluido que se dirige hacia las superficies sólidas, y transfiere lentamente el movimiento del fluido más allá en la corriente libre. Mucho del mezclado es promovido por medio de los vórtices en dirección a la corriente, que son generalmente intermitentes cerca de la placa plana, donde rápidamente crecen y decaen. Recientes estudios analíticos y experimentales han sugerido que estas y otras estructuras dentro del flujo turbulento pueden viajar en ondas y en velocidades que pueden exceder u_∞ , interactuando de forma no lineal, y así generando condiciones caóticas que caracterizan al flujo turbulento.

Como un resultado de las interacciones que conducen a las condiciones de flujo caótico, las fluctuaciones de la velocidad y de presión pueden generarse en cualquier punto dentro de la capa límite turbulenta. Estas diferentes regiones pueden ser delimitadas dentro de la capa límite turbulenta como una función de la distancia de la superficie. Por lo que se habla de una subcapa viscosa en el que el transporte es dominado por la difusión, y el perfil de velocidad es casi lineal. Esto es una capa amortiguadora contigua en el que la difusión y el mezclado turbulento son comparables. Una comparación de los perfiles de velocidad en la dirección x de las capas límites laminar y turbulenta muestra que el perfil de velocidad es relativamente plano debido a que el mezclado ocurre dentro de la capa de amortiguamiento y la región turbulenta, dando un

aumento mayor de los gradientes de velocidad dentro de la subcapa límite como se muestra en la figura 1.3, que es mayor que en la porción laminar.

La transición del flujo laminar al turbulento es generado por mecanismos de activación, tales como la interacción de las estructuras de flujo no estacionarias que se desarrollan naturalmente dentro del fluido, o pequeñas perturbaciones que existen dentro de la capas límites. Estas perturbaciones pueden originarse a partir de las fluctuaciones en la corriente libre, o ellos pueden ser inducidos por medio de rugosidad de la superficie y las vibraciones superficiales. El comienzo de la turbulencia depende de si los mecanismos de activación son amplificados o atenuados en la dirección del flujo de fluido, que a su vez depende del agrupamiento del parámetro adimensional dado por el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} \quad \dots 1.14$$

Donde, para una placa plana, la longitud característica es x , dada por la distancia desde el borde de ataque. El número de Reynolds representa la relación de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, si el número de Reynolds es pequeño, las fuerzas de inercia son relativamente insignificantes a las fuerzas viscosas. Las perturbaciones son entonces disipadas, y el flujo se mantiene laminar. Para números de Reynolds grandes, sin embargo, las fuerzas de inercia pueden ser suficientes para amplificar los mecanismos de activación, y una transición a la turbulencia puede ocurrir.

En la determinación de si la capa límite es laminar o turbulenta, es frecuentemente razonable asumir que la transición comienza en alguna posición del punto x_c , como se muestra en la figura 1.3. Esta posición es determinada por el número de Reynolds crítico $Re_{x,c}$. Para el flujo sobre una placa plana, $Re_{x,c}$ se encontró experimentalmente al variar de $10^5 - 3 \times 10^6$, dependiendo de la rugosidad de la superficie y el nivel de turbulencia de la corriente libre. Un valor representativo es:

$$Re_{x,c} \equiv \frac{\rho u_{\infty} x_c}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad \dots 1.15$$

Frecuentemente es asumido para los cálculos de la capa límite a menos que se indique lo contrario, es usado para los cálculos que involucran placas planas.

1.1.5.1- Flujo Interno

Un flujo interno es una configuración del flujo donde el material fluyendo es rodeado por medio de paredes sólidas. Las corrientes de flujo a través de los ductos son ejemplos primarios de los flujos internos. Los intercambiadores de calor son conglomeraciones de flujos internos. Esta clase de flujo de fluido y fenómenos de convección se distinguen así mismos de la clase de un flujo externo. En una configuración de flujo externo, un objeto sólido es rodeado por el flujo [2].

Se toman en cuenta dos consideraciones en el flujo interno. Una es la tasa de transferencia de calor, o la resistencia térmica entre la corriente y el confinamiento de las paredes. La otra es la fricción entre la corriente y las paredes.

La fricción del fluido parte del mismo problema que el del cálculo de la caída de presión experimentada por la corriente sobre una longitud infinita en la dirección del flujo. Los flujos internos pueden ser laminares o turbulentos, algunos casos de flujo laminar pueden resolverse analíticamente. En el caso de flujo turbulento no son posibles las soluciones analíticas, por lo que se tienen que usar teorías semiempíricas y datos experimentales.

Para flujos internos, el régimen de flujo (laminar o turbulento) es fundamentalmente una función del número de Reynolds. En el cálculo de la tasa de transferencia de calor y la distribución de temperatura a través del flujo se debe conocer el caudal, o la distribución de la velocidad.

Cuando la variación de la temperatura sobre el campo de flujo es demasiado débil, de manera que la densidad del fluido y la viscosidad se representan por medio de dos constantes, los cálculos del campo de la velocidad y la caída de presión son independientes del campo de temperatura. Cuando esta aproximación es válida, el campo de velocidad no se ajusta al campo de temperatura, la correcta derivación del campo de temperatura requiere de los campos de velocidad como un resultado preliminar.

1.1.5.2.- Flujo laminar y caída de presión

Considerando el flujo laminar a través de un ducto en dos dimensiones, formada entre dos placas paralelas, como se muestra en la figura 1.4. El espacio entre las placas es D , la velocidad del flujo a la entrada en la sección transversal ($x = 0$) es uniforme (U). La conservación de la masa significa que U es la velocidad principal en cualquier posición de x aguas abajo.

$$U = \frac{1}{A} \int_A u \, dA \quad \dots 1.16$$

Donde u es la componente de la velocidad longitudinal y A es el área de la sección transversal del ducto. Las capas límites crecen a lo largo de las paredes hasta que se encuentran a la distancia $x \approx X$ aguas abajo de la entrada. La longitud X es conocida como la longitud de entrada o la longitud de entrada del caudal (hidrodinámica). En la región de la longitud de entrada las capas límites coexisten con un núcleo en el que la velocidad es uniforme (U_c). La conservación de la masa y el hecho de que el fluido desacelera en las capas límites requiere que $U_c > U$.

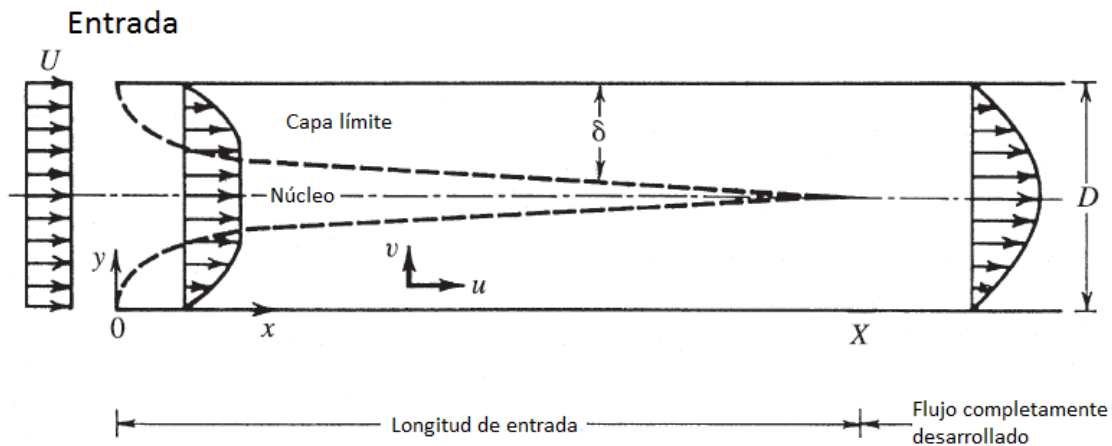


Figura 1.4. Flujo desarrollándose en la región de entrada de un ducto formado por dos placas paralelas.

La longitud X divide el flujo del ducto en una región de entrada ($0 < x \leq X$) y una región de flujo completamente desarrollado ($x \geq X$). Las características de la fricción del flujo y la transferencia de calor en la región de entrada son similares a la de los flujos de la capa límite. La longitud de entrada X se indica en la figura 1.4. Esta no es precisamente una dimensión, por la razón de que el espesor de una capa límite (δ) es conocida únicamente como una longitud de orden de magnitud. La escala de X puede ser determinada de la escala de δ , que de acuerdo a la solución de Blasius es:

$$\delta \sim 5x \left(\frac{Ux}{\nu} \right)^{-1/2} \quad \dots 1.17$$

La transición del flujo de entrada al flujo completamente desarrollado ocurre en $x \sim X$ y $\delta \sim D/2$, y por lo tanto se puede concluir que:

$$\frac{X/D}{Re_D} \approx 10^{-2} \quad \dots 1.18$$

Donde $Re_D = UD/\nu$. En la literatura de la transferencia de calor se menciona un valor más preciso de 0.04, en lugar del 10^{-2} en la ecuación (1.18), aunque como se muestra en la figura 1.5 y 1.6, hay una ligera transición del flujo en la entrada a un flujo completamente desarrollado. La fricción entre el fluido y las paredes es medida como el esfuerzo cortante local en la superficie de la pared.

$$\tau_x(x) = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad \dots 1.19$$

O el coeficiente adimensional de fricción superficial local.

$$C_{f,x} = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad \dots 1.20$$

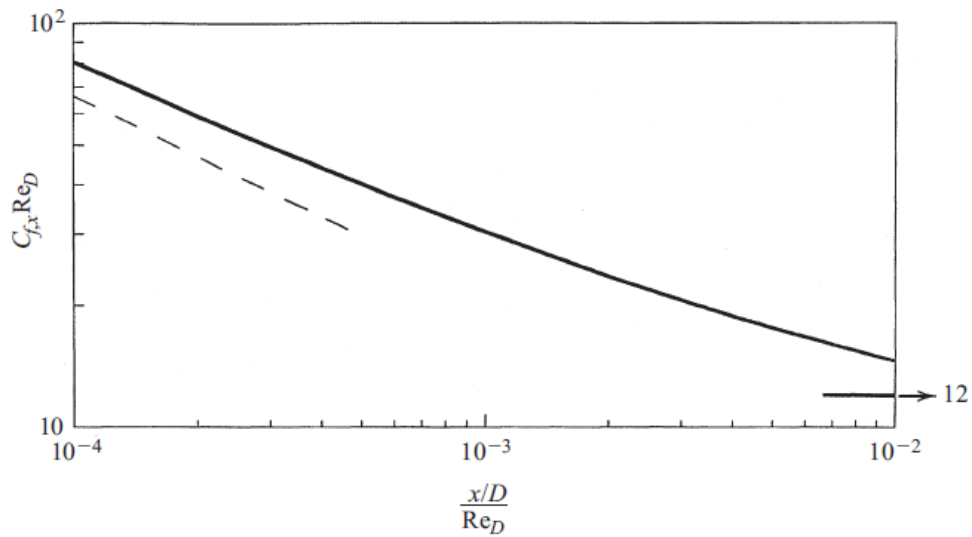


Figura 1.5. Coeficiente de fricción superficial local en la región de entrada en un ducto de placas paralelas.

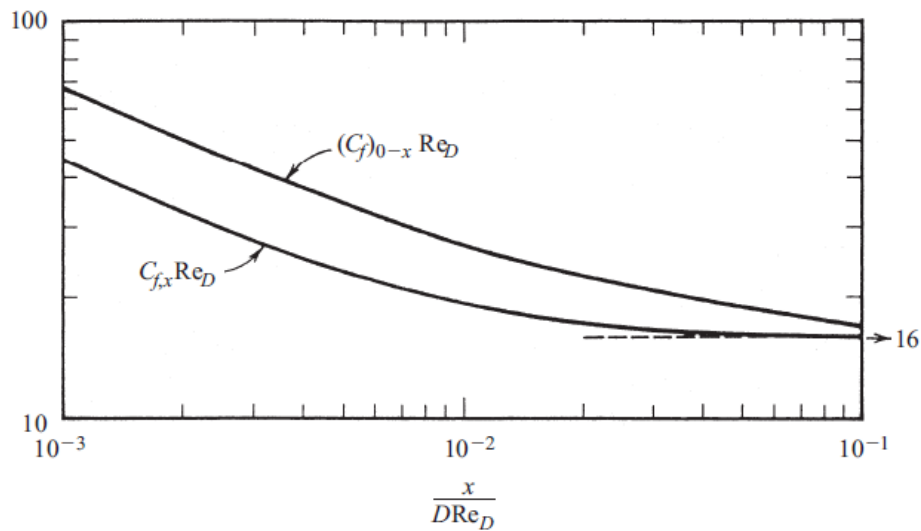


Figura 1.6. Coeficiente de fricción superficial local y promedio en la región de entrada de un tubo redondo.

La figura 1.5 muestra una gráfica de la solución integral para $C_{f,x}$ en la región de entrada en un ducto de placas paralelas. La línea punteada asíntota indica el $C_{f,x}$ estimado en base a la solución de Blasius para la capa límite laminar entre una pared plana y una corriente libre uniforme (U). Si los factores numéricos del orden 1 son despreciados, la asíntota de la capa límite es:

$$C_{f,x} \approx \left(\frac{Ux}{\nu}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad \dots 1.21$$

$$C_{f,x} \cdot Re_D \approx \left(\frac{x}{D \cdot Re_D}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad \dots 1.22$$

La línea asíntota sólida, $C_{f,x} \cdot Re_D = 12$ representa la solución de la fricción superficial para la región de flujo completamente desarrollado. El coeficiente de fricción superficial local en la región de entrada de un tubo redondo es indicado por medio de una curva en la figura 1.6. La curva superior es el coeficiente de fricción superficial promedio.

$$C_{f|0-x} = \frac{1}{x} \int_0^x C_{f,\xi}(\xi) d\xi \quad \dots 1.23$$

$$o \quad C_{f|0-x} = \frac{\bar{\tau}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad \dots 1.24$$

$$\bar{\tau} = \frac{1}{x} \int_0^x \tau_w(\xi) d\xi \quad \dots 1.25$$

La asíntota horizontal sirve a ambas curvas

$$C_{f,x} = 16 = C_{f|0-x} \quad \dots 1.26$$

Y representan la solución para la fricción superficial del flujo completamente desarrollado en un tubo redondo.

1.1.5.3.- Región de flujo completamente desarrollado.

Una característica clave del flujo en la región aguas abajo de $x \sim X$ es despreciar la componente transversal de la velocidad ($v = 0$ en la figura 1.4). En vista de que la ecuación de la conservación para la masa es:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \dots 1.27$$

La omisión de v es equivalente a $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$, es decir, la distribución de la velocidad no cambia o no se desarrolla más allá de una x . Esta es la razón de que la región de flujo es conocida como completamente desarrollada. Esta consideración es definida por medio de:

$$v = 0 \quad o \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \dots 1.28$$

Esta característica es una consecuencia de la restricción geométrica que en aguas abajo de $x \sim X$, el espesor de la capa límite δ no puede continuar creciendo. En esta región, la escala de longitud para los cambios en la dirección transversal es constante D , en el que él δ no crece libremente, y las ecuaciones de la conservación de la masa requieren que $U/L \approx v/D$, donde L es la dimensión del flujo en la dirección aguas abajo. La escala v es entonces $v \approx UD/L$ y esta escala se desvanece cuando L aumenta, es decir, cuando el flujo llega a estar lo suficientemente alejado dentro del ducto.

Otra consecuencia del flujo completamente desarrollado es que la presión es esencialmente uniforme en cada sección transversal constante de x ($\frac{\partial P}{\partial y} = 0$). Esta característica es una derivación por sustitución de $v = 0$ en las ecuaciones de momentum (Navier-Stokes) para la dirección y . Con referencia a la figura 1.4 la distribución de la presión es $P(x)$, y la ecuación del momentum para el flujo en la dirección x es.

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \mu \frac{d^2 u}{dy^2} \quad \dots 1.29$$

Ambos lados de esta ecuación deben ser iguales a una misma constante, ya que, el lado izquierdo es una función de x y el lado derecho una función de y . Esta constante es la caída de presión por unidad de longitud.

$$\frac{\Delta P}{L} = - \frac{dP}{dx} \quad \dots 1.30$$

La caída de presión y la distribución de flujo $u(y)$ se obtienen por medio de la solución de la ecuación 1.29 sujeta a $u = 0$ en las paredes ($y \pm D/2$), donde $y = 0$ representa el plano central de la placa paralela del ducto:

$$u(y) = \frac{3}{2} U \left[1 - \left(\frac{y}{D/2} \right)^2 \right] \quad \dots 1.31$$

Con

$$U = \frac{D^2}{12\mu} \left(- \frac{\partial P}{\partial x} \right) \quad \dots 1.32$$

En forma general, para un ducto de sección transversal arbitraria, la ecuación 1.29 es remplazada por

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \nabla^2 u = \text{constante} \quad \dots 1.33$$

Donde el operador Laplaciano ∇^2 es tomado solo en cuenta para las curvaturas en la sección transversal,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad \dots 1.34$$

Esto es, $\frac{\partial^2}{\partial x^2} = 0$. Las condiciones de frontera son $u = 0$ sobre el perímetro de la sección transversal. Por ejemplo, la solución para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo redondo de radio r_0 es.

$$u = 2U \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad \dots 1.35$$

Con

$$U = \frac{r_0^2}{8\mu} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad \dots 1.36$$

La solución es para el régimen de flujo laminar completamente desarrollado, que es conocido como flujo de Hagen – Poiseuille o flujo de Poiseuille.

1.1.5.4.- Diámetro Hidráulico y caída de presión.

Las ecuaciones (1.32) y (1.36) muestran que en un flujo laminar completamente desarrollado la velocidad U (o la tasa de flujo másico $\dot{m} = \rho AU$) es proporcional al gradiente de presión longitudinal P/L . En forma general, y especialmente en el flujo turbulento, la relación entre \dot{m} y ΔP no es lineal. Los resultados de la fricción del fluido para el flujo completamente desarrollado en ductos son reportados como factores de fricción

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad \dots 1.37$$

Donde τ_w es el esfuerzo cortante en la pared. La ecuación 1.37 es la misma que la ecuación 1.26, con la observación de que en el flujo completamente desarrollado, τ_w y f son independientes de x . El esfuerzo de corte τ_w es proporcional a $\Delta P/L$. Esta proporcionalidad se deduce del balance de fuerzas longitudinales del flujo sobre un volumen de control de una sección transversal A y una longitud L ,

$$A\Delta P = \tau_w pL \quad \dots 1.38$$

Donde p es el perímetro de la sección transversal. La ecuación 1.38 es general y es independiente del régimen de flujo. Combinando la ecuación 1.37, se produce la relación de la caída de presión.

$$\Delta P = f \frac{pL}{A} \left(\frac{1}{2}\rho U^2 \right) \quad \dots 1.39$$

Donde A/p representan la escala de longitud transversal del ducto:

$$r_h = \frac{A}{p} \quad \text{radio hidráulico} \quad \dots 1.40$$

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad \text{diámetro hidráulico} \quad \dots 1.41$$

En la literatura hay tablas que muestran secciones transversales de ductos que tienen el mismo diámetro hidráulico. Por ejemplo, el diámetro hidráulico del canal formado entre dos placas paralelas es dos veces el espaciamento entre las placas. Para la sección transversal de un perfil de forma de un polígono regular, el D_h es el diámetro del círculo inscrito dentro del

polígono. En el caso de secciones transversales de alta asimetría, D_h se escala con la más pequeña de las dos secciones transversales. En general la relación de la caída de presión es más frecuentemente escrita en términos del diámetro hidráulico,

$$\Delta P = f \frac{4L}{D_h} \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) \quad \dots 1.42$$

Para calcular ΔP se debe conocer el factor de fricción f , el cual puede ser derivado de la las características del flujo. El factor de fricción derivado del flujo de Hagen – Poiseuille es descrito por la ecuación 1.31 y 1.35:

$$f = \begin{cases} \frac{24}{Re_{D_h}} & D_h = 2D \quad \text{placas paralelas } (D = \text{espaciamiento}) \quad \dots 1.43 \\ \frac{16}{Re_{D_h}} & D_h = D \quad \text{tubo redondo } (D = \text{diametro}) \quad \dots 1.44 \end{cases}$$

Las ecuaciones 1.43 y 1.44 son dadas para el flujo laminar ($Re_{D_h} \leq 2000$). Todos los flujos Hagen – Poiseuille son caracterizados por:

$$f = \frac{C}{Re_{D_h}} \quad \dots 1.45$$

Donde la constante C depende de la forma de la sección transversal del ducto, y la forma del ducto puede ser representada por un grupo adimensional

$$B = \frac{\pi D_h^4}{A_{ducto}} \quad \dots 1.46$$

Y por lo tanto $f \cdot Re_{D_h}$ o (C) incrementan proporcionalmente con B .

1.1.5.5.- Flujo turbulento en ductos.

El análisis de flujo turbulento y la transferencia de calor en ductos son generalmente presentados en términos de valores temporales promedio. Por ejemplo, la velocidad longitudinal es descompuesta como $u(\mathbf{r}, t) = \bar{u}(\mathbf{r}) + u'(\mathbf{r}, t)$, donde \bar{u} es el lapso de la velocidad promedio y u' es la fluctuación, o la diferencia dependiente del tiempo entre \bar{u} y u' . Se representa en la figura 1.7 un tubo redondo en coordenadas cilíndricas (r, x). Las ecuaciones promedio para la

conservación de la energía, la masa y el momentum, han sido simplificadas en base a la observación de que el ducto representa una región flujo esbelta.

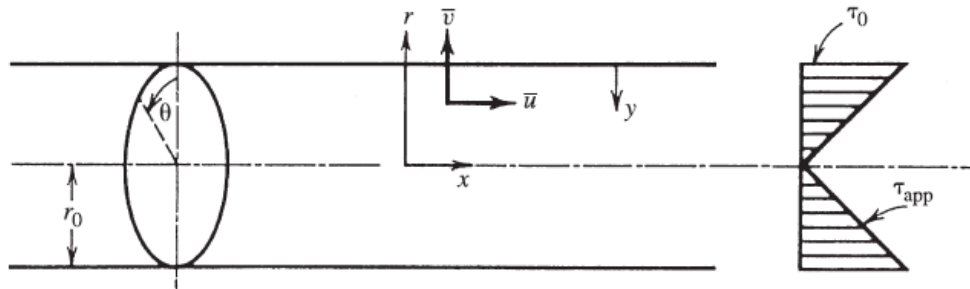


Figura 1.7. Distribución aparente de esfuerzos cortantes en un flujo turbulento totalmente desarrollado.

La difusibilidad aumenta significativamente el efecto del transporte que se originaría solo por la presencia de la difusión molecular

1.1.5.6.- Flujo completamente desarrollado.

La región de entrada para el desarrollo del perfil de velocidades longitudinal y el perfil de temperaturas es alrededor de 10 veces el diámetro del tubo,

$$\frac{X}{D} \cong 10 \cong \frac{X_T}{D} \quad \dots 1.47$$

Este criterio es particularmente valido para los fluidos con valores de Pr del orden de 1 (aire y agua). Para ductos con otras secciones transversales, D es la dimensión menor de la sección transversal. La longitud X y X_T son considerablemente más pequeñas que sus contrapartes de flujo laminar cuando $Re_D \geq 2000$. Aguas abajo de $x = (X, X_T)$ el flujo es completamente desarrollado, y $\bar{v} = 0$ y $\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = 0$. Al emplearse la notación de los esfuerzos cortantes:

$$\tau_{app} = \rho(v + \epsilon_M) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad \dots 1.48$$

Donde y es medida a partir de la pared, $y = r_0 - r$, como se indica en la figura 1.7. Las dos contribuciones para τ_{app} , $\rho v \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$ y $\rho_M \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$, son los esfuerzos cortantes moleculares y los esfuerzos cortantes de las estructuras turbulentas, respectivamente. Se nota que $\tau_{app} = 0$ en $y = 0$. La ecuación de momentum se reduce a:

$$\frac{d\bar{P}}{dx} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\tau_{app}) \quad \dots 1.49$$

Donde ambos lados de la ecuación son iguales a una constante. Por integración de la ecuación 1.50, a partir de la distancia de la pared y en el fluido, y por medio del del balance de fuerzas de la ecuación 1.38, se puede mostrar que τ_{app} disminuye linealmente de τ_0 en la pared a cero sobre la línea central.

$$\tau_{app} = \tau_0 \left(1 - \frac{y}{r_0}\right) \quad \dots 1.50$$

Acercándose suficientemente a la pared, donde $y \ll r_0$, el aparente esfuerzo cortante es casi constante, $\tau_{app} \cong 0$. El análisis del mezclado longitudinal que procede de la ley de la pared para la capa límite turbulenta se aplicada cerca de la pared del tubo. Mediciones confirma que el perfil de velocidad promediado en el tiempo se ajustado a la ley de la pared,

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5 \quad \dots 1.51$$

Donde 2.5 y 5.5 son las constantes de la curva de ajuste, y

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_*} \quad y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \quad u_* = \left(\frac{\tau_0}{\rho}\right)^{1/2} \quad \dots 1.52$$

El grupo u_* es conocido como la velocidad de fricción. El mayor inconveniente de la aproximación de τ_{app} es que el perfil de velocidad deducido de la ecuación 1.52, tiene una pendiente límite en la línea central. Un perfil empírico que tiene una pendiente cero en la línea central y agrupa la ecuación 1.53 como $y^+ \rightarrow 0$, es la de Reichardt (1951).

$$u^+ = 2.5 \ln \left\{ \frac{3(1 + r/r_0)}{2[1 + 2(r/r_0)^2]} y^+ \right\} + 5.5 \quad \dots 1.53$$

El factor de fricción es definido por la ecuación 1.45, y es relacionada a la velocidad de fricción $(\tau_0/\rho)^{1/2}$

$$\left(\frac{\tau_0}{\rho}\right)^{1/2} = U \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \quad \dots 1.54$$

Un análisis basado en la velocidad de la curva de ajuste donde, en lugar de la ecuación 1.52, u^+ es proporcional a $(y^+)^{1/7}$.

1.1.6.- Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son dispositivos usados para transferir energía en forma de calor de un fluido a otro. Las experiencias típicas en la vida diario incluyen el uso de condensadores y evaporadores en unidades de aire acondicionado y refrigeración. Las calderas y condensadores en las plantas térmicas son ejemplos de intercambiadores de calor en las grandes industrias. Los intercambiadores de calor son usados en una amplia variedad de aplicaciones. Estos incluyen la producción de potencia en procesos industriales, electrónicos, de ingeniería ambiental, calor para recuperación, en la industria manufacturara, en procesos de aire acondicionado y refrigeración, y aplicaciones aeroespaciales [4].

Hay una amplia variedad de intercambiadores de calor para diversos tipos de usos, por lo tanto la construcción difiere ampliamente. Sin embargo, a pesar de la variedad, muchos intercambiadores de calor pueden ser clasificados en algunos tipos comunes en base a algunos conceptos fundamentales de diseño.

1.1.6.1.- Consideraciones de la transferencia de calor.

Considerando un intercambiador de calor de tubos concéntricos como se muestra en la figura 1.8, en el que el flujo de la corriente caliente se sitúa en el diámetro mayor del tubo. El modo de transferencia de calor en el interior y el exterior de los tubos es por convección, además de que se presenta la transferencia de calor por conducción a través del interior del tubo. Dado que la mayor transferencia de calor ocurre a través del tubo menor, es esta superficie interna la que controla el proceso de transferencia de calor. La convección se representa en la superficie externa con el término A_o del tubo central, que hace referencia a la descripción del área de intercambio de calor. Aplicando el principio de las resistencias térmicas.

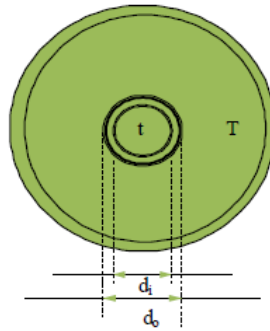


Figura 1.8. Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

$$R = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k l} + \frac{1}{h_i A_i} \quad \dots 1.55$$

Definiendo el coeficiente total de transferencia de calor, U_c , como:

$$U_c \equiv \frac{1}{R A_o} \quad \dots 1.56$$

Substituyendo el valor del rendimiento de la resistencia R :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{A_o}{h_i A_i} \quad \dots 1.57$$

Las correlaciones convectivas estándar y los coeficientes convectivos están disponibles en literatura, h_o y h_i . La conductividad térmica, k , corresponde a la del material del tubo interno. Al evaluar las resistencias térmicas, las características geométricas (Áreas y radios) son determinadas de las dimensiones del tubo interno.

1.1.6.2.- Arreglos básicos de los elementos de los intercambiadores de calor

El flujo sobre un banco de tubos es uno de los fenómenos más importantes en los procesos industriales. Muchos de los intercambiadores de calor, son usados para un amplio intervalo de aplicaciones que involucran un banco o un haz de tubos sobre los flujos de fluido.

Una geometría más compleja es en la que se involucran un gran número cilindros separados de forma regular en un flujo cruzado. Esta geometría es caracterizada por el diámetro del cilindro (D), el espacio longitudinal de las filas consecutivas (paso longitudinal, X_L), y el espacio transversal entre cilindros (paso transversal, X_T). Se considera que el arreglo es lo suficientemente amplio, cuando existen suficientes cilindros en cada fila, por lo que las fronteras superiores e inferiores no afectan las características del flujo total y la transferencia de calor del arreglo.

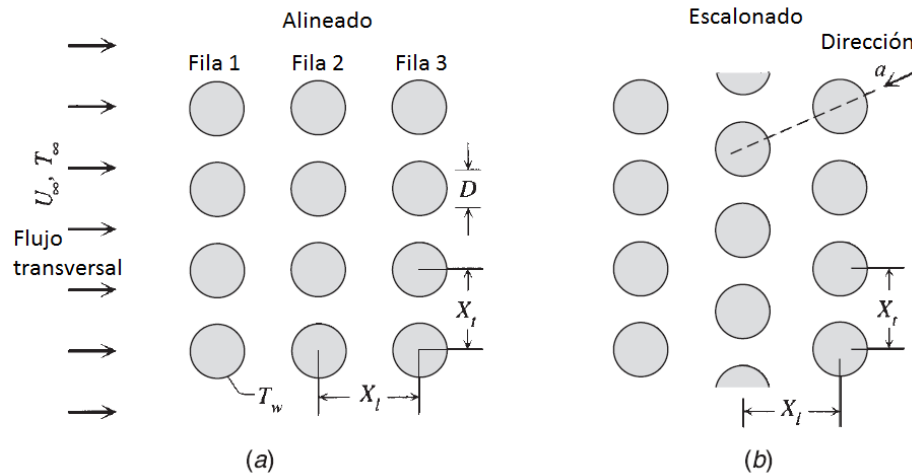


Figura 1.9. Arreglos de banco de tubos (a) Alineado y (b) escalonado

En el campo del diseño de los intercambiadores de calor, arreglos como el de la figura 1.9 se forman cuando el banco de tubos o el haz de tubos son colocados perpendicularmente a la corriente del fluido. Asumiendo, por ejemplo, que la corriente principal es caliente y una segunda corriente de flujo de fluido frío en el interior del haz de tubos, debido a esto, la interacción de la transferencia de calor entre cada tubo y el flujo transversal externo, es absorbida por la pérdida de energía de la corriente caliente.

El flujo sobre un tubo es muy diferente que el flujo sobre un banco de tubos. En el caso del banco de tubos, el flujo es influenciado por los efectos tales como la degradación del flujo de un tubo sobre otro. Además, la transferencia de calor para cualquier tubo en particular no solo es determinada por las condiciones de incidencia del fluido, v_∞ y T_∞ , sino también por D , X_L y X_T y la posición de los tubos en el banco. El coeficiente de transferencia de calor para la primera fila de tubos es mucho mayor que para un solo cilindro en flujo cruzado. Sin embargo, el coeficiente de transferencia de calor para los tubos en las filas interiores es generalmente mayor debido a la generación de estelas de los tubos previos. Para las correlaciones de transferencia de calor, en banco de tubos, el número de Reynolds es definido por:

$$Re = \frac{v_m D}{\nu} \quad \dots 1.58$$

Donde v_m es la velocidad máxima del fluido en el área mínima entre los tubos en el banco. Para el arreglo de tubos alineados:

$$v_m = \frac{v_\infty s_T}{s_T - D} \quad \dots 1.59$$

Para el arreglo escalonado, donde $s_D = \sqrt{s_L^2 + \left(\frac{s_T}{2}\right)^2}$

Si $2(s_D - D) > (s_T - D)$, entonces la ecuación 1.59 puede ser usada.

Si $2(s_D - D) < (s_T - D)$, entonces $v_m = \frac{v_\infty \left(\frac{s_T}{2}\right)}{(s_D - D)}$

En el caso de los bancos de tubos, generalmente se está interesado por un solo tubo, pero interesa también conocer el coeficiente de transferencia de calor para el banco de tubos en total. Los trabajos publicados sobre la eficiencia de la transferencia de calor de bancos de tubos de cilindros en flujo cruzado son revisados ampliamente por Bejan [2]. El número de Nusselt total es presentada en la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad \dots 1.60$$

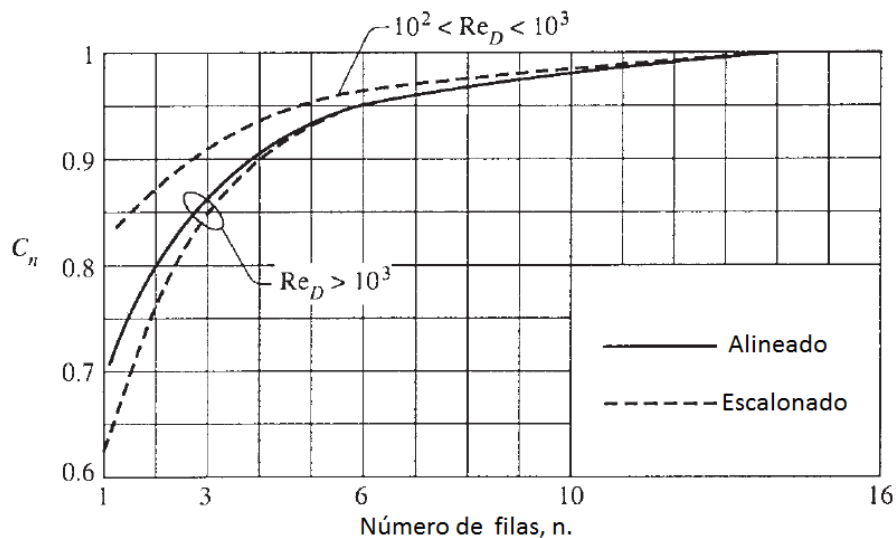


Figura 1.10. Efecto del número de filas sobre el número de Nusselt promedio en el arreglo de un banco de tubos de cilindros en flujo transversal.

En el que \bar{h} es el coeficiente total de la transferencia de calor promedio sobre todas las superficies cilíndricas en el arreglo. El área total de estas superficies es $nm\pi DL$, donde n es el número de filas, m es el número de cilindros en cada fila (a través de la dirección del flujo). La figura 1.10 muestra que el número de filas tiene un efecto sobre el arreglo en el número de Nusselt promedio, solo cuando n es menor a 16. En el intervalo de $n < 16$, C_n y \overline{Nu}_D aumentan a medida que se agregan filas. Este efecto es analógicamente observado cuando el valor individual de \bar{h} de un cilindro posicionado en el frente de la fila es menor que del cilindro situado detrás de él.

La parte frontal de la fila del cilindro es recubierto por medio de una capa límite relativamente delgada formada por la corriente de entrada sin perturbaciones U_∞ , mientras un cilindro aguas debajo se beneficia del efecto del aumento de la transferencia de calor proporcionado por los generación de las estelas turbulentas creadas por el cilindro anterior. El efecto de la relación de aspecto del triángulo isósceles, X_t/X_l , presenta un efecto en números de Reynolds relativamente grandes.

El número de Reynolds se basa en U_{max} , sin embargo, la sección transversal del flujo se estrecha, porque depende de la esbeltez del triángulo isósceles. Por ejemplo en el arreglo escalonado de la figura 1.9 b, el área estrecha del flujo se presenta en el plano vertical dibujado a través del centro de una de las filas del cilindro. En el otro extremo, donde X_l es considerablemente más pequeña que X_t , el estrangulamiento del flujo puede ocurrir a través del área alineada con la dirección marcada con "a". La caída de presión experimentada por medio del flujo cruzado es proporcional al número de las filas de los tubos contados en la dirección del flujo, n_l ;

$$\Delta P = n_l f \chi \cdot \frac{1}{2} \rho V_{max}^2 \quad \dots 1.61$$

Los factores adimensionales f y χ son presentados en gráficas de factor de fricción f y factor de corrección contra número de Reynolds, para los arreglos en línea. Cada fila es descrita por el paso longitudinal χ_l y el paso transversal χ_t , o por medio de las contrapartes adimensionales.

$$\chi_l^* = \frac{X_l}{D}, \quad \chi_t^* = \frac{X_t}{D} \quad \dots 1.62$$

Además de estas correlaciones experimentales se han planteado métodos analíticos en los que se plantea un método integral para el análisis de la capa límite, el cual es empleado para derivar expresiones de forma cerrada para el cálculo promedio de la transferencia de calor de un banco de tubos, que pueden ser usados para un amplio intervalo de parámetros incluyendo el paso longitudinal, el paso transversal, el número de Reynolds y el número de Prandtl. Los modelos de los arreglos en línea y escalón son aplicados para el uso en un amplio intervalo de parámetros cuando se determina la transferencia de calor en un banco de tubos.

