

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY**

CAMPUS MONTERREY

**DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA**



**TECNOLÓGICO
DE MONTERREY®**

**Aplicación de la dinámica de fluidos computacional a distintos casos de
estudio en el área académica e industrial**

TESIS

PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN CIENCIAS
ESPECIALIDAD EN SISTEMAS DE MANUFACTURA**

RAMÓN RAMÍREZ TIJERINA

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2007

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE
MONTERREY

CAMPUS MONTERREY

DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA

Los miembros del comité de tesis recomendamos que el presente proyecto de tesis presentado por el Ing. Ramón Ramírez Tijerina sea aceptado como requisito parcial para obtener el grado académico de:

Maestro en Ciencias
Especialidad en Sistemas de Manufactura

Comité de Tesis:

Dr. Carlos Iván Rivera Solorio
Asesor

Dr. Alejandro Javier García Cuéllar
Sinodal

Dr. Alex Elías Zúñiga
Sinodal

Aprobado:

Dr. Francisco Ángel Bello
Director del Programa de Graduados en Ingeniería

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2007

AGRADECIMIENTOS

A veces no hay palabras para decir o argumentar el agradecimiento que uno siente hacia los demás. Mis más sinceros agradecimientos a mis padres, que son quienes me dieron la oportunidad de enfrentarme a esta vida y que han estado a mi lado para apoyarme.

Agradecimientos de todo corazón:

A ti mamá, que me has acompañado y enseñado a ser la persona que soy.

A ti papá que con tu esfuerzo y dedicación me has dado fuerzas para luchar.

A ti hermana que con tu alegría y entusiasmo me alientas a seguir adelante.

A ti abuelita que desde el cielo me cuidas todos los días.

Al Dr. Carlos Rivera, que me ha ayudado en el desarrollo de esta investigación.

Al Dr. Alex Elías, por la oportunidad de perseguir un sueño.

Al Dr. Alejandro García Cuéllar, por el apoyo recibido.

A mis amigos y compañeros de trabajo Gloria López, Fátima Cortés, Luis Payán, Héctor Portillo, Paola Bañuelos, Jorge Rodríguez, Pablo Pérez, Román Sánchez, Ricardo Rivas, Ramón Rivas, Francisco Araya, Francisco Jasso, con quienes he compartido tiempos inolvidables.

RESUMEN

En esta investigación se tiene la intención de hacer uso de la dinámica de fluidos computacional como herramienta de simulación numérica para la optimización de productos existentes, para el diseño eficiente de nuevos productos y para el desarrollo de ciclos más cortos del producto y/o proceso.

Durante la investigación se pretende utilizar una metodología para la simulación numérica la cual esté basada en las tres fases principales de la simulación numérica que son: pre – procesamiento, cálculo y post – procesamiento. Esta metodología para la simulación numérica será la base para la realización de los distintos casos de estudio particulares referentes a intercambiadores de calor, a la transferencia de calor por convección en medios porosos, al proceso de soldadura fuerte, a la mecánica de fluidos en un filtro desecante y al proceso de convección natural en sistemas interconectados.

Cada caso de estudio presenta objetivos individuales los cuales serán resueltos mediante la solución de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum y ecuación de energía) utilizando un paquete computacional de volumen finito conocido como FluentTM. Dicho paquete computacional permite la obtención de los contornos de presión, de las distribuciones de velocidad y de los campos de temperatura para los diferentes modelos propuestos. Partiendo de esta información se pretende realizar un análisis detallado de los fenómenos relacionados con la mecánica de fluidos y la transferencia de calor presentes en los casos de estudio.

Finalmente, al resolver estos casos de estudio se cumplirá con el objetivo principal de la tesis el cual es la aplicación de la dinámica de fluidos computacional a casos académicos e industriales. Así mismo, establecerá una guía para futuros usuarios y se darán recomendaciones referentes a los distintos casos para el mejoramiento del modelo o sistema analizado.

TABLA DE CONTENIDO

Capítulo I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	3
1.3. Justificación de la investigación.....	4
1.4. Objetivos de la Investigación	5
1.5. Metodología de la Tesis	5
1.6. Organización de la Investigación	7
Capítulo II. REVISIÓN LITERARIA	10
2.1. Dinámica de fluidos computacional	10
2.2. Ecuaciones Gobernantes	12
2.2.1. Ecuación de continuidad o conservación de masa	16
2.2.2. Ecuación de momentum o equilibrio dinámico	19
2.2.3. Ecuaciones de Navier – Stokes	23
2.2.4. Ecuación de la energía	28
2.2.5. Ecuaciones diferenciales generales	33
2.3. Transmisión de calor por conducción.....	34
2.3.1. Transmisión de calor por conducción en cilindros.....	39
2.3.2. Conductividad Térmica	41
2.4. Transmisión de calor por convección	42
2.4.1. Convección natural sobre superficies	45
2.4.2. Convección natural sobre cilindros horizontales	46
2.4.3. Convección natural sobre cilindros verticales	47
2.5. Transmisión de calor estable en comparación con la transitoria.....	48
2.6. Intercambiadores de calor	48
2.6.1. Intercambiadores de calor con tubos aletados	51
2.6.2. Análisis térmico de un intercambiador de Calor.....	53
2.7. Flujo de un fluido a través de medios porosos	59
2.7.1. Ecuación de Darcy.....	60
2.7.2. Características del medio poroso	63
2.8. Soldadura fuerte	64
2.8.1. Difusión durante la soldadura fuerte	69
2.8.2. Modelo de unión por difusión.....	72
2.8.3. Diseño de la unión durante el proceso de soldadura fuerte	75
2.9. Equipo de experimentación PIV.....	78
2.10. Convección natural en cavidades o sistemas cerrados	81
Capítulo III. MÉTODOS NUMÉRICOS	83
3.1. Métodos Numéricos.....	83
3.1.1. Método de diferencias finitas.....	85
3.1.2. Método de elementos finitos.....	88
3.1.3. Método de volumen finito.....	90

3.2.	Fluent como herramienta de solución de métodos numéricos	94
3.2.1.	Introducción	94
3.2.2.	Estrategia de CFD seguida por Fluent TM	95
3.2.3.	Esquemas Numéricos Utilizados Por Fluent TM	96
3.2.4.	Calculo segregado	103
Capítulo IV. SIMULACIÓN NUMÉRICA		109
4.1.	Simulación Numérica	109
4.1.1.	Geometría.....	115
4.1.2.	Mallado	119
4.1.3.	Condiciones de frontera	124
4.1.4.	Física	126
4.1.5.	Cálculo	129
4.1.6.	Reporte.....	132
4.1.7.	Post – Procesamiento	134
Capítulo V. CASO DE ESTUDIO 1		136
5.1	Introducción	137
5.2	Objetivo.....	139
5.3	Simulación numérica	139
5.3.1.	Modelo geométrico.....	140
5.3.2	Ecuaciones gobernantes.....	141
5.3.3	Diseño de malla	142
5.3.4	Condiciones iniciales y de frontera	143
5.3.5	Funciones definidas por el usuario	145
5.4	Caso de Estudio 1	147
5.5	Resultados	149
5.6	Conclusiones	154
5.7	Trabajo Futuro.....	154
Capitulo VI. CASO DE ESTUDIO 2		155
6.1	Introducción	156
6.2	Objetivo.....	162
6.3	Experimentación.....	162
6.4	Simulación Numérica	163
6.4.1.	Modelo geométrico.....	165
6.4.2.	Ecuaciones Gobernantes	166
6.4.3.	Diseño de la Malla.....	166
6.4.4.	Caso de Estudio 2	168
6.5	Resultados	172
6.6	Conclusiones	173
6.7	Trabajo Futuro.....	174
Capitulo VII. CASO DE ESTUDIO 3		176
7.1	Introducción	177
7.2	Definición del Problema	180
7.3	Objetivos	180