El enfoque convencional para determinar Nu_D es utilizar correlaciones experimentales y empíricas, para valores o intervalos específicos de pasos longitudinales y transversales, y números de Reynolds y Prandtl. En el diseño de un banco de tubos, estas correlaciones no pueden ser usadas para muchos diseños con variables desconocidas, que incluyen D, N, L y U_{app} . Por lo tanto, el desarrollo de una correlación analítica para cada arreglo que pueda ser usado para un amplio intervalo de parámetros [5].

1.1.7.-Caracterización de la turbulencia

Los vórtices en la turbulencia dan origen a las fluctuaciones de la velocidad. Como un ejemplo, la medición de la velocidad longitudinal (u) y la vertical (v) en el punto A de la figura 1.11, ambas velocidades varían en el tiempo debido a las fluctuaciones de la turbulencia. Si el fluido se encuentra en estado estacionario y laminar entonces se tiene que $u = \bar{u}$ y $v = \bar{v}$ para todo el tiempo t , donde la barra sobre la velocidad indica un tiempo promedio.

Sin embargo para flujo turbulento, la velocidad de registro o instantánea incluye ambas, a la componente principal y la turbulenta. La descomposición del flujo se muestra de la siguiente forma

$$\begin{array}{rcccl}
 u(t) & = & \bar{u} & + & u'(t) \\
 v(t) & = & \bar{v} & + & v'(t)
 \end{array}$$

Principal o promedio Fluctuación por la

turbulencia

Esto es comúnmente llamado la descomposición de Reynolds.

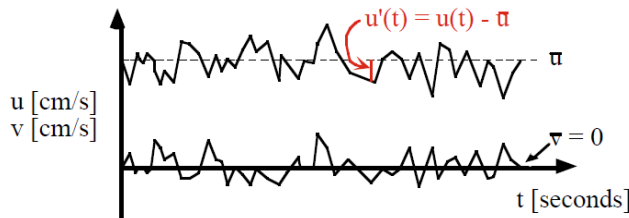


Figura 1.11 Fluctuaciones de la velocidad.

1.1.7.1.- Promedios temporales

Sea U es cualquier variable (escalar o vectorial) en un flujo turbulento. Se define a la variable media en el tiempo como;

$$\bar{U} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} U dt \quad \dots 1.63$$

Donde el lapso de $t_2 - t_1$ es lo suficientemente largo si se piensa en la escala de movimiento turbulento, pero lo suficientemente pequeño para la escala transitoria. Los valores instantáneos, U , son iguales a los valores medios más las fluctuaciones u , esto es:

$$U = \tilde{U} + u \quad \dots 1.64$$

El hecho de promediar tiene que ver con la selección de cierta escala de observaciones, lo a que a su vez se relaciona con el tamaño del volumen de control, y el lapso de tiempo sobre el que se extienden las observaciones; estas dimensiones están fijas siempre, aunque algunas veces de manera implícita y subjetiva.

Las escalas pueden variar en un gran rango, por ejemplo en problemas de meteorología, donde el dominio espacial sería del orden de $1000 \times 1000 \text{ km} \times 500\text{m}$; en cuanto a la escala del tiempo, en estos fenómenos se les considera en lapsos entre unas horas a algunos meses. En el otro extremo del espectro se tiene la escala molecular en la que el dominio físico es del orden de $10^{-3} \text{ a } 10^{-6} \text{ m}$ y la del orden de $10^{-5} \text{ a } 10^{-9} \text{ s}$, por lo tanto las leyes físicas que se emplean en un problema dado dependen de las escalas del dominio que se estudia

De la información obtenida de los perfiles de velocidad y empleando la ecuación:

$$\tau = \mu \frac{du}{dx} \quad \dots 1.65$$

Se evalúa la distribución de esfuerzo cortante. Para discretizar la ecuación anterior se emplea un esquema de diferencias finitas centrales, excepto en la pared donde se utilizan diferencias finitas hacia adelante.

Capítulo II – Estado del Arte.

En este capítulo se mencionan los estudios analíticos, numéricos y experimentales realizados sobre la transferencia de calor y el comportamiento del flujo sobre las diferentes formas de tubos utilizadas en los bancos de tubos, tales como son la forma de los tubos circulares, de rombo, planos, entre otros. Además, se mencionan las aplicaciones en las que se han utilizado las diferentes formas de los perfiles.

2.1.- Características de la transferencia de calor y flujo de fluido sobre diversas geometrías.

Algunos estudios han mostrado que la forma de los tubos y el arreglo en los intercambiadores de calor tienen una influencia positiva en la transferencia de calor. Los efectos del flujo al pasar a través de los cuerpos de obstrucción, tales como los cilindros, ha sido un tema de gran interés para los investigadores en el área de la mecánica de fluidos por mucho tiempo.

Recientemente se ha introducido el uso de los tubos planos en el diseño de modernos intercambiadores de calor con aplicaciones tales como en los radiadores automotrices. Sin embargo, es muy limitada la literatura disponible acerca de las características de la transferencia de calor y de la caída de presión en los intercambiadores de calor de tubos planos.

Diversos investigadores han estudiado estas características para varios tipos de diseños de tubos. Se ha estudiado numéricamente la transferencia de calor sobre diferentes geometrías con la finalidad de comparar diversas características entre sí, por ejemplo H. M. S. Bahaiarah ha realizado un estudio con la finalidad de comparar la caída de presión y la transferencia de calor de cuatro diferentes formas geométricas de tubos [6]. Las consideraciones propuestas en el estudio numérico establecen al flujo en estado estacionario, bidimensional, laminar e incompresible, que actúan sobre tubos no circulares y uno de forma circular, en un arreglo o disposición en línea, confinados en un canal. Las cuatro diferentes formas geométricas estudiadas son circular, plano, ovalado, y de diamante, como se muestra en la figura 2.1.

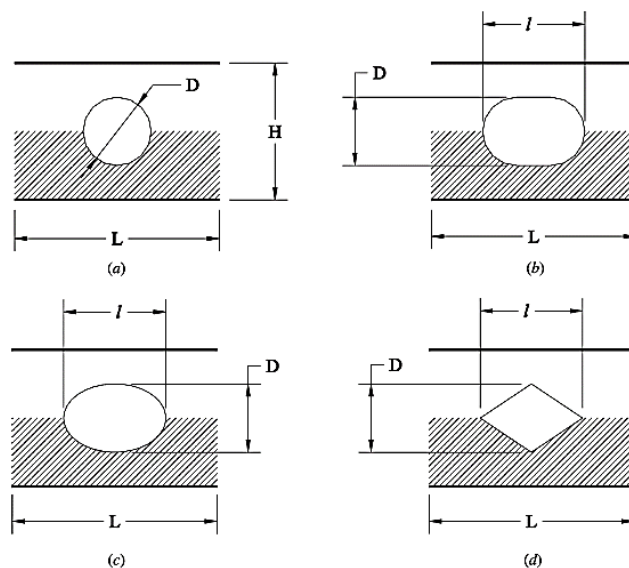


Figura 2.1. Módulos de las diversas secciones trasversales de tubos, (a) Circular, (b) Plano, (c) Ovalado y (d) Diamante [6].

El estudio numérico se realizó por medio del confinamiento de una hilera de cinco tubos en un canal, en el que se ejecutó un código para diferentes valores de Re en el intervalo de 250 – 350, y con un numero de Prandtl constante de 0.7.

En el proceso de la formulación matemática se desarrolló un código mediante el software Fortran, con el cual se solucionaron numéricamente las ecuaciones de gobierno de la masa, el momentum y la conservación de la energía, mediante el método de volumen finito, y la aplicación de técnicas de diferencias finitas para la generación del mallado. El estudio de independencia de mallado fue llevado a cabo mediante la ejecución de un código desarrollado para diferentes tamaños de malla para cada una de las cuatro configuraciones geométricas en las que se monitoreo el número de Nusselt promedio y la caída de presión normalizada de cada módulo.

De las simulaciones numéricas llevadas a cabo se observó el desarrollo de la recirculación del flujo a través de las diferentes secciones transversales de los tubos, en el cual no se observó separación del flujo para valores por debajo de cierto número de Re . A medida que el número de Re aumento, se presentó la separación del flujo aguas abajo de los tubos, y posteriormente se desarrolló una región de recirculación detrás de cada tubo. En los tubos circulares se presentó una región de recirculación a valores menores de $Re = 32$. Los tubos de sección transversal plana no mostraron una separación hasta un valor de Re inferior a 35.

En los tubos de sección transversal ovalada el inicio de la separación se desarrolló aguas abajo de los tubos en un $Re = 45$. Los tubos de diamante presentaron una menor resistencia al flujo del fluido, y no se observó una región de separación hasta valores de numero de Reynolds por debajo de 55. Como se observa en las gráficas de los contornos de la función corriente, en las figuras de 2.2-2.5, para todas las secciones transversales de los tubos el tamaño de la región de recirculación aumenta a lo largo de la dirección del flujo con el incremento del número de Re .

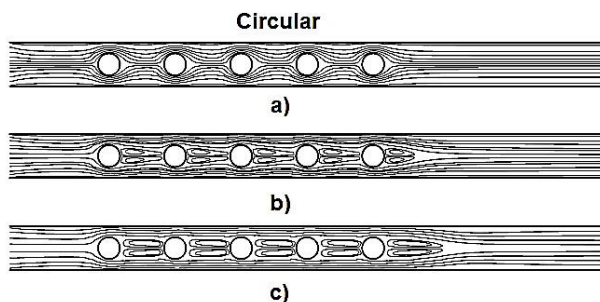


Figura 2.2. Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal circular: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.

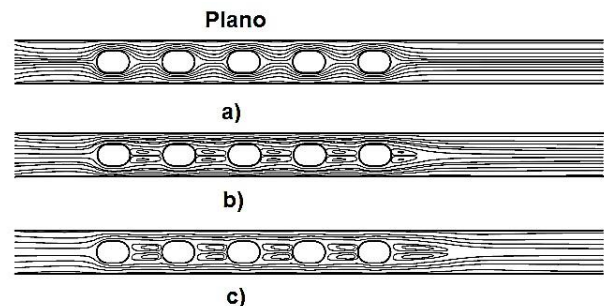


Figura 2.3. Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal plana: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.

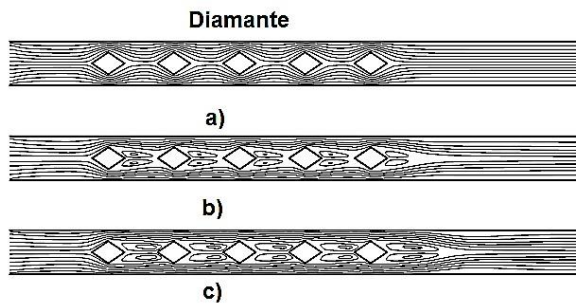


Figura 2.4. Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal de diamante: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.

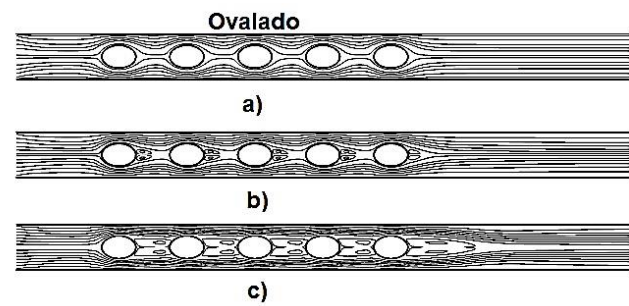


Figura 2.5. Líneas de corriente sobre un tubo de sección transversal ovalada: (a) $Re=25$; (b) $Re=150$; (c) $Re=350$.

Al realizarse la comparación se observó que los tubos de forma plana y ovalada tienen una mayor resistencia al flujo que los tubos de forma circular, por lo tanto, un intercambiador de calor de tubos planos u ovalados generaría una mayor caída de presión, y en consecuencia se requeriría una mayor potencia de bombeo para mantener el flujo, a diferencia de uno compuesto de tubos circulares, sin embargo, Los tubos ovalados ofrecen una menor resistencia al flujo cuando son comparados con los tubos planos.

Los tubos en forma de diamante generan una menor caída de presión que los tubos circulares para número de $Re < 250$, en consecuencia, si la potencia de bombeo es el parámetro principal en el diseño de un intercambiador de calor, los tubos en forma de diamante son más adecuados que los tubos en forma circular, sólo para un intervalo bajo del número de Reynolds ($Re < 250$). Para número de $Re > 250$, los tubos circulares producirían una menor caída de presión que los tubos de forma de diamante.

Los tubos de forma ovalada son menos eficientes al transferir calor cuando son comparados con los tubos de forma plana, sin embargo, estos transfieren más calor que los tubos de forma circular. Los tubos de forma circular tienen una mayor tasa de transferencia de calor que los tubos de forma de diamante. La tasa de transferencia de calor es muy sensible a la velocidad del fluido en intervalos bajos de número de Re (por ejemplo $Re < 50$). Como consecuencia, si la tasa de transferencia de calor es el parámetro de mayor importancia en el diseño, la velocidad del fluido será maximizada en este intervalo de número de Re , pero, para un intervalo alto de número de Re (por ejemplo $Re > 150$), la velocidad del fluido ejerce un efecto menor sobre la tasa de transferencia de calor, que la ejercida por la geometría de la sección transversal del tubo.

Para maximizar la tasa de transferencia de calor en intervalos altos de número de Reynolds (por ejemplo $Re > 150$), es más adecuado una correcta selección de la sección transversal del tubo que el aumento de la velocidad del fluido. A muy bajas velocidades del fluido, la forma de la geometría de los tubos no afecta significativamente la tasa de transferencia de calor.

Los tubos en forma de diamante ofrecen mejores características que los tubos en forma plana y ovalada para un número de $Re < 40$ al ser considerada la relación de la transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo (Nu^*), sin embargo, para el intervalo de número $Re > 50$, los tubos de forma plana y ovalada son más convenientes que los tubos de forma de diamante. Para número de $Re < 50$, el aumento en la velocidad del fluido provoca que Nu^* incremente su valor abruptamente para los tubos en forma ovalada y plana, y disminuya rápidamente para los tubos en forma de diamante.

Los tubos de forma ovalada presentan mejores características que los tubos de forma plana para un número de $Re \leq 100$. Para números de $Re > 150$, los tubos en forma plana son preferibles que los tubos en forma ovalada, mientras que los tubos de forma ovalada ofrecen características superiores a los de forma de diamante cuando es considerada la eficiencia de la transferencia de calor. Si en el diseño de un sistema se requiere optimizar la relación de la transferencia de calor respecto a la potencia de bombeo, se debe seleccionar cuidadosamente la geometría y la velocidad del fluido para un número de $Re < 150$, sin embargo, para un número de $Re > 150$, la forma geométrica de los tubos es un parámetro de mayor importancia que la velocidad del fluido. Para $Re > 350$, la forma del tubo tienen un mayor efecto en el Nu^* , que el producido por la velocidad del fluido.

Por otra parte, E. S. Ahmed, ha realizado estudios numéricos para determinar las características del flujo de fluido como el coeficiente de caída de presión (P_{dc}), y el coeficiente de fricción promedio ($C_{f,m}$), para un haz de tubos con forma de ala en un arreglo escalonado, en las cuales se insertaron aletas en la parte posterior en la dirección aguas abajo del tubo. El intervalo de número de Re_a del lado aire fue de 1.8×10^3 a 9.7×10^3 [7].

Las aletas empleadas en los tubos tenían diferentes alturas (h_f) y espesores (δ) que están en los intervalos de ($2mm \leq h_f \leq 12mm$) y ($1.5mm \leq \delta \leq 3.5mm$), para el rango de número de Re_a considerado en el estudio.

El plano esquemático del dominio numérico para el paso del flujo sobre el haz de tubos es mostrado en la figura 2.6, que consta de 22 tubos de forma de ala, los cuales son distribuidos a través de tres filas sucesivas. Las dimensiones de la sección transversal de los tubos de forma de ala, son de $1mm$ de espesor, $22.5mm$ del diámetro circular exterior, para un tubo de cobre con $305mm$ de longitud.

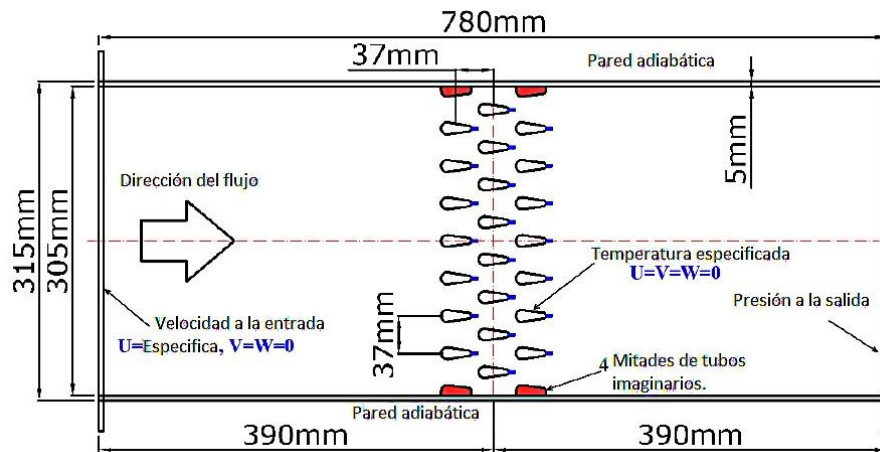


Figura 2.6. Esquema de las condiciones de frontera del dominio numérico [7].

Del estudio se obtuvieron las siguientes correlaciones para P_{dc} y $C_{f,m}$ en términos del número de Re y $\left(\frac{h_f}{D_{eq}}\right)$, que son calculadas por las ecuaciones 2.1 y 2.2, usando la regresión potencial, como se muestra:

$$P_{dc} = a + b(Re_a)^{-1} + c(Re_a)^{-2} + d\left(\frac{h_f}{D_{eq}}\right) + e\left(\frac{h_f}{D_{eq}}\right)^2 \quad \dots 2.1$$

$$C_{f,m} = a \cdot (Re_a)^b \cdot \left(\frac{h_f}{D_{eq}}\right)^2 \quad \dots 2.2$$

Donde D_{eq} es el diámetro equivalente circular. Las correlaciones obtenidas son aplicables para un intervalo de $(1.8 \times 10^3 \leq Re_a \leq 9.7 \times 10^3)$.

Para obtener una mejora con la implementación del haz de tubos de forma de ala, se requiere de la eliminación de las deficiencias del flujo de fluido en ciertas regiones en los tubos, por lo que en base al estudio numérico se determinaron las regiones deficientes, en las que se colocaron las superficies extendidas, en tales regiones la separación del flujo provoca que la transferencia de calor se de principalmente por medio de la convección natural. Con el estudio numérico llevado a cabo se analizaron diversas características del flujo de fluido como: la distribución de la caída de presión, y el $C_{f,m}$ sobre un haz de tubos de forma de ala, en arreglo escalonado con diferentes posiciones en el lado aguas abajo del tubo.

El patrón formado por el flujo alrededor del haz de tubos fue calculado por medio del software comercial FLUENT 6.3.26. Los resultados obtenidos indicaron que la unión de las

aletas longitudinales a la superficie de los tubos en la dirección aguas abajo les permiten actuar como una cascada de transferencia de calor donde primeramente se trasfiere calor por conducción a través de las aletas y posteriormente por convección hacia el flujo principal en la dirección aguas abajo.

Se observó que el ΔP_a aumenta con el número de Re_a para aletas longitudinales con diferentes valores de h_f , el ΔP_a disminuye con h_f para el intervalo de ($2\text{ mm} \leq h_f \leq 6\text{ mm}$), mientras que no se presentó un cambio significativo del ΔP_a para el intervalo de ($6\text{ mm} \leq h_f \leq 12\text{ mm}$), excepto por un ligero aumento del ΔP_a en el intervalo de ($6\text{ mm} \leq h_f \leq 12\text{ mm}$) para un número de $Re_a = 9700$. Se presentaron valores muy bajos ΔP_a en los arreglos con un $h_f = 6\text{ mm}$.

El P_{dc} presentó valores altos para todos los casos estudiados de h_f con un número de $Re_a = 2000$ y el P_{dc} disminuye con el aumento de Re_a en el intervalo de ($4200 \leq Re_a \leq 10000$) para todos los casos de las aletas examinadas. Valores mínimos de P_{dc} se presentaron en $h_f = 6\text{ mm}$.

Para un número de Reynolds de $Re_a = 4000$, se observó que el P_{dc} disminuye con el h_f para un intervalo de ($2\text{ mm} \leq h_f \leq 6\text{ mm}$), mientras que el P_{dc} aumenta para el intervalo de ($6\text{ mm} \leq h_f \leq 12\text{ mm}$) con el valor de Re_a considerado. Los valores del P_{dc} para un $h_f = 6\text{ mm}$ son menores que para un tubo si aletas, y para un h_f alrededor del 73% y el 32% respectivamente.

El valor del $C_{f,m}$ disminuye cuando el número de Re_a aumenta para todos los casos de las aletas estudiadas. Los resultados del uso de las aletas longitudinales con un $h_f = 6\text{ mm}$ mostraron que se produce una disminución del promedio del $C_{f,m}$ cuando se compara con el caso de un tubo sin aletas.

La potencia de bombeo (PP) aumenta con el incremento del número de Re_a para arreglos con diferentes valores de h_f , además la (PP) disminuye con un h_f en el intervalo de ($2\text{ mm} \leq h_f \leq 6\text{ mm}$), mientras la variación de la (PP) es despreciable para el intervalo de ($2\text{ mm} \leq h_f \leq 6\text{ mm}$). Valores bajos de la (PP) se presentan para un arreglo con un $h_f = 6\text{ mm}$.

El espesor de la aleta tiene un efecto despreciable sobre el $C_{f,m}$ y los valores elevados del $C_{f,m}$ se presentan para un número de $Re_a = 1850$, mientras valores mínimos se presentan para el número de $Re_a = 9700$.

El ΔP_a aumenta para el intervalo de $(1.5 \text{ mm} \leq h_f \leq 2.5 \text{ mm})$, mientras que el ΔP_a disminuye en el intervalo de $(2.5 \text{ mm} \leq h_f \leq 3.5 \text{ mm})$ para el rango de número Re_a considerado, excepto para el valor de número de $Re_a = 1850$, donde no se tiene un cambio significativo de ΔP_a para el intervalo de $(1.5 \text{ mm} \leq h_f \leq 2.5 \text{ mm})$.

A. Y. Hashim investigó numéricamente el fenómeno de la transferencia de calor y el flujo sobre siete cilindros con diferente forma, pero con la misma área y el mismo número de Reynolds (Re). El estudio fue llevado a cabo para un número de Reynolds entre un intervalo de 200 – 2000. Los resultados dieron a conocer que el efecto de la transferencia de calor y la caída de presión son afectados por la forma del cilindro [8].

Por medio de la simulación se determinó la relación entre el número de Nusselt (Nu), el ángulo del punto de estancamiento (θ) y el coeficiente de presión (C_p), las diferentes formas de los tubos fueron comparadas con el cilindro circular y los resultados mostraron que la máxima transferencia de calor se presentó en el cilindro del tipo 7 de la figura 2.7.

La figura 2.7 muestra las líneas de corriente alrededor de un cilindro inmerso en un flujo con un número de $Re = 1500$. Se observa que el área de las estelas son diferentes entre los tipos de cilindros, de la cual en el cilindro tipo 6 se desarrolla el área más mínima de las estelas generadas en los cilindros, y la máxima área se presenta en el cilindro 3, además se observa que el vórtice se extiende a lo largo de la distancia detrás del cilindro 2, también se forma un pequeño vórtice en frente del cilindro 3 y 4 debido a la gran área de los cilindros. En el cilindro 6 se genera un pequeño vórtice sobre el lado superior, debido a la longitud de la pared horizontal y al flujo que se mueve al flujo principal, y que posteriormente retorna hacia el cilindro.

Para el caso de la distribución de temperaturas con un número de $Re = 1500$, se observó que en los cilindros 1, 2, 5 y 7 hay una región en el frente de los cilindros que es enfriada debido a que el flujo principal barre el fluido caliente cerca del cilindro, las regiones posteriores de los cilindros presentan altas temperaturas a causa de la separación del punto de estancamiento entre los ángulos, $\theta = 70$ y 100 .

En el caso del coeficiente de presión para diferentes formas de los cilindros, se observa que en el cilindro circular en un intervalo de ángulo de $\theta = 0 \sim 70$, la mayor presión se presenta en el punto de estancamiento ($\theta = 0$), y posteriormente disminuye en forma gradual a medida que aumenta el ángulo. La presión más alta se presenta en la cara del cilindro 3 ($\theta = 0 \sim 70$). Por otra parte se observa que para todas las formas del cilindro excepto para la forma 5 (cilindro circular) se presenta una curvatura por su forma circular, pero en las otras formas se forma un ángulo que tiene diferentes valores dependiendo de la forma del cilindro. En la figura de la izquierda ($\theta = 70 \sim 180$) la presión es baja y aumenta ligeramente para el cilindro 5 y

aumenta para los otros tipos de cilindros debido a la separación del flujo y a los vórtices generados detrás de los cilindros.

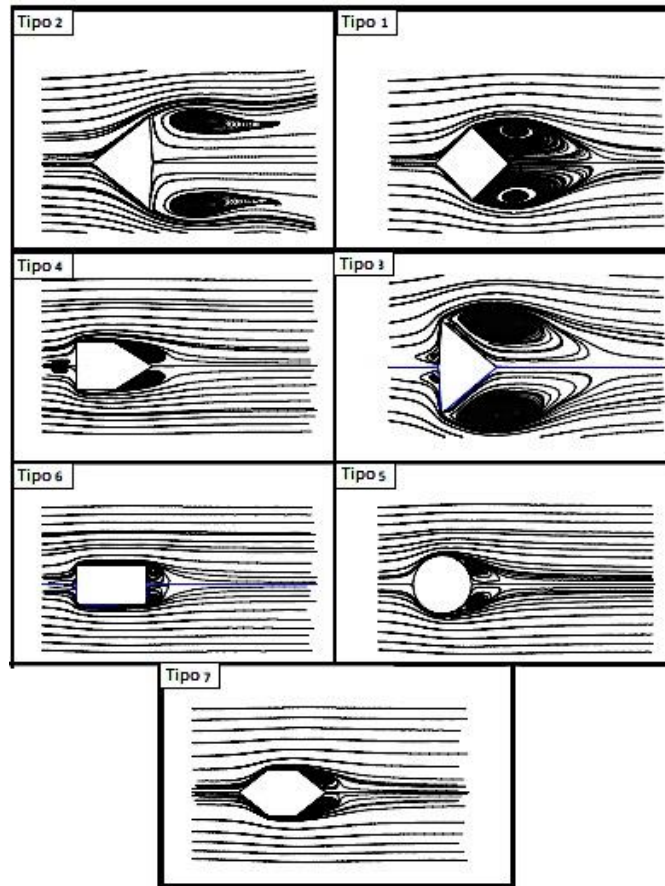


Figura 2.7. Líneas de corriente sobre 7 tipos de cilindros [8].

La distribución de la transferencia de calor local a través de las superficies de los cilindros para un número de $Re = 1500$ fueron diferentes, la máxima transferencia de calor se presenta en el área frontal de todos las formas de cilindros, y disminuye con el aumento del espesor de la capa límite térmica. La transferencia de calor es mínima en la parte trasera de los cilindros en los tipos (1, 2 y 3), y es debido a las grandes áreas de las estelas (área caliente), los tipos (4 y 7) tienen alta transferencia de calor en la parte trasera debido a la delgada área del vórtice detrás del cilindro.

Del estudio se pudo determinar que la forma del cilindro tiene un efecto sobre la transferencia de calor y la caída de presión. La presión a través del cilindro 5 (cilindro circular) cambia gradualmente, pero en los otros tipos de cilindros hay un cambio debido a las esquinas laterales, además la caída de presión aumenta en el área de la parte frontal ($\theta = 0 \sim 90$) en el

tipo 5 alrededor del (42% – 86%), y el área en la parte posterior ($\theta = 90\sim 180$) alrededor del (14% – 53%).

El promedio de la caída de presión para el cilindro 5 con respecto a las otras formas es del (32% – 63%), así la más mínima caída de presión se presenta en el cilindro 2. Hay un aumento de la transferencia de calor en la parte frontal del área en el cilindro 5 alrededor del (0.4% – 1.6%)

La longitud de la estela en el cilindro 2 es mayor que la de los otros tipos de cilindros, siendo en el cilindro 6 es el más pequeño, el ancho de la estela para el cilindro 3 es el mayor que los otros tipos del cilindro, y el cilindro 6 fue el del ancho más pequeño.

2.2.-Características de la transferencia de calor y flujo de fluido sobre tubos ovalados y planos.

Como se mencionó anteriormente la forma de los tubos ejerce un efecto en la transferencia de calor y la caída de presión, por lo que se ha estudiado el comportamiento del flujo y la transferencia de calor en diversas geometrías. Algunos estudios se han enfocado específicamente en conocer características más detalladas de los tubos circulares y su similitud con los tubos planos y ovalados, como T. L. Fullerton, quien realizó una simulación en la que considero tres diferentes formas de tubos, las cuales fueron: redondo, ovalado, y plano [9].

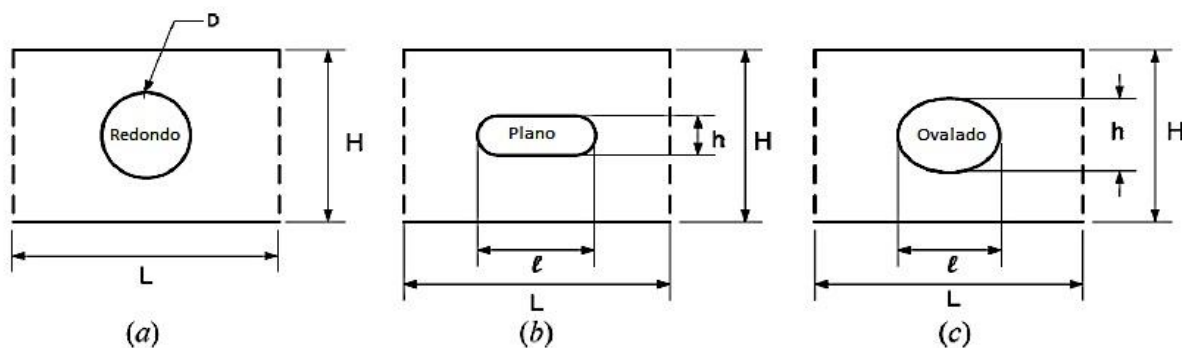


Figura 2.8. Geometrías de los tubos: (a) redondo; (b) plano; y (c) ovalado [9].

En la figura 2.8 se observan las geometrías de los dominios computacionales considerado en el estudio. Con el diámetro del tubo redondo se estableció el perímetro de los tubos ovalados y planos, con el fin de tener la misma área de transferencia de calor que la del tubo redondo.

La simulación fue realizada para los tres dominios computacionales con la condición de flujo laminar en estado estacionario y bidimensional, para un número de Reynolds (Re) en el intervalo de (50 – 350) y con dos diferentes fluidos con un número de Prandtl de 0.7 y 7.0. En el estudio se determinó la distribución del factor de fricción y el número de Nusselt local, los cuales fueron usados como parámetros de comparación entre las tres formas de los tubos.

Las figuras 2.9a – 2.9c muestran los perfiles de velocidades de u en la entrada del dominio computacional de los tubos redondos, planos, y ovalados, con variación del número de Reynolds. En la figura 2.9d se observa la variación del factor de fricción con el número de Reynolds para las tres geometrías del dominio. Debido a la similitud dinámica que existe para estos flujos, las gráficas del perfil de velocidad para cada una de las diferentes geometrías representan los resultados para ambos números de $Pr = 0.7$ y $Pr = 7.0$. La velocidad u en la entrada del dominio se normalizo con respecto a la velocidad promedio para el intervalo de número de Re estudiado, así que mientras las magnitudes difieren de $Pr = 0.7$ a $Pr = 7.0$, se mantiene una similitud entre los valores de la velocidad normalizada y el número de Reynolds para los puntos analizados.

En las gráficas de los perfiles de velocidad se observa una simetría del flujo alrededor de la línea central longitudinal para cada dominio. Para el caso del tubo redondo con un número de $Re > 100$, se presentan valores negativos de la velocidad normalizada en la entrada cerca de la línea central del dominio, lo cual es un indicador del impacto generado por la estela desde la posición aguas arriba del módulo. Este efecto es también se presenta para los casos de los tubos planos, sin embargo, sólo se observa en un intervalo de números de $Re \geq 350$. En el caso de los tubos ovalados, cuando el número de Re incrementa, las velocidades negativas normalizadas se presentan para un número de $Re > 200$.

Se observó en perfil común de los perfiles de velocidad normalizada de las tres geometrías que cuando el número de Re aumenta, en la figura 2.9a se observa que los perfiles de velocidad para un número de $Re > 200$ son eventualmente idénticos. En el caso del tubo ovalado, la figura 2.9c muestra el mismo efecto para un número de $Re > 250$, además se determinó que este efecto prevalece en menor medida para el caso del tubo plano, tal como se observa en la figura 2.9b.

De los perfiles de velocidad también se puede observar que la velocidad adquiere valores mínimos a lo largo de la línea central para las tres configuraciones de tubos. La aceleración del flujo en el canal entre la superficie de los tubos genera un aumento con valores máximos de velocidad en esta región, por lo que se determina un punto de velocidad máxima alrededor de la línea central, y otro debajo de la línea central, para todos los casos.

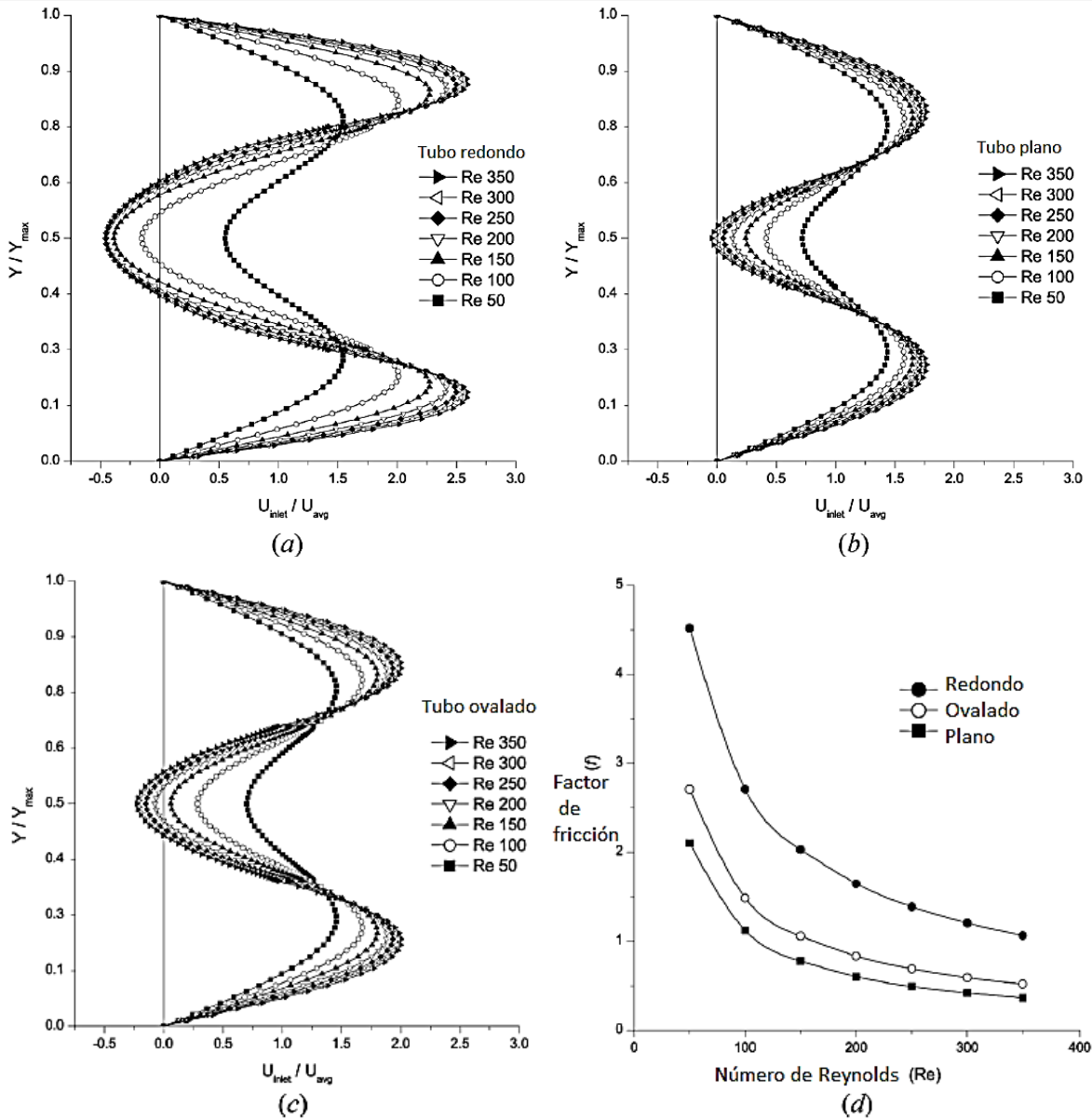


Figura 2.9. Perfiles de velocidad para $Pr=0.7$ y $Pr=7.0$ (a) tubo redondo; (b) tubo plano; (c) tubo ovalado, y (d) factor de fricción para la tres geometrías de los tubos.

Para números de Re altos, es más significativo el efecto de la estela aguas, ya que produce un aumento en la velocidad negativa que es mayor a lo largo de la línea central. En la figura 2.9d se muestra la gráfica del factor de fricción contra el número de Re para los tres dominios de las geometrías. Se observa que el factor de fricción disminuye con el aumento del número de Reynolds, ya que en el flujo el aumento de los valores del número de Reynolds provoca que las fuerzas inerciales dominen a las fuerzas viscosas.

La figura 2.9d también muestra que para un número de Reynolds dado, el factor de fricción del tubo redondo es el más alto, seguido por el factor de fricción del tubo ovalado y después por el factor de fricción del tubo plano. El tamaño del área de recirculación en la dirección aguas abajo de cada tubo es impactada por la separación del flujo y su reinserción.

Las relaciones de bloqueo para los tubos redondos, el ovalado, y el plano fue de 0.5, 0.35 y 0.22, respectivamente. La diferencia entre las relaciones de bloqueo junto con la diferencia en la forma general de los tubos conduce a altos factores de fricción para el tubo redondo, en base a los resultados obtenidos se concluyó que la eficiencia del tubo redondo es mayor desde el punto de vista de la transferencia de calor, sin embargo, si se considere la transferencia de calor y la potencia de bombeo, entonces el tubo plano o el ovalado pueden ser una mejor elección.

2.3. Efecto de las dimensiones en los tubos planos

Se han planteado diversas investigaciones numéricas y experimentales sobre los perfiles de los tubos planos, en las que se observa el efecto que produce su geometría al intercambiar calor, un estudio realizado por Zhukova menciona los diferentes enfoques utilizados al generalizar los métodos de cálculo con que se obtiene resultados sobre la transferencia de calor promedio y el arrastre aerodinámico de un tubo de forma ovalada plana, en el que se plantearon diferentes relaciones de diámetro [10]. La metodología se basó en la experimentación de la transferencia de calor promedio y el arrastre que ejerce un tubo de forma plana con diferentes relaciones de diámetro y sometido a un flujo cruzado (Fig. 2. 10).

En el estudio experimental la relación de bloqueo del canal fue de $K_q = 0.22$ y el grado de turbulencia del flujo a la entrada fue del 5.5%. Para la validación de los resultados obtenidos el tubo de forma plana fue comparado con un tubo de forma redonda de un diámetro de $d = 20 \text{ mm}$.

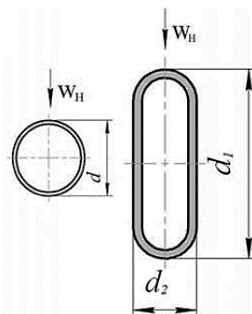


Figura 2.10. Parámetros de los tubos sometidos a diferentes configuraciones.

2.3.1.- Determinación de la dimensión del diámetro transversal d_2 (menor).

Cuando se determina el número de Euler no se incluye el diámetro del tubo de forma explícita, sin embargo en base a los resultados presentados en la figura 2.11, se observa que el arrastre del tubo de forma plana con una relación de diámetros $d_1/d_2 = 2.075$, que es menor que la relación $d_1/d_2 = 1.425$, para ambos métodos; el experimental y la simulación numérica. Por lo tanto, se asume que hay un cambio no lineal en el arrastre con un aumento de la relación de diámetros (d_1/d_2), con lo que se puede establecer una relación de diámetros en la que el arrastre será mínimo.

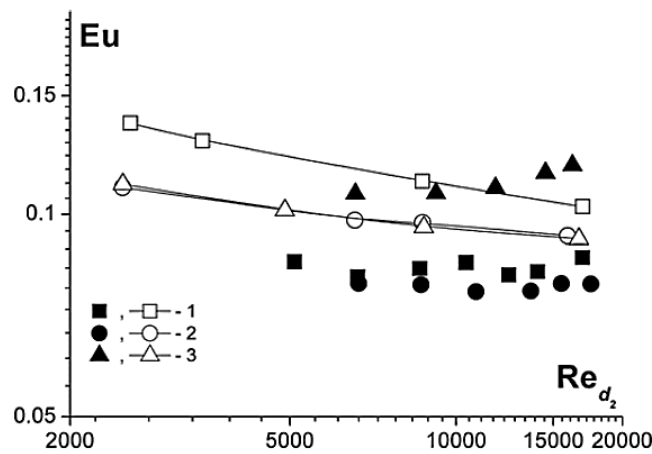


Figura 2.11. Número de Reynolds R_{d_2} contra el número de Euler Eu (a): 1) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 1.425$; 2) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 3) Tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$. (Los símbolos solidos son en base a datos experimentales, y los vacíos a los numéricos) [10].

Usando el diámetro menor de un tubo de forma plana como una dimensión determinante, es posible estimar la relación óptima de diámetros del tubo de forma plana, en la que la transferencia de calor es máxima, mientras el arrastre es mínimo. Los resultados generalizados mostraron que cuando se usa el diámetro menor (d_2), se establece una relación óptima de diámetros en el intervalo $\frac{d_1}{d_2} = 2.25 - 2.55$.

2.3.2. Determinación de la dimensión del diámetro equivalente d_{eq}

Considerando un segundo enfoque, cuando el diámetro equivalente d_{eq} es tomado como un determinante de la dimensiones ($d_{eq} = 4F/p$). Los resultados en forma generalizada en términos del diámetro equivalente son mostrados en la figura 2.12. Se observa que el

comportamiento del cambio en el arrastre sigue siendo el mismo que el de la figura 2.11, ya que el número de Euler Eu es determinado sin usar las características de las dimensiones geométricas.

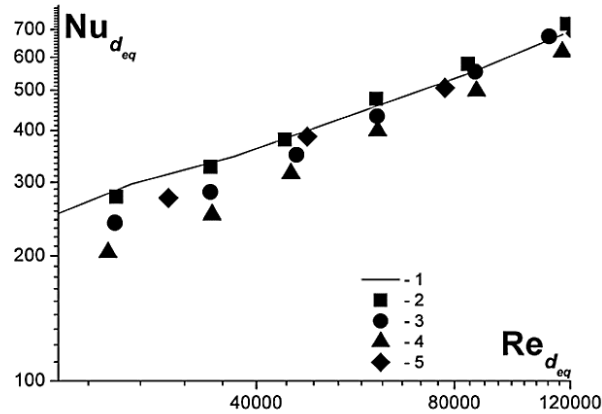


Figura 2.12. Transferencia de calor promedio contra el número de Reynolds $Re_{d_{eq}}$: 1) tubo redondo; 2) tubo plana, $d_1/d_2 = 1.425$; 3) tubo forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 4) tubo forma plana, $d_1/d_2 = 2.025$; 5) tubo forma plana $d_1/d_2 = 3.4$. (Los símbolos solidos son en base a datos experimentales, y los vacíos a los numéricos) [10].

2.3.3 Determinación de la dimensión del diámetro longitudinal d_1 (mayor)

Este tercer enfoque usa el diámetro mayor d_1 de tubo plano para determinar las dimensiones, el cual es ampliamente usado para generalizar la transferencia de calor promedio de un cilindro elíptico. La figura 2.13a y 2.13b muestran los resultados generalizados en términos del diámetro mayor d_1 , cuando se determinan las dimensiones geométricas mediante este enfoque, la transferencia de calor del cilindro circular es menor que la del tubo de forma plana.

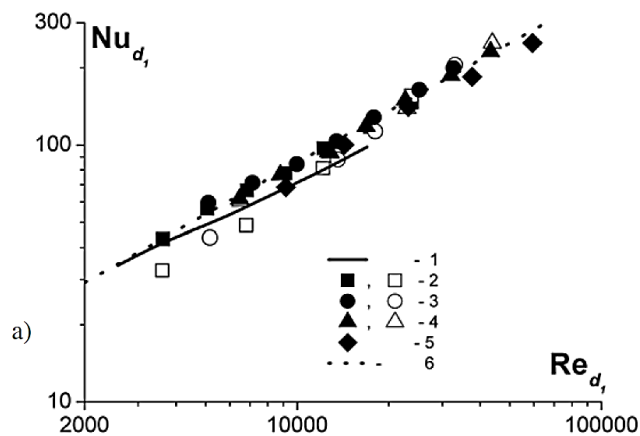


Figura 2.13a. Transferencia de calor promedio Nu_{d_1} : (1) tubo redondo; (2)- tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 1.425$; (3) tubo de forma ovalada $d_1/d_2 = 2.075$; (4) tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$; (5) tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 3.4$; (6)- ecuación de similitud [10].

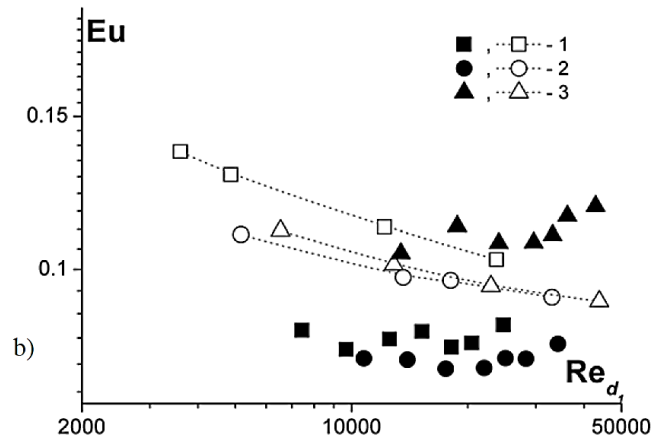


Figura 2.13b. Número de Eu contra el número de Reynolds Re_{d_1} : 1- tubo de forma plana, $d_1/d_2 = 1.425$; 2- tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.075$; 3- tubo de forma plana $d_1/d_2 = 2.625$. (Los símbolos sólidos son en base a datos experimentales, y los vacíos a los numéricos) [10].

Si el régimen de transición se considera la estela detrás del tubo redondo, se observa que la dispersión formado en la parte trasera de la capa límite aumenta, el nivel de esfuerzos de Reynolds crece, y la longitud promedio de la zona de desarrollo de la recirculación disminuye. Esto es debido a la inestabilidad desarrollada en los esfuerzos de las capas separándose en ambos lados del cuerpo.

Como la forma de un tubo plano tiene una parte plana y el flujo llega a ser más laminar después de la primera separación en el lugar de la unión a la salida del tubo, la frecuencia de desprendimiento de los vórtices de Von Karman será proporcional a Re^k , donde k es menor a la unidad. Con lo que se concluyó que la transferencia de calor promedio es dependiente de la frecuencia de desprendimiento de los vórtices y así se obtiene un valor de $Re^{3/2}$.

2.4.- Características de los bancos de tubos planos

T. A. Tahseen ha realizados diversos estudios numéricos y experimentales sobre los bancos de tubos planos, en uno de los estudios numéricos predice la transferencia de calor y la caída de presión para una configuración de tubos planos en línea y en escalón sometido a un flujo cruzado, mediante la técnica de una red neuronal artificial. El número de Reynolds vario en el intervalo de 10 – 320 [11].

En la simulación el arreglo del banco consta de cuatro tubos planos isotérmicamente calentados en una fila. Los tubos planos tienen dos diámetros, el transversal d_T , y el longitudinal d_L , y la condición de frontera de la temperatura de la superficie de los tubos T_s es

colocada en dirección a la velocidad u_{in} , con una entrada uniforme a la corriente libre de temperatura T_{in} en los arreglos en línea. La relación longitudinal del diámetro del paso menor $P_L = P_1/d_T$ fue de 3.0 y 6.0, mientras la relación transversal del diámetro del paso menor fue de $P_T = P_2/d_T = 2.5, 3.5, \text{ y } 4.5$. La configuración del flujo y los campos calculados en el flujo sobre un banco de tubos planos en línea son mostrados en la figura 2.14.

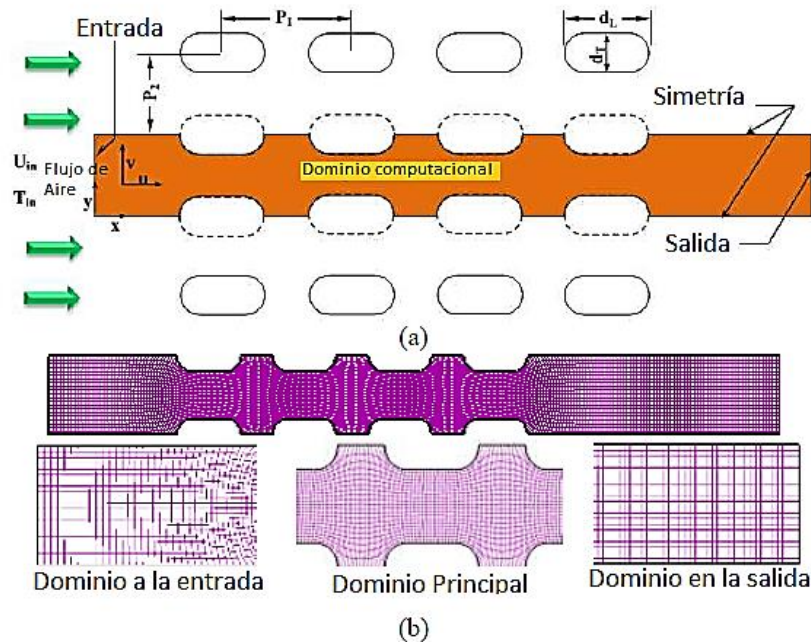


Figura 2.14. Banco de tubos planos en línea: (a) Arreglo del tubo y dominio computacional, (b) Esquema del sistema del mallado computacional [11].

En una investigación experimental realizada por M. Ishak, se identifican las características de la transferencia de calor y la caída de presión del flujo de aire en un banco de tubos planos en configuración escalonada y sometida a un flujo cruzado en régimen de flujo laminar con convección forzada [12].

La experimentación fue realizada sobre un arreglo de tubos planos de aluminio, con un diámetro menor de 10 mm y un diámetro mayor de 18.5 mm , con un espesor del tubo de 1 mm . El diámetro hidráulico exterior fue de $D_h = 13.5 \text{ mm}$, y una longitud total de 200 mm , en el que se insertaron calentadores eléctricos dentro de los tubos para simular el flujo de calor originado por un fluido caliente. Para todos los arreglos se colocaron cuatro filas en la dirección del flujo externo sobre todos los tubos, como se muestra en la figura 2.15.

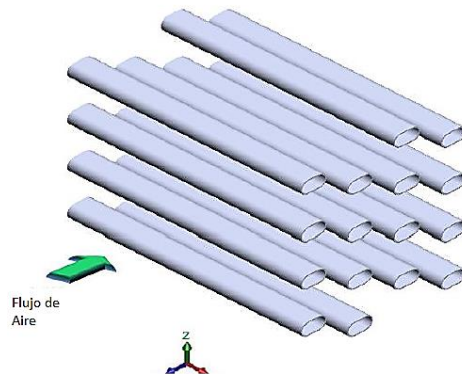


Figura 2.15. Configuración en escalón del banco de tubos planos.

En la experimentación realizada la velocidad del aire vario entre $0.6 - 1.0 \text{ m/s}$ y el número de Reynolds de $373 - 623$. La densidad de flujo de calor total de calor suministrado en los tubos fue cambiando de $967.92 - 3629.70 \text{ W/m}^2$. En la figura 2.16 se puede observar que el número de Nu aumenta cuando se incrementa el número de Re para todos los valores de densidad de flujo de calor de calor suministrados, que se debe a la diferencia de temperaturas entre la superficie caliente del tubo y el flujo de aire a medida que aumenta el número de Re , además, el tiempo de contacto entre el flujo de aire y la superficie caliente de los tubos no es la suficiente y disminuye produciendo un incremento en el número de Re . Por otra parte se observó que el número de Nu aumenta casi linealmente cuando se amplía el número de Re . La variación en el número de Nu con el densidad de flujo de calor de calor suministrado para diferentes corrientes libres es graficado en la figura 2.17. La figura muestra que el aumento del número Nu es casi lineal respecto al suministro del flujo de calor total, además el número de Nu aumenta con un incremento en la velocidad del flujo de la corriente libre.

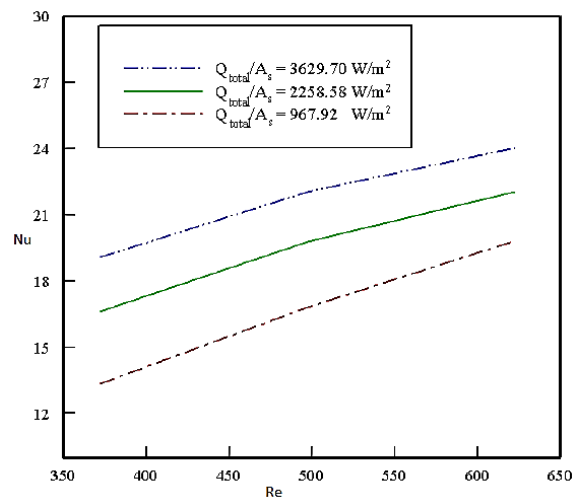


Figura 2.16. Efecto de Re sobre Nu , con diferentes suministros de densidades de flujo de calor

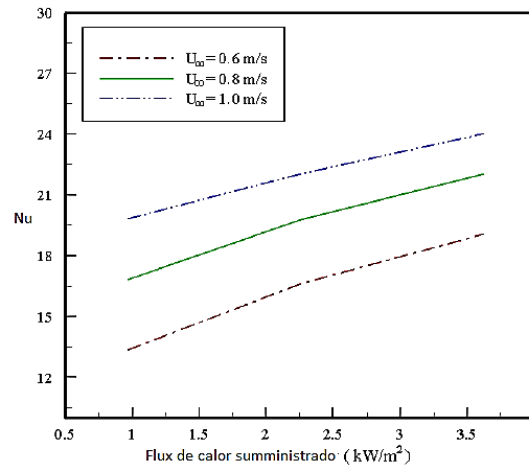


Figura 2.17. Efecto del flujo de calor total por unidad de área sobre Nu con diferentes corrientes de velocidad de aire [12]

Se observó que el número de Nu aumenta con el incremento del número de Re mediante la ley de los exponentes. La relación entre ellos es determinada como:

$$\overline{Nu} = C_1 \times Re^{C_2}$$

Donde C_1 y C_2 son los coeficientes de la curva de ajuste como se enlista en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Coeficientes de la curva de ajuste para el cálculo de las ecuaciones (2)

Densidad de flujo de calor de calor (W/m^2)	C_1	C_2	R^2
967.21	0.061	0.900	0.989
2258.48	0.440	0.610	0.988
3629.70	1.584	0.422	0.985

Un estudio numérico más fue realizado por H. M. S. Bahaidarah, el cual consta de una simulación de un haz de tubos usados en aplicaciones de intercambio de calor en configuración lineal y escalonada [13].

En el que se estudiaron los efectos de varios parámetros independientes, tales como el número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr), la relación de longitud (L/Da) y la relación de altura (H/Da) sobre la caída de presión y la transferencia de calor. De la simulación se observó que el flujo alcanza la condición periódica de flujo completamente desarrollado aguas abajo a partir del cuarto modulo. La caída de presión no adimensional disminuye cuando hay un aumento en el número de Reynolds. En forma general, el número de Nusselt promedio crece con el aumento del número de Reynolds. Los resultados para un número de $Pr = 7.0$ indican

que hay un aumento significativo en el cálculo del número de Nusselt promedio cuando estos son comparados con un número de $Pr = 0.7$. Para tener una mayor eficiencia en la configuración en línea es preferible tener bajas relaciones de altura ($H/Da = 2$), y altas relaciones de longitud ($H/Da = 6$), debido a que proporcionan una tasa de transferencia de calor más elevada para todos los números de Reynolds, excepto para los valores más bajos de número de $Re = 25$.

En el estudio se observó un mejor desempeño en la configuración escalonada que en la configuración en línea, cuando se considera la transferencia de calor, además, desde el punto de vista de la transferencia de calor, los bancos de tubos circulares equivalentes se desempeñan mejor que los bancos de tubos planos, sin embargo, la relación de eficiencia de la transferencia de calor es siempre mayor que 1, lo que significa que desde el punto de vista de la caída de presión los bancos de tubos planos se desempeñan mejor que el equivalente de un banco de tubos circulares.

T. A. Tahseen presentó un estudio numérico sobre la transferencia de calor por convección forzada a través de tres tubos planos en línea confinados en un canal [14]. El sistema fue calculado usando el método de volumen finito. Se impuso un flujo de calor constante sobre la superficie de los tubos. El intervalo de la relación longitudinal y el transversal (S_L/D_s) considerado fue de 2.0 – 4.0, un número de Reynolds que varía dentro del intervalo de 25 – 300, y un número de Prandtl de 0.7. La intensidad de la transferencia de calor entre la superficie de los tubos y el flujo de aire aumenta cuando se eleva el número de Reynolds y la relación de paso diametral.

En el estudio se observó que el desarrollo de las isothermas disminuye con el aumento del número de Reynolds, también se encontró que la región de recirculación del flujo aumenta cuando se eleva el número de Reynolds. Por otra parte se determinó que el promedio del número de Nusselt aumente con el incremento del número de Reynolds, además de que el máximo valor del número de Nusselt se presenta en el primer tubo en comparación con los otros tubos.

Por su parte T. A. Tahseen se investigó en forma experimental la transferencia de calor con convección forzada y el flujo de aire alrededor de un banco de tubos planos en línea [15]. En la experimentación se realizaron mediciones sobre dieciséis tubos en la dirección del flujo; con cuatro filas de tubos, tres velocidades de aire (0.6, 0.8, y 1.0 m/s) y con números de Reynolds de $Re_{Dh} = 527, 703$ y 880. El suministro flujo de calor en todos los tubos fue de 967.92, 2258.48, y 3629.70 W/m². Los resultados del estudio indicaron que el promedio del número de Nusselt para todos los tubos aumentó de un 23.7 – 36.7 % con el número de Reynolds que vario de 527 – 880 para un densidad de flujo de calor de calor establecido;

también el número de Nusselt promedio aumento del 11.78% – 23.75% para un flujo de calor que vario de 967.92, 2258.48 y 3629.70 W/m^2 , con un número de Reynolds de $Re = 703$. Además, se observó que la caída de presión disminuye con el incremento del número de Reynolds. Derivado del estudio se formuló una correlación del número de Nusselt con el número de Reynolds $\overline{Nu} = 0.242 \times Re^{0.702}$.

Mediante la aplicación de la dinámica de flujo computacional sobre flujo de fluido en forma bidimensional, se pueden predecir las características de la caída de presión y la transferencia de calor de un modelo de flujo laminar y turbulento sobre un banco de tubos planos con una configuración escalonado [16].

En la simulación de Z. S. Abdel-Rehim se estudió el efecto de la relación de aspecto $\left(\frac{H/D}{L/D}\right)$ sobre la caída de presión, la temperatura, y los contornos de velocidad para un flujo laminar y turbulento sobre un banco de tubos escalonados. Los resultados mostraron que cuando el número de Reynolds aumenta la velocidad es máxima en el canal formado por las paredes inferior y superior de los tubos.

La velocidad usada en la simulación fue de 1.0 m/s , que es un valor típico para la velocidad del aire para un diámetro del tubo de 0.05m con aplicaciones de recuperación de calor. En aplicaciones de recuperación de calor el flujo de gas sobre los tubos debe ser una corriente caliente. La temperatura aproximada del flujo de aire se ubica a 300 K, y la temperatura de las paredes interiores de los tubos se estableció a 400K.

Los contorno de caída de presión para el flujo turbulento con el número de Re para diferentes relaciones de aspecto $\left(\frac{H/D}{L/D}\right)$ es mostrada en la figura 2.18. Se nota que cuando la relación de aspecto $\left(\frac{H/D}{L/D}\right)$ aumenta la caída de presión normalizada disminuye. Los altos valores de la distribución de la caída de presión son por lo general registrados cerca del inicio de la superficie externa de todos los tubos en todos los casos.

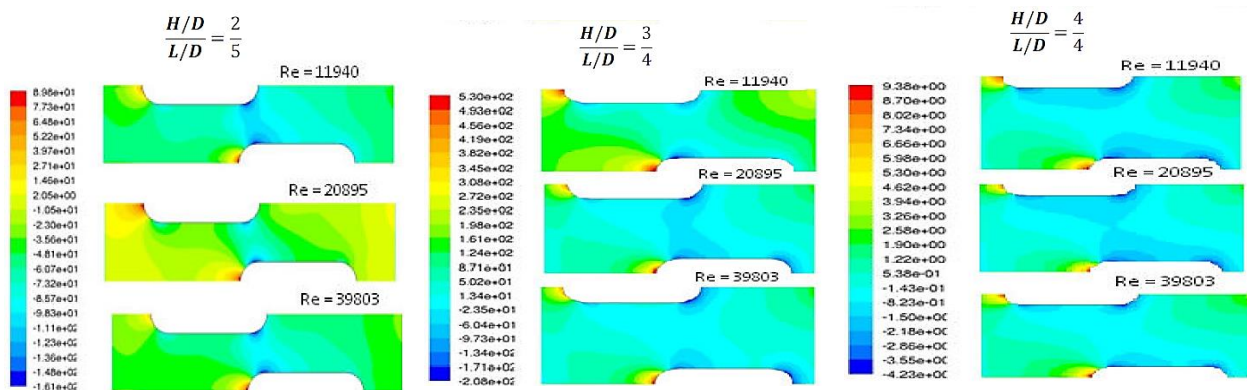


Figura 2.18 Contornos de caída de presión para flujo turbulento con un número de Re para diferentes relaciones de aspecto $\left(\frac{H/D}{L/D}\right)$ [16]

Un estudio térmico e hidráulico por medio de CFD, fue desarrollado por G. Singh, & G. Sachdeva, en el que se simuló un intercambiador de calor de tubos con aletas planas y redondas en arreglo escalonado, para modelos de flujo laminar y turbulento [17].

El problema fue simulado para diferentes tasas de flujo másico en un intervalo de número de Reynolds de 330 – 7200 con el fin de determinar la caída de presión y el número de Nusselt, así como también para calcular los parámetros como el factor de fricción y el factor de Colburn.

Las características consistían en agua a 333 K fluye a través de los tubos de cobre, mientras hay un flujo de aire a 278K a través del intercambiador de calor en el intervalo de velocidad de 0.3 – 6.2 m/s. Las condiciones de flujo periódico son aplicadas en la entrada y la salida. Se seleccionaron los modelos laminar y turbulento ($k - \varepsilon$) para estudiar la variación de los parámetros del flujo.

Los resultados mostraron que el factor de fricción para la configuración del tubo redondo son siempre mayores durante el intervalo del número de Reynolds, en comparación con la configuración de tubo plano que indicó que el factor de fricción perdido es comparativamente altos en los tubos redondos. La obstrucción al flujo del aire es más alta en la configuración de aletas de los tubos redondos que en la de los tubos planos. Además, el continuo movimiento convergente – divergente del flujo de aire entre las placas paralelas a través de los tubos es considerado también una causa de las pérdidas de presión. El espaciamiento de las aletas fue muy reducido, lo que muestra la alta caída de presión para la configuración de los tubos con aletas.

Del estudio se observó que para el modelo de flujo turbulento el factor de fricción para el tubo plano fue el 13% – 17% mayor que para los tubos redondos, para un intervalo de número de $Re = 330 - 1300$, mientras que entre un intervalo de $Re = 2900 - 7200$ el factor de fricción para el tubo redondo fue del 40% – 45% mayor que para los tubos planos.

El factor de Colburn para el modelo de flujo laminar para el tubo plano fue del 25% – 35% mayor entre un intervalo de $Re = 330 - 1300$, mientras que entre el intervalo de $Re = 2900 - 7200$, se exhibe casi el mismo resultado, a pesar de que la variación es limitada entre el 6% – 10%.

La variación del factor de Colburn para el modelo de flujo turbulento para el tubo plano fue del 25% – 31% mayor entre un $Re = 330 - 1300$, mientras que entre un $Re = 1300 - 7200$, esta variación es limitada dentro del 13% – 23%.

En el caso del modelo de flujo laminar entre el intervalo de número de Reynolds de $Re = 330 - 1300$, se observó una pequeña región de flujo en la parte trasera, al igual que una

zona de recirculación después de cada fila de tubos, mientras que en el caso de $Re > 2900$ se reduce la zona de recirculación, aunque la intensidad de la recirculación en estas regiones pueda aumentarse.

La variación del factor de fricción y el factor de Colburn para la configuración de tubo con aleta redonda durante el régimen de flujo laminar es mejor simulada por el modelo de flujo laminar y para el régimen de flujo transitorio y turbulento; la variación es mejor a pesar de que es un modelo de flujo turbulento. Las pérdidas por fricción debida a la formación de zonas de recirculación y la formación de estelas después de cada fila de tubos en los tubos redondos son observadas con una mayor intensidad que para los tubos planos.

La transferencia de calor en la parte inicial del tubo redondo es mayor debido al desarrollo del fenómeno de la capa límite, y también la transferencia de calor es mayor hacia la parte frontal del tubo debido a la formación del sistema de vórtices de herradura.

La realizaron de simulaciones numéricas en estado transitorio para el flujo de fluido y la transferencia de calor sobre un banco de tubos planos para ambas configuraciones, en línea y en escalón fueron realizadas por N. Benarji, con las siguientes condiciones de frontera: isotérmica e isodensidad de flujo de calor [18].

Mediante las simulaciones se observó el efecto del número de Reynolds, el número de Prandtl, la relación de longitud, y la relación de altura, sobre el número de Nusselt, y la caída de presión adimensional. Se propusieron correlaciones para la caída de presión y el número de Nusselt, y se determinó la configuración óptima.

Las correlaciones se desarrollaron como funciones del número de Reynolds, la relación de longitud (L/D_a), y la relación de altura (H/D_a) para un banco de tubos con diez filas para ambas configuraciones; en línea y escalonada, y con condiciones de frontera isotérmica. Usando múltiples regresiones lineales. La forma general de las correlaciones es:

$$Nu = aRe^b \left(\frac{H}{D_a}\right)^c \left(\frac{L}{D_a}\right)^d \quad \dots 2.3$$

$$D_p = eRe^f \left(\frac{H}{D_a}\right)^g \left(\frac{L}{D_a}\right)^h \quad \dots 2.4$$

El objetivo principal fue el encontrar una configuración óptima desde el punto de vista de la transferencia de calor y la caída de presión, mediante la selección y uso de gráficos de Pareto se determinó la configuración óptima. En base a este criterio, algunas configuraciones han sido seleccionadas como las óptimas para ambas configuraciones, en línea y escalón. La configuración óptima en línea presenta una relación de altura de ($H/D_a = 4$) y una relación de

longitud de ($L/D_a = 4, 5, 6$), y para la configuración escalonada una relación de altura de ($H/D_a = 5$) y una relación de longitud de ($H/D_a = 5, 6, 7$), con lo que se consigue obtener los máximos valores de transferencia de calor y la más mínima caída de presión.

Para muchos de los casos existe la condición de flujo completamente desarrollado desde el punto de vista de la transferencia de calor y la caída de presión. Con agua, para algunos casos, la condición de flujo completamente desarrollado no es alcanzada con la condición de frontera de isodensidad de flujo de calor.

La configuración en línea funciona mejor que la configuración escalonada para muchos de los casos, desde el punto de vista de la transferencia de calor. Al mismo tiempo, los valores de la caída de presión adimensional son mayores para la configuración en línea que para la configuración escalonada.

A. J. Shareef & A. A. Ramadhan estudiaron la relación de longitud (L/D_a) y la relación de altura (H/D_a) para un intercambiador de calor de tubos planos en un arreglo en línea y en escalón, sobre la transferencia de calor por convección forzada y el coeficiente de fricción mediante un programa numérico con el software Fluent - CFD [19].

La simulación se realizó a través de una geometría compleja (tubo plano), que fue creada en un modelo bidimensional y mallada con el software Gambit. Se estudiaron los efectos de varios parámetros independientes como el número de Reynolds ($Re = 100 - 8000$), la relación de longitud ($L/D_a = 5, 6, 7$), y la relación de altura ($H/D_a = 2, 3, 4$), sobre el coeficiente de fricción y la transferencia de calor.

Los resultados mostraron que con el aumentando de las relaciones de (H/D_a) y (L/D_a) se conduce a la disminución del coeficiente de fricción y el mejoramiento del número de (Nu), con una relación de ($H/D_a = 2$) para todos los valores de (L/D_a), en el arreglo en línea y con valores de las relaciones de ($H/D_a = 2, H/D_a = 5$) para la configuración escalonada.

En el análisis del coeficiente de fricción las figuras 2.19, 2.20 muestran el efecto del flujo del número de Reynolds ($100 - 8000$) para el arreglo en línea y escalonado, para relaciones de altura y longitud de ($H/D_a = 4, L/D_a = 6$). Se presenta un alto coeficiente de fricción en la primera columna de los tubos planos ($WU1, WL1$) y un bajo coeficiente de fricción en la cuarta columna del tubo plano ($WU4, WL4$).

Cuando aumenta el número de (Re), el coeficiente de fricción superficial se incrementa alcanzado el valor del coeficiente de fricción del flujo turbulento, que es aproximadamente es el mismo para todas las columnas.

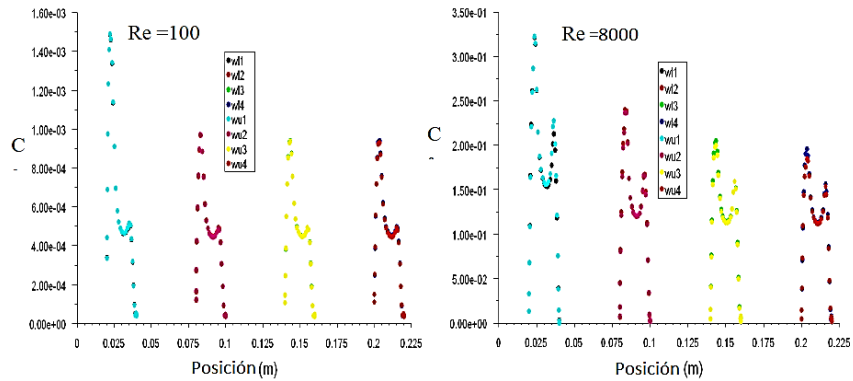


Figura 2.19. Efecto del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción de superficie a lo largo de una sección transversal de un banco de tubos para un arreglo en línea, $\left(\frac{H}{D_a} = 4, \frac{L}{D_a} = 6, 100 \leq Re \leq 8000\right)$

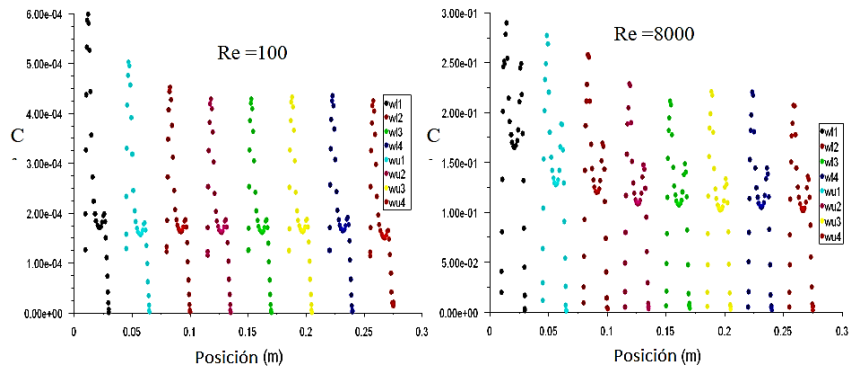


Figura 2.20. Efecto del número de Reynolds sobre el coeficiente de fricción de superficie a lo largo de una sección transversal de un banco de tubos para un arreglo en escalón, $\left(\frac{H}{D_a} = 4, \frac{L}{D_a} = 6, 100 \leq Re \leq 8000\right)$

Cuando la relación de altura aumenta (H/D_a) y la relación de longitud también (L/D_a) , el valor de coeficiente de fricción disminuye debido al aumento de la distancia entre los tubos del intercambiador de calor que conduce fácilmente a la circulación del flujo de fluido y a una baja caída de presión.

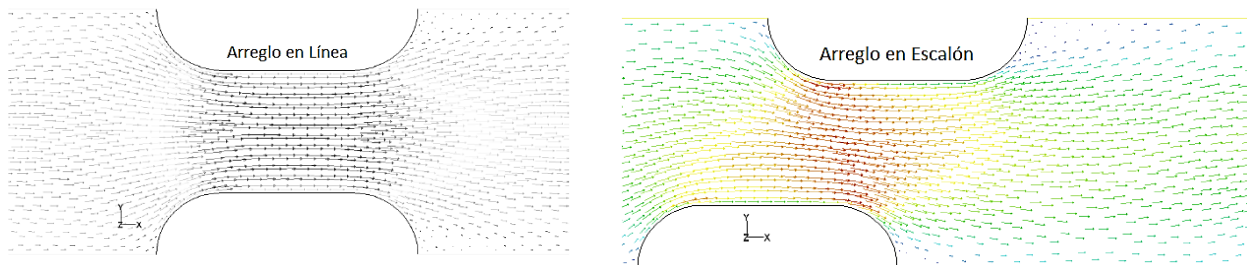


Figura 2.21. Campo de vectores de velocidad en arreglo en línea y escalonado en $Re = 8000$

La figura 2.21 indica el perfil de vectores de velocidad, los vórtices producidos al final de los tubos aumentan conforme el número de Reynolds (Re) se incrementa.

Un estudio para predecir la transferencia de calor y la caída de presión de una configuración de tubos planos en línea en flujo cruzado usando un sistema adaptivo de interferencia neuronal difusivo (ANFIS – *adaptive neuro – fuzzy interference system*), fue presentado por T. A. Tahseen [20].

La simulación fue realizada en el intervalo del número de Reynolds de 10 – 320. Se realizaron tres diferentes configuraciones geométricas; el paso longitudinal para pequeñas relaciones de diámetro 2, 4, y 6, al igual que cuatro diferentes configuraciones geométricas de paso transversal para pequeñas relaciones de diámetro entre el intervalo de 1.5 – 4.5. El número de Prandtl se estableció en 0.71.