7.4	Alcance del caso de estudio 3	181
7.5	Metodología del caso de estudio 3	182
7.6	Experimentación.....	184
7.7	Simulación numérica	187
7.7.1.	Sistema físico	187
7.7.2.	Descripción del sistema físico.....	188
7.7.3.	Ecuaciones gobernantes.....	189
7.7.4.	Ecuación general de conducción de calor.....	189
7.8	Caso de estudio 3.....	190
7.8.1.	Suposiciones.....	192
7.8.2.	Caso de estudio 3.1.....	193
7.8.2.1.	Caso de estudio 3.1.1.....	193
7.8.2.2.	Caso de estudio 3.1.2.....	194
7.8.3.	Caso de estudio 3.2.....	195
7.8.3.1.	Caso de Estudio 3.2.1.....	196
7.8.3.2.	Caso de Estudio 3.2.2.....	197
7.8.3.3.	Caso de Estudio 3.2.3.....	198
7.8.4.	Caso de Estudio 3.3.....	198
7.8.4.1.	Caso de Estudio 3.3.1.....	199
7.8.4.2.	Caso de Estudio 3.3.2.....	200
7.8.4.3.	Caso de Estudio 3.3.3.....	201
7.9	Resultados.....	201
7.9.1	Resultados de los Casos de Estudio.....	201
7.9.1.1.	Resultados del Caso de Estudio 3.1.....	202
7.9.1.2.	Resultados del Caso de Estudio 3.2.....	204
7.9.1.3.	Resultados del Caso de Estudio 3.3.....	207
7.9.2.	Análisis de resultados.....	209
7.9.3.	Resultados de los modelos matemáticos de la literatura.....	211
7.10	Conclusiones.....	212
7.11	Recomendaciones.....	213
7.12	Trabajo Futuro.....	214
Capítulo VIII. CASO DE ESTUDIO 4	215
8.1.	Introducción.....	216
8.2.	Objetivos.....	221
8.3.	Experimentación.....	221
8.4.	Simulación Numérica.....	222
8.4.1.	Sistema físico.....	224
8.4.2.	Descripción del sistema físico.....	225
8.4.3.	Ecuaciones gobernantes.....	226
8.4.4.	Diseño de Malla.....	227
8.4.5.	Modelos de turbulencia.....	228
8.4.6.	Caso de estudio 4.....	231
8.5.	Resultados.....	233
8.5.1.	Análisis de los modelos de turbulencia.....	233
8.5.2.	Optimización de flujo en filtros desecantes.....	234
8.5.3.	Análisis de la influencia del núcleo.....	235
8.5.4.	Variación de presión en el filtro desecante.....	236
8.5.5.	Contornos de presión.....	236

8.5.6.	Vectores de velocidad.....	237
8.6.	Conclusiones.....	238
8.7.	Trabajo Futuro.....	239
Capitulo IX. CASO DE ESTUDIO 5		261
9.1.	Introducción.....	241
9.2.	Objetivos.....	247
9.3.	Experimentación.....	247
9.4.1.	Suposiciones.....	252
9.4.2.	Ecuaciones gobernantes.....	253
9.4.3.	Condiciones iniciales y de frontera.....	254
9.4.4.	Generación de la malla.....	254
9.4.5.	Método Numérico.....	255
9.5.	Resultados.....	256
9.6.	Conclusiones.....	259
9.7.	Trabajo Futuro.....	260
Capitulo X. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO.....		261
10.1.	Conclusiones.....	261
10.2.	Aportaciones.....	262
10.3.	Trabajo Futuro.....	264
Referencias.....		265
Apendice.....		265

LISTA DE FIGURAS

Figuras Capítulo 2.

Figura 2.1 Volumen de control con entrada y salida (Brännbacka (2006)).....	13
Figura 2.2 Volumen de control esquema <i>Production Bookkeeping</i> (Rivera, (2007)).....	14
Figura 2.3 Región de Balance Rectangular (Brännbacka (2006)).	18
Figura 2.4 Región de Balance Rectangular (Brännbacka (2006)).	22
Figura 2.5 Perfil de velocidades entre dos placas paralelas (Brännbacka (2006)).....	23
Figura 2.6.1 Deformación del diferencial de la región de balance (Brännbacka (2006)).	25
Figura 2.6.2 Rotación del diferencial de la región (Brännbacka (2006)).	25
Figura 2.7 Elemento cartesiano para un volumen de control fijo (White (1999)).	30
Figura 2.8 Elemento cartesiano del volumen de control (White, (1999)).	30
Figura 2.9 Dirección del flujo de calor por conducción (Fernández (2002)).	35
Figura 2.10 Volumen de control para la ecuación de conducción (Patankar (1980)).	36
Figura 2.11 Conducción de calor en un cilindro (Fernández (2002)).	39
Figura 2.12 Circuito térmico del cilindro (Fernández (2002)).....	40
Figura 2.13 Volumen de control en coordenadas cilíndricas (Patankar (1980)).....	40
Figura 2.14 Volumen de control, ecuación de convección y difusión (Patankar (1980)).	44
Figura 2.15 a) Flujo Paralelo b) Flujo Contracorriente (Cengel (2001)).....	49
Figura 2.16 Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel (2001)).....	49
Figura 2.17 Intercambiador de calor de doble tubo en flujo paralelo (Cengel 2001)).	54
Figura 2.18 Intercambiador de calor de doble tubo en contraflujo (Cengel (2001)).	56
Figura 2.19 Distribución de temperaturas en un intercambiador (Cengel 2001)).....	57
Figura 2.20 Experimento de Darcy (Mendoza (2006))	60
Figura 2.21 Área transversa total y área capilar (Mendoza (2006)).....	62
Figura 2.22 Proceso de soldadura fuerte de conectores de cobre (CDA (2006)).....	64
Figura 2.23 Representación esquemática del fenómeno de capilaridad (Platex (2006))....	65
Figura 2.24 Procedimiento de la aplicación de la Soldadura Fuerte (Platex (2006)).....	68
Figura 2.25 Etapa no. 1 y 2 del proceso de unión por difusión (Jacobson (2005)).....	70
Figura 2.26 Etapa no. 3 y 4 del proceso de unión por difusión (Jacobson (2005)).....	71
Figura 2.27 Diagrama de fases eutécticas en la unión por difusión (Jacobson (2005)).	72
Figura 2.28 Representación de la primera Ley de Fick.....	73
Figura 2.29 Aplicación de la soldadura fuerte en uniones tipo socket (Sperko (2003)).	75
Figura 2.30 Relación esfuerzo de la unión vs. distancia de penetración (Sperko (2003)).	77
Figura 2.31 Imagen obtenida a través del PIV (TSI Incorporated (2007)).....	78
Figura 2.32 Aparato típico de PIV (TSI Incorporaed (2007)).	79
Figura 2.33 Principios del PIV (TSI Incorporated (2007)).....	80

Figuras Capítulo 3.

Figura 3.1 Malla de cuadrados trazada sobre la región (Hernández (2007)).....	86
Figura 3.2 Aproximación de la segunda derivada (Hernández (2007)).	87
Figura 3.3 a) Dominio, b) Malla con 5 elementos, c) 8 elementos (Logan (2002)).....	89
Figura 3.4 a) Dominio, b) Malla con elementos triangulares (Logan (2002)).....	89
Figura 3.5 Elemento tetra tridimensional con 4 nodos y 4 caras (Logan (2002)).....	89

Figura 3.6 Tipo de elemento en el método de volumen finito (Versteeg (1980)).....	91
Figura 3.7 Ejemplo de un volumen finito basado en elementos (De la Cruz (2003)).....	92
Figura 3.8. Fluent TM como herramienta CFD (Fluent (2007)).....	95
Figura 3.9 Representación del dominio continuo y discreto (Bhaskaran (2006)).....	95
Figura 3.10 Malla para resolver el flujo sobre el ala de un avión (Bhaskaran (2006)).....	96
Figura 3.11 Solución del método de Cálculo Segregado (Fluent (2003)).....	97
Figura 3.12 Puntos malla para la discretización unidimensional (Patankar (1980)).....	99
Figura 3.13 Variación de la variable ϕ entre $x = 0$ y $x = L$ (Fluent (2003)).....	101
Figura 3.14 Volumen de Control Unidimensional (Leonard (1990))	102
Figura 3.15 Volumen de control utilizado para la discretización (Fluent (2003)).....	104

Figuras Capitulo 4.