La precisión entre los valores numéricos y los resultados del modelo ANFIS fueron obtenidos con un error promedio relativo para el número de Nusselt promedio y para la caída de presión, que del 1.9% y 2.97%, respectivamente. Por lo tanto con el modelo ANFIS se puede predecir la eficiencia de los sistemas térmicos en aplicaciones de ingeniería, incluyendo el modelo del haz de tubos para el análisis de la transferencia de calor y la caída de presión.

Mallikarjuna, V. Seshadri & V. B. Raghu realizaron una simulación numérica en tres dimensiones con flujo turbulento en un intercambiador de calor de aletas de tubos planos y redondos que tienen dos filas en arreglo escalonado, en el que se determinaron las características del flujo de fluido y la transferencia de calor usando el software ANSYS Fluent 14 [21].

La simulación fue llevada a cabo para el intervalo de velocidades con un número de Reynolds de 330 – 7000 y el dominio mencionado es realizado con todos los modelos del flujo en estado estacionario. En la simulación el dominio de los tubos redondos y planos fue simulado para el flujo turbulento del lado de las aletas usando el modelo $k - \varepsilon$ para diferentes pasos de aletas y temperaturas de aletas. Las figuras 2.22 son los contornos de presión simulados, los de velocidad y temperatura para el dominio del flujo del tubo plano con un paso de aletas de 2.24 mm y para una velocidad de entrada de 5.4 m/s.

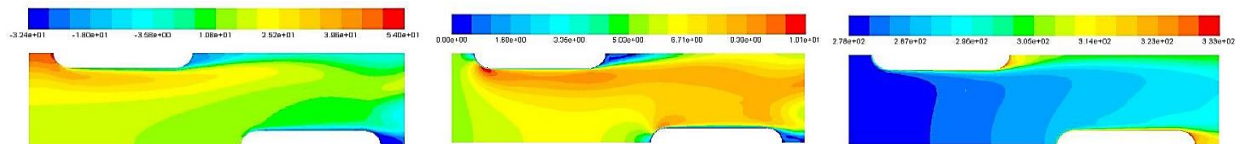


Figura 2.22 Contorno de presión, velocidad y temperatura para el tubo plano [21]

Del estudio Mallikarjuna, Seshadri y Raghu concluyeron que para ambos dominios del tubo redondo y el plano con todas las configuraciones geométricas simuladas, el factor de Colburn j varía inversamente con la velocidad de aire a la entrada. La transferencia de calor es mayor con un aumento del espaciamiento entre aletas para ambas tubos.

Por otra parte, la caída de presión a través del tubo es mayor con un mínimo espaciamiento, en contraste a la caída de presión de una menor, que se debe a una menor intensidad de la turbulencia en los tubos planos, ellos exhiben ligeramente un menor factor de Colburn j , debido a un mayor tiempo de exposición en el área del tubo en el que aumenta la temperatura de aire en el lado de la aleta que es comparable con el de los tubos redondos. A elevadas temperaturas de las aletas se origina un mayor factor de Colburn j y una mayor caída de presión a través de los tubos, aunque la temperatura de la aleta afecte la caída de presión en menor medida.

Una simulación numérica en estado estacionario de la transferencia de calor y el flujo de fluido sobre un banco de tubos planos en configuración escalonada para determinar la temperatura constante en la superficie, fue realizada por [22].

Los resultados fueron obtenidos usando el método de volumen finito (FVM) y la técnica de coordenadas de cuerpo ajustado (BFC). Las relaciones transversales (S_T/D_s) del paso del diámetro inferior fueron 3.0, 4.0, y 6.0. Los valores de número de Reynolds usados fueron 10, 20, 60, 80 y 100, y el número de Prandtl fue de 0.7. De la simulación se encontró que la intensidad de la transferencia de calor entre la superficie de los tubos del flujo de aire aumenta con el aumento del número de Reynolds y aumenta la relación del paso de diámetros.

Del estudio se observó que la transferencia de calor en el primer tubo es siempre menor que la del segundo tubo, las isotermas disminuyen con un aumento del número de Reynolds, la región de recirculación de flujo aumenta con el incremento del número de Reynolds, el número de Nusselt promedio del flujo de aire aumenta con la elevación del número de Reynolds. Finalmente, cuando el paso transversal se amplía, el número de Nusselt promedio aumenta para cualquier número de Reynolds.

2.5.-Aplicaciones.

El campo de aplicación de los intercambiadores de calor abarca amplios sectores, tales como el alimenticio, químico, automotriz, aeroespacial, y muchos otros, por lo que se han desarrollado infinidad de aplicaciones, y por cómo se muestran anteriormente cada vez se realizan estudios más profundos que buscan alternativas tales como el uso de geometrías para

el diseño de nuevos intercambiadores de calor, por ejemplo T. Matsuda et al, desarrollaron un nuevo tipo de intercambiador de calor de tubos planos de aluminio para una unidad de bomba de calor externa con el fin de improvisar en la eficiencia energética de los sistemas de bombeo de calor [23].

Cuando se aplica el intercambiador de calor de tubos planos a unidades de bombas de calor externas, es complicado llegar a obtener una buena condensación en el drenado del aceite, una alta eficiencia durante la acumulación de escarcha, y una distribución de refrigerante.

Con el fin de lograr la misma condensación del drenado del aceite y una alta eficiencia durante la acumulación de la escarcha como con un intercambiador de calor convencional de tubos redondos, los tubos planos fueron insertados en un nuevo diseño de aletas planas con contornos o recortes elípticos.

En la condición de operación en seco las figuras 2.23 y 2.24 muestran los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor del lado aire α_0 y la caída de presión ΔP_{air} a la velocidad del aire para la condición de superficie húmeda. Cuando la velocidad del aire es de 1.5 m/s , el coeficiente de transferencia de calor del lado aire α_0 del intercambiador de calor de tubos planos es 15% mayor que el de un intercambiador de calor convencional.

El α_0 del intercambiador de calor de tubos planos es mayor que el de un intercambiador de calor convencional a causa de la alta eficiencia de las aletas debido a la baja resistencia de contacto en las conexiones soldadas entre la aleta y la tubería. Cuando la velocidad del aire es 1.5 m/s , la caída de presión ΔP_{air} en el lado aire del intercambiador de calor de tubos planos es 9% más pequeña que la de un intercambiador de calor convencional. Esto se debe a que la sección transversal mínima del intercambiador de calor de tubos planos es mayor que el de un intercambiador de calor convencional de tubos redondos.

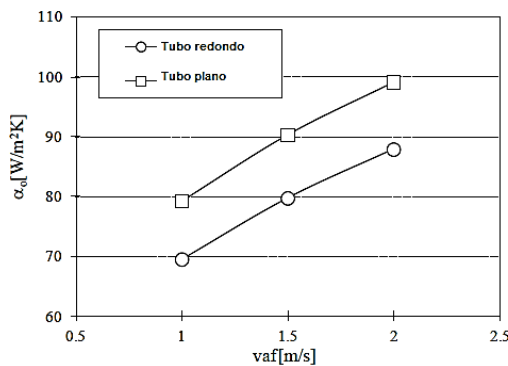


Figura 2.23. Coeficiente de transferencia de calor del lado aire α_0

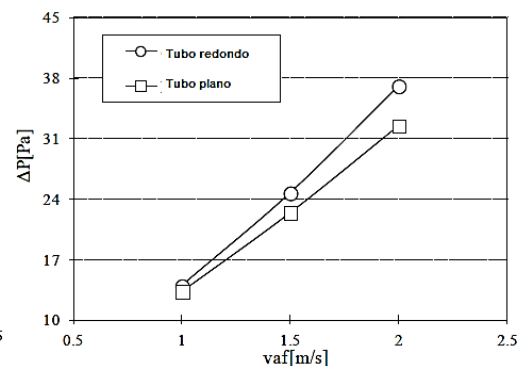


Figura 2.24. Caída de presión del lado aire ΔP

De la experimentación se observó que el coeficiente de transferencia de calor del lado aire α_0 del intercambiador de calor de tubos planos fue 15% mayor, y el ΔP del intercambiador de calor de tubos planos fue 9% menor que el del intercambiador de calor convencional para la condición de seco.

La relación $\Delta P_{wet}/\Delta P_{dry}$ para el intercambiador de calor de tubería plana es más pequeña que la de un intercambiador de calor convencional con aletas no hidrófilas, y equivalente a un intercambiador de calor convencional con aletas hidrófilas. La caída de presión del lado aire ΔP del intercambiador de calor de tubos planos es más pequeña que la del intercambiador de calor convencional para la condición con escarcha.

La variación del coeficiente de distribución del refrigerante para el intercambiador de calor de tubos planos es 7% y no fue influenciado por el cambio de la tasa de flujo másico. La condensación A_0K del intercambiador de calor de tubos planos es 32% mayor que la del intercambiador de calor convencional. La evaporación A_0K del intercambiador de calor de tubos plano fue 36% mayor.

Otro ejemplo de aplicación es el realizado por U. Ahrend, A. Hartmann & J. Koehler, en el que mediante el método de absorción de Amonio (AAM), que se basa en la analogía entre la transferencia de calor y de masa, describieron un nuevo enfoque de calibración para el [24]. El proceso de experimentación se realiza a través del uso de una pared estableciendo la correlación de la transferencia de calor para la entrada hidrodinámica y térmica en los canales de una placa paralela. Este enfoque de calibración es aplicado a las mediciones de transferencia de calor en intercambiadores de calor compactos con tubos planos inclinados y aletas planas en un $Re_{ah} = 3000$. Se encontró que dispositivo muestra consistentemente un alto número de Nusselt global que en comparación con los intercambiadores de calor de tubos redondos.

El método AAM se basa en la analogía entre la transferencia de masa y calor. El método utiliza trazas de amonio que son mezcladas dentro del flujo de gas a través del modelo del intercambiador de calor. La superficie de transferencia de calor es cubierta por un papel filtro adecuado que es mojado por una solución acuosa de $MnCl_2$. Al amonio es absorbido y reacciona con la solución química conduciendo a la formación de óxido de manganeso café MnO_2 que resulta en una coloración inmediata del papel filtrante. La intensidad de la coloración es una medida de la transferencia de masa.

La figura 2.25 muestra el modelo del intercambiador de calor, este diseño puede ser empleado al usar componentes primarios de un intercambiador de calor como tubos refrigerantes al inducir un fluido secundario moverse y mezclarse, obteniendo un mejoramiento en la transferencia de calor. Este hecho es interesante, porque el mejoramiento de la transferencia de calor no sólo se concentra en las aletas. La densidad de aletado podría por lo

tanto ser reducida con lo que se impide que el intercambiador de calor sea usado como un evaporador de retención del agua condensada. Los tubos inclinados también facilitan el drenaje del agua. Esto puede además mejorar la eficiencia inferior de los intercambiadores de calor de tubos planos comparados con los intercambiadores de calor de tubos redondos bajo la condición de humedad.

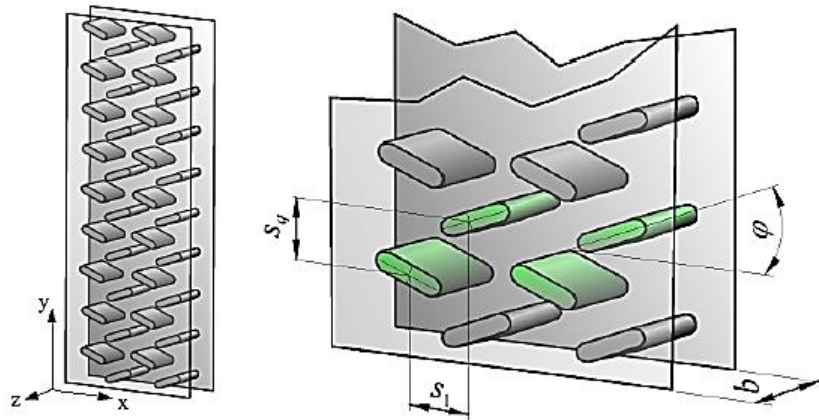


Figura 2.25. Modelo de un intercambiador de calor diseñado con tubos planos inclinados. Los tubos sombreados de verde en la imagen derecha constituyen una celda periódica del dispositivo. El flujo a través de la geometría es en la dirección $\pm x$ (de izquierda a derecha).

El número de Nusselt del intercambiador de calor de tubos planos fue comparado con un intercambiador de calor compacto convencional de tubos redondos con una configuración escalonada. El intercambiador de calor de tubos planos alberga un total de cuatro tubos. La relación s_q/s_l es 1.259 para los tubos redondos y 1.375 para los tubos planos. El bloqueo de la primera fila es 35.3% en el caso del intercambiador de calor de tubos redondos y 36% para el intercambiador de calor de tubos planos.

El bloqueo fue ligeramente superior para el dispositivo de tubos planos (78.5%), que para el intercambiador de calor convencional (70.6%). El área de fricción de la sección transversal del tubo refrigerante, comparada al área de la superficie de la aleta es 12.3% para los tubos redondos y 12.7% para los tubos planos. La similitud dinámica se garantiza con el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico, el cual es alrededor de $Re_{ah} = 3000$ para los tubos planos, y $Re_{ah} = 2800$ para el intercambiador de calor de tubos redondos. La comparación con el intercambiador de calor de tubos planos es mostrada en la figura 2.26

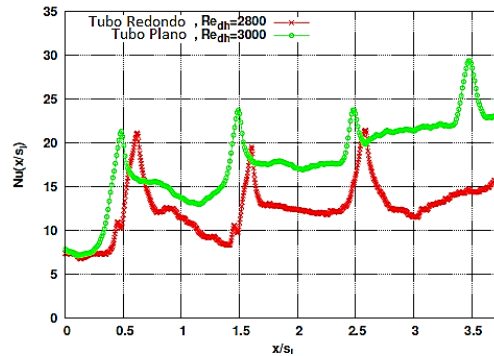


Figura 2.26. Comparación de la evolución lateral del promedio del número de Nusselt del intercambiador de calor de tubos planos y redondos en aproximadamente el mismo número de Re .

Ambos intercambiadores de calor muestran un aumento de la transferencia de calor en la dirección aguas abajo. Para en los tubos planos el incremento es mucho más rápido que para los tubos redondos, también, el valor absoluto fue del 35% al 50% mayor dependiendo de la posición x dentro del dispositivo. Sobre el promedio de la transferencia de calor de la geometría de los tubos planos se observó un aumentada alrededor del 40%, por lo tanto, se esperó una mejora de potencia en la eficiencia de la transferencia de calor del intercambiador de calor de tubos planos, al menos comparado con los tubos redondos.

El uso de los tubos planos también se incluye en el área de la nanotecnología, mediante la realización de un estudio numérico del flujo de nanofluidos para varios tubos planos usando la técnica de CFD, mediante el cual se calculó el coeficiente de transferencia de calor (\bar{h}) y la caída de presión (ΔP) en los tubos, la cual fue desarrollada por H. Safikhani [25].

Los datos numéricos obtenidos fueron aplicados para el modelado de \bar{h} y ΔP , usando el método de manipulación de datos agrupados (GMDH), finalmente, el modelado logrado por medio de GMDH fue usado para un diagrama de Pareto en base a la optimización de multi objetivos de los parámetros del nanofluido en los tubos planos horizontales usando el algoritmo. Las soluciones logradas por el diagrama de Pareto incluyeron información importante en el diseño sobre los parámetros en los tubos planos.

La figura 2.27 muestra un diagrama, con cinco puntos óptimos, diseñados por A, B, C, D y E . Un punto muy importante que puede observarse de la figura 2.27 es que el método menos caro (método con menor caída de presión) para el aumento de la caída de presión es el presentado en el punto B. Como puede observarse el punto B es similar al punto A en términos de geometría, entre los enfoques tales como el aplanamiento del tubo (disminución de H) o el aumento del flujo de entrada (Q_i) el mejor método para aumentar la tasa de la transferencia de calor y mantener la más mínima caída de presión es el uso de los nanofluidos.

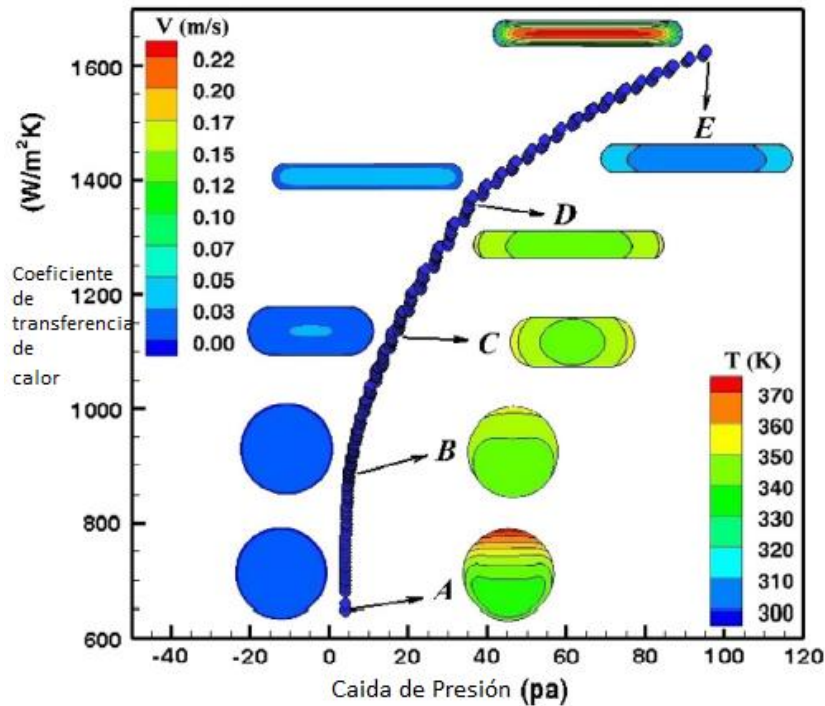


Figura 2.27. Diagrama con los puntos óptimos para h y ΔP para los contornos de velocidad y temperatura para la optimización de puntos de diseño.

Los otros puntos ilustrados en la figura 2.27 también tienen características únicas. Los puntos A y E exhiben las más mínimas caídas de presión y los más altos coeficientes de transferencia de calor, respectivamente. Los puntos B y D, conocidos como los puntos de quiebre, son también puntos de interés en el diseño. Un hecho, es que cuando se va del punto A al punto B, el ΔP aumenta muy poco (alrededor del 1.5%), mientras \bar{h} aumenta considerablemente (25.2%). Similarmente, cuando se va del punto E hacia el punto D, \bar{h} aumenta un poco (alrededor del 26.1%, mientras que ΔP improvisa para tener valores más altos (alrededor del 64.6%). En general, debe ser ideal encontrar un punto en que ambas de las funciones objetivos sean adecuadamente satisfechas.

Por otra parte el agotamiento o disminución del calor residual de las turbinas de gas puede ser recuperado externamente o internamente para el mismo ciclo. La recuperación de calor externa puede ser lograda utilizando como base una planta de energía de vapor (ciclo combinado). La recuperación de calor interna involucra el reusó de la energía térmica existente de la turbina por medios convencionales (regeneración termodinámica e inyección de vapor) o técnicas no convencionales (regeneración del aire húmedo, combustible reformado con vapor). Esto ha conducido a un aumento significativo en las tasas de temperatura y flujo en la salida de la turbina de gas, así se requiere de la necesidad de eficientes sistemas de recuperación de calor de escape [26].

El calor interno puede ser recuperado a través del fluido de trabajo (aire, combustible) o un fluido auxiliar (usualmente agua). En el primer caso de recuperación de calor interna es definida como directa, en el segundo caso como indirecta. La regeneración termodinámica es técnica de recuperación calor interna directa, ya que la energía térmica es transferida directamente de los gases de combustión al aire en el compresor a la salida. Esto produciría una eficiencia de ganancia debido a la reducción energía térmica primaria sin cambiar los requerimientos, como una primera aproximación, a la salida de la potencia mecánica

Otras formas de tubos ya utilizadas en el campo de la aeronáutica es el presentado en [27]. El cual realizó un estudio sobre el ciclo termodinámico y las innovaciones tecnológicas necesarias para la introducción de una nueva tecnología aeronáutica. Un *intercooler* (enfriador) y un diseño de la MTU de un recuperador de gases de combustión son aplicados a la configuración de un *turbofan* (turbo ventilador). El motor es optimizado para un amplio intervalo de aplicación, con respecto al consumo de combustible. Dos variaciones con diferentes tamaños de diámetro del fan (ventilador) y valores de BPR (relación de derivación) son propuestas. Una de las partes contempladas en el estudio es el diseño de un intercambiador de calor

El perfil patentado de la MTU para el intercambiador de calor es mostrado en la figura 2.28, el cual se desarrollado para ser integrado en los motores de turbinas de gas, mediante un recuperador que fue diseñado a partir de los perfiles de los tubos ovalados, al cual se le realizaron pruebas que mostraron que es capaz de sostener altas cargas mecánicas y térmicas. El perfil del tubo intercambiador de calor combina los beneficios de una alta transferencia de calor efectiva con la más mínima pérdida de presión aerodinámica.

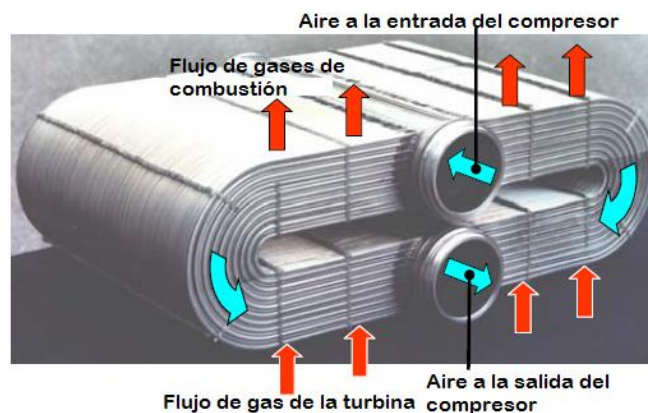


Figura 2.28. Perfil del intercambiador de calor de la MTU [27].

Aunado a este estudio [28] y [29] desarrollaron un recuperador compacto, el cual está desarrollado en base al perfil del tubo ovalado, y del arreglo de la matriz inventando por la MTU, una de las principales características es la alta resistencia a los gradientes térmicos.

En él se combina el diseño termo mecánico de un recuperador. El análisis térmico está basado en la generación de la parametrización de un modelo finito de 3D, se generó un programa, el cual permite la generación automática de los materiales y las condiciones de frontera. El análisis de esfuerzos es realizado con un código de FEM usando esencialmente la misma malla computacional como la del análisis térmico.

De los cálculos térmicos transitorios se obtienen sucesivos campos de temperatura en 3D que permiten la determinación de la vida de la fluencia y la vida LFC de la pieza. El intercambiador de calor consiste de dos tubos colectores. El flujo del HPC entra al tubo superior (distribuidor) de ambos lados y es distribuido dentro del perfil de tubo de forma de U, los cuales están soldados dentro de los tubos colectores y forman el núcleo de la matriz. El tubo bajo el colector (tubo colector) colecta el aire precalentado y lo conduce de retorno a la cámara de combustión. Los gases calientes de escape del flujo de la turbina de baja presión se dirigen hacia arriba a través de la matriz, y se enfrían mientras se calienta el aire dentro de los perfiles de los tubos.

La matriz consiste de 256 filas de los tubos perfilados (figura 2.29). Los tubos perfilados son plegados por chapas y soldaduras en las caras del acoplamiento. Entonces los tubos perfilados están dentro de las diferentes formas de U. Cada perfil del tubo es parte de un conjunto de tubos de ya sea 4 o 3 tubos perfilados. Un total de 3438 de tubos perfilados son requeridos para cada intercambiador de calor. Todas las partes del intercambiador de calor son hechas de ALLOY625, excepto el espaciado que es de alambre y el colchón de tela metálica, donde se utiliza el material INCO600.

Mientras el intercambiador de calor está en uso, la tela metálica actúa como un cojín (tiras de fibra de metal tejidas) que amortigua la vibración y mantiene el espacio entre los perfiles de los tubos. Para mantener el sistema acoplado el alambre de espaciado es tratado a través del final del colchón metálico. La forma de U de la matriz hace que el recuperador resista altos gradientes térmicos.

Una cubierta de lámina metálica es colocada alrededor de la matriz con el fin de estabilizar el paquete y agregar más amortiguamiento al sistema.

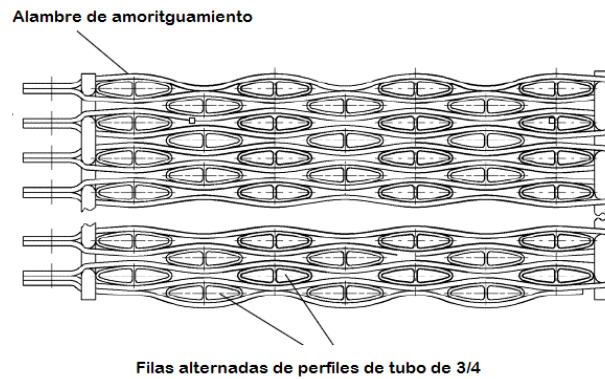


Figura 2.29. Perfil del tubo de la matriz de la sección

Del diseño termo mecánico resulta que este tipo de recuperador no sólo es atractivo para los motores de aviación, sino que también para otras aplicaciones en la generación de potencia.

Capítulo III – Desarrollo experimental

En este capítulo se muestra la descripción de cada uno de los componentes que integran la instalación experimental y su funcionamiento, además de la descripción de la instrumentación utilizada para llevar a cabo el registro de mediciones de los perfiles de velocidad y las tomas de presión sobre los bancos de tubos planos con diversas configuraciones.

3.1.- Instalación experimental.

3.1.1.- Túnel de viento.

La experimentación fue realizada en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP). La instalación experimental que se muestra en la figura 3.1, está compuesta de los siguientes elementos: un motor eléctrico, un ventilador centrífugo, un panel de fuerza y control, tubos Venturi y una zona de pruebas.

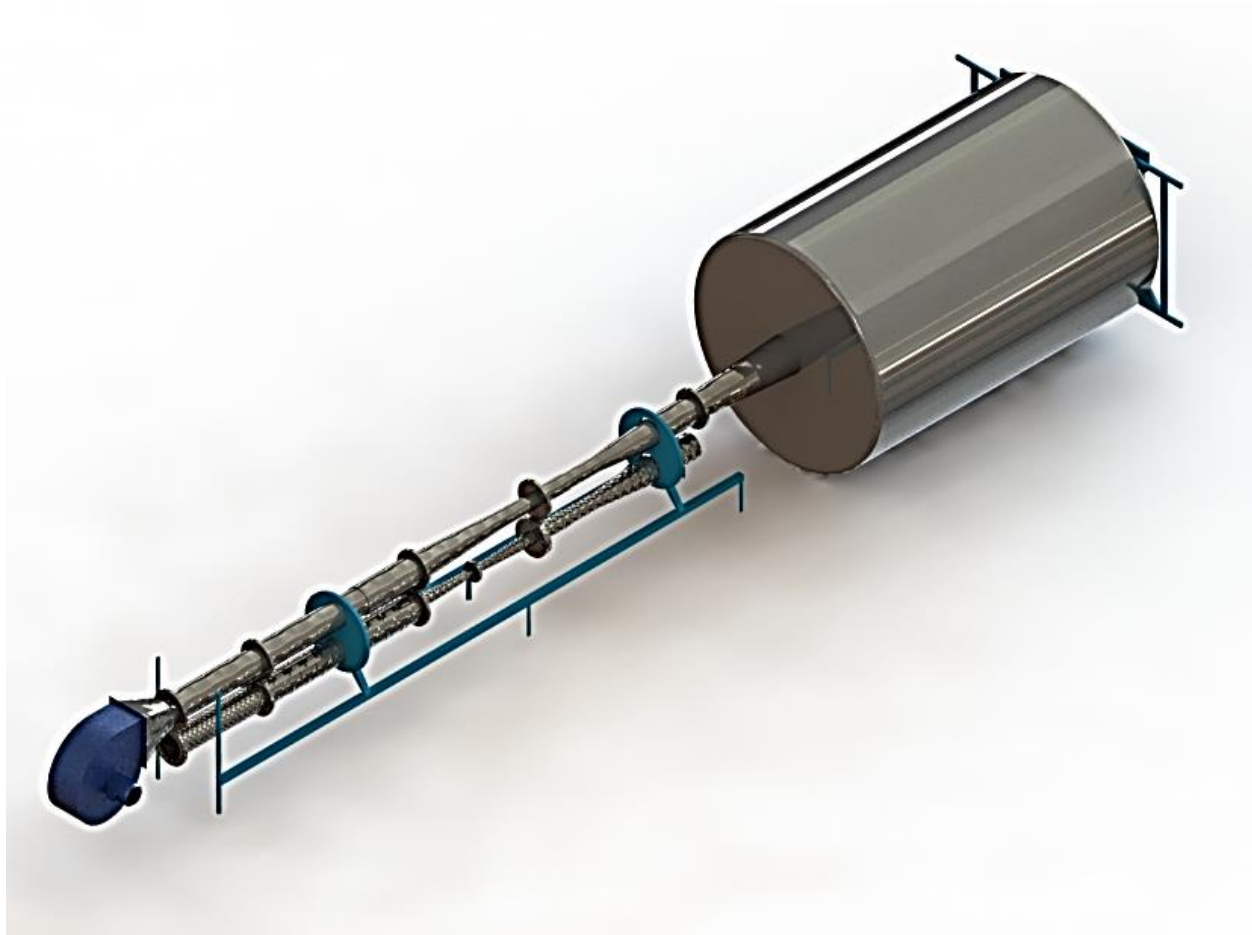


Figura 3.1. Túnel del viento con seleccionar de Venturi

La instalación consta de un motor eléctrico de corriente directa de 15 *HP* de potencia a 3000 *rpm*, el cual acciona un ventilador centrífugo que proporciona el flujo de aire a la zona de pruebas a través de un acoplamiento con dos tubos Venturi (uno de 0.058 m, y otro de 0.115m de diámetro de garganta) que sirven para posicionar el tubo que se requiera en el proceso de experimentación.

El túnel de viento consta de una zona de acondicionamiento preliminar del flujo, hecha de acero inoxidable, un sistema de control mediante un tablero, el cual esta integrada por instrumentos para arrancar, regular y controlar el equipo de manera electrónica. Los instrumentos con los que cuenta son: amperímetros, voltímetros, tacómetro, potenciómetro, interruptores para encendido y paro de emergencia. El tablero consta principalmente de 4 módulos, los cuales son: a) Un módulo de arranque y paro del compresor de aire, b) Paro y arranque de la instalación experimental, c) Arranque y paro del ventilador, y d) Arranque y paro de bombas de agua.

La variación de velocidad del motor se realiza por medio de un variador de la marca Chauvin Arnoux, el cual tienen un intervalo 0 – 3000 rpm, y cuenta con una resolución de 100 rpm. La instalación esta integrada por un ventilador centrífugo de la marca Solyvent-Ventec, acoplado al motor (UNELEC de 11.4 kW), al cual produce el flujo de aire, que es conducido por la tubería de conexión, entre la descarga del ventilador y la sección de pruebas. El mecanismo de selección de tubos Venturi está compuesto por tuberías de acero inoxidable que contiene dos tubos Venturi, una de 200mm de diámetro y otra de 115mm de diámetro de garganta, y otra de 110mm y 58mm de diámetro de garganta.

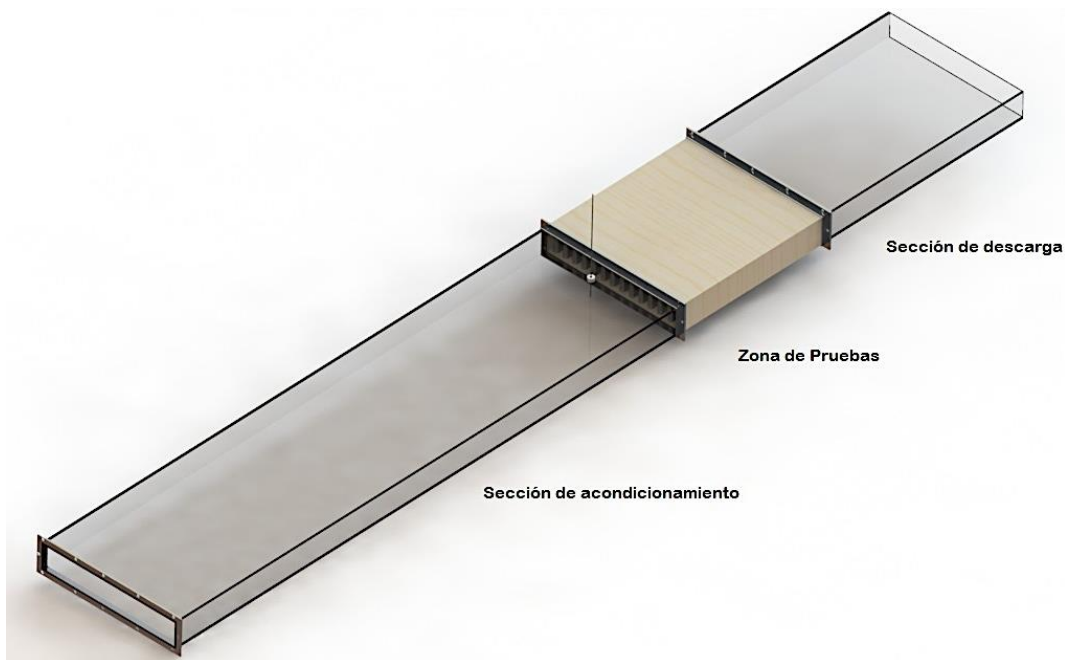


Figura 3.2. Acondicionamiento del túnel de viento.

La zona de acondicionamiento preliminar del flujo, es un tanque de acero inoxidable de 1800 mm de diámetro y 2700 mm de longitud, en el interior del tanque se encuentra una malla de metálica de 5.5mm de diámetro la cula uniformiza el flujo de aire, además cuenta con un marco móvil que permite colocar las 3 secciones como se muestra en la figura 3.2, una sección de acondicionamiento, una de pruebas y una de descarga. Las secciones de acondicionamiento y de descarga están construidas de acrílico de 9mm de espesor, y la sección de pruebas está construida de madera.

La sección de acondicionamiento se muestra en la figura 3.3, la cual tienen las dimensiones de $w = 0.56m$, $H = 0.09m$, y $L = 2.25m$, de acuerdo a lo norma AMCA (*Air Movement and Control Association International*) [30]. se indica que las mediciones de la velocidad deben iniciar a una distancia mínima de 10 diámetros después de la última obstrucción del flujo.

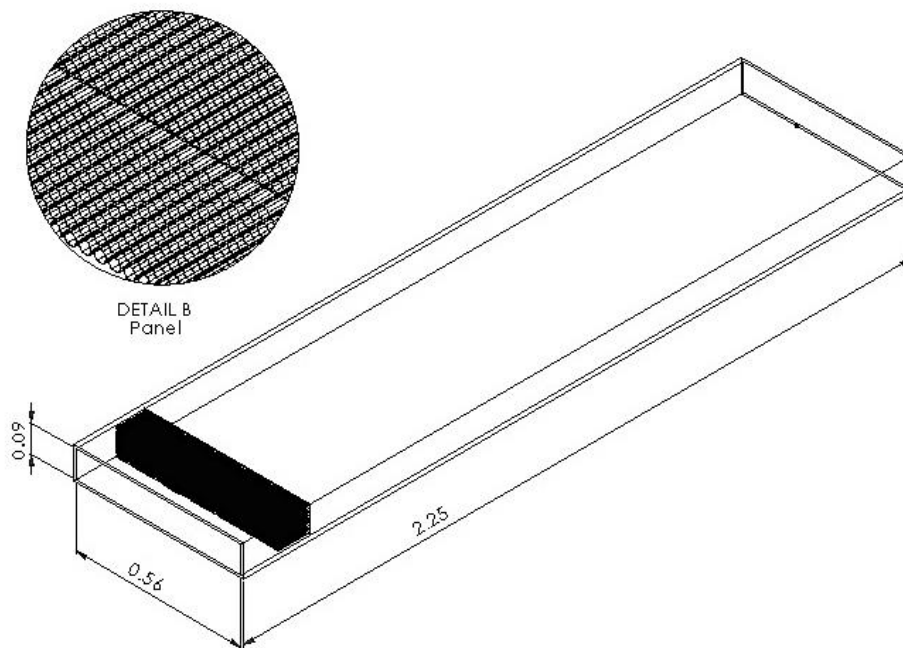


Figura 3.3. Dimensiones de la sección de acondicionamiento del túnel de viento en m.

El diámetro equivalente del ducto se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 a_{in} b_{int}}{\pi}} \quad \dots 3.1$$

De las dimensiones de la sección de acondicionamiento:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 (0.56m)(0.09m)}{\pi}} = 0.253m$$

Debido a esta condición se agregan elementos que acondicionan el flujo, y puede construirse una sección con una menor longitud, la longitud mínima debe ser de $L = 2.53m$, con el fin de acondicionar el flujo se le agrego un panel al inicio de la sección, el panel está compuesto de hexágonos $0.0045m$ de lado con $0.00025m$ de espesor y $0.1m$ de longitud. El área de sección transversal es $A_{tra} = (0.56m)(0.09m) = 0.0504m^2$. La sección de descarga se muestra en la figura 3.4.

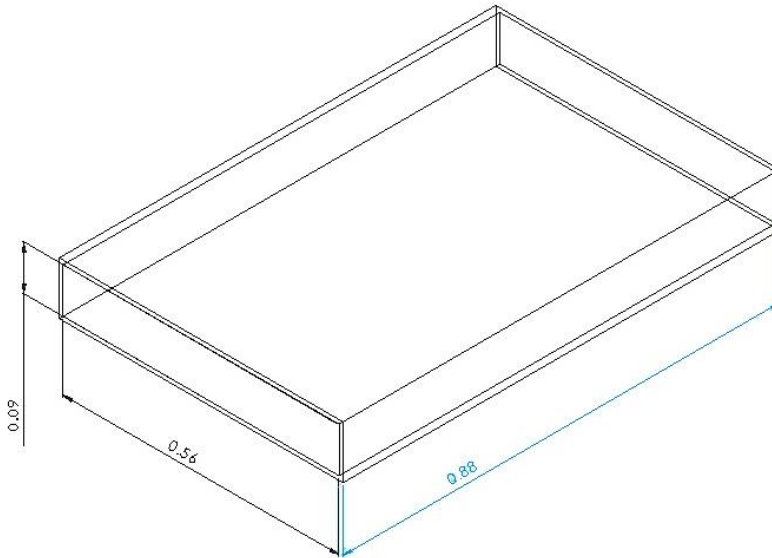


Figura 3.4. Dimensiones de la sección de descarga del túnel de viento en m .

3.1.2.- Bancos de tubos planos.

El perfil del tubo, es tubo plano de acero de $3/4'' \times 2 3/4''$ cal 16. El perfil se muestra en la figura 3.5.

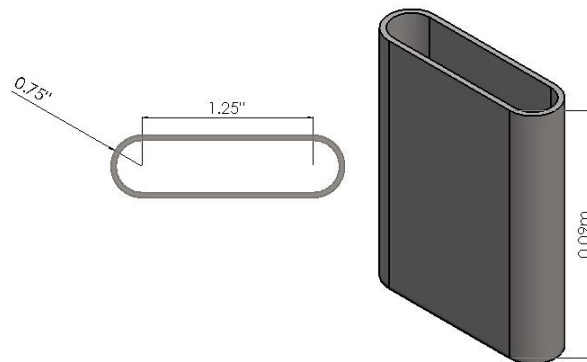


Figura 3.5. Dimensiones del perfil de tubo plano.

De la literatura mencionada en el capítulo II se han investigado diversas relaciones de aspecto, en el que se varía la longitud y el diámetro del tubo, con respecto a la posición del arreglo en el banco de tubos.

En la mayoría de los casos de las investigaciones numéricas, los números de Reynolds son bajos, como los presentados en [13], en el que se realizaron estudios en el intervalo de número de Reynolds de 40 – 150, y se manejan las relaciones de $(H/D_a = 2)$ y $(H/D_a = 6)$, N. Benarji establece para una configuración en línea una relación de altura de $(H/D_a = 4)$ y una relación de longitud de $(L/D_a = 4, 5, 6)$, en el caso de la configuración escalonada se maneja una relación de altura de $(H/D_a = 5)$ y una relación de longitud de $(L/D_a = 5, 6, 7)$ para un intervalo $25 \leq Re \leq 400$.

En el caso de los estudios experimentales, también hay estudios que manejan números de Reynolds bajos, como los presentados por T. A. Tahseen, M. Ishak & M.M. Rahman [20], en el que el número de Reynolds varía de 10 – 320 y se manejan tres pasos transversales, los cuales son: 2.5, 3.0 y 4.5, y con dos pasos longitudinales de 3.0 y 6.0. M. Ishak, T. A. Tahseen & M. M. Rahman trabajaron con un intervalo de número de Reynolds de 373 – 623 [12]. T. A. Tahseen, M. Ishak & M. M. Rahman estudiaron relaciones longitudinales y transversales (S_L/D_s) de de 2.0 – 4.0, y un número de Reynolds que varía dentro del intervalo de 25 – 300.

Un estudio sobre las características del flujo de fluido y la transferencia de calor en un banco de tubos planos en el intervalo del número de Reynolds de $(100 \leq Re \leq 8000)$, condujo a resultados que mostraron que cuando se incrementa la relación (H/D_a) , (L/D_a) se conduce a la disminución del coeficiente de fricción, y el mejoramiento del número de (Nu) , en el caso del arreglo en línea la relación óptima es de $(H/D_a = 2)$ para todos los valores de (L/D_a) , y $(H/D_a = 2, L/D_a = 5)$ para la configuración escalonada [19].

En base a este estudio se realizó la construcción de la zona de pruebas con las siguientes relaciones como se muestra en la figura 3.6. Se realizaron dos arreglos en escalón y dos en línea, mediante la relación propuesta anteriormente.

$$\text{Arreglo A y B) } \frac{H}{D_a} = 3, \frac{L}{D_a} = 5, \quad H = 3 \times 19.0\text{mm} = 57 \text{ mm}, \quad L = 5 \times 19.0\text{mm} = 95. \text{mm}$$

$$\text{Arreglo C y D) } \frac{H}{D_a} = 2, \frac{L}{D_a} = 7, \quad H = 2 \times 19.0\text{mm} = 38. \text{mm}, \quad L = 7 \times 19.0\text{mm} = 133. \text{mm}$$

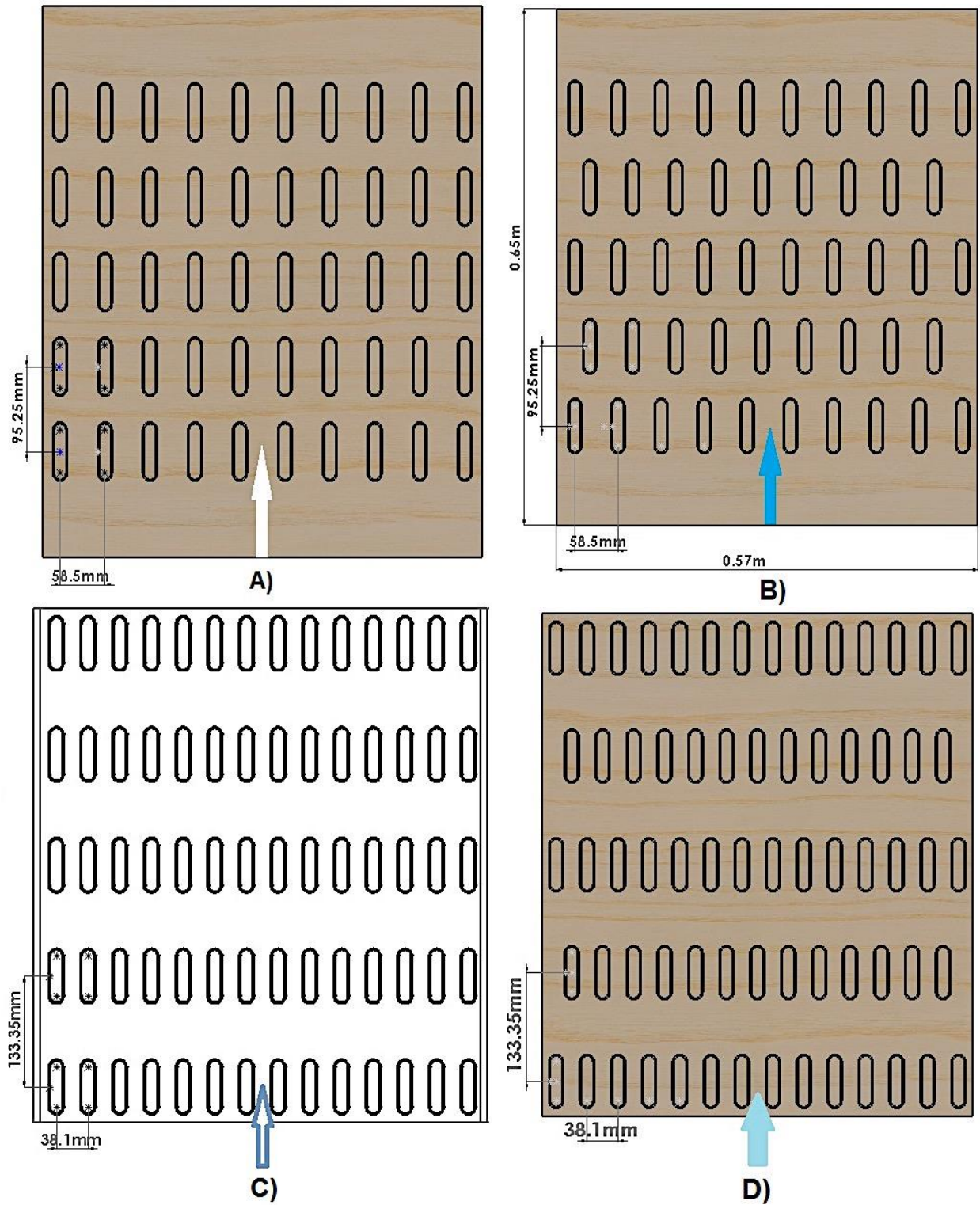


Figura 3.6. Configuraciones de los banco de tubos, Arreglos A) y C) en línea, Arreglos B) y D) en escalón

El arreglo A) está compuesto por 50 tubos en cinco filas, el arreglo B) por 48 tubos, el arreglo C) por 70 tubos, y el arreglo D) por 68 tubos. En los estudios de N. Benarji, C. Balaji & S.P. Venkateshan se observó que a partir del tercer módulo en adelante existe la condición de flujo completamente desarrollado, así mismo el número de Nusselt es constante a partir del tercer módulo, por este motivo se consideró una construcción con 5 filas [18].

3.2.-Instrumentación

En la experimentación se utilizaron los siguientes instrumentos de medición:

3.2.1.-Transductor digital de presión

Para la toma de mediciones de presión se utilizó un transductor digital de presión de la marca Veris Industries de la *PX-Series*, el cual es compatible para medios secos, tiene una potencia de entrada de $12 - 30V\ CD$, o $24V\ CA$ nominal, con 2 hilos a $20\ mA\ max$. Las dimensiones se muestra en la figura 3.7.

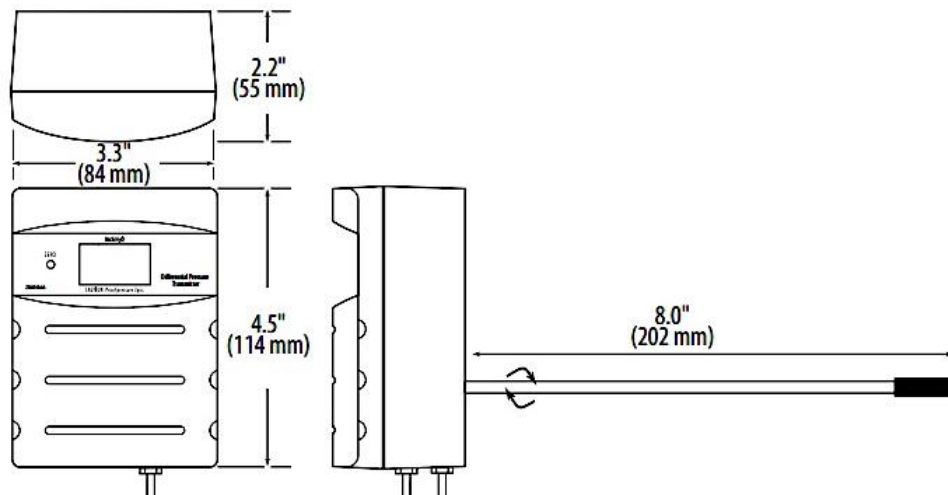


Figura 3.7. Dimensiones del Transductor digital de presión de la marca Veris Industries de la *PX-Series*

Cuenta con un selector de intervalos de medición, que va de los $25 - 250\ Pa$, como se muestra en la tabla 3.1. Tiene una preselección de $\pm 1\ %$ de la escala total del rango seleccionado (combinando la linealidad y la histéresis), con una operación al medio ambiente de $0 - 60^{\circ}C$, y de $0 - 90\ HR$ sin condensación.

Tabla 3.1. Selector de rango del transductor de Presión.

Posición	Pulgadas de agua	Pascales
0	0.1	25
1	0.25	50
2	0.5	100
3	1	250
4	1	250
5	1	250
6	1	250
7	1	250

3.2.2.-Termo anemómetro

Se utilizó un termo anemómetro digital de varilla de la marca Dwyer de la serie 641-RM (Figura 3.8). El termo anemómetro digital utiliza una tecnología de sensor de flujo de hilo caliente. Cuenta con 8 rangos seleccionables de 2.5 *FPM* a 15.00 *FPM* con el equivalente a metros por segundo de 1.25 *MPS* a 75 *MPS*. El termo anemómetro digital proporciona una salida aislada de 4 – 20 *mA* proporcional a la velocidad.



Figura 3.8. Termo anemómetro de la marca Dwyer serie 641-RM.

La zona de operación del instrumento debe estar en un intervalo de 0 – 60°C, los puntos de la sonda indican la posición en la que se debe alinear a la dirección del flujo, debe operarse con aire limpio y seco, evitando partículas que pueden causar daño al sensor.

Tiene una precisión del 3 % de la escala total dentro del intervalo de 0 – 50°C, una respuesta de 1.5s a 95% del valor total, los requerimientos de potencia de entrada es de 12 – 35V *CD*, o 10 – 16V *CA*, la señal de salida con una fuente de 24V es de 4 – 20 mA. La longitud del cables es de 1.82m. La longitud de la varilla del sensor es de 30.48cm, el diámetro de la varilla es de 0.79 cm. El selector de rangos se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Selector de rango del Termo anemómetro.

Intervalo	Serie	Filtro	Intervalo	Lapso	4 mA	20 mA
				A	B	C
250 FPM	1	0	1	0	0	0
500 FPM	1	0	1	0	0	1
1000 FPM	1	0	1	0	1	0
2000 FPM	1	0	1	0	1	1
3000 FPM	1	0	1	1	0	0
5000 FPM	1	0	1	1	0	1
10000 FPM	1	0	1	1	1	0
15000 FPM	1	0	1	1	1	1
1.25 MPS	0	1	1	0	0	0
2.5 MPS	0	1	1	0	0	1
5 MPS	0	1	1	0	1	0
10 MPS	0	1	1	0	1	1
15 MPS	0	1	1	1	0	0
25 MPS	0	1	1	1	0	1
50 MPS	0	1	1	1	1	0
75 MPS	0	1	1	1	1	1

1: Indicador on
0: Indicador off

3.2.3.-Estación meteorológica

Las condiciones del medio ambiente se registraron con la estación meteorológica Paroscientific Digiquartz, en donde se registran valores como la presión, temperatura y humedad del aire ambiente (figura 3.9). La estación meteorología tiene una precisión de ± 0.08 hPa para la medición de presión, para la temperatura es de ± 0.5 °C, con un intervalo de temperatura de –50 °C a + 60 °C, para la humedad la exactitud es de ± 2%.



Figura 3.9. Estación meteorológica.

3.2.4.- Anemómetro de hilo caliente

Un anemómetro de hilo caliente es un dispositivo que mide las velocidades instantáneas locales en base a los principios de transferencia de calor, sin embargo, se requiere que el fluido en si se mantenga a una temperatura constante. Puede ser usado para medir tres componentes de velocidad y las fluctuaciones de la velocidad que surjan en un flujo turbulento. Esto es posible debido a la alta velocidad de respuesta de la sonda de hilo caliente y al circuito de retroalimentación asociado. La sonda de hilo caliente es usada en flujo de gases, mientras la película caliente es usada para flujos de líquidos. El hilo caliente tiene una relación de entrada – salida no lineal que hace que la sensibilidad no sea uniforme en cualquier intervalo de velocidad, la sensibilidad decae con el aumento de la velocidad. La salida del anemómetro de hilo caliente depende de la transferencia de calor por convección de un alambre muy fino calentado por el flujo de un fluido. El equilibrio térmico del alambre colocado se da por medio de la relación del siguiente balance de energía.

$$H_{conve} + \dot{E} = i^2 R_w \quad \dots 3.2$$

Donde $H_{conve} = hA(T_w - T_f)$ y \dot{E} es el cambio de energía interna del alambre, además, es el área de la superficie del hilo caliente por unidad de longitud en m , h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2\text{°C}$), T_w es la temperatura del hilo (°C), T_f es la temperatura del fluido (°C), i es el flujo de la corriente a través del alambre (*Amperes*), y (R_w) es la resistencia del alambre (Ω).

$$E = mC \frac{dT_w}{dt} \quad \dots 3.3$$

Donde m es la masa del alambre por unidad de longitud, kg/m y C es el calor específico del material del alambre $J/kg\text{°C}$. La ecuación diferencial de gobierno dependiente del tiempo de la transferencia de calor por convección la cual es expresada como:

$$mC \frac{dT_w}{dt} + Ah(T_w - T_f) - i^2 R_w = 0 \quad \dots 3.4$$

La tasa de cambio de la energía interna es prácticamente cero para el hilo caliente en el modo CTA. Esta aproximación conduce a la ecuación.

$$H_{conv} = 2\pi K_f l (T_w - T_f) Nu \quad \dots 3.5$$

Donde $Nu = hd/K_f$ es el número de Nusselt, d es el diámetro del sensor, K_f es la conductividad térmica del fluido, y l es la longitud de la zona sensible de la sonda del hilo caliente. El término que contiene los efectos de la velocidad del fluido, la temperatura del alambre y la

temperatura del fluido es el número de Nusselt. La expresión general para el número de Nusselt de la transferencia de calor por convección para flujo compresible es dado por.

$$Nu = f \left(Re, Pr, a1, Gr, Ma, \gamma, \alpha_T, \frac{2l}{d}, \frac{K_f}{K_w} \right) \quad \dots 3.6$$

Donde Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl, $a1$ es el ángulo entre la dirección de la corriente libre y la dirección normal del alambre, Gr es el número de Grashof, Ma es el número de Mach, γ es el calor específico del fluido a volumen constante, α_T es la carga de temperatura, K_f y K_w son la conductividad térmica del material del alambre y la del fluido del medio. En el hilo caliente se reducen algunos de estos parámetros debido a que:

La convección forzada paralela al alambre es pequeña, el número de Prandtl depende solo de las propiedades del fluido, los efectos de flotación pueden ser despreciados para $Gr \times Pr < Re^2$. Para condiciones cercanas a la atmosférica la presión, la temperatura y con velocidades bajas el número de Mach es pequeño y por lo tanto son despreciables. Para un intervalo adecuado de temperatura c_p y c_v pueden asumirse constantes. Así la ecuación se simplifica:

$$Nu = f(Re, \alpha_T) \quad \dots 3.7$$

El CTA consiste de un puente de Wheatstone y un servo amplificador. Uno de los brazos del puente de Wheatstone (figura 3.10) es la sonda del sensor. Cuando las condiciones del flujo varían, el sensor tiende a enfriar apropiadamente con un cambio resultante respecto al cambio de la resistencia. El cambio en la resistencia conduce a un error en la diferencia de potencial $e_2 - e_1$. Esta diferencia de potencial forma la entrada al amplificador operacional. El amplificador seleccionado tiene una corriente de salida, que es inversamente proporcional al cambio en la resistencia del sensor del hilo caliente. La alimentación de esta corriente retorna a la parte superior del puente restaurando la resistencia del sensor a su valor original.

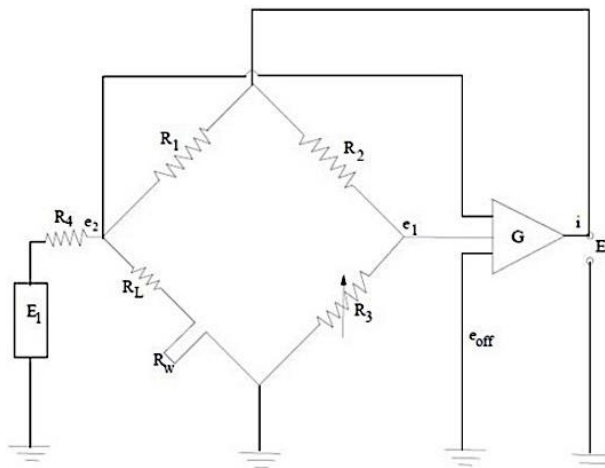


Figura 3.10. Diagrama del circuito de un CTA [31].

La sonda del hilo caliente utilizada en la experimentación es la 55P11 que está compuesta de un hilo de tungsteno recubierto de platino soldado a las puntas, con un diámetro común de $5\mu\text{m}$ de diámetro y alrededor de 1.25mm de longitud, soportado entre dos puntas altamente conductoras de 5mm de longitud (figura 3.11), montada en un soporte de 4mm de diámetro. El tungsteno tiene un alto coeficiente de temperatura de resistencia, y el revestimiento de platino proporciona fuerza y protección contra la corrosión [32].

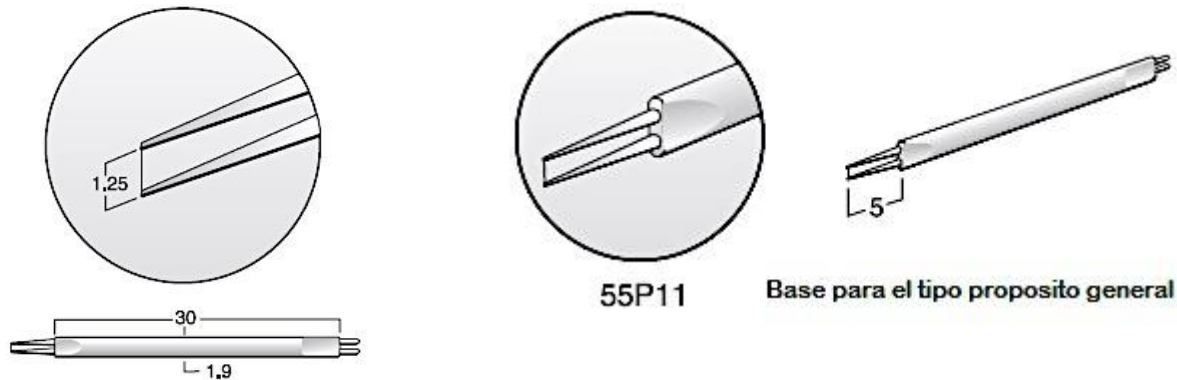


Figura 3.11. Sonda 55P11.

El alambre se mantiene a una temperatura constante superior a la del ambiente, mediante el flujo de una corriente que lo atraviesa, el flujo que rodea la sonda se enfría y momentáneamente reduce su temperatura. El cambio en la temperatura produce un cambio en la resistencia del alambre, esta es detectada por un circuito de control de retroalimentación que pasa más corriente a través del alambre para restituir la resistencia original y la temperatura. El excedente de la diferencia de potencial E requerido para mantener la temperatura del alambre constante se presenta cuando es expuesto a un flujo, la cual es una medida de la velocidad del flujo u . La relación entre E y u es obtenida por medio de la calibración.

Cuando la sonda de hilo caliente se mantiene en un flujo con una velocidad desconocida que produce una diferencia de potencial, el cual se puede convertir en una velocidad usando una curva de calibración. Las fluctuaciones de la velocidad se manifiestan como fluctuaciones de la diferencia de potencial que se pueden registrar como la señal instantánea a través de una computadora. Las fluctuaciones de velocidad instantánea se determinan como:

$$u'(t) = f(E + e(t)) - f(E) \quad \dots 3.8$$

Donde E es la diferencia de potencial correspondiente a la velocidad media u . El valor RMS de las fluctuaciones de la velocidad puede ser calculado como:

$$u'_{RMS} = e_{RMS} \left. \frac{dU}{dE} \right|_E = e_{RMS} f'(E) \quad \dots 3.9$$

donde f' es la derivada de la curva de calibración calculada en el punto de operación (E, u) de la sonda. Esta fórmula se basa en la serie de expansión de Taylor truncada de la función f y es válida solo para valores pequeños de e_{RMS} hasta un nivel de turbulencia de 10%. Para niveles de turbulencia más elevados se construye puntualmente y se determina mediante la integración numérica de la señal. La curva de calibración $u = f(E)$ es escrita como:

$$E^2 = E_0^2 + Bu^n \quad \dots 3.10$$

Donde E_0 es el valor de E cuando $u = 0$, B y n son las constantes de calibración que se determinan de los datos de calibración. El valor de n esta usualmente entre 0.45 – 0.5. Cuando u no se espera que sea cero en cualquier lugar en el dominio del flujo es conveniente que $n = 0.45$ y tratar a B y E como parámetros del ajuste de la curva.

La sonda 55P11 se calibró con 15 puntos en un intervalo de 0.5 – 60 m/s por medio de la unidad de flujo del sistema del anemómetro de hilo caliente. Los datos de la calibración se presentan en la tabla 3.4. En base a los datos de la tabla el software del anemómetro de hilo caliente en el proceso de calibración se ajusta un polinomio de cuarto orden:

$$U = 621.790466 - 1355.504138E_{corr} + 1104.569702E_{cor}^2 - 405.823405E_{cor}^3 + 58.568741E_{cor}^4$$

El polinomio relaciona la velocidad con la caída de tensión corregida para la sonda para las diferentes velocidades del intervalo seleccionado, la diferencia entre la velocidad U y la velocidad corregida es el error de calibración que se muestran en la figura 3.12, y la curva de calibración se muestra en la figura 3.13.

Tabla 3.3 Datos de calibración de la sonda 55P11

U	E_1	$T(C)$	$P(kPa)$	E_{1corr}	U_{1calc}	e (%)
0.494	1.396	23.078	78.325	1.396	0.494	0
4.776	1.699	23.05	78.325	1.699	4.833	1.17939168
9.18	1.811	22.949	78.325	1.811	8.98	- 2.22717149
13.342	1.903	22.91	78.323	1.903	13.378	0.26909852
17.675	1.979	22.87	78.323	1.979	17.79	0.64643058
21.675	2.038	22.826	78.325	2.038	21.795	0.550585
26.089	2.095	22.783	78.331	2.095	26.131	0.16072864
30.209	2.143	22.735	78.323	2.143	30.189	-0.0662493
33.951	2.182	22.694	78.323	2.182	33.883	- 0.20069061
38.595	2.227	22.625	78.328	2.227	38.515	- 0.20771128
42.557	2.261	22.56	78.32	2.261	42.453	-0.2449768
46.726	2.296	22.483	78.325	2.296	46.64	- 0.18439108
50.795	2.328	22.368	78.323	2.328	50.831	0.07082292
54.808	2.356	22.267	78.314	2.356	54.888	0.14575135
59.639	2.388	22.144	78.317	2.388	59.702	0.1055241

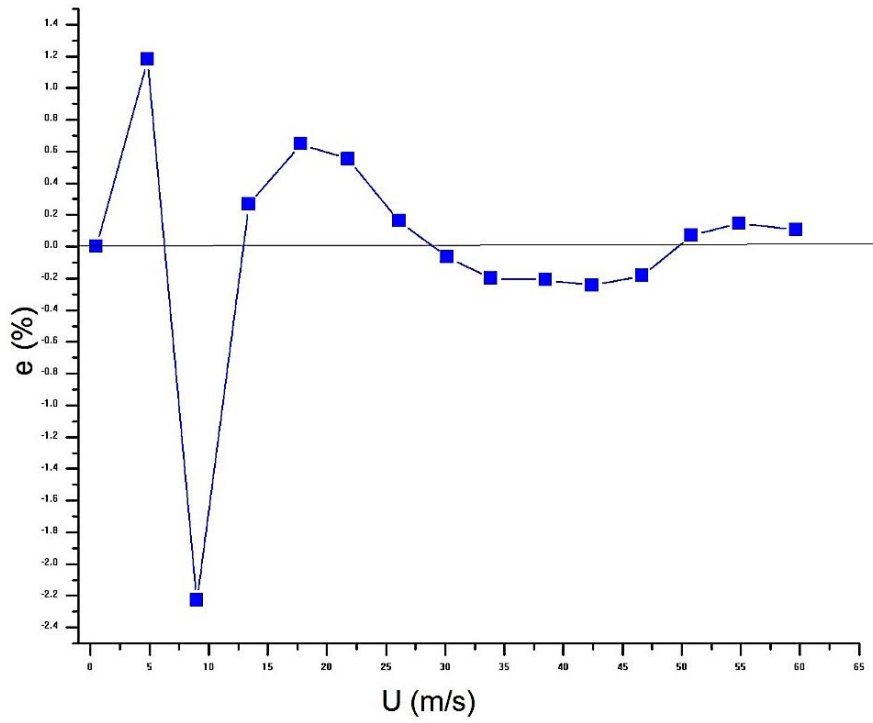


Figura 3.12. Curva de erro de la calibración de la Sonda 55P11.

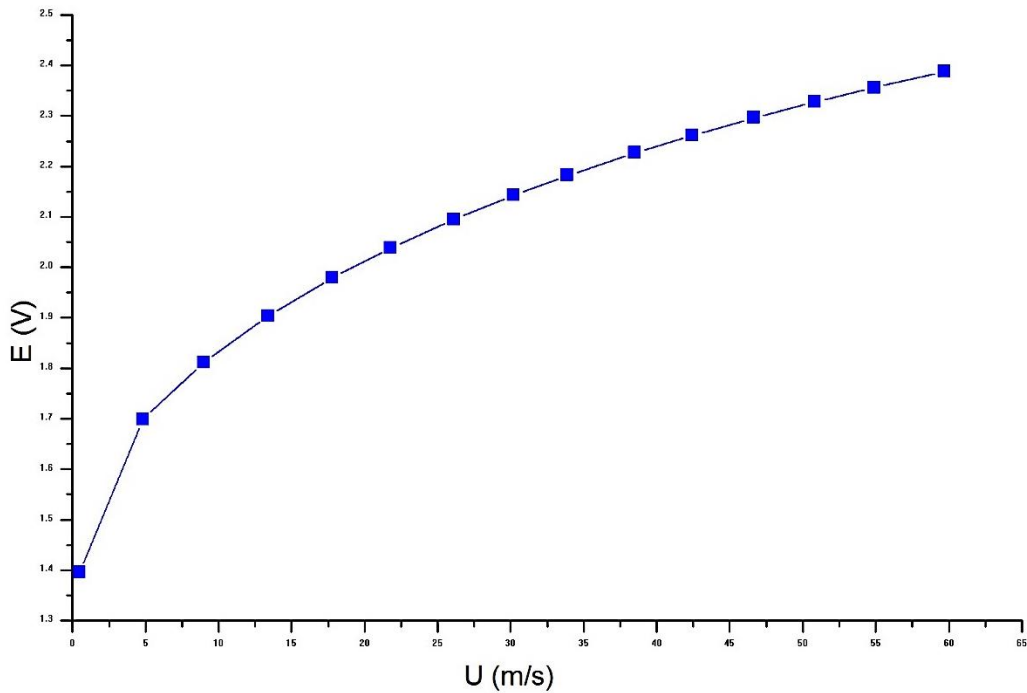


Figura 3.13. Curva de calibración Sonda 55P11.

La frecuencia de muestreo es de 25 kHz, en base al procedimiento experimental presentado en [33], [34] y [35] para el estudio experimental de la aceleración de flujo turbulento sobre un banco de tubos en arreglo triangular y en fila para cinco filas, mediante el uso de un anemómetro de hilo caliente.

3.2.5.-Unidad de calibración.

La calibración automática se destina para la calibración de la sonda de aire y otros gases a partir de unos pocos *cm* hasta *Mach* 1. El calibrador opera mediante un suministro de aire a presión creando un chorro libre, donde las sondas son colocadas durante la calibración. El calibrador es conectado a una computadora mediante una conexión vía USB. El diseño compacto del calibrador (figura 3.14) hace posible colocar la unidad dentro de un montaje experimental para que las sondas se puedan calibrar en el mismo lugar con los mismos cables que serán usados durante las mediciones.



Figura 3.14. Calibrador automático.

El calibrador está completamente controlado por la computadora y se puede utilizar para los procedimientos de calibración automática. El aire entra al calibrador a través de un filtro externo que filtra las partículas y el aceite. Un regulador de presión dentro del calibrador asegura una presión de entrada estable al control del flujo. El calibrador cuenta con una serie de boquillas que proporciona un flujo de masa estable mediante una válvula de control. Esto hace que sea posible ajustar la velocidad del chorro en fracciones.

Hay cuatro boquillas (20,60,120 y 1400 mm^2) que cubren velocidades de 0.02 m/s – 300 m/s . Las boquillas tienen contornos elípticos a fin de mantener el desarrollo de una pequeña capa límite y garantizar un perfil del chorro plano. La sonda a calibrar se coloca en un soporte de sonda que es montada en la placa superior de la unidad.

La velocidad de salida se calcula por medio de las relaciones isentrópicas sobre la base de la caída de presión a través de la boquilla, la presión de estancamiento, la temperatura de estancamiento y la relación de calor específico del gas. Para esto el calibrador cuenta con un transductor de presión absoluta. Con el uso del calibrador automático se realizó la calibración de la sonda 55P11.

3.2.6.-Sistema de posicionamiento

La toma de mediciones se realizó por medio de un sistema de posicionamiento (figura 3.15). El sistema de posicionamiento es controlado por medio del software del CTA, el posicionamiento se realiza por medio de la generación de una matriz en la que se indica las posiciones en las que se debe realizar las mediciones, el sistema se desplaza en las posiciones x, y, z . En el programa además de las posiciones se ajusta la velocidad a la que se debe realizar la toma de datos.

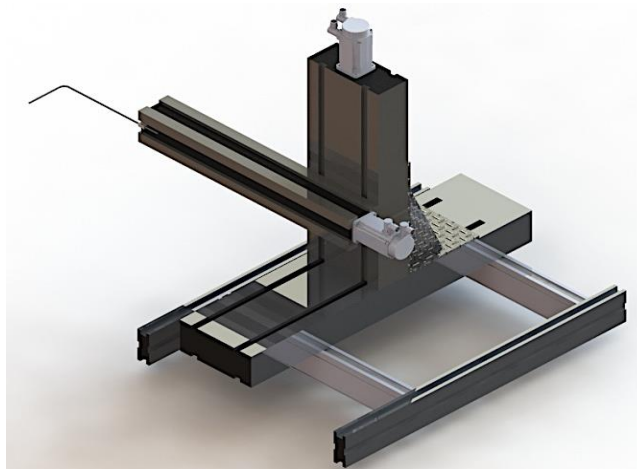


Figura 3.15. Sistema de posicionamiento.

3.3.-Procedimiento de medición

El equipo de medición se constituye por medio de una cadena de medición (figura 3.16). Se compone normalmente de una sonda con el apoyo de un soporte para la sonda y el sistema de cableado, un anemómetro CTA, un acondicionador de señal, un convertidor A/D y una computadora. La configuración se realiza por medio del software *StreamWare Pro*, en el que se realiza la adquisición de datos y análisis de datos proporcionado por el anemómetro CTA. Un sistema transversal y el calibrador.

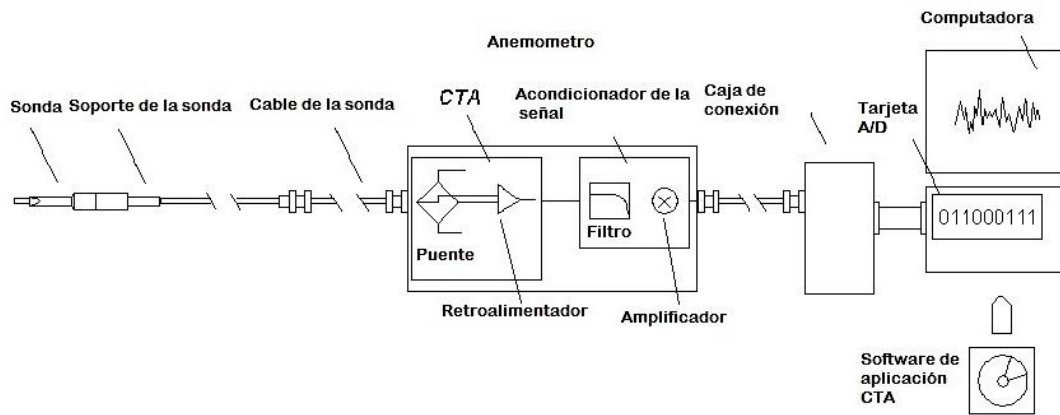
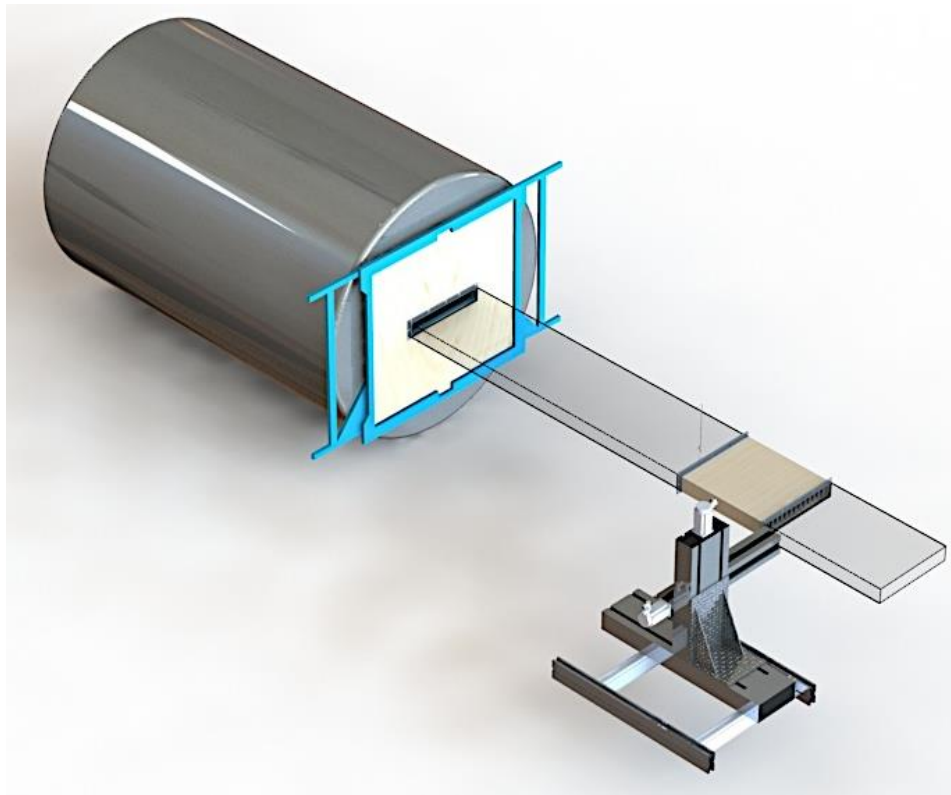
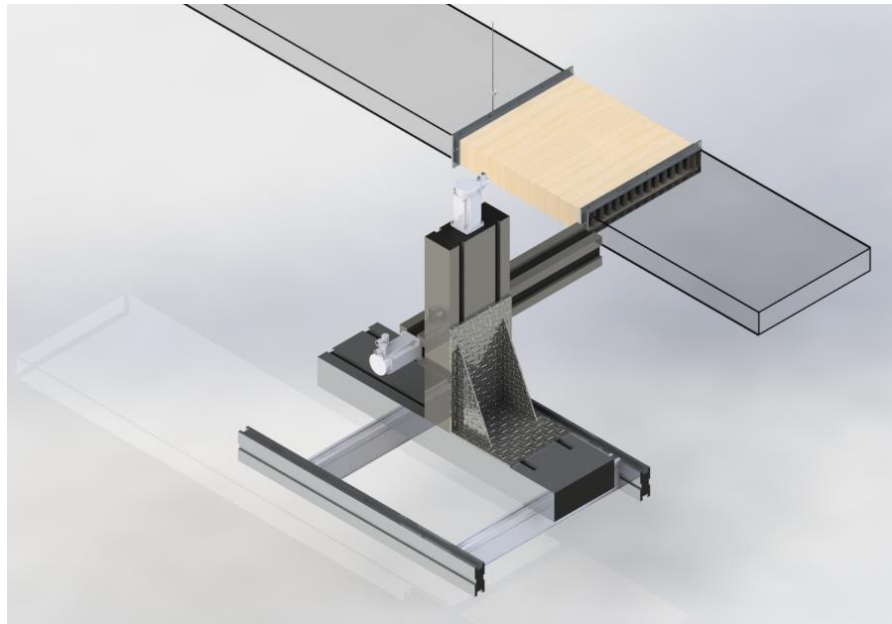


Figura 3.16. Cadena de medición de CTA.