Figura 4.1 Proceso para realizar una simulación numérica.....	109
Figura 4.2 Controles de la solución.....	111
Figura 4.3. Etapa de cálculo dentro de la simulación numérica.....	112
Figura 4.4 Inicialización de la solución y monitores de solución.....	112
Figura 4.5 Monitores de solución y cálculo.....	113
Figura 4.6 Proceso de simulación numérica descrito por Fluent TM (Fluent, (2003)).....	113
Figura 4.7 Primeras tres etapas del Proceso CFD.....	114
Figura 4.8 Últimas 4 etapas del proceso CFD.....	115
Figura 4.9 Geometría, primera etapa del proceso de simulación numérica.....	116
Figura 4.10. Paquete computacional utilizado para la geometría (Fluent (2003)).....	117
Figura 4.11 Ejemplo simulaciones industriales complejas (CFD-Online (2007)).....	119
Figura 4.12 Tipos de elementos para la construcción del mallado (Thompson (2007)).....	120
Figura 4.13. Mallado, segunda etapa del proceso de simulación numérica.....	123
Figura 4.14 Mallado de un sistema interconectado en Gambit TM	124
Figura 4.15 Condiciones de frontera, tercera etapa del proceso.....	124
Figura 4.16 Condiciones de frontera en Gambit TM	125
Figura 4.17 Física, cuarta etapa del proceso de simulación numérica.....	126
Figura 4.18 Monitoreo de las ecuaciones gobernantes.....	129
Figura 4.19 Cálculo, quinta etapa del proceso de simulación numérica.....	130
Figura 4.20 Reporte, sexta etapa del proceso de simulación numérica.....	132

Figuras Capitulo 5.

Figura 5.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 1.....	136
Figura 5.1 Intercambiador de calor de flujo contracorriente.....	137
Figura 5.2 Esquema simplificado del intercambiador de calor.....	140
Figura 5.3. Modelo geométrico utilizado para la simulación numérica.....	141
Figura 5.4. Modelo geométrico creado en Gambit TM para la simulación numérica.....	141
Figura 5.5 Mallado del Intercambiador de calor: (a) malla tubo cilíndrico interior, (b) malla tubo cilíndrico exterior, (c) dominio de sección cuadrada.....	142
Figura 5.6 Condiciones de frontera del intercambiador de calor.....	145
Figura 5.7 Contornos de temperatura del gas 35 minutos (a) entrada (b) salida.....	149
Figura 5.8 Contornos de temperatura del gas 40 minutos (a) entrada (b) salida.....	150
Figura 5.9 Contornos de temperatura del gas 45 minutos (a) entrada (b) salida.....	150
Figura 5.10 Contornos de temperatura del gas 50 minutos (a) entrada (b) salida.....	150

Figura 5.11 Vectores de Velocidad en magnitudes para el plano XZ a la salida.....	151
Figura 5.12 Vectores de velocidad en magnitudes para el plano XY a la salida.	151
Figura 5.13 Temperaturas de salida del gas mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.....	151
Figura 5.14 Temperaturas de salida del vapor mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.	152
Figura 5.15 Temperaturas de salida del vapor mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.	152
Figura 5.16 Variación de la temperatura de la pared con respecto al tiempo.....	153
Figura 5.17 Variación de la temperatura de la pared con respecto al tiempo.....	153

Figuras Capítulo 6.

Figura 6.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 2.	155
Figura 6.1 Fracción de hueco en función de la razón de dimensión (Fand et al. (1990)).	159
Figura 6.2 Sección de prueba del tubo de agua (Fand et al. (1996)).	163
Figura 6.3 Descripción del dominio utilizado para la simulación numérica	165
Figura 6.4 Cilindro 3D construido para el modelo geométrico	165
Figura 6.5 Técnica utilizada en el modelo geométrico.....	167
Figura 6.6 Malla del modelo geométrico.....	167
Figura 6.7. Variación axial de la temperatura de la pared y del fluido, prueba A1.	171
Figura 6.8 Variación axial de la temperatura de la pared y del fluido, prueba A2.	171
Figura 6.8.1 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Darcy.....	172
Figura 6.9 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Forchheimer.	172
Figura 6.10 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Turbulento	173

Figuras Capítulo 7.

Figura 7.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 3.....	177
Figura 7.1 Comportamiento del conector durante la soldadura (EMPRESA).....	178
Figura 7.2 Flama alta y baja en el proceso de soldadura (EMPRESA).....	179
Figura 7.3 Variables involucradas en la Experimentación de la Soldadura.	179
Figura 7.4 Equipo utilizado en la experimentación (EMPRESA).	184
Figura 7.5 Colocación de los termopares en la experimentación realizada.....	184
Figura 7.6 Perfiles de temperatura de los componentes del sistema (EMPRESA).....	185
Figura 7.7 Perfiles de temperatura de los coeficientes de convección natural.	186
Figura 7.8 Representación del sistema físico que se está utilizando (EMPRESA).....	187
Figura 7.9 Esquema del sistema físico utilizado para la simulación.....	188
Figura 7.10 Geometría del Sistema utilizado durante el soldado fuerte.....	188
Figura 7.11 Condiciones de frontera utilizadas dentro de los casos de estudio.....	192
Figura 7.12 Condiciones de frontera utilizadas dentro del caso de estudio 3.1.1.	193
Figura 7.13 Mecanismos de transferencia de calor en el caso de estudio 3.1.1.....	194
Figura 7.14 Condiciones de frontera utilizadas dentro del caso de estudio no. 3.1.2.	194
Figura 7.15 Mecanismos de transferencia de calor en el caso de estudio 3.1.2.....	195
Figura 7.16 Condiciones de frontera utilizadas para los casos de estudio 3.2.....	196
Figura 7.17 Mecanismos de transferencia de calor para los casos de estudio 3.2.	196

Figura 7.18 Mecanismos de calor una vez que el calor es removido.....	197
Figura 7.19 Condiciones de frontera utilizadas para los casos de estudio 3.3.....	199
Figura 7.20 Mecanismos de transferencia de calor en los casos de estudio 3.3.....	199
Figura 7.21 Mecanismos de calor una vez que el calor es removido.....	200
Figura 7.22 Termopares utilizados para la medición de las temperaturas del sistema.....	202
Figura 7.23 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.1.....	203
Figura 7.24 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.2.....	203
Figura 7.25 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.2.....	204
Figura 7.26 Termopares utilizados para la medición de temperaturas del sistema.....	205
Figura 7.27 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.1.....	205
Figura 7.28 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.2.....	206
Figura 7.29 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.3.....	206
Figura 7.30 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.1.....	207
Figura 7.31 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.2.....	208
Figura 7.32 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.3.....	208
Figura 7.33 Comparación de los resultados del caso de estudio 3.1.....	209
Figura 7.34 Comparación de los resultados del caso de estudio 3.2 y 3.3.....	210

Figuras Capítulo 8.

Figura 8.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 4.....	215
Figura 8.1 Núcleo sólido del filtro desecante (EMPRESA).....	216
Figura 8.2 Filtro Desecante utilizado en un sistema de refrigeración (EMPRESA).....	217
Figura 8.3 Núcleo actual y núcleo futuro (Parker Hannifin, (2003)).....	220
Figura 8.4 Sistema físico utilizado para la simulación numérica (EMPRESA).....	225
Figura 8.5 Sistema físico modelado en Gambit TM , a) carcasa y b) núcleo.....	225
Figura 8.6 Características geométricas del sistema.....	226
Figura 8.7 Malla del modelo geométrico, a) carcasa y b) núcleo.....	227
Figura 8.8 Respuesta de la caída de presión para los distintos modelos de turbulencia.....	233
Figura 8.9 Respuesta de la caída de presión después de la optimización.....	234
Figura 8.10 Respuesta de la caída de presión de la simulación numérica del filtro.....	235
Figura 8.11 Respuesta de la caída de presión de la simulación numérica del filtro.....	235
Figura 8.12 Variación de presión estática del filtro con respecto a la posición.....	236
Figura 8.13 Contorno de presión en el rango de 0 a 30 mbar para un flujo de 150 kg/hr.....	237
Figura 8.14 Contorno de presión en el rango de 0 a 30 mbar para un flujo de 150 kg/hr con un núcleo totalmente cerrado.....	237
Figura 8.15 Vectores de velocidad para un flujo de 150 kg/hr.....	238
Figura 8.16 Vectores de velocidad para un flujo de 150 kg/hr, filtro desecante con el núcleo totalmente cerrado.....	238

Figuras Capítulo 9.

Figura 9.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 5.....	240
Figura 9.1 Visualización del flujo dentro de un cuarto rectangular (Olson (1990)).....	242
Figura 9.2 Visualización del Flujo ($Pr = 464$) para $H/L = 10$ y $Ra = 1.2 (10)^8$ en diferentes planos (a) Plano XY, $z = W/2$, (b) Plano XZ, $y = H$, (c) Plano XZ, $y = H/2$ (Hsieh y Wang (1994)).....	244
Figura 9.3 Sistema Cerrado utilizado para mediciones mediante PIV (Elyyan (2005)).....	245
Figura 9.4 Diseño de la cavidad prismática de sección uniforme.....	247

Figura 9.5 Sistema PIV utilizado en la experimentación	248
Figura 9.6 Adquisitor de datos y termopar tipo K.....	250
Figura 9.7 Experimentación del sistema interconectado.....	251
Figura 9.8 Esquema del sistema interconectado utilizado en la simulación.....	252
Figura 9.9 Características geométricas del sistema interconectado.....	252
Figura 9.10. Malla utilizada para la solución de las ecuaciones gobernantes.....	255
Figura 9.11. (a) Visualización del flujo en la parte superior de la resistencia (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.....	256
Figura 9.12. (a) Visualización del flujo en la parte izquierda de la resistencia (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.....	256
Figura 9.13. (a) Visualización del flujo en la salida del sistema de calentamiento (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV, (c) Visualización del flujo en la entrada del sistema de calentamiento, (d) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.....	257
Figura 9.14. Contornos de temperatura para el sistema de calentamiento (a) $t = 5$ minutos, (b) 10 minutos, (c) 15 minutos y (d) 20 minutos.....	258
Figura 9.15. Contornos de temperatura para el sistema de calentamiento (a) $t = 25$ minutos, (b) 30 minutos, (c) 35 minutos y (d) 40 minutos.....	259

LISTA DE TABLAS
Tablas Capítulo 2.

Tabla 2.1 Diferencias entre experimentos y simulaciones numéricas (Stern (2005)).....	12
Tabla 2.2 Balances de para diferentes propiedades (Brännbacka (2006)).....	13
Tabla 2.3 Propiedades generación de las ecuaciones gobernantes (Rivera (2007)).....	16
Tabla 2.4. Términos del flujo de calor que pasa a través de las caras (White (1999)).....	31
Tabla 2.5. Términos de entrada y salida para el trabajo viscoso (White (1999)).....	32
Tabla 2.6 Resumen ecuaciones básicas del movimiento del fluido (White (1999)).....	33
Tabla 2.7 Ecuaciones de conducción en 2 y 3 dimensiones (Patankar (1980)).....	38
Tabla 2.8 Valores de conductividad térmica (Fernández (2002)).....	42
Tabla 2.9 Valores coeficientes de transmisión por convección (Fernández (2002)).....	43
Tabla 2.10 Cálculos para obtener la eficiencia de un tubo aletado (Gyani (2007)).....	53
Tabla 2.11 Expresiones efectividad de intercambiadores de calor (Cengel (2001)).....	58
Tabla 2.12 Expresiones efectividad de intercambiadores de calor (Cengel (2001)).....	59
Tabla 2.13 Características del Medio Poroso (Mendoza (2006)).....	63
Tabla 2.14 Ventajas y desventajas de un sistema PIV (TSI Incorporated (2007)).....	81

Tablas Capítulo 4.

Tabla 4.1 Fases principales del proceso de simulación numérica.....	110
Tabla 4.2 Paquetes computacionales para exportar a Gambit TM (CFD-Online (2007))...	118
Tabla 4.3. Tipos de mallas basadas en elementos (CFD-Online (2007)).....	121
Tabla 4.5 Procedimiento de la etapa 5 utilizando Fluent TM	131
Tabla 4.4 Procedimiento de la etapa 4 utilizando Fluent TM	128
Tabla 4.6 Procedimiento de la etapa 6 utilizando Fluent TM	133
Tabla 4.7 Procedimiento de la etapa 7 utilizando Fluent TM	135

Tablas Capítulo 5.

Tabla 5.1 Condiciones de frontera para la temperatura del gas y la presión del vapor....	143
Tabla 5.2 Condiciones de Frontera para el Flujo de Gas y de Vapor (EMPRESA).....	144
Tabla 5.3 Variables de la correlación del coeficiente de convección exterior.....	148
Tabla 5.4 Variables que conforman el cálculo del coeficiente de convección efectivo...	148
Tabla 5.5 Correlación para el calculo del coeficiente de convección interior.....	149

Tablas Capítulo 6.

Tabla 6.1 Rangos para los diferentes regimenes de flujo (Fand et. al (1987)).....	157
Tabla 6.2 Valores óptimos numéricos en la ecuación (6.5) (Fand et al. (1996)).....	163
Tabla 6.3 Análisis de Sensibilidad de la Malla utilizada en la simulación numérica.	168
Tabla 6.4 Pruebas realizadas utilizando distinto diámetro de partículas.....	169
Tabla 6.5 Parámetros utilizados para la prueba A1.....	170
Tabla 6.6 Parámetros utilizados para la prueba A2.....	171

Tablas Capitulo 7.

Tabla 7.1 Experimentación variando parámetros en la Soldadura.....	180
--------------------------------------------------------------------	-----

Tablas Capitulo 8.

Tabla 8.1 Características de los Filtros Desecantes (EMPRESA).....	218
Tabla 8.2 Necesidades en el departamento de desarrollo e investigación.....	219
Tabla 8.3 Mallas generadas para la solución de las ecuaciones gobernantes.....	228
Tabla 8.4 Comparación de los modelos de turbulencia.....	231
Tabla 8.5 Flujo másico, velocidad y número de Reynolds.....	232
Tabla 8.6 Porcentaje de error de la simulación numérica vs. datos experimentales.....	234

Tablas Capitulo 9.

Tabla 9.1 Resumen de experimentos previos de convección natural.....	246
Tabla 9.2 Características del láser tipo YAG.....	248
Tabla 9.3 Componentes del sistema interconectado.....	249
Tabla 9.4 Componentes del sistema interconectado (continuación).....	250

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado	Símbolo	Significado
A	Área superficial en contacto	h_i	Coefficiente de convección interior
A_w	Constante ecuación de Ergun–Riechelt	h_o	Coefficiente de convección exterior
A_c	Área transversal del tubo aletado	h_{cf}	Coefficiente de convección
A_d	Área transversal del dominio	k	Coefficiente de conducción
A_{fo}	Área de las aletas	k_{eff}	Conductividad térmica efectiva
A_i	Área interior del tubo	k_f	Conductividad térmica del material
A_n	Área de flujo libre	l	Longitud del cilindro
A_{po}	Superficie exterior expuesta	Lc	Longitud característica
A_o	Área total del sistema	L_f	Longitud total del tubo
B	Constante ecuación de Ergun–Riechelt	ΔL	Longitud de sub – sección del tubo
B_w	Constante de la pared Ergun–Riechelt	M	Factor de corrección de la pared
C_1	Corrección número Reynolds	M_{gas}	Flujo másico de gas
C_3	Corrección geometría aleta	N_f	Número de aletas
C_5	Corrección del arreglo del tubo	N_r	Número de tubos dirección del flujo
C_p	Calor específico a presión constante	Nu	Número promedio de Nusselt
D	Diámetro interior del tubo aletado	Nu_D	Nusselt referenciado a un diámetro
D_e	Diámetro de la partícula esférica	Pr	Número de Prandtl
D_f	Diámetro exterior del tubo aletado	q''	Flujo de calor por convección
d_h	Diámetro hidráulico de la partícula	Q_k	Calor por unidad de Tiempo
d_l	Diámetro mayor de la partícula	Q_i	Calor interior
d_s	Diámetro menor de la partícula	Q_o	Calor exterior
d_o	Diámetro exterior del tubo	R	Radio del cilindro
f	Factor modificado de fricción	Ra	Número de Rayleigh
f_w	Factor de fricción de la pared	Re	Número de Reynolds
E	Eficiencia térmica	Re_d	Número de Reynolds de la partícula
G_n	Velocidad del fluido (área libre)	Re'	Número modificado de Reynolds
G	Gravedad	Re_w	Número de Reynolds de la pared
Gr	Número de Grashof	s_f	Espacio libre entre aletas