El arreglo general del sistema de medición se muestra en la figura 3.17 A) y B).



A)



B)

Figura 3.17. Instalación experimental.

La matriz experimental se muestra en la tabla 3.4. El intervalo de mediciones a la entrada de la sección de pruebas fue registrada en la sección estrecha de los tubos planos por medio del anemómetro digital Dwyer en un intervalo de 5 – 30 m/s . El significado de las siglas indica lo siguiente: L1I es el arreglo en línea de la configuración 1 en el interior, L1E es el arreglo en línea de la configuración 1 en el Exterior, E1I es el arreglo en escalón de la configuración 1 en el interior, E1E es el arreglo en escalón de la configuración 1 en el exterior, L2I es el arreglo en línea de la configuración 2 en el interior, L2E es el arreglo en línea de la configuración 2 en el exterior, E2I es el arreglo en escalón de la configuración 2 en el interior y E2E es el arreglo en escalón de la configuración 2 en el exterior.

Tabla 3.4. Matriz experimental.

$V(m/s)$	L1I	L1E	E1I	E1E	L2I	L2E	E2I	E2E
5								
8								
10								
15								
20								
25								

El diámetro hidráulico del perfil de tubo plano se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$D_h = \frac{4 \times (\text{Seccion transversal} - \text{area de la seccion})}{\text{perimetro mojado}} = \frac{4 \left[\frac{\pi}{4} d^2 + (D - d) \times d \right]}{\pi \times d + 2 \times (D - d)} \quad \dots 3.11$$

$$D_h = \frac{4 \left[\frac{\pi}{4} (0.01905m)^2 + (0.06985m - 0.01905m) \times 0.01905m \right]}{\pi \times 0.01905m + 2 \times (0.06985m - 0.01905m)}$$

$$D_h = 31.0mm$$

$A_s = nt \times [\pi \times d + 2 \times (D - d)] \times L$, Donde nt es el número de tubos [12]

$$A_{s1} = 48 \times [\pi \times 0.0190m + 2 \times (0.0698m - 0.0190m)] \times 0.09 = 0.697m^2$$

$$A_{s2} = 50 \times [\pi \times 0.0190m + 2 \times (0.0698m - 0.0190m)] \times 0.09 = 0.726m^2$$

$$A_{s3} = 68 \times [\pi \times 0.0190m + 2 \times (0.0698m - 0.0190m)] \times 0.09 = 0.988m^2$$

$$A_{s4} = 70 \times [\pi \times 0.0190m + 2 \times (0.0698m - 0.0190m)] \times 0.09 = 1.017m^2$$

El número de Reynolds es definido como la ecuación (3.12):

$$Re_{Dh} = \frac{\rho \times U_\infty \times D_h}{\mu} \quad \dots 3.12$$

V(m/s)	Re
3	6200
5	10300
8	16400
10	20600
15	30900
20	41200
25	51500

La caída de presión adimensional es definida como la ecuación [12]:

$$C_p = \frac{2 \times \Delta P}{\rho \times (U_\infty)^2 \times nt} \quad \dots 3.13$$

Donde nt es el número de tubos.

El factor de fricción se determina por medio de la ecuación [12]:

$$f_{fr} = \frac{\Delta P}{2 \times \rho \times (U_{in})^2 \times nt} \quad \dots 3.14$$

3.4.-Metodología experimental

Para obtener los datos de los perfiles de velocidad y la intensidad de turbulencia mediante el anemómetro de hilo caliente, y la toma de mediciones de la caída de presión a través de los cuatro módulos, se realizó el siguiente procedimiento experimental

- a) Se registró la velocidad de entrada en la sección de pruebas, mediante la identificación por medio del anemómetro digital Dwyer, con el ajuste de las rpm del ventilador.
- b) Se realizó el posicionamiento de la sonda del anemómetro de hilo caliente, posteriormente se indica la matriz y se registran las velocidades.
- c) Se realizó una matriz que tomó mediciones en el espacio entre los tubos, y una segunda medición que registro los datos en el exterior de los bancos de tubos.
- d) Se registran los valores de las tomas de presión a través de cada fila para las cuatro configuraciones realizadas.
- e) Se realiza la reducción de datos obtenidos del anemómetro de hilo caliente y se almacenan en archivos.
- f) Los datos de las toma de presión se registran en el software LabView, también mediante este software se capturan los datos del anemómetro digital Dwyer.

En la figura 3.18 se muestra el diagrama general de la instalación experimental, en el que se indican los puntos de medición, y en la figura 3.19 se muestra el diagrama de flujo del proceso de medición de la caída de presión y la velocidad.

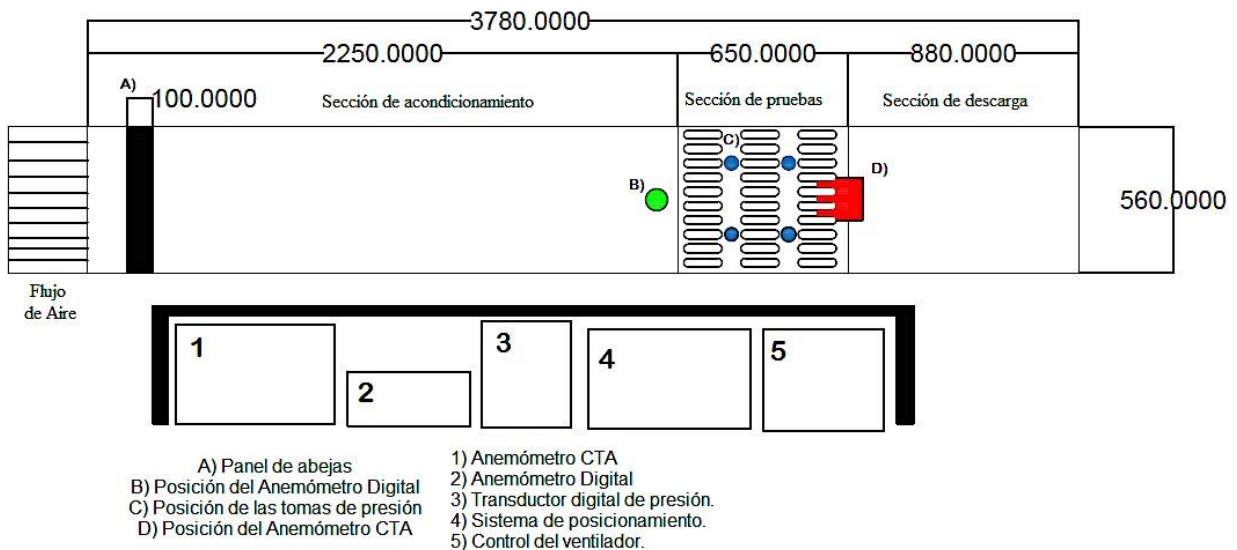


Figura 3.18. Esquema de la instalación experimental (Todas las dimensiones están en mm)

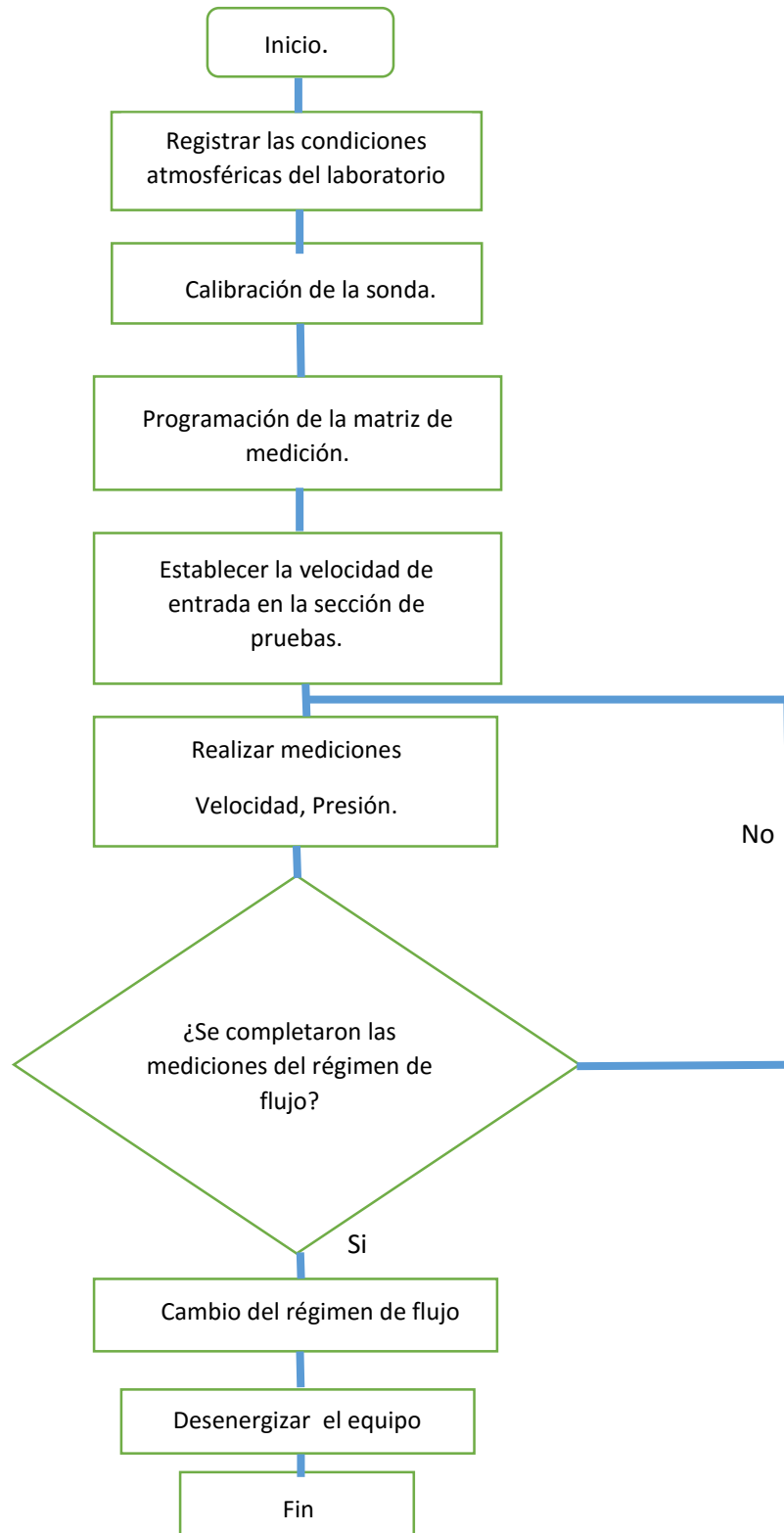


Figura 3.19. Diagrama de flujo del procedimiento de medición.

Capítulo IV - Análisis de resultados

En este capítulo se exponen los resultados de las mediciones de las tomas de presión, de los perfiles de velocidad, y de la intensidad de la turbulencia mediante el sistema de anemómetro de hilo caliente, mediante la comparación de perfiles de velocidad, graficas de caída de presión y contornos de intensidad de turbulencia.

En esta sección se presenta los resultados experimentales sobre las características de los perfiles de velocidad y la caída de presión del flujo de aire en cuatro configuraciones de bancos de tubos planos; dos con configuración escalonada y dos en línea, en un flujo cruzado. Las mediciones fueron realizadas para las cuatro configuraciones, con los tubos en la dirección del flujo, con cinco filas de tubos en cada sección de pruebas. La velocidad del aire varía en el intervalo de $3 - 25 \text{ m/s}$ y el número de Reynolds varía de $6200 - 51500$.

4.1.- Velocidad.

En esta sección se muestran los perfiles de velocidad obtenidos en la experimentación, se sigue la nomenclatura de H3L5 y H2L7 para representar los arreglos con la relación $\frac{H}{D_a} = 3, \frac{L}{D_a} = 5$, y $\frac{H}{D_a} = 2, \frac{L}{D_a} = 7$, respectivamente. La figura 4.1 muestra el perfil de velocidad desarrollado en el sentido de la corriente a lo largo de la salida del banco de tubos planos. La distribución de velocidad es normalizada por el valor uniforme de la velocidad de entrada (U_{in}) y la velocidad promedio (U_{mean}), y dado como una función de X/H , para la configuración en línea para todos los valores de números de Reynolds experimentados que van desde $6200 - 51500$. Se puede establecer que como el número de Reynolds aumenta, la velocidad máxima entre los espacios aumenta, mientras la velocidad negativa aguas abajo, justo detrás de los tubos, aumenta en magnitud para satisfacer la continuidad, el perfil de velocidad es cercanamente simétrico. Se observa que en el perfil del número de Reynolds de 6200 se forman dos picos que indican una bifurcación del flujo que es va disminuyendo conforme aumenta el número de Reynolds.

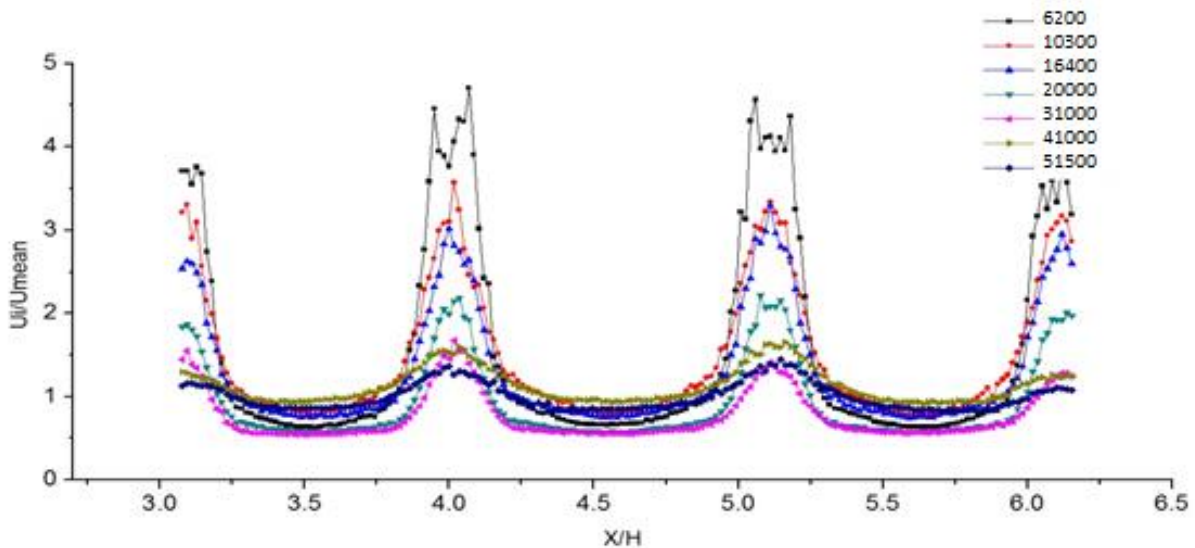


Figura 4.1. Perfiles de velocidad para la banco de tubos H3L5 con arreglo en línea.

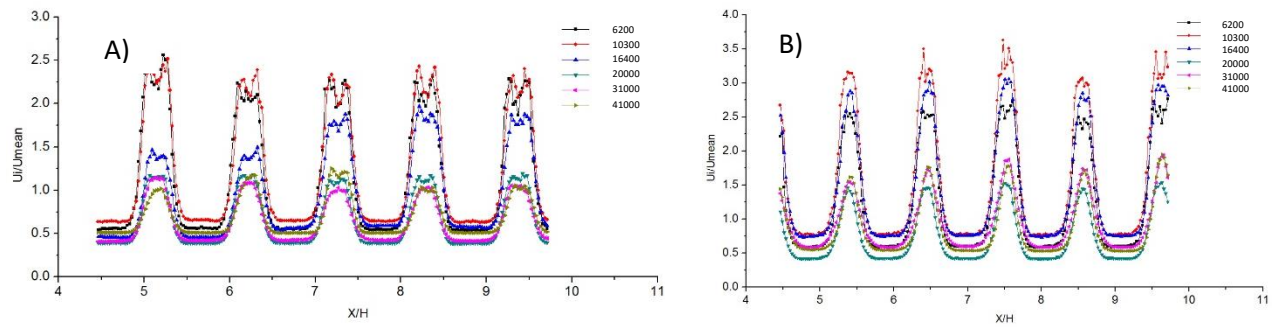


Figura 4.2. A) Perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L7 con arreglo en escalón. B) Perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L7 con arreglo en línea.

Las figuras 4.2 A) y B) muestran los perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L7 en el arreglo en línea y en escalón, se observa en los perfiles que en el caso del arreglo en escalón la forma del perfil tiene una partición del perfil, lo que indica la partición del flujo producida por la influencia de la fila de tubos de la cuarta fila que obstaculizó el desarrollo del flujo antes de salir del banco de tubos, por el contrario, en los perfiles obtenidos con el arreglo en línea donde no se obstaculizó el desarrollo del flujo por las filas anteriores. Además se observa que en los números de Reynolds de 6200 – 16500, en ambos casos, los intervalos de velocidad se mantienen semejantes, y posteriormente se produce un cambio para los números de Reynolds más elevados en el que el efecto de la bifurcación del flujo se hace menos pronunciado.

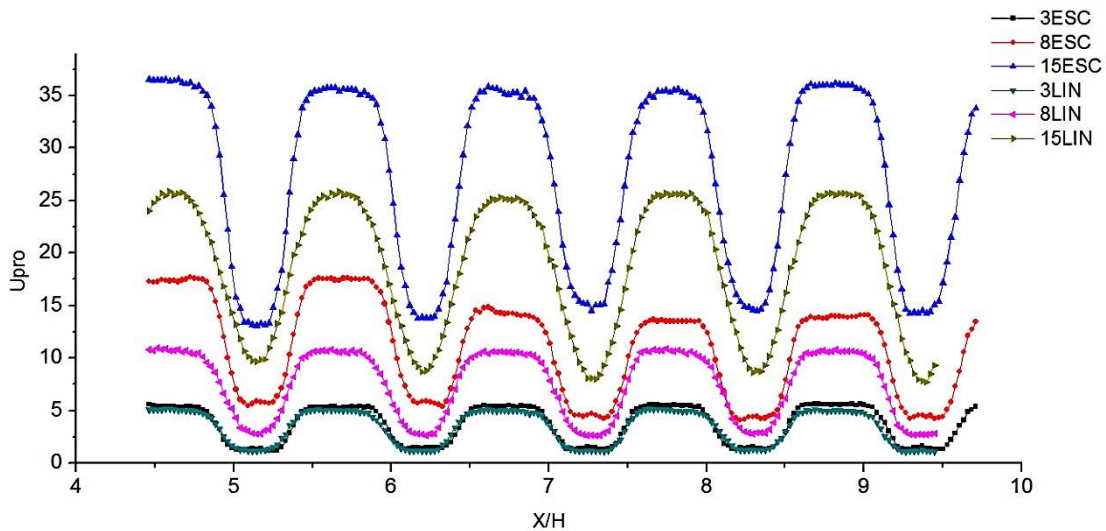


Figura 4.3. Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H2L7 con ambos arreglos

En la figura 4.3 se muestran los perfiles de velocidad para el banco de tubos H2L5, en el que se toman tres velocidades para el arreglo en línea y en escalón, se puede observar que para ambos casos en la velocidad de $3 \frac{m}{s}$ el perfil de velocidades del arreglo escalonado y el lineal se mantienen casi estables con una diferencia entre ellos del 0.08%, conforme la velocidad aumenta los perfiles indican una aceleración del flujo mucho mayor en el caso del arreglo en escalón, que muestra una diferencia del 29.12% para el caso de la velocidad de $8 \frac{m}{s}$, y del 31.32% en el perfil para la velocidad de $15 \frac{m}{s}$.

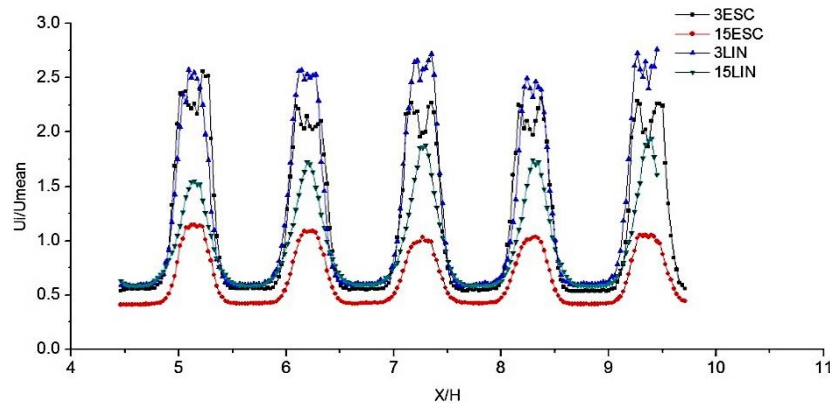


Figura 4.4. Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H2L7, ambos arreglos con velocidad de 3 y 15 m/s

La figura 4.4 muestra la comparación de los perfiles de velocidad para el caso del banco con la configuración H2L7 para ambos arreglos con la velocidad de 3 y 15 m/s. Para ambos casos en la velocidad de 3 m/s los perfiles de velocidad muestran dos picos en la punta, indicando un retroceso de flujo debido a la recirculación del flujo, que es más pronunciado en la configuración escalonada. En los perfiles de velocidad de 15 m/s para ambos casos en los perfiles no se observa este efecto debido a la alta velocidad alcanzada.

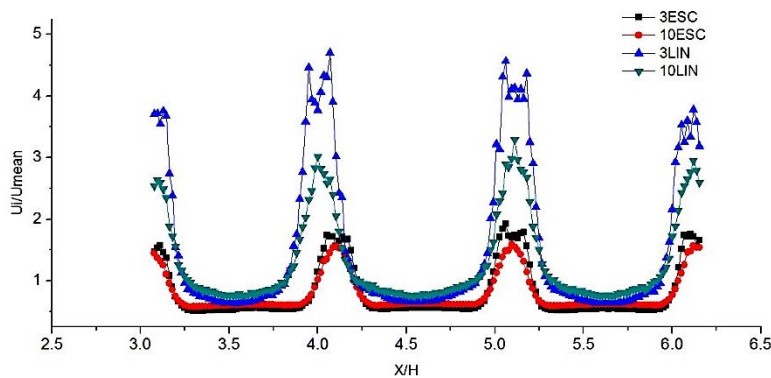
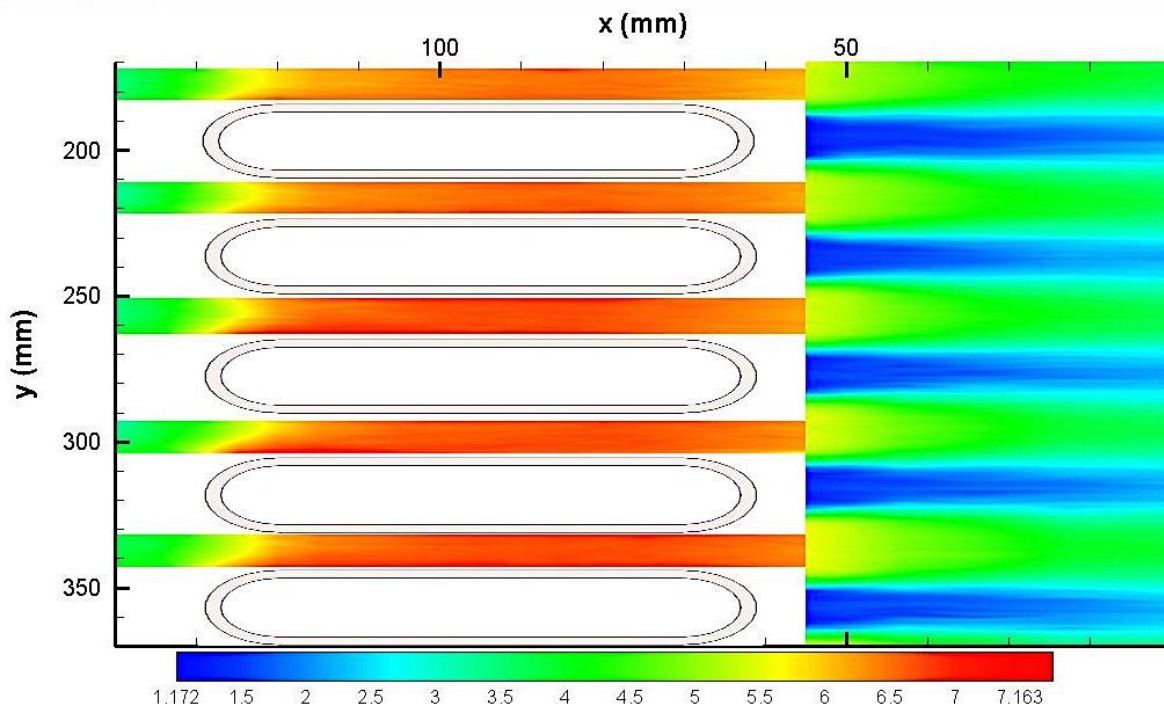


Figura 4.5. Perfiles de velocidad para los bancos de tubos H3L5, ambos arreglos con velocidad de 3 y 10 m/s

En la figura 4.5 se observa el perfil de velocidades para la configuración H3L5, en el que se realiza la comparación de los perfiles en arreglo escalonado y en línea para las velocidades de 10 y 3 m/s, se observa que a medida que aumenta la velocidad el efecto de la bifurcación del flujo es menos apreciable.

De la figura 4.5, se puede determinar que cuando el número de Reynolds aumenta, la mayor velocidad en el corredor aumenta, mientras la velocidad negativa se acerca más a las paredes, por lo tanto en el caso del arreglo en línea el flujo no presenta ningún obstáculo y se desarrolla continuamente hasta la salida teniendo un perfil más curvo, sin embargo, para el caso del arreglo en escalón se observa que el perfil en la parte inferior es más cuadrado a causa de la interferencia del flujo provocada por el tubo anterior, en este caso aumentan más la magnitud de las partículas en la capa límite para satisfacer los requerimientos de la continuidad.

La comparación de las figuras 4.4 con la figura 4.5 muestra que los cambios más notables en el perfil de velocidad son debidos al aumento en la relación de altura. La velocidad máxima en el centro (X/H) entre los tubos disminuye considerablemente a causa de la mayor área de flujo. La velocidad negativa en magnitud, corriente abajo justo detrás del tubo, aumenta cuando la relación de altura disminuye.



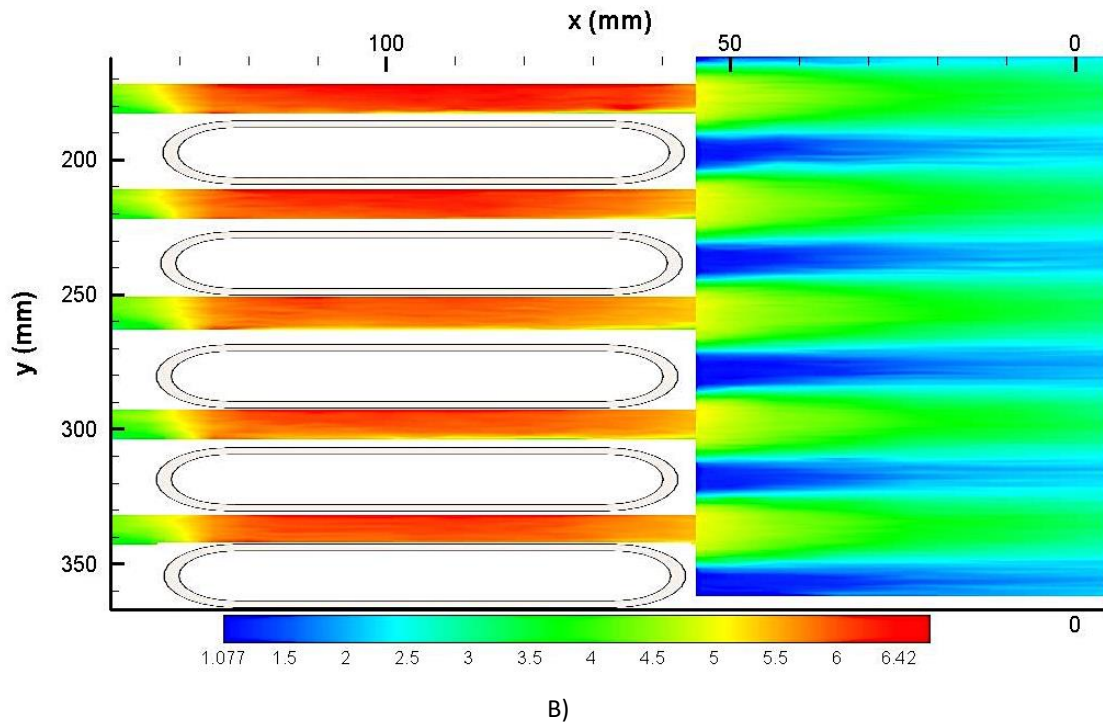


Figura 4.6. Contornos de velocidad para los bancos de tubos H2L7 velocidad de 3 m/s , A) Escalón y B) Línea

La figura 4.6 A) y B) muestran los contornos de velocidad para la configuración H2L7, con una velocidad de 3 m/s . Se observa que con el arreglo en escalón el flujo a través del canal necesita mayor distancia para alcanzar una velocidad máxima, a diferencia del arreglo en línea, en el cual se obtiene en el momento de la entrada al espacio entre tubos. Esto es debido a que el flujo tiene suficiente longitud para recobrar la condición de perfil de velocidad uniforme a la entrada antes de ser interrumpido por la presencia de la siguiente fila de tubos, que obstaculiza la continuidad en el desarrollo del flujo a través del arreglo.

La diferencia de la velocidad máxima a la salida entre ambas configuraciones es del 10.37%, en el que se tienen una mayor velocidad en el arreglo escalonado. A la salida del banco con arreglo en línea se observa una tendencia más uniforme de la velocidad. En la figura 4.7 se muestra el contorno de velocidad para la velocidad de 8 m/s , al igual que la figura 4.6 A), se observa que el flujo necesita de una mayor longitud en el espacio entre tubos para alcanzar una velocidad máxima en el corredor, además se puede notar que el flujo tiene una tendencia a marcar una mayor zona con velocidades más altas debido a la separación del flujo de los tubos de la fila anterior [37].

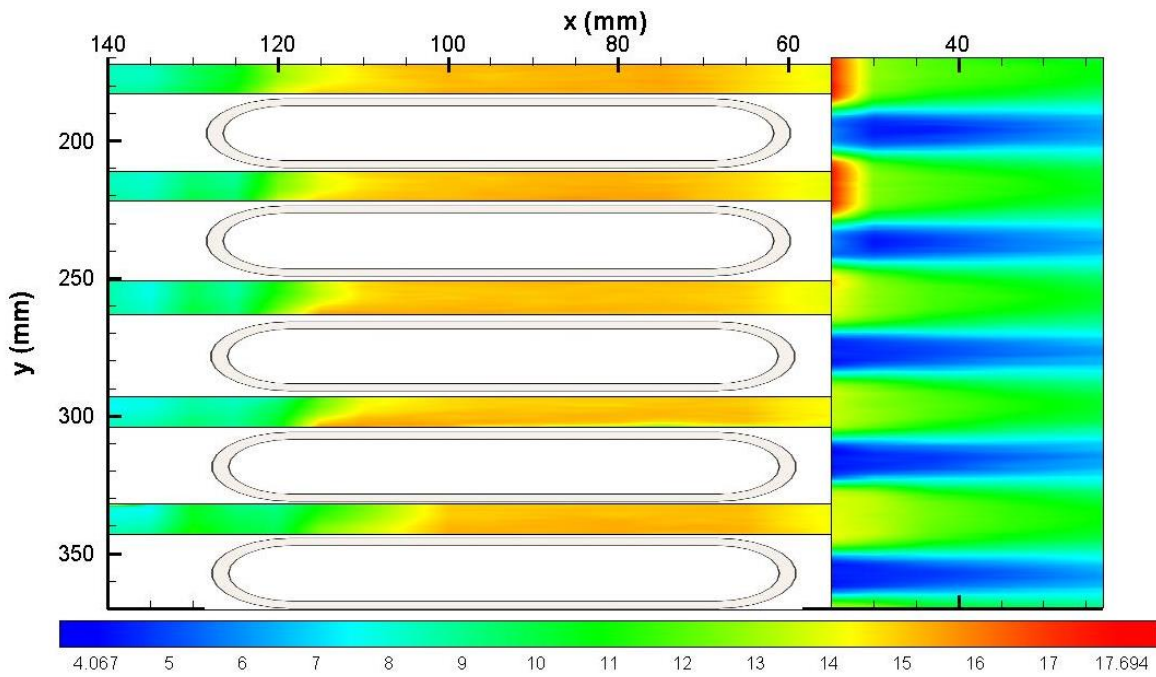


Figura 4.7. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 8 m/s arreglo en escalón.

En la figura 4.8 se muestra el contorno de velocidad para el arreglo en línea, a la entrada del espacio entre tubos el flujo alcanza una alta velocidad al entrar entre los tubos. En el arreglo en línea la velocidad máxima es menor con respecto al arreglo en escalón, y a la salida el flujo se muestra más uniforme con respecto al arreglo en escalón.

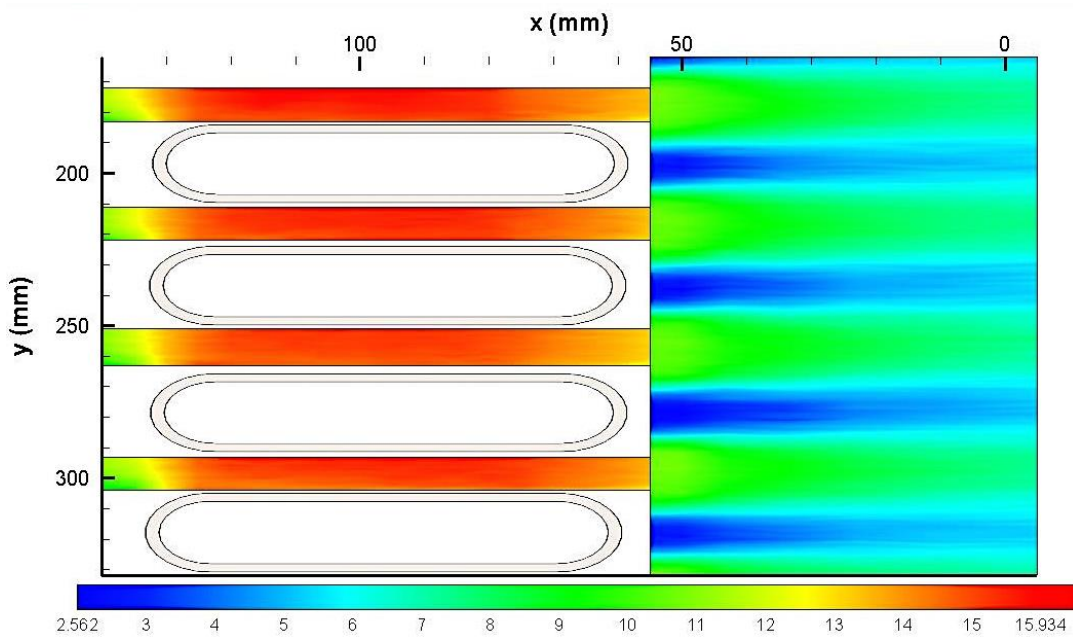


Figura 4.8. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 8 m/s en línea.