Símbolo	Significado	Símbolo	Significado
t_f	Ancho de la aleta	T_∞	Temperatura fluido lejos de la superficie
T_{gas}	Temperatura del gas	T_F	Temperatura del fluido no perturbado
T_{pared}	Temperatura de la pared	U	Componente del vector velocidad
T_{vapor}	Temperatura de mezclado del vapor	v	Velocidad
T	Temperatura	V	Volumen
T_f	Temperatura de mezclado del fluido	X	Dirección del Flujo de calor
T_w	Temperatura de la pared	x_1, x_2	Coordenadas cartesianas ortogonales
T_{Pf}	Temperatura de la superficie	y	Dirección del Flujo de calor
Símbolos Griegos	Significado	Símbolos Griegos	Significado
δ	Espesor de la capa límite	μ	Viscosidad del fluido
ρ	Densidad del fluido	ε	Fracción de hueco
ν	Viscosidad cinemática del fluido		

Capítulo I

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se investiga la aplicación de la dinámica de fluidos a casos de estudios relacionados con el área académica e industrial. La investigación surge de la necesidad de la solución de problemas relacionados con la mecánica de fluidos y la transferencia de calor. Los casos de estudio están dirigidos a: la simulación numérica de la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados, la simulación numérica de la transferencia de calor en cilindros empacados, la optimización del proceso de soldadura fuerte, la optimización del flujo en filtros desecantes y la convección natural en sistemas interconectados: experimentación mediante la técnica Particle Image Velocimetry (PIV). Cada uno de los casos de estudio presenta la metodología de la dinámica de fluidos en la cual, se genera el modelo geométrico, se diseña la malla del modelo, se realizan las simulaciones numéricas y se analizan los resultados obtenidos. Los casos de estudio se relacionan con distintas aplicaciones como lo pueden ser: intercambiadores de calor, tubos aletados, camas empacadas o reactores nucleares, filtros desecantes, transformadores de potencia y equipo eléctrico o electrónico.

1.1. Introducción

Durante los últimos años, ha habido un importante interés en la optimización de la eficiencia global en los procesos de producción así como en la minimización de la generación de desperdicios; esto se debe principalmente a la tendencia del mercado hacia la globalización, a la alta expectativa de los clientes y al alto negocio o ganancia por parte de las compañías manufactureras.

Seguir el esquema de diseño en el cual se toma el producto del laboratorio hacia una planta piloto y después hacia su producción dejó de ser atractivo debido a los altos costos que se generan durante el desarrollo del producto. En la actualidad el desarrollo de productos y procesos se realiza casi de manera simultánea, por lo que un rápido análisis y una formulación rápida del prototipo son requeridos para obtener los resultados esperados.

La dinámica de fluidos computacional es una creciente tecnología la cual se utiliza para reducir los ciclos de desarrollo de productos – procesos, optimizar los requerimientos de energía, optimizar los procesos ya existentes y eficientizar el diseño de nuevos productos y procesos.

Esta tecnología ha alcanzado gran importancia en el desarrollo de investigaciones relacionadas con la mecánica de fluidos y la transferencia de calor debido a la gran cantidad de problemas numéricos que se pueden resolver en un tiempo muy corto y sin costos adicionales. Numerosos proyectos han sido desarrollados utilizando distintos programas o paquetes computacionales de la dinámica de fluidos los cuales son capaces de dar solución a problemas numéricos mediante los métodos de diferencias finitas, elemento finito y volumen finito.

La dinámica de fluidos computacional presenta resultados cuantitativos y cualitativos mediante la solución de las ecuaciones gobernantes, es decir, la ecuación de continuidad, la ecuación de momentum y la ecuación de energía. Uno de los paquetes computacionales más conocidos de la dinámica de fluidos computacional es FluentTM, el cual resuelve dichas ecuaciones mediante el método de volumen finito. Este paquete computacional fue adquirido por el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, campus Monterrey, recientemente, debido a la facilidad de uso y rapidez en la solución de las ecuaciones gobernantes.

Esta investigación nace de la inquietud de poder utilizar FluentTM, como herramienta de simulación numérica para el desarrollo de distintos casos de estudio relacionados con el área industrial y el área académica. La investigación incluye temas referentes a intercambiadores de calor, a la transferencia de calor por convección en medios porosos, al proceso de soldadura fuerte, a la mecánica de fluidos en un filtro desecante y a la convección natural en sistemas interconectados. La investigación no únicamente contiene simulaciones numéricas de los distintos casos presentados, sino que además, incluye experimentos a través de los cuales se reforzaron los resultados obtenidos.

1.2. Antecedentes

En el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, se han desarrollado trabajos previos de simulaciones numéricas utilizando distintos paquetes computacionales de la dinámica de fluidos, entre los cuales se pueden destacar los mencionados a continuación.

Hasta el momento, se han resuelto problemas relacionados con la convección natural en sistemas interconectados (González (2006)), la variación automática de formas para propósitos de optimización, (Cuevas (2006)) y la optimización del diseño de un abanico de un motor de corriente alterna para mejorar su eficiencia mediante algoritmos genéricos (Arcos (2006)). Estos trabajos fueron desarrollados utilizando FluentTM como paquete computacional para la obtención de los resultados. Existen otros trabajos de investigación que utilizaron otro paquete computacional como StarCDTM o CFDesignTM. Dichos paquetes computacionales varían con respecto a FluentTM en cuanto a las características de interfase con el usuario, sin embargo, al igual que FluentTM se basan en la solución de las ecuaciones gobernantes mediante métodos numéricos.

Dentro de los trabajos de investigación que se desarrollaron utilizando StarCDTM se encuentran: la estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección en álabes de turbinas de gas (Campos (2002)), la simulación numérica del flujo de escape de una turbina de vapor de baja presión (Mariño (2002)) y la obtención de correlaciones de pérdidas de calor y presión para bancos de tubos en calderas de recuperación utilizando simulación de flujo computacional (De la Cruz y Trejo (2003)). En CFDesignTM se desarrollo la investigación del diseño de un sistema de ósmosis inversa centrífugo utilizando diversas metodologías de diseño para la innovación (Silva (2006)).

En cuanto al uso de métodos numéricos, tales como diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos se han desarrollado los siguientes casos de estudio: modelación y simulación de un horno de lecho empacado para la sinterización de óxido magnesio (Loredo (2002)), análisis de fluidos mediante un formulación lagrangiana (Pulido (2004)) y el desarrollo de un elemento finito placa basado en una forma especial de representación de solución (Pineda (2004)).

Aunque dichos estudios no utilizan un paquete computacional para la solución de las ecuaciones gobernantes presentan algoritmos propios de un paquete computacional de dinámica de fluidos que sirven como referencia para la obtención de la solución de las ecuaciones de continuidad, momentum y energía.

1.3. Justificación de la investigación

Las compañías manufactureras presentan cada día una mayor competencia en el ámbito internacional debido a la globalización que existe actualmente. El suceso de dichas compañías depende de la calidad y productividad de sus sistemas de manufactura así como del desarrollo de nuevos productos y nuevos sistemas de manufactura capaces de producir eficientemente en cuanto al tiempo y costo. De ahí que existan dentro de las compañías departamentos encargados de mejorar y alcanzar los niveles óptimos para sus productos.