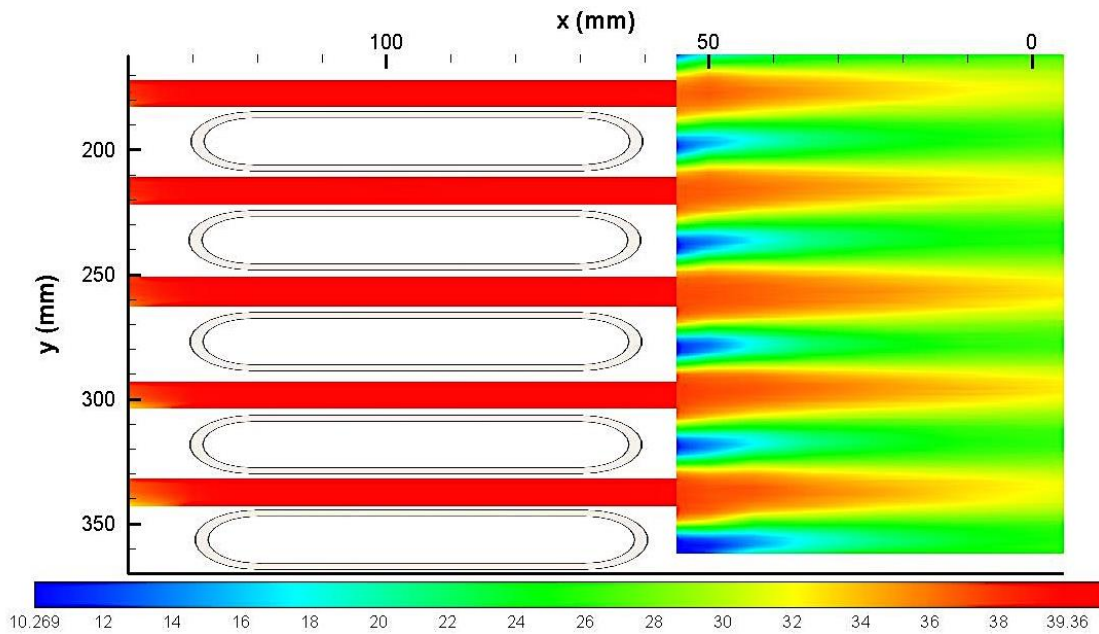
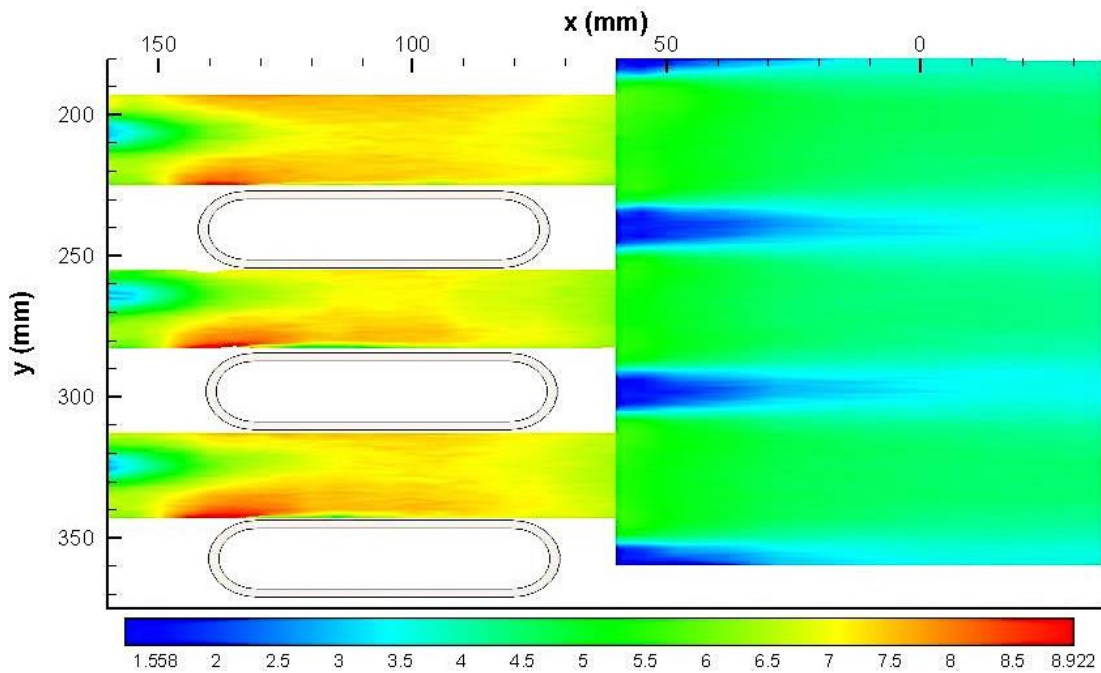


Figura 4.9. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H2L, velocidad de 20 m/s en línea.

De la figura 4.9 se observa que el flujo a la entrada al espacio entre los tubos alcanza una velocidad máxima antes de entrar a la fila. Por otra parte, también se observa una mayor distribución de velocidad del flujo a la salida, con pequeñas zona de baja velocidad justo detrás de los tubos.



A)

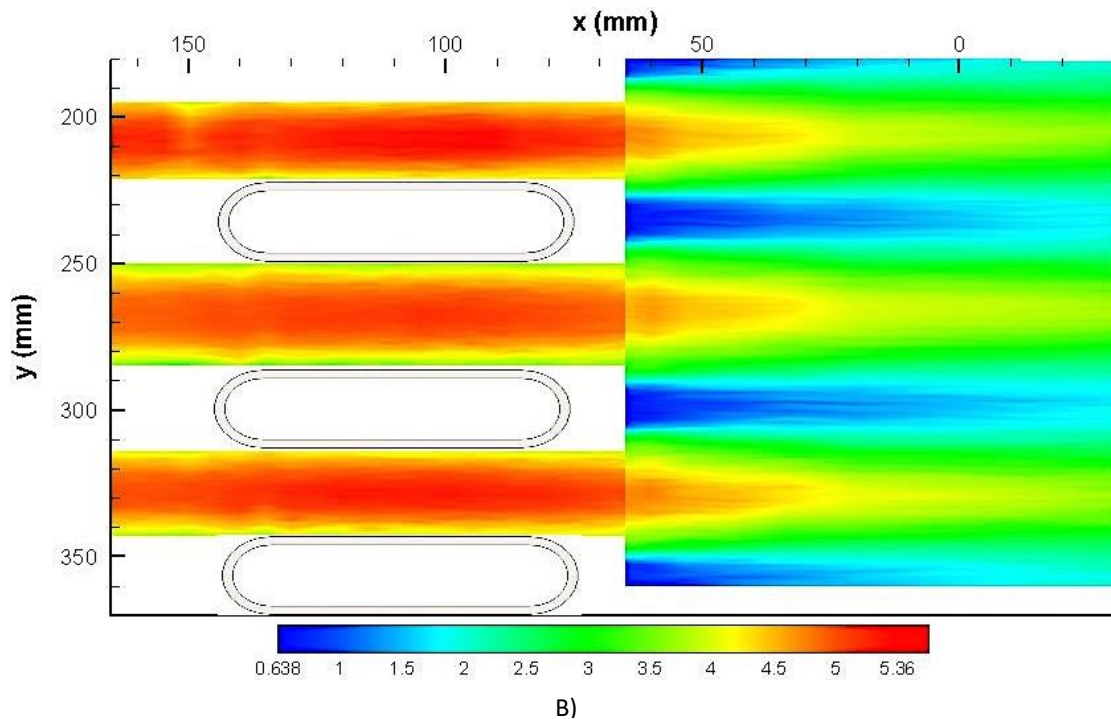


Figura 4.10. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 3 m/s . A) Escalón, B) Línea.

En las figuras 4.10 A) y B) se muestra el contorno para la configuración H3L5, y una velocidad de 3 m/s , como se observa este arreglo tiene un mayor paso transversal, con lo cual el contorno muestra más claramente el efecto provocado por la bifurcación de flujo de los tubos de la fila anterior. Se tienen velocidades máximas a la entrada, sin embargo la velocidad máxima no se mantiene uniforme y disminuye conforme avanza en el canal entre los tubos.

La figura 4.10 B) muestra el arreglo en línea, a diferencia del arreglo en escalón en este contorno se muestra una mayor uniformidad de velocidad máxima del flujo incluso antes de ingresar al canal entre tubos. Se muestra también la zona de baja velocidad en las paredes de los tubos, que se debe a la capa límite. Sin embargo se tiene una diferencia del 30% de la velocidad máxima con respecto al arreglo en escalón. Por otra parte se observa que la variación del arreglo H3L5 y el H2L7 para el caso de velocidad de 3 m/s es mínima como se había observado en los perfiles de velocidad, para ambos casos: en línea y escalón. De los cuatro perfiles se muestra que el arreglo H2L7 escalonado es el que mantiene una mayor uniformidad de velocidad en el espacio entre tubos con la mayor velocidad máxima.

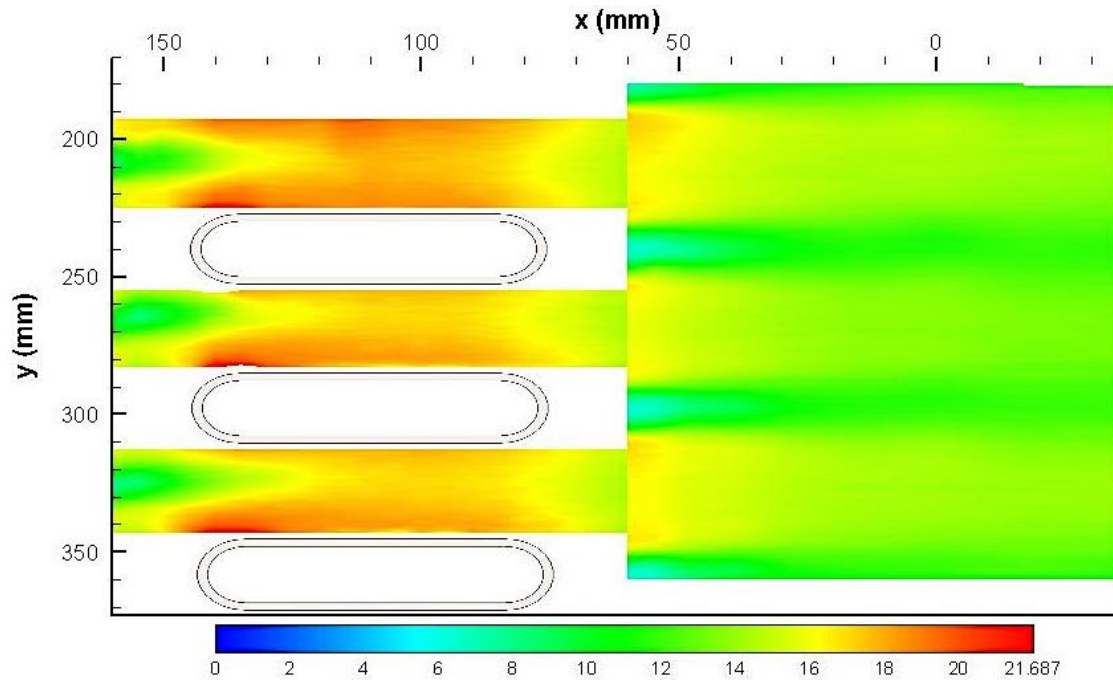


Figura 4.11. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s , en escalón.

La figura 4.11 muestra el contorno de velocidad para la velocidad de 10 m/s en configuración escalonada, la distribución de velocidad continua con dos picos a la entrada, pero se observa una mayor uniformidad del flujo en el canal entre los tubos.

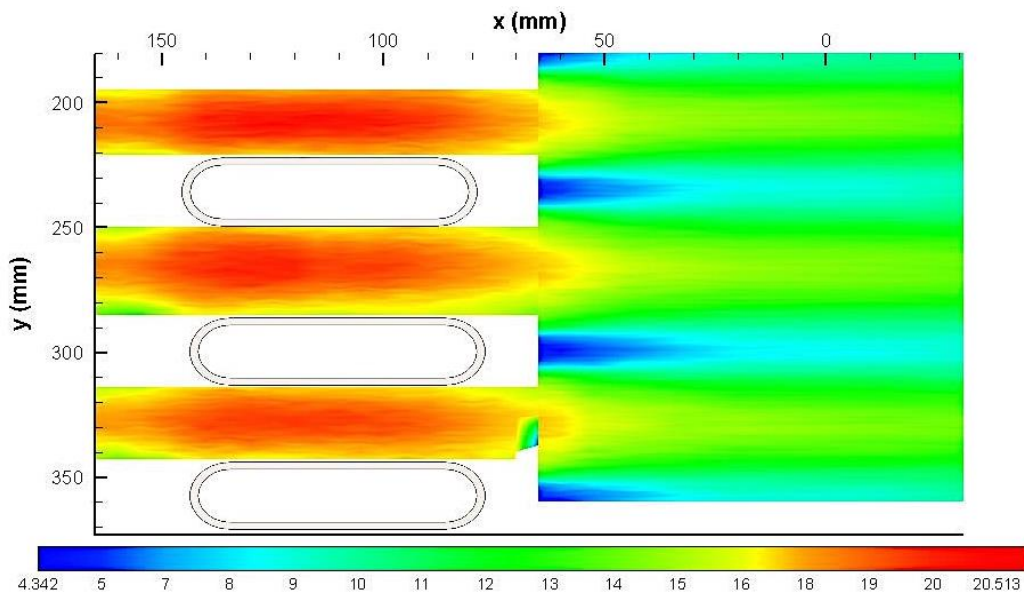


Figura 4.12. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s , en línea.

Los contornos de velocidad de la figura 4.12 muestran que la velocidad se mantiene con un máximo antes de entrar a la brecha entre los tubos, sin embargo se muestran mayores zonas de baja velocidad justo detrás de los tubos y con velocidades máximas menores con respecto al arreglo en escalón.

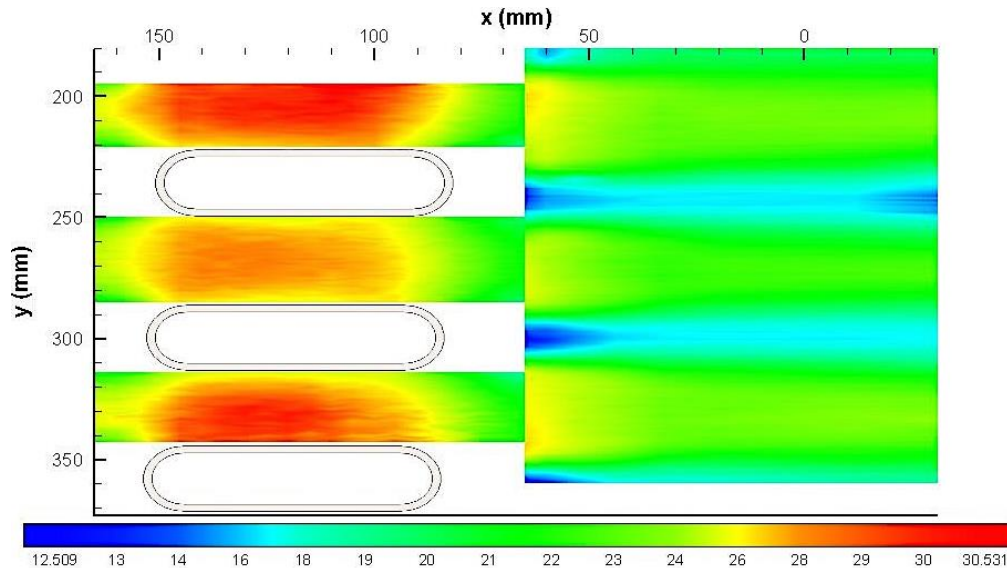


Figura 4.13. Contorno de velocidad para los bancos de tubos H3L5, velocidad de 20 m/s, en escalón.

En la figura 4. 13 se muestra el arreglo en escalón para la velocidad de 20 m/s, la velocidad máxima en la brecha muestra tendencia más uniforme y los efectos de bifurcación del flujo ya no son claramente visibles.

La velocidad máxima disminuye ligeramente cuando la relación de longitud aumenta. El perfil de velocidad se aplanan cuando la relación de longitud aumenta. Esto es debido a que el flujo tiene suficiente longitud para recobrar la condición de perfil de velocidad uniforme, Como el espaciamiento longitudinal entre los tubos superiores e inferiores disminuye, los valores de la velocidad tienden a aumentar en la posición de la velocidad máxima así como la velocidad negativa debido al pequeño espaciamiento entre los tubos, como se observó en las configuraciones H2L5.

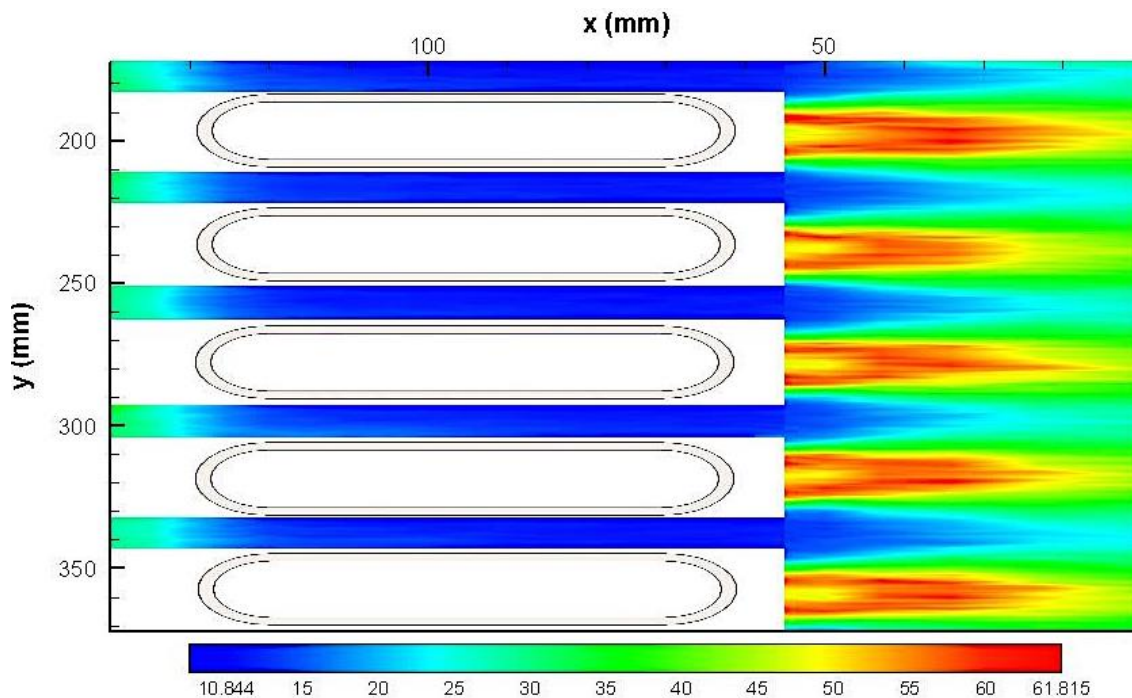
El flujo se bifurca en magnitud mientras pasa sobre la fila de tubos y gana gradualmente velocidad cuando pasa a través del área entre dos tubos, que se observa más claramente en el contorno escalonado en la configuración H3L5. A baja velocidades cuando el flujo pasa a través de las filas de los tubos, toma lugar la separación de flujo. Así, el flujo en la región aguas abajo después de cada tubo podría conseguir convertirse en una estela y una zona de recirculación, mientras que en el lado aguas arriba de la fila de tubos se presenta la generación de vórtice.

La parte trasera de cada fila de tubos experimenta una zona de estelas que está teniendo muy poca resistencia, las pérdidas por fricción son muy pequeñas en el lado mayor para bajas velocidades, mientras que comparativamente despreciables a altas velocidades. La transición de flujo a través de la región del flujo es totalmente lisa o suave dado que el tubo plano no ofrece mucha resistencia al flujo, aunque la velocidad del fluido se incrementa ligeramente en la región entre dos tubos [17].

4.2.-Intensidad de la turbulencia

En la investigaciones de [33] se observó que la intensidad de la turbulencia aumenta en las primeras tres filas, con un máximo después de la segunda fila, y disminuye significativamente después de la cuarta fila.

En la simulación presentada en [37] del flujo turbulento a través de un banco de tubos en arreglo escalonado, para un número de Reynolds de $Re = 1.8 \times 10^4$, se obtuvieron contornos de la intensidad de turbulencia, donde se muestran valores picos obtenidos del 34% de intensidad de la turbulencia.



A)

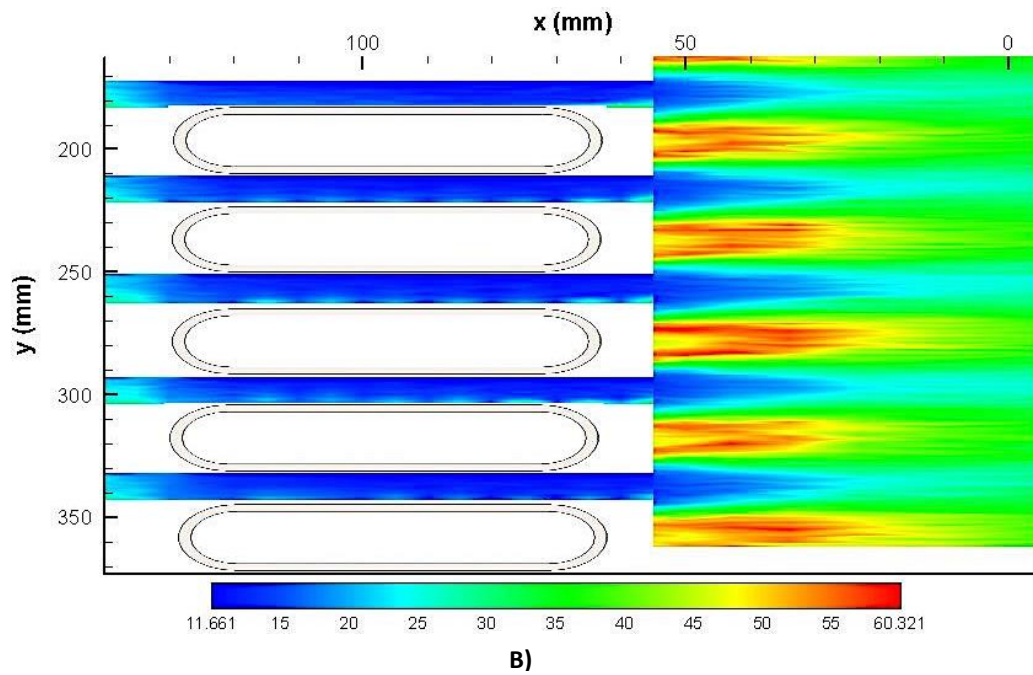


Figura 4.14. Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H2L7, velocidad de 3 m/s,

A) En escalón, B) En línea.

La figura 4.14 muestra los contornos de intensidad de turbulencia, en la figura A), la turbulencia modifica significativamente parámetros tales como la resistencia a la fricción, la capacidad de transmisión de calor, o la capacidad de mezcla. La intensidad de la turbulencia es una medida de la energía cinética de la turbulencia.

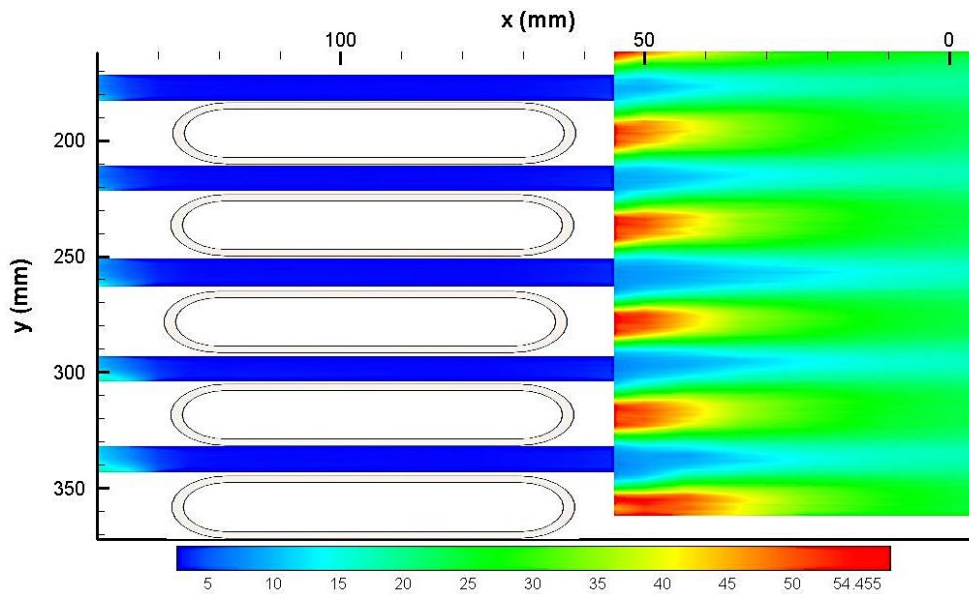
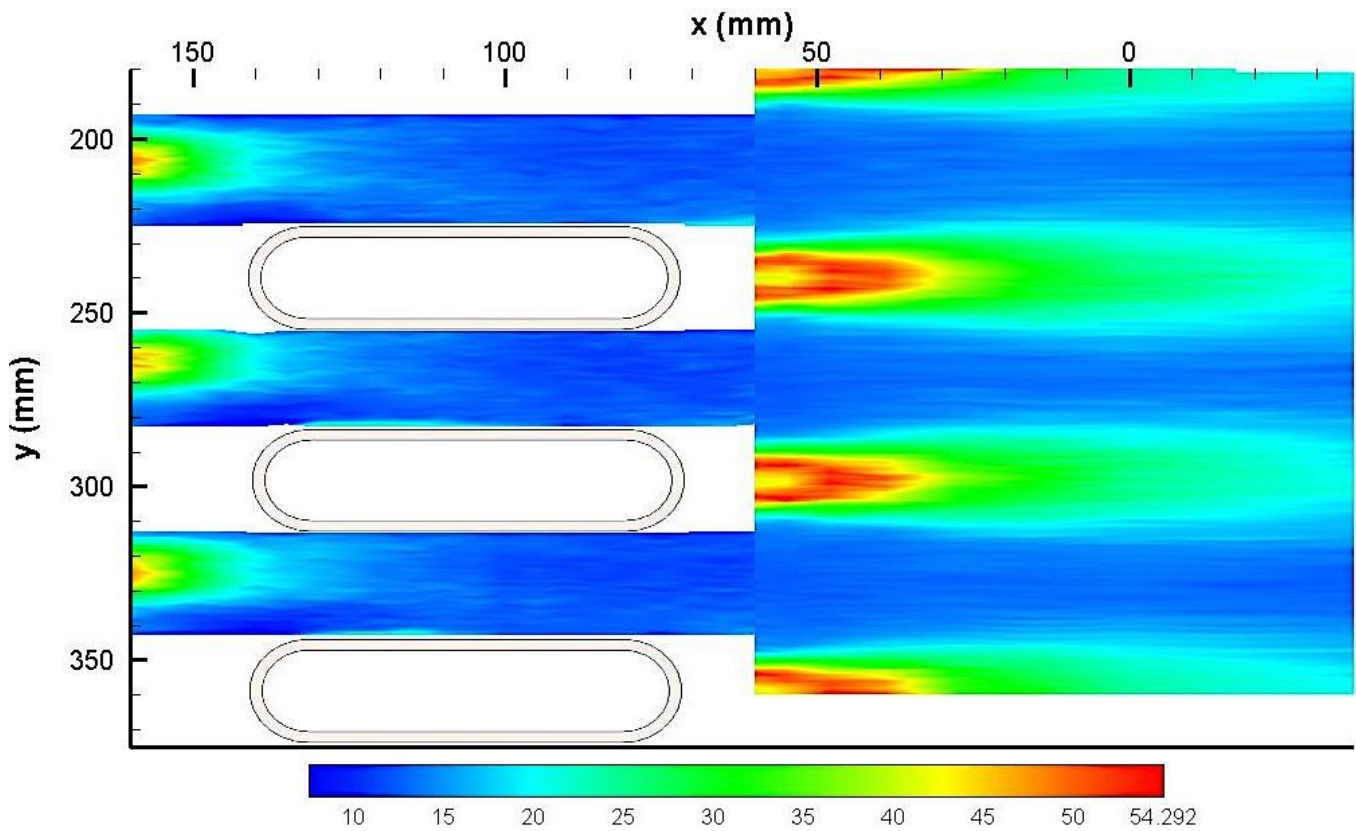


Figura 4.15. Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H2L7, velocidad de 20 m/s

En ambos arreglos el nivel de turbulencia se mantiene de manera casi uniforme en el canal entre tubos, en la salida de la fila de tubos aguas abajo se muestran los mayores niveles, en la parte posterior de los tubos, manteniéndose un flujo de nivel constante en la salida del espacio. Esto se debe a la recirculación del flujo en las partes posteriores, en el que se presenta una ligera variación de mayor nivel en la configuración escalonada.

La figura 4.15 muestra el contorno para el arreglo en línea y una velocidad de 20 m/s , se puede notar que el nivel se mantiene estable en la brecha entre los tubos, sin embargo a la salida los valores máximos del nivel se localizan en una distancia de quince milímetros aguas abajo detrás del tubo. Esto se debe a que conforme aumenta el número de Reynolds, la formación de vórtices es cada vez más rápida, y no se permite una adecuada recirculación del flujo, tal como sucede en el caso de los perfiles de velocidad.



A)

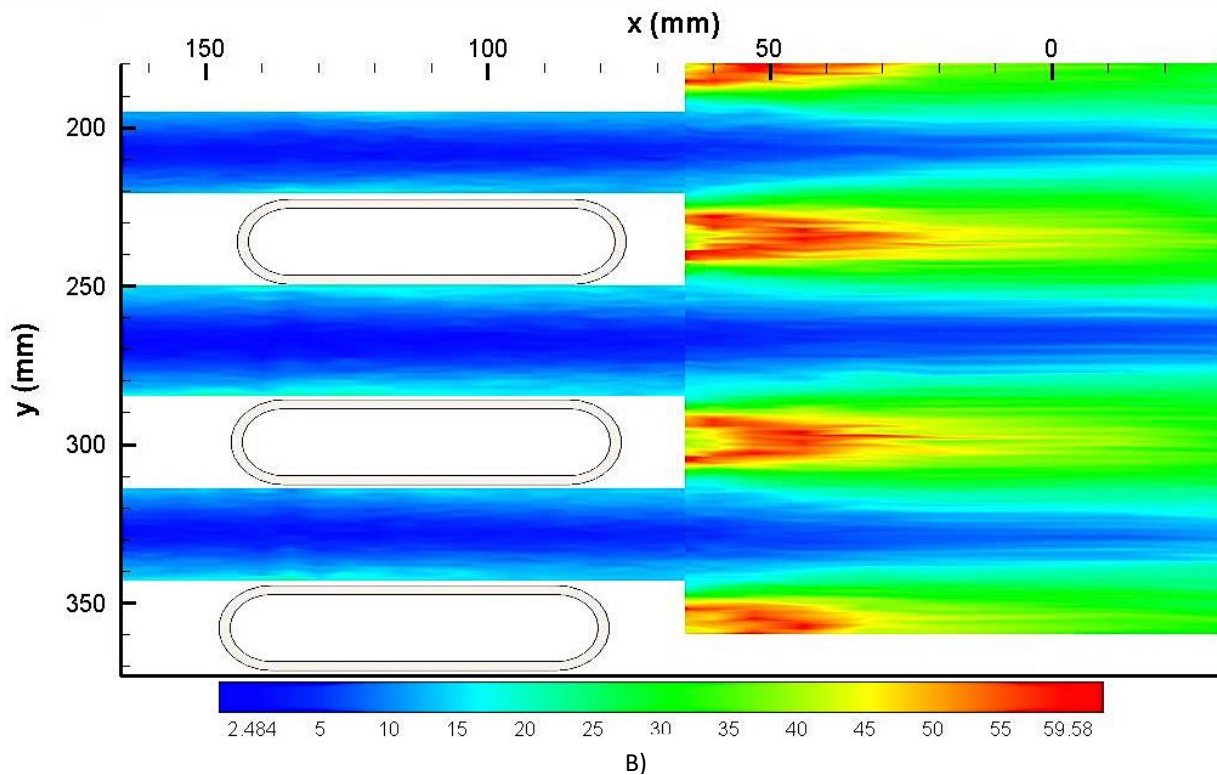
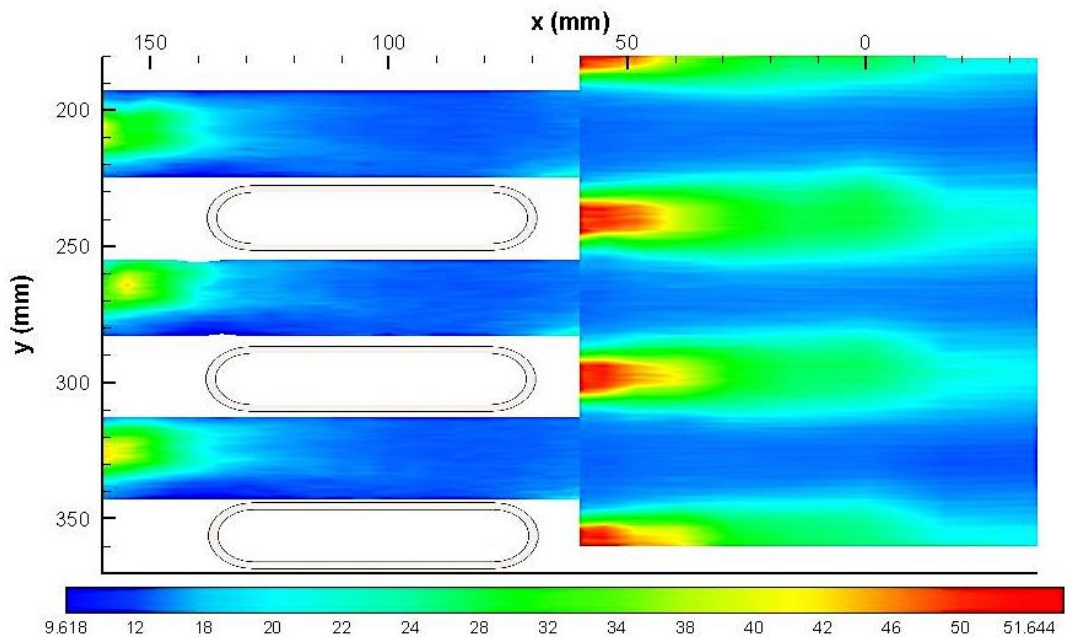


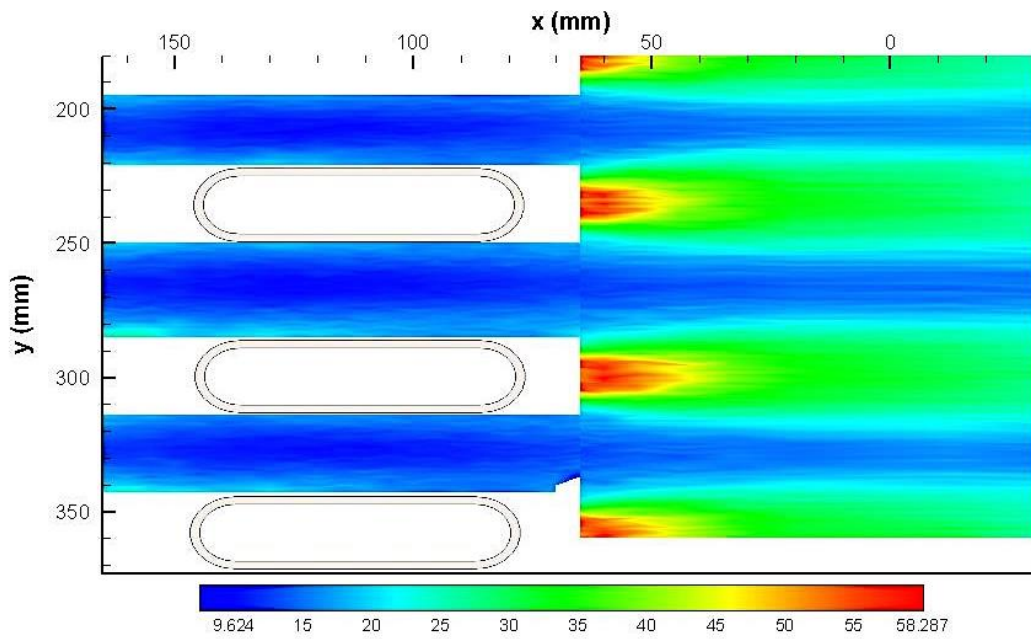
Figura 4.16. Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 3 m/s,

A) En escalón, B) En línea.

De la figura 4.16, se observa un mayor nivel de turbulencia en la configuración en escalón, ya que en la parte anterior se tiene una fila de tubos que realiza una bifurcación del flujo, por tal motivo se observa una zona de alta intensidad justo antes de ingresar al canal entre tubos. Además aguas abajo, justo detrás de los tubos se indica una distancia menor con niveles altos de turbulencia en comparación a los que se presenta en el caso de la figura B), donde no se indica ninguna zona de alta turbulencia en la entrada al espacio entre tubos, y aguas abajo la distancia de los niveles más altos permanece con una mayor longitud debido a la ausencia de obstáculos. En las figuras 4.17 a) y b) se observa como en ambos casos el nivel aguas abajo se mantiene a distancia aproximada de quince milímetros del nivel máximo, además se observa que en el arreglo en escalón se tienen niveles menores de turbulencia debido a que en que este arreglo se presentan valores más altos de velocidad



A)



B)

Figura 4.17. Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 10 m/s, en línea.

A) En escalón, B) en línea

En la figura 4.18 se muestra el nivel de turbulencia para el arreglo en escalón, se observa que a medida que aumenta la velocidad el nivel de turbulencia disminuye.