De acuerdo con un estudio realizado por el Consejo Nacional de Investigación, se definió la visión, tendencia y perspectivas de la nueva generación de manufactura. En dicho estudio, existen seis retos principales para poder continuar dentro de la competencia global (National Research Council (1998)).

Los seis retos son:

- Reto no. 1 – Alcanzar concurrencia en todas las operaciones.
- Reto no. 2 – Integrar recursos técnicos y humanos para alcanzar satisfacción.
- Reto no. 3 – Transformar información en conocimiento útil.
- Reto no. 4 – Reducir el gasto de producción del producto.
- Reto no. 5 – Reconfigurar la empresa de manufactura lo mas rápido posible.
- Reto no. 6 – Desarrollar manufactura innovativa en los procesos y productos.

Tomando dichos retos en consideración, surgió la necesidad de solucionar los problemas relacionados con la mecánica de fluidos y la transferencia de calor dentro del área industrial, utilizando paquetes computacionales los cuales fueran capaces de reducir el tiempo de producción, eficientizar el sistema u optimizar el producto.

En cuanto al área académica, se optó por desarrollar casos de estudios los cuales sirvieran como ejemplo para generaciones futuras. La presente investigación pretende contribuir a solucionar problemas industriales y académicos mediante la proposición de nuevos parámetros y la reducción de la curva de aprendizaje.

1.4. Objetivos de la Investigación

El objetivo principal de la investigación es la aplicación de la dinámica de fluidos computacional a casos de estudio referentes al área académica y el área industrial. Cada caso de estudio presenta sus objetivos individuales los cuales serán descritos en los capítulos posteriores de esta investigación. Para poder cumplir con el objetivo de la investigación se pretende llevar a cabo una metodología a través de la cual se resuelven los diferentes casos de estudio. Por medio de esta metodología se aplicarán los conceptos de la dinámica de fluidos y se dará solución a los problemas presentados.

Los objetivos individuales de los casos de estudio se pueden agrupar en:

- Optimización del proceso y/o producto.
- Modificación del proceso y/o producto.
- Validación de los diseños propuestos.
- Identificación de nuevas necesidades.
- Elaboración de recomendaciones.
- Disminución del proceso de desarrollo del producto.

1.5. Metodología de la Tesis

El método que se pretende utilizar para realizar esta tesis consiste en una serie de actividades básicas que son: revisión de la literatura, estudio y conocimiento de los distintos métodos numéricos, metodología de simulación numérica, casos de estudio (experimentación y simulación numérica) y análisis de resultados.

La revisión literaria incluye una investigación a través de los distintos artículos, publicaciones relevantes, memorias de conferencias internacionales, libros de texto, manuales y estándares, todo ello con el fin de conocer el trabajo previo a la dinámica de fluidos computacional, las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum y ecuación de energía), los mecanismos de transferencia de calor (conducción y convección), los intercambiadores de calor, el flujo a través de medios porosos y la convección natural en sistemas interconectados.

Una vez que se tiene la base y el conocimiento necesario, se analizarán los distintos métodos numéricos que existen en la literatura. Estos métodos numéricos pueden ser: el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos o el método de volumen finito. Así mismo, se busca comprender cómo es que FluentTM resuelve las ecuaciones gobernantes y cuáles son los diferentes mecanismos de solución para dichas ecuaciones (acoplamiento de presión - velocidad, esquemas de discretización, etc.).

Posteriormente se presentará una metodología para la realización de las simulaciones numéricas dentro de los casos de estudio. Esta metodología se basa en 7 etapas principales a través de las cuales se da seguimiento al modelo que se quiere analizar o resolver. Las etapas son: geometría (construcción), mallado, establecimiento de las condiciones de frontera, física, cálculo, reporte y post-procesamiento.

Habiendo definido la metodología para las simulaciones numéricas se prosigue con la realización de los casos de estudio referentes a intercambiadores de calor, a la transferencia de calor por convección en medios porosos, al proceso de soldadura fuerte y a la mecánica de fluidos en un filtro desecante. Estos casos de estudio siguen cierta metodología en la cual se da solución al problema mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional. La forma de presentar los casos de estudio es la siguiente:

- a) Introducción. Descripción del caso de estudio.
- b) Objetivos. Necesidades a resolver dentro del caso de estudio.
- c) Experimentación. Estudio del caso de estudio a través de experimentos.

- d) Simulación Numérica.
 - a. Análisis del sistema físico a representar y definición del dominio computacional a ser modelado.
 - b. Determinación de las ecuaciones gobernantes.
 - c. Creación de la malla computacional con la densidad adecuada de acuerdo a las necesidades del problema, prestándole especial atención a las áreas de interés.
 - d. Establecimiento de las condiciones de frontera.
 - e. Selección de las ecuaciones gobernantes y relaciones constitutivas.
 - f. Evaluación de las técnicas computacionales a través de la validación de los resultados.

Finalmente, se analizarán los resultados obtenidos en los reportes y el post – procesamiento y se generarán las conclusiones pertinentes de los casos de estudio y de la investigación en general.

1.6. Organización de la Investigación

La presente investigación se encuentra organizada en 9 capítulos los cuales se describen a continuación:

- **Capítulo I.** Introducción. Presenta el contexto en que se concibió y se desarrollará la investigación. Se mencionan los antecedentes que se tienen respecto a la dinámica de fluidos computacional y métodos numéricos. Se muestra la justificación de la investigación, los objetivos de la investigación y la metodología que se seguirá para su elaboración.
- **Capítulo II.** Revisión literaria. Descripción de la técnica de la dinámica de fluidos computacional, las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, ecuación de momentum, ecuación de energía, ecuaciones de Navier - Stokes). Los mecanismos de transferencia de calor (transmisión de calor por conducción y convección), los intercambiadores de calor, el flujo a través de medios porosos, el proceso de soldadura fuerte y el equipo de experimentación Particle Image Velocimetry (PIV).

- **Capítulo III.** Métodos Numéricos. Métodos para la solución de problemas dentro de los cuales están: el método de diferencias finitas, el método de volumen finito y el método de elementos finitos. Introducción de FluentTM como herramienta de la dinámica de fluidos computacional (estrategia de CFD seguida por FluentTM, esquemas numéricos utilizados por FluentTM para la solución de las ecuaciones gobernantes, acoplamiento presión – velocidad y discretización).
- **Capítulo IV.** Metodología de simulación numérica. Compuesta por 7 etapas principales que son: geometría (construcción), mallado, establecimiento de las condiciones de frontera, física, cálculo, reporte y post-procesamiento.
- **Capítulo V.** Caso de Estudio 1. Simulación numérica de la transferencia de calor conjugada en intercambiadores de calor con tubos aletados. El caso trata la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor cuya configuración es de contraflujo. La temperatura, velocidad y presión son dependientes del tiempo mientras que las propiedades termodinámicas son dependientes de la temperatura y presión. Se presentan como resultados los campos de temperatura dentro y fuera del intercambiador de calor para diferentes periodos de tiempo así como la respuesta de la transferencia de calor hacia las variaciones de tiempo debido a las condiciones de entrada.
- **Capítulo VI.** Caso de estudio 2. Simulación numérica de la transferencia de calor en cilindros empacados. El caso explora el uso de la dinámica de fluidos computacional como herramienta de modelación y análisis de la transferencia de calor por convección en cilindros empacados con esferas. Se compararon los valores obtenidos mediante correlaciones empíricas para el número promedio de Nusselt con los resultados obtenidos utilizando simulaciones numéricas.
- **Capítulo VII.** Caso de Estudio 3. Optimización de conectores de cobre en el proceso de soldadura fuerte. El caso se enfoca en la optimización del proceso de soldadura fuerte mediante simulaciones numéricas. Como resultado de la simulación numérica se definieron los parámetros y el método adecuado de soldadura.

- **Capítulo VIII.** Caso de Estudio 4. Optimización del flujo en filtros desecantes. El caso pretende optimizar el flujo en filtros desecantes mediante simulación numérica. El fluido utilizado es agua. El flujo es laminar a través del medio poroso y turbulento en las otras secciones del filtro. Se simularon 3 distintas configuraciones del núcleo y se comparó la caída de presión en cada una de dichas configuraciones.
- **Capítulo IX.** Caso de Estudio 5. Convección natural en sistemas interconectados: Experimentación PIV. El caso considera una configuración formada por un sistema en donde el fluido es calentado por medio de una resistencia cilíndrica y otro sistema mediante el cual el calor se disipa. Se utilizó el equipo PIV para obtener mediciones de la velocidad del fluido. Se investigó el efecto de los patrones de flujo debido a la variación en la configuración y condiciones de los sistemas interconectados.
- **Capítulo X.** Conclusiones. Se establecieron conclusiones generales sobre los casos de estudio presentados a lo largo de la investigación. A su vez se realizan recomendaciones referentes al uso y aplicación del proceso de la dinámica de fluidos computacional para casos industriales y académicos.
- **Referencias.** Las referencias se encuentran divididas por capítulo para facilidad del lector. Se incluyen referencias con respecto a los diferentes tópicos tratados en la investigación como los son: transferencia de calor (conducción, convección, intercambiadores de calor) y mecánica de fluidos (caída de presión, ecuaciones de continuidad y momentum y ecuaciones de Navier – Stokes).
- **Apéndice.** Se incluye información como complemento a los casos de estudio presentados. Dentro del apéndice se incluyen los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor por convección, la programación realizada en C++ para la lectura de los datos experimentales así como la programación para las condiciones de frontera y los cálculos de las propiedades termodinámicas dependientes de la temperatura.

Capítulo II

Revisión Literaria

En este capítulo se presenta una introducción referente a la dinámica de fluidos computacional en la cual está se define y se presentan las diferencias entre las simulaciones numéricas y los experimentos. Así mismo, se revisan conceptos fundamentales relacionados con las ecuaciones gobernantes. Se presenta la ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad, la ecuación de cantidad de movimiento o momentum, las ecuaciones de Navier – Stokes y la ecuación de la energía. También se revisan los conceptos de los mecanismos de transferencia de calor por conducción y convección. Se introduce la teoría relacionada con los intercambiadores de calor, el flujo en medios porosos y el proceso de soldadura fuerte. Finalmente, se introduce a la experimentación mediante la técnica conocida como Particle Image Velocimetry (PIV), la cual es una técnica que permite la visualización del flujo.

2.1. Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) provee una predicción cualitativa y cuantitativa del flujo mediante la solución de modelos matemáticos (ecuaciones diferenciales parciales), utilizando métodos numéricos (técnicas de solución y discretización) y herramientas computacionales. CFD es una técnica del área de termofluidos que permite la predicción de flujo, la transferencia de calor, la transferencia de masa, las reacciones químicas y los fenómenos relacionados mediante la solución de ecuaciones matemáticas utilizando un proceso numérico (Fluent (2002)).

El paquete computacional típico de CFD es una herramienta que incluye varios elementos, entre ellos: pre - procesador para la generación del dominio computacional, un conjunto de ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos y la transferencia de calor, método de discretización, métodos numéricos para resolver las ecuaciones y post – procesador para el manejo y visualización de los resultados obtenidos de la simulación numérica (Campos (2001)).

Esta técnica permite obtener una solución numérica aproximada a problemas para los cuales, debido a su gran complejidad, sería prácticamente imposible obtener una solución analítica. Durante los últimos años, el desarrollo de la dinámica de fluidos computacional, se ha visto favorecida debido al incremento en la capacidad de las computadoras expresada en memoria RAM, capacidad de almacenamiento de datos, velocidad de procesamiento e incluso en las dimensiones del monitor.

Con la dinámica de fluidos computacional, se pueden modelar flujos que no son fácilmente reproducibles experimentalmente. La formulación de un problema, con un número reducido de suposiciones, permite que la investigación numérica sea comparable a un buen experimento físico. Incluso, los experimentos numéricos presentan un gran número de ventajas sobre los experimentos en el laboratorio, ya que permiten considerar una mayor precisión de los efectos que se involucran en el proceso, de forma sencilla y a bajo costo.

Mediante el uso de experimentos numéricos se puede evitar la necesidad de tener sistemas especializados o sensores para predecir y medir la temperatura, presión, densidad u otras propiedades que se requieran analizar en el sistema que se está utilizando. Adicionalmente, el realizar experimentos numéricos permite variar los parámetros del problema, así como sus condiciones en la frontera, en un amplio rango y con gran facilidad. Esto en ocasiones es imposible bajo condiciones de laboratorio y resulta ser ineficiente en cuestiones económicas.

CFD permite a los científicos e ingenieros desarrollar experimentos numéricos en un “laboratorio de flujo virtual”. Así mismo, provee visualizaciones de patrones de flujo que son difíciles, caros e incluso imposibles de lograr mediante técnicas tradicionales (experimentos). La diferencia entre una simulación numérica lograda a través de CFD y un experimento se muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Diferencias entre experimentos y simulaciones numéricas (Stern (2005)).

Experimentos	Simulación Numérica
Descripción cuantitativa del fenómeno de flujo utilizando medidas para: <ul style="list-style-type: none"> • Una sola cantidad a la vez • Un número limitado de puntos e instantes de tiempo • Un modelo a escala de laboratorio • Un limitado rango de problemas y condiciones de operación. 	Predicción cuantitativa del fenómeno de flujo utilizando un software CFD para: <ul style="list-style-type: none"> • Cualquier cantidad deseada • Un número casi ilimitado de puntos e instantes de tiempo. • El dominio actual del flujo. • Cualquier problema virtual y condición realista de operación.
Fuente de Error: Errores en la medición, Disturbio del flujo debido a las pruebas	Fuentes de Error: Modelación, Discretización, Iteraciones e Implementación.

Es importante aclarar que CFD no reemplaza completamente las mediciones, sin embargo, reduce significativamente el número de experimentos y por ende el costo total de los mismos. Por lo general los experimentos son caros, lentos, secuenciales y tiene un solo propósito mientras que las simulaciones numéricas son más baratas, rápidas y tienen múltiples propósitos.

A pesar de los beneficios de la simulación numérica cuando se realiza una investigación es necesario, de ser posible, realizar la simulación numérica y la experimentación debido a que los resultados de las simulaciones numéricas nunca son 100% confiables. Esto se debe principalmente a que los datos de entrada involucran imprecisiones, el modelo matemático aplicado al problema puede ser inadecuado y la precisión de los resultados está limitada por la capacidad de computación disponible.

2.2. Ecuaciones Gobernantes

En la modelación matemática de sistemas físicos es común utilizar ecuaciones de balance de cantidades conservativas o no conservativas sobre un volumen de control (región de balance) para calcular el flujo y acumulación de las propiedades (Bird et al. (1960)).

La estructura general de un balance de ecuación es la siguiente:

$$Entrada + Generación - Consumo = Salida + Acumulación$$

Expresada en símbolos matemáticos, el balance de ecuación para una propiedad B esta dada por:

$$\dot{B}_{entrada} + \dot{B}_{generacion} = \frac{dB}{dt} + \dot{B}_{salida} \quad (2.1)$$

La entrada de una propiedad B a un volumen de control más la generación de B en dicho volumen de control es igual a la acumulación de B en el volumen de control más la salida de B del volumen de control.

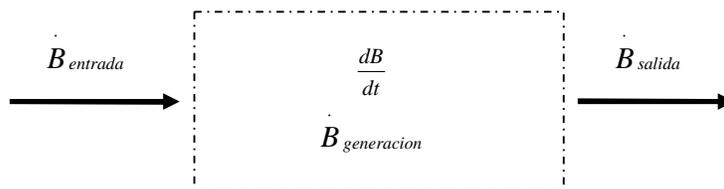


Figura 2.1 Volumen de control con entrada y salida (Brännbacka (2006)).

El balance de ecuaciones puede ser aplicado para diferentes propiedades como masa, energía, cantidad de materia y momentum. Los balances para dichas propiedades se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Balances de para diferentes propiedades (Brännbacka (2006)).