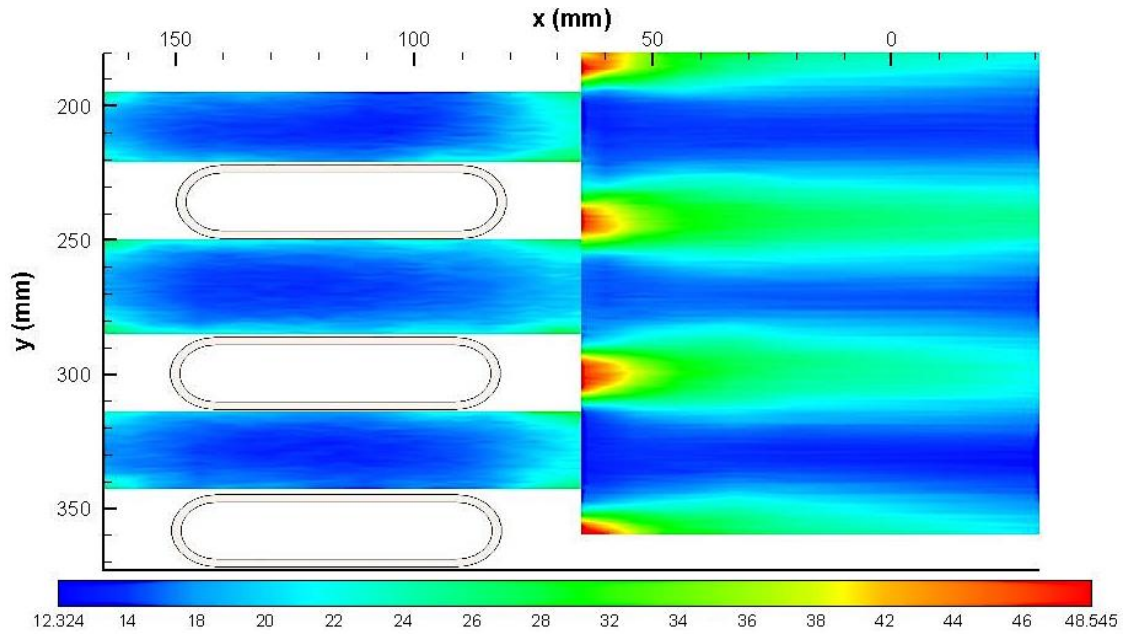


Figura 4.18. Contorno de Intensidad de turbulencia para el banco de tubos H3L5, velocidad de 20 m/s, en escalón.

4.3.- Caída de presión

Las mediciones de la diferencial de presión tienen la finalidad de medir la caída de presión a través de cada cambio en la velocidad de la corriente libre para todos los experimentos.

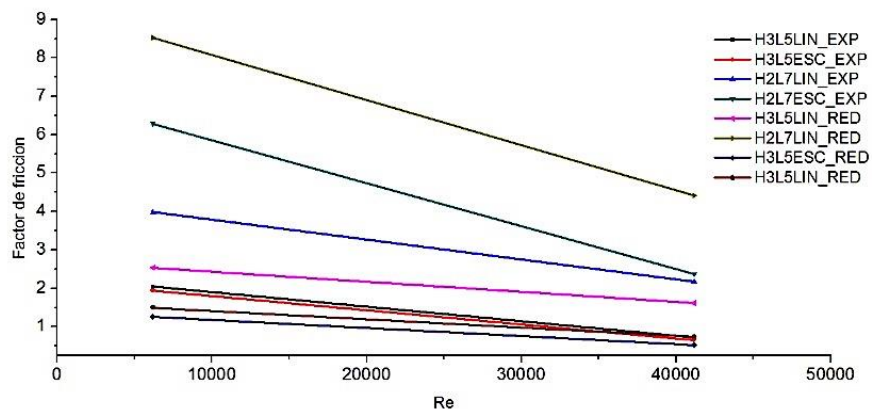


Figura 4.19. Factor de fricción, comparación de tubos redondos contra valores experimentales de tubos planos.

La figura 4.19 muestra la comparación del factor de fricción del banco de tubos planos con un banco de tubos redondos, que fue calculado mediante la correlación presentada en [3], se puede observar de la gráfica que se presenta un menor factor de fricción para los valores experimentales de los tubos planos, con respecto a los tubos circulares.

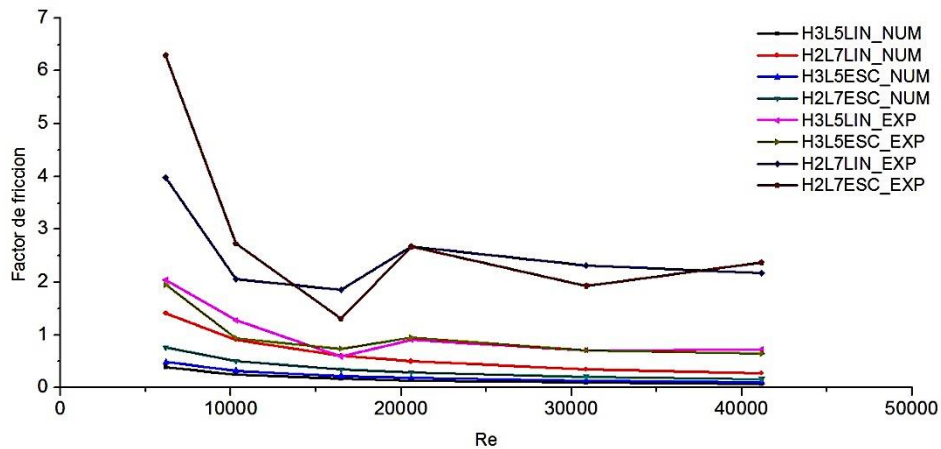


Figura 4.20. Factor de fricción contra tubos Re para un banco de tubos planos, experimental contra numérico.

La figura 4.20 muestra la comparación del factor de fricción para los datos experimentales contra los datos numéricos obtenidos mediante la correlación propuesta por [16]. De la gráfica se observa que se presentan valores más altos del factor de fricción con los datos experimentales que en el caso de los datos de la correlación. Para el caso de la configuración H3L5 en línea hay una diferencia porcentual del 10.53%, en la configuración H2L7 una diferencia del 42.13%.

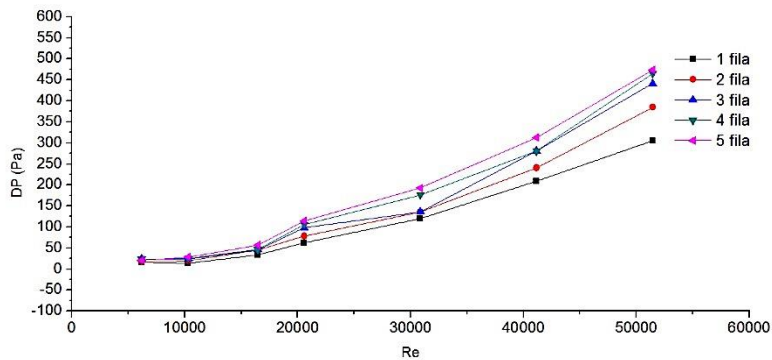


Figura 4.21. Diferencial de presión, configuración H3L5 escalonado.

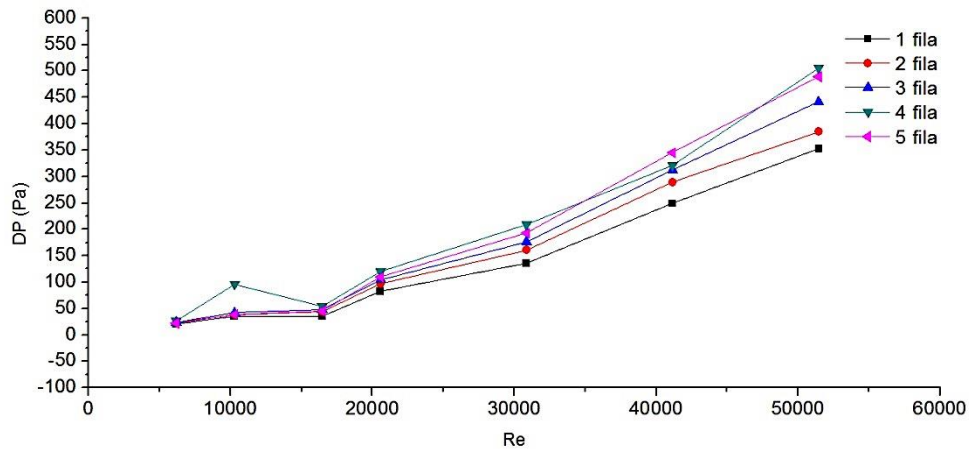


Figura 4.22. Diferencial de presión, configuración H3L5 en línea.

En las figuras 4.21 y 4.22 se muestran las gráficas de diferencia de presión por filas para la configuración H3L5 en arreglo en línea y en escalón. Se observa en ambas que la diferencia de presión entre la cuarta y quinta fila es muy similar, ya que la diferencia es de solo 16 pascales, además se observan fluctuaciones en ambas graficas en la tercera y cuarta fila, a causa de que hay una transición en el que el flujo, ya no presenta ningún obstáculo y el perfil de velocidad se acondiciona al liberarse en el canal en los tubos variando la presión, con el fin de mantener la continuidad del flujo a la salida.

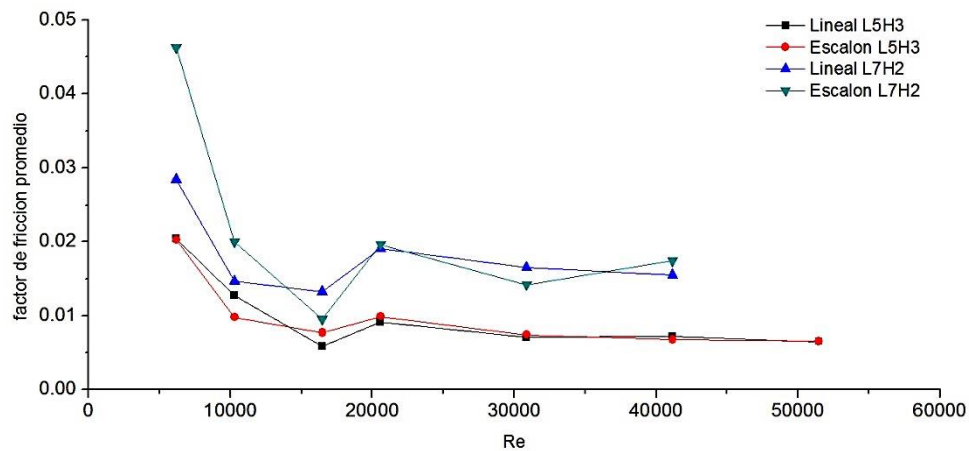


Figura 4.23. Factor de fricción promedio, configuración H3L5 en línea.

En la figura 4.23 se muestra el factor de fricción para ambas configuraciones y ambos arreglos, se observa que la configuración L5H3 tiene valores más bajos de caída de presión, los cuales permanecen semejantes con variaciones hasta el número de Reynolds de 20000,

posteriormente se mantiene estable, a diferencia de la configuración H2L7 que presenta más fluctuaciones, que se debe al menor espaciamiento entre tubos.

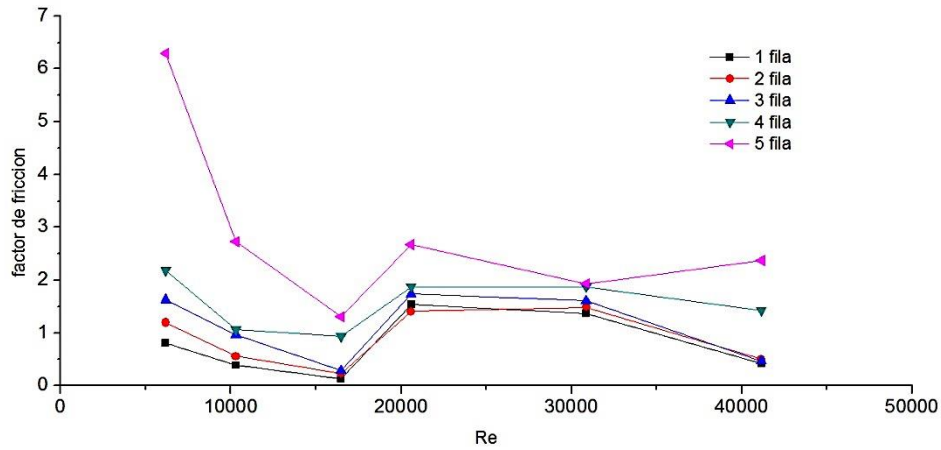


Figura 4.24. Factor de fricción, configuración H2L7 en escalón.

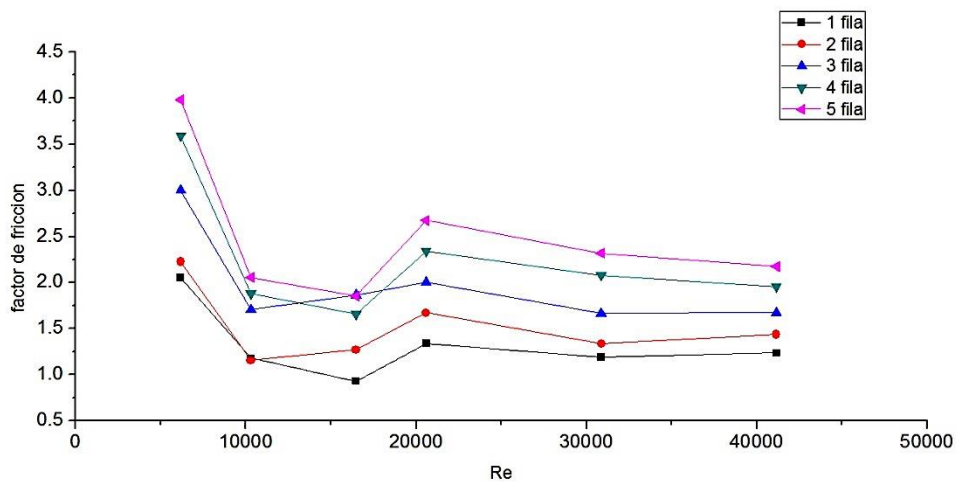


Figura 4.25. Factor de fricción, configuración H2L7 en línea.

Las figuras 4.24 y 4.25 muestran el factor de fricción para la configuración H2L7, para los arreglos en línea y escalón. Se observa que en la configuración en escalón se mantienen más fluctuaciones debido a las obstrucciones presentadas por los tubos, a diferencia, en la configuración en línea el factor de fricción se estabiliza a partir del número de Reynolds 20000.

Conclusiones

Se realizó la experimentación de cuatro arreglos y dos configuraciones de tubos planos, dos en arreglo en línea y dos en escalón, las cuales fueron identificadas con la nomenclatura H3L5 y H2L7. Por medio de la toma de presiones estáticas y mediante la técnica de anemometría de hilo caliente se obtuvieron datos sobre el comportamiento del flujo en los bancos de tubos.

Las mediciones se realizaron para un intervalo del número de Reynolds de 6200 – 51500, en el que los perfiles de velocidad mostraron diversos efectos. Para la configuración H2L7 con un arreglo en línea se observó la formación de dos curvas que indican un flujo negativo en un intervalo del número de Reynolds 6200 – 16500, que es más evidente en el caso de la configuración en escalón. Para el caso de la configuración H3L5 la formación de las curvas superiores en el perfil de velocidad se mantuvo para un intervalo del número de Reynolds de 6200 – 21000.

En la configuración H2L7 al compararse el arreglo en línea con el de escalón para diversos números de Reynolds, se observó que en el número de Reynolds de 6200 no hay grandes fluctuaciones de velocidad de una configuración respecto a otra. A medida que el número de Reynolds se incrementó se presentó una diferencia del 29% del promedio de las velocidades para un número de Reynolds de 16500, y una diferencia del 32% del promedio de velocidades a la salida para un número de Reynolds de 31000.

En la configuración H3L5, que tiene una mayor relación longitudinal y transversal, los perfiles de velocidad mantiene una forma ligeramente cuadrada en el caso de la configuración en escalón y con un número de Reynolds de 21000. Este comportamiento se debe a que el flujo se acondiciona (“suaviza”) al circular por el canal formado por dos tubos planos, lo que le permite al flujo tener un mayor recorrido.

La velocidad máxima se presentó en el canal formado entre los tubos, con valores más altos registrados para el caso de la configuración en escalón. En el arreglo H3L5 para un número del Reynolds de 6200 hay una diferencia del 37% en las velocidades máximas, sin embargo, en el caso del arreglo en línea los mayores valores registrados se mantienen uniformes en el canal en el intervalo de 4 – 5.3 m/s , a diferencia del arreglo en escalón que presentó los valores máximos al ingresar al canal.

Los valores más altos de la intensidad de turbulencia se registran justo detrás de cada tubo observándose que los valores máximos se mantienen hasta una distancia de 50 mm para un número de Reynolds de 6200 en el arreglo H3L5. A medida que crece el número de

Reynolds la distancia en que se mantienen los mayores valores de la intensidad de turbulencia disminuye hasta $5mm$ para un número de Reynolds de 51500.

En la caída de presión para el caso del arreglo H3L5 hay una variación de $16 Pa$, respecto al valor máximo alcanzado por ambas configuraciones, se observó en ambos casos la presencia de fluctuaciones en la tercera y cuarta fila. En el caso de las configuraciones H3L5 y H2I7 para el arreglo en línea el factor de fricción muestra un descenso que se mantiene en el intervalo del número de Reynolds $1000 - 20000$, posteriormente el factor de fricción se mantiene con una distribución uniforme. Resulta notorio que entre el arreglo en línea y el arreglo en escalón la diferencia de presiones resultó mínima.

Con los datos generados se tendría la posibilidad de diseñar un intercambiador de calor con fines de recuperación de la energía contenida en los gases de combustión, manteniendo una baja caída de presión como se observó en el caso de la configuración H3L5.

Recomendaciones

Para aplicaciones técnicas se requiere de mayor información, por lo que se recomiendan los siguientes puntos:

- Realizar una investigación en la que se considere la transferencia de calor local en un banco de tubos planos.
- Realizar un estudio sobre banco de tubos planos en el que se modifique la posición angular de los tubos planos, y se determinan las características dinámicas y térmicas.
- Efectuar mediciones mediante el anemómetro con una sonda de dos y tres componentes de la velocidad, a fin de obtener información más detallada del comportamiento del flujo, tal como la frecuencia de desprendimiento de los vórtices.
- Determinar el efecto que se produce al incrementar el número de filas del banco de tubos, y modificar las dimensiones geométricas de los tubos planos.
- Realizar un estudio mediante una simulación numérica con el fin validar los datos experimentales.

Referencias.

- [1] P.F. Incropera, T. L. Bergman, A.S. Levine & D.P. Dewitt. “Introduction to Convection”, in *Heat and Mass Transfer*, Eds. Jhon Wiley and Sons, 2011, ch. 6, pp. 378 – 473.
- [2] A. Bejan & A. D. Kraus. “Forced Convection“, in *Heat Transfer Handbook*, Eds. Wiley, 2003, ch. 5, pp. 400-460.
- [3] A. Bejan, “Turbulent Boundary Layer Flow“, in *Convection Heat Transfer*, Eds. Wiley, 2003, ch. 5, pp. 351-356.
- [4] S. Kakac & H. Liu, “Classification of Heat Exchangers”, in *Heat Exchangers*, Eds. CRC PRESS, 2002, ch.1, pp. 1-30.
- [5] W. A. Khan, J.R. Culham & M.M. Yavanovich, “Convection Heat Transfer from Tube Banks in Crossflow: Analytical Approach”, ELSEVIER, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 4831-4838, 2006.
- [6] H. M. S. Bahaiarah, M. Ijaz & N. K. Anand, “Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer over a Series of In-Line Noncircular Tubes Confined in a Parallel-Plate Channel,” Taylor and Francis Grup, *Numerical Heat transfer, Part B*, vol. 50, pp. 97-119, 2006.
- [7] E. S. Ahmed, M. M. Osama & M. A. Abdelatif, ‘Effect of Longitudinal-External-Fins on Fluid Flow Characteristics for Wing-Shaped Tubes Bundle in Crossflow” Hindawi Publishing Corporation, *Journal of Thermodynamics*, vol 25, september, 2015, pp 16.
- [8] A. Y. Hashim & K. J. Dakhil, “Effect of Cylinder Shape on Heat Transfer and Fluid Flow”, *Al-Qadisiya Journal For Engineering Sciences*, vol 3, No. 3, pp. 11.
- [9] T. L. Fullerton & N. K. Anand, “Periodically Fully-Developed Flow and Heat Transfer Over Flat and Oval Tubes Using a Control Volume Finite-Element Method,” Taylor and Francis Grup, *Numerical Heat transfer, Part A*, vol. 57, pp. 642-665, 2010
- [10] Y. V. Zhukova, “Different Approaches to Generalizing Experimental Data on Convective Heat Transfer of a Single Oval-Shaped Tube in Cross Flow”, *Begell House, Heat Transfer Research*, vol. 42, pp. 487-500, 2011.
- [11] T. A. Tahseen, M.M. Rahman & M. Ishak, “Heat Transfer and Pressure Drop Prediction in an In-Line Flat Tube Bundle by Radial Basis Function Network,” *IJAME, Malaysia*, vol. 10, December 2014, pp. 2003-2015.
- [12] M. Ishak, T. A. Tahseen & M. M. Rahman, “Experimental Investigation on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Air Flow over a Staggered Flat Tube Bank in Crossflow,” *IJAME, Malaysia*, vol. 7, June 2013, pp. 900-911.
- [13] H. M. S. Bahaidarah, N. K. Anand & H.C. Chen, “A Numerical Study Of Fluid Flow and Heat Transfer over a Series a Bank of Flat Tubes”, Taylor and Francis Inc., *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 48, pp. 359-385, 2005.

-
-
- [14] T. A. Tahseen, M. Ishak & M.M. Rahman, "A Numerical Study of Forced Convection Heat Transfer over a Series of Flat Tubes Between Parallel Plates," JMES, Malaysia, vol. 3, December 2012, pp. 271-280.
- [15] T. A. Tahseen, M. Ishak & M. M. Rahman, "An Experimental Study Air Flow and Heat Transfer of Air Over In-Line Flat TubeBank," ICMER, July 2013, pp. 10.
- [16] Z. S. Abdel-Rehim, "Heat Transfer Characteristics and Fluid Flow Past Staggered Flat-Tube Bank Using CFD," International Journal of Mechanical Engineering, vol. 7, 2013, pp. 161-167.
- [17] G. Singh, & G. Sachdeva, "CFD Simulation of Round and Flat Tube Fin Heat exchanger for Laminar and Turbulent Flow Models," 37th National and 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, Madras, Chennai, India, vol. 10, December 2010, pp. 10.
- [18] N. Benarji, C. Balaji & S.P. Venkateshan, "Unsteady Fluid Flow and Heat Transfer over a Bank of Flat Tubes," Springer-Verlag, Heat Mass Transfer, vol. 44, pp. 445-46, 2008.
- [19] A. J. Shareef & A. A. Ramadhan "Heat Transfer and Fluid Flow Characteristic in Banks Flat Tubes," Tikrit Journal of Engineering Sciencies, vol. 18, December 2011, pp. 88-103.
- [20] T. A. Tahseen, M. Ishak & M.M. Rahman, "Performance Predictions of Laminar Heat Transfer and Pressure Drop in an In-Line Flat Tube Bundle using an Adaptive Neuro-fuzzy Interference System (ANFIS) Model", ELSEVIER, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 50, pp. 85-97, 2014.
- [21] Mallikarjuna, V. Seshadri & V. B. Raghu, "Numerical Analysos of Fin Side Turbulent Flow for Round and Flat Tube Heat Exchangers", IJMER, India, vol. 4, July 2014, pp. 33-39.
- [22] T. A. Tahseen, M. Ishak & M. M. Rahman, "Analysis of Laminar Forced Convection of Air for Crossflow over Two Stagggered Flat Tubes", IJAME, Malaysia, vol. 6, December 2012, pp. 755-768.
- [23] T. Matsuda, A. Ishibashi, T. Okazaki, K. Hokazono, D. Shimamoto & H. Okazawa, "Development of Flat Tube Heat Exchanger for Heat Pump Air Conditioner," 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Perdue, July 2014, pp. 2493-2504.
- [24] U. Ahrend, A. Hartmann & J. Koehler, "Measuraments of Local Heat Transfer Coefficiente in Heat Exchangers with Inclined Flat Tubes by Means of the Amonia Absortion Method, 14th International Heat Transfer Conference, Washington, DC, USA, August 2010.
- [25] H. Safikhani, A. Abbassi, A. Khalkhali & M. Kalteh, 'Multi-Objective Optimization of Nanofluid Flow in Flat Tubes Using CFD, Artificial Neural Networks and Genetic Algorithms" ELSEVIER, Advanced Powder Technology, vol 25, pp 1608-1617, 2014.
- [26] R. Carapellucci & L. Giordano, "The Recovery of Exhaust Heat from Gas Turbines" in *Efficiency, Performance and Rabustness of Gas Turbines*, Konsrantin Volkov, Eds. InTech, 2012. Pp. 165-190.
- [27] S. Boggia & K. Rud, "Intercooled Recuperated Aero Engine," MTU Aero Engines, 2002. Munchen, Germany.
-

-
-
- [28] H. Schönenborn, E. Ebert, B. Simon, P. Storm, “Thermomechanical Design of a heat Exchanger for a Recuperative Aero Engine“ ASME, Expo Power for Land, Sea and Air, Austria, pp. 7, 2004.
- [29] K. Kritikos, C. Albanakis, D. Missirlis, Z. Vlahostergios, A. Goulas & P. Storm, “Investigation of the Thermal Efficiency of a Staggered Elliptic-Tube Heat Exchanger for Aeroengine Applications“, ELSEVIER, Applied Thermal Engineering, vol 30, pp. 134-142, 2010
- [30] AMCA 210, *Laboratory Methods And Testing Fans for Ratings*, 2010, pp. 9-37.
- [31] K. Muralidhar & P.k Panigrahi Lecture 8 – ‘Hot-wire anemometry’, in *Optical Measurement Techniques in Thermal Science*
- [32] *StreamWarePro v5.02, Installation and User’s Guide*, Dantec Dynamics, 2011, pp 40-200.
- [33] A. V. de Paula & S. V. Möller, “Accelerating Flow in Trinagular Tube Banks”, SMiRT-23, Manchester, United Kingdom, August 2015, pp. 10.
- [34] M. L. S. Indrisiak, J. V. Goulart, C. R. Olinto & S. V. Möller, “Wavelet Time-Frecuancy Analysis of Accelerating and Decelerating Flows in a Tube Bank”, ELSEVIER, 17th International Conference on Estructural Mechanics in Nuclear Engineering, vol. 325, pp. 1875-1887, 2005.
- [35] A. V. de Paula, L. A. M. Endres & S. V. Möller, “Bistable Effects inTurbulent Flows Through Tube Banks in Trinagular Arrangements”, ABCM, 20th International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, RS, November 2009, pp. 10.
- [36] Y. Q. Wang, P.Jackson & T. J. Phaneuf, “Turbulent Flow Through a Staggered Tube Bank”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, vol. 20, No. 4, pp. 738-747, 2006.
- [37] J. Wen, D. Tang, Z. Wang, J. Zhang & Y. Li, ‘Large Eddy Simulation of Flow and Heat Transfer of the Flat Finned Tube in Direct Air-Cooled Condensers” ELSEVIER, Applied Thermal Engineering, vol 61, pp 75-85, 2013.

Incertidumbre

La incertidumbre de la medición es una forma de expresar el hecho de que, para un mensurado y su resultado de medición dados, no hay solo un valor, sino un número infinito de valores dispersos alrededor del resultado, que son consistentes con todas las observaciones, datos y conocimientos que se tengan del mundo físico y que con distintos grados de confiabilidad pueden ser atribuidos al mesurando.

En forma específica la incertidumbre es el parámetro, asociado con el resultado de medición, que caracteriza la dispersión de los valores que pudieran ser razonablemente atribuidos al mesurando. Por lo tanto la incertidumbre implica el crecimiento de confianza en la validez del resultado del resultado de medición.

Componentes de incertidumbre

En la estimación de toda la incertidumbre puede ser necesario tomar cada fuente de incertidumbre y tratarla separadamente para obtener la contribución de cada fuente. Cada una de las contribuciones separadas a la incertidumbre es referida como una componente de incertidumbre. Cuando es expresada como una desviación estándar una componente de incertidumbre es conocida como una incertidumbre estándar. Si hay correlación entre cualquiera de las componentes entonces esta tiene que ser tomada en cuenta determinándose la covarianza. Sin embargo, es posible disminuir todo el esfuerzo envuelto y, cuando las componentes cuya contribución es evaluada en común están correlacionadas, puede no haber necesidad adicional de tomar en cuenta la correlación.

Para un resultado de una medición y , la incertidumbre total, denominada incertidumbre estándar combinada y denotada por $u_c(y)$, es una desviación estándar estimada igual a la raíz cuadrada positiva de la varianza total obtenida por la combinación de todas las componentes de la incertidumbre, evaluado por lo tanto, utilizando la ley de propagación de incertidumbre.

Para la mayoría de los propósitos en las mediciones, puede ser utilizada una incertidumbre expandida $U(y)$. La incertidumbre expandida suministra un intervalo dentro del cual el valor del mensurado se cree caer con un alto nivel de confianza. $U(y)$ es obtenida por la multiplicación $u_c(y)$, la incertidumbre estándar combinado, por un factor de cobertura k .

La elección del factor de cobertura k esta basas en el nivel de confianza deseado. Para un nivel de confianza aproximada de 95%, k es 2. El factor de cobertura siempre debe ser señalado para que la incertidumbre estándar combinada de la magnitud medida pueda ser

recuperada, para usarse en el cálculo de la incertidumbre estándar combinada de otros resultados de mediciones que puedan depender de la magnitud.

Incertidumbre de las mediciones del CTA

Las normas actuales hacen referencia a la incertidumbre del modelo ISO, que combina las contribuciones de la incertidumbre $U(y_i)$ de cada variable individual de entrada x_i en una incertidumbre total para un nivel de confianza dado. La variable de salida es definida como $y_i = f(x_i)$.

La incertidumbre relativa estándar $U(y_i)$ es una función de la desviación estándar de la varianza de entrada:

$$u(y_i) = \frac{1}{y_i} \cdot S \cdot \left(\frac{\Delta x_i}{k_i} \right)$$

Donde $S = \frac{\partial y_i}{\partial x_i}$ es el factor de sensibilidad y k_i es el factor de cobertura en relación a la distribución de la varianza de entrada (gaussiana, rectangular, etc....)

En muchas aplicaciones de la ingeniería se asume que se tiene un error de distribución gaussiana, se logra normalmente un nivel de confianza del 95% por medio de la multiplicación de la incertidumbre estándar con el factor de cobertura de $k = 2$. Entonces la incertidumbre total relativa expandida es

$$U(tot) = 2 \cdot \sqrt{\sum u(y_i)^2}$$

Los resultados de la incertidumbre obtenida con el anemómetro CTA son una combinación de las incertidumbres de las diferencias de potencial individuales adquiridas al ser convertidas en velocidad y la incertidumbre del análisis estadístico de las series de velocidad.

Incertidumbre de la velocidad de muestreo.

Equipo de calibración.

Si la calibración se realiza con un calibrador o con un tubo de pitot estático, constituye una fuente importante de incertidumbre. El error es estocástico con una distribución normal y la incertidumbre estándar relativa se expresará como:

$$U(U_{cal}) = \frac{1}{100} \cdot STDV(U_{calibrador}(\%))$$

La incertidumbre del calibrador es frecuentemente dada como una incertidumbre relativa estándar, a_{cal} , en porcentaje más una constante de contribución, b_{cal} en m/s :

$$STDV(U_{calibrador}) = \pm a(\%) + b_{cal}(m/s)$$

La constante de calibración, b_{cal} se puede despreciar en velocidades menores a, 5 m/s.

Linealización

La linealización de la incertidumbre está relacionada con los errores de la curva de ajuste. Es estocástica con una distribución normal, la incertidumbre relativa estándar puede ser calculada de:

$$U(U_{in}) = \frac{1}{100} \cdot STDV(\Delta U_{in}(\%))$$

donde $STDV(\Delta U_{in})$ es la desviación estándar de los errores de la curva de ajuste en los puntos de calibración en %.

Incertidumbre relativa a la adquisición de datos.

Resolución de la tarjeta A/D.

La resolución de la incertidumbre es estocástica con una distribución cuadrada, la incertidumbre relativa estándar se expresa como:

$$U(U_{res}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{E_{AD}}{2^n} \frac{\partial U}{\partial E}$$

Donde E_{AD} es el intervalo de entrada de la tarjeta A/D, n es la resolución en bits, U la velocidad y $\frac{\partial U}{\partial E}$ es la pendiente de la curva de calibración inversa $U = f(E)$.

Incertidumbre relativa a las condiciones experimentales.

Posición de la sonda.

La incertidumbre de posición relacionada a la alineación de la sonda en la configuración experimental después de la calibración, es estocástica con una distribución cuadrada. La incertidumbre relativa estándar se expresa como:

$$U(U_{pos}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot (1 - \cos\theta)$$

Normalmente una sonda puede posicionarse con una incertidumbre de $\Delta\theta = 1^\circ$.

Variación de temperatura

Las variaciones de la calibración para la experimentación o durante un experimento introducen errores sistemáticos. Si no se corrigen, un cambio de temperatura en el ambiente

produce un exceso de temperatura en la sonda, que es considerada como una incertidumbre estocástica con distribución rectangular. La incertidumbre relativa estándar es.

$$U(U_{temp}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{1}{T_w - T_0} \left(\frac{A}{B} \cdot U^{-0.5} + 1 \right)^{0.5}$$

Donde T_w es la temperatura de la sonda, T_0 la temperatura del ambiente, y ΔT es la diferencia de temperatura, entre el ambiente y la sonda, en la medición.

Esta estimación se basa en la función de calibración de la ley de los exponentes:

$$E^2 = (T_w - T_0) \cdot (A + B \cdot (U_{cal})^{0.5}) = (T_w - T_0) \cdot (A + B_1 \cdot (\rho \cdot U)^{0.5})$$

Donde la velocidad U_{cal} representa la densidad de la masa, ρU , variaciones en la densidad, ρ , con la adición de la temperatura. En gases, la incertidumbre relativa estándar se obtiene como:

$$U(U_{p,t}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \Delta\rho_{,T} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\Delta T}{273}$$

Variación de la presión del medio ambiente

Los cambios de presión en el ambiente influyen en la densidad, y por lo tanto en la velocidad calculada. Estas contribuyen como una incertidumbre estocástica con distribución rectangular, la incertidumbre relativa estándar es:

$$U(U_{\rho,P}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{P_0}{P_0 + \Delta P} \right)$$

Humedad

Bajo condiciones normales los cambios en la composición de un gas se producen a casusa de la humedad. La incertidumbre es estocástica con distribución rectangular, la contribución relativa estándar es:

$$U(U_{hum}) = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{\partial U}{\partial P_{wv}} \cdot \Delta P_{wv}$$

la influencia de la transferencia de calor es muy pequeña, $\frac{\partial U}{\partial P_{wv}} \approx 0.01 \cdot U$ por $1kPa$ de diferencia en la presión de vapor del agua P_{wv}

Incertidumbre de la velocidad de muestreo.

La incertidumbre relativa expandida de una sola velocidad de muestre, obtenida con una sonda de un hilo caliente de un hilo en aire, se resume en la siguiente tabla.

Datos de entrada:

$$T_w - T_0 = 200^\circ\text{C}, U = 60 \frac{\text{m}}{\text{s}}, A = 1.396, B = 0.895, \frac{\partial U}{\partial E} = 84.6 \frac{\text{m/s}}{\text{V}}$$

Fuentes de incertidumbre	Variables de entrada	Valores comunes	Variaciones relativas de salida	Valores comunes	Factor de cobertura	Incertidumbre relativa estándar
	Δx_i	Δx_i	$\frac{1}{U} \cdot \Delta y_i$	$\frac{1}{U} \cdot \Delta y_i$	k	$\frac{1}{k} \cdot \frac{1}{U} \cdot \Delta y_i$
Calibración	ΔU_{cal}	0.4%	$2STDV(100 \cdot \Delta U_{cal})$	0.008	2	0.02
Linealización	ΔU_{fit}	0.7%	$2STDV(100 \cdot \Delta U_{fit})$	0.01	2	0.005
Resolución A/D	E_{ADn}	10 voltios 12 bits	$\frac{1}{U} \cdot \frac{E_{AD}}{2^n} \cdot \frac{\partial U}{\partial E}$	0.0035	$\sqrt{3}$	0.002
Posición de la sonda	θ	1°	$1 - \cos\theta$	0.00015	$\sqrt{3}$	≈ 0
Variaciones de temperatura	ΔT	1°C	$\frac{1}{U} \cdot \frac{\Delta T}{(T_w - T_0)} \cdot \left(\frac{A}{B} \cdot U^{-0.5} + 1 \right)$	0.00009	$\sqrt{3}$	≈ 0
Variaciones de temperatura	ΔT	1°C	$\frac{\Delta T}{273}$	0.004	$\sqrt{3}$	0.002
Presión atmosférica	ΔP	10 kPa	$\frac{P_0}{P_0 + \Delta P}$	0.01	$\sqrt{3}$	0.006
Humedad	ΔP_{wv}	1 kPa	$\frac{1}{U} \cdot \frac{\partial U}{\partial P_{wv}} \cdot \Delta P_{wv}$	0.0001	$\sqrt{3}$	≈ 0

Incertidumbre relativa expandida:

$$U(\text{muestreo}) = 2 \sqrt{\Sigma \left(\frac{1}{k} \cdot \frac{1}{U} \cdot \Delta y_i \right)^2} = 0.04 = 4\%$$