Propiedad	Expresión	Ecuación
Masa	$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida}$	(2.2)
Energía	$\frac{dE}{dt} = \dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida}$	(2.3)
Cantidad de Materia	$\frac{dn_a}{dt} = \dot{n}_{a,entrada} - \dot{n}_{a,salida} + \dot{n}_{a,generacion}$	(2.4)
Momentum	$\frac{dI}{dt} = \dot{I}_{entrada} - \dot{I}_{salida} + \sum F$	(2.5)

Una de las formas más generales de expresar las ecuaciones gobernantes es mediante el esquema de *Production Bookkeeping*. Este esquema se basa en la derivación de una serie de ecuaciones integrales obtenidas a partir de un volumen de control, las cuales expresan los principios fundamentales de la ciencia de termofluidos. El análisis que surge de este esquema permite una serie de ecuaciones similares las cuales dependerán de la propiedad térmica o dinámica con la que se esté trabajando.

El esquema de *Production Bookkeeping* parte de un volumen de control y de una propiedad térmica o dinámica arbitraria la cual se conoce como propiedad. Dicha propiedad debe de tener una sola propiedad contable, por lo que la propiedad debe ser escalar, tal como energía, masa, entropía o alguna componente de un vector como lo puede ser el momentum. Tomando esto en consideración la fórmula del esquema de *Production Bookkeeping* para la cantidad de producción en un volumen de control nos dice que:

$$\text{Propiedad Almacenada} = \text{Propiedad Inicial} + (\text{Entradas} - \text{Salidas}) + \text{Propiedad Producida}$$

Esta fórmula surge del análisis de un volumen de control el cual se muestra en la figura 2.2. Para poder obtenerla es necesario preguntarnos de donde es que viene la propiedad almacenada. Como respuesta a dicha pregunta sabemos que la propiedad está inicialmente en el volumen de control, que existe una diferencia entre las entradas y salidas, y por último que se presenta una creación de la propiedad (conocida como producción) en el desarrollo. Si expresamos lo anterior en palabras se obtiene la fórmula del esquema de *Production Bookkeeping*.

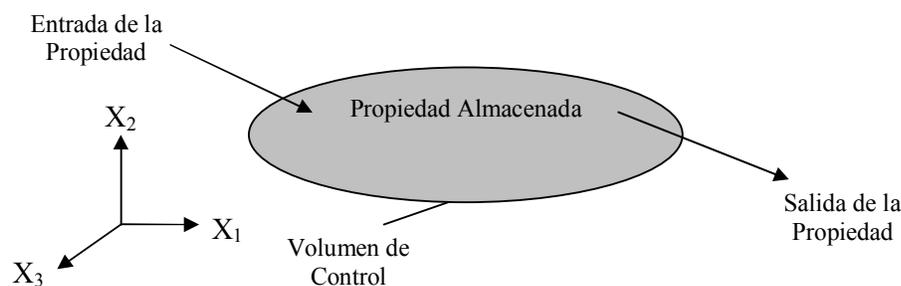


Figura 2.2 Volumen de control para el esquema *Production Bookkeeping* (Rivera, (2007)).

El esquema de *Production Bookkeeping* se puede expresar con base en un proceso (inicio – fin del proceso) y con base en un instante en el tiempo. Si se expresa con base en un proceso se tiene que:

$$\text{Incremento en el almacenamiento} + (\text{Salidas} - \text{Entradas}) = \text{Producción}$$

Si el esquema de *Production Bookkeeping* se expresa con base en un instante de tiempo se tiene que:

$$\begin{aligned} \text{Razón de Incremento en el Almacenamiento} + \text{Razón Neta de Salida} \\ = \text{Razón de Producción} \end{aligned}$$

Para poder hacer que estas fórmulas sean ecuaciones útiles es necesario expresar cada término en forma matemática. Para el esquema de *Production Bookkeeping* expresado con base en un instante de tiempo, el primer término es la razón de cambio en el tiempo para la propiedad total dentro del volumen de control. En este punto es necesario que la propiedad de interés sea expresada en términos de la cantidad de propiedad por unidad de masa del material dentro del volumen de control. Para ello se define γ como la cantidad de propiedad por unidad de masa, mientras que $\rho\gamma$ es la cantidad de propiedad por unidad de volumen.

La razón de cambio en el tiempo para la propiedad total dentro del volumen de control puede ser expresada como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho\gamma dV \tag{2.6}$$

Para el segundo término que es la razón neta de salida se deben considerar las formas en que la propiedad puede ser transportada a través de la superficie de control. La razón de cambio neta de salida se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \text{Razón de cambio de salida} = & \text{Razón de salida para una propiedad adjunta a la masa} \\ & + \text{Razón de salida de la propiedad no adjunta a la masa} \end{aligned}$$

Habiendo definido los términos del esquema de *Production Bookkeeping* y considerando que la razón de producción puede ser escrita como P_γ , tenemos que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \gamma dV + \int_A \rho \gamma \vec{V}_{rel} \cdot dA + \int_A Flujo \text{ neto de salida no asociado con la masa} = \dot{P}_\gamma \quad (2.7)$$

Ahora solo es necesario (1) definir la propiedad de interés, (2) determinar las formas en que la propiedad puede cruzar la superficie de control y (3) proveer el principio fundamental que define la razón a la cual la propiedad es producida. Las propiedades más comunes y utilizadas actualmente son: la masa, la energía, la entropía y el momentum lineal. La tabla 2.3 resume las diferencias entre las propiedades mencionadas anteriormente.

Tabla 2.3 Propiedades para la generación de las ecuaciones gobernantes (Rivera (2007)).

Propiedad	γ	Transferencia no asociada con la masa	Razón de producción	Principio fundamental
Masa	1	Ninguna	0	Conservación de Masa
Energía	Energía Especifica Total	Trabajo, Calor	0	Conservación de Energía
Entropía	Entropía Especifica	Asociada únicamente con la transferencia de calor	≥ 0	Segunda Ley de Termodinámica
Momentum	Velocidad Absoluta	Ninguna	Fuerza neta aplicada	Segunda Ley de Newton

2.2.1. Ecuación de continuidad o conservación de masa

El principio de conservación de masa puede ser expresado tanto (1) con referencia a un volumen material en movimiento $V(t)$ como (2) con referencia a un volumen fijo en el espacio V_0 . Cuando el principio de conservación de masa se expresa con referencia a un volumen material (colección arbitraria de fluido de una identidad fija y cubierta por una superficie también formada por las partículas del fluido) en movimiento la masa contenida en el volumen material $V(t)$ no cambia cuando el volumen se mueve con el fluido.

Debido a que no existe transferencia de masa de o hacia un volumen material, el principio de conservación de masa implica que:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho(r, t) dV = \int_V \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \operatorname{div} u \right) dV = 0 \quad (2.8)$$

Aplicando el Teorema de Gauss de la divergencia a la ecuación 2.8 y utilizando la definición de D/Dt (derivada total o material) se obtiene la ecuación diferencial de conservación de masa o simplemente ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0 \quad (2.9)$$

Cuando el principio de conservación de masa se expresa con referencia a un volumen fijo en el espacio, la razón de decremento de masa en un volumen fijo V_0 es igual al flujo másico a través de su superficie S_0 . Este principio implica que:

$$-\frac{d}{dt} \int_{V_0} \rho dV = \int_{S_0} \rho u \cdot ndS = 0 \quad (2.10)$$

De acuerdo con el teorema de la divergencia de Gauss la ecuación 2.10 se transforma en la siguiente ecuación:

$$\int_{S_0} \rho u \cdot ndS = \int_{V_0} \operatorname{div}(\rho u) dV \quad (2.11)$$

Finalmente, transformando la ecuación 2.11 llegamos a la ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad:

$$\int_{V_0} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) \right] dV = 0 \quad (2.12)$$

2.2.1.1. Ecuación diferencial de continuidad o conservación de masa

Se considera una región de balance estacionaria de forma rectangular cuyas longitudes son Δx , Δy , y Δz localizadas en la posición (x, y, z) en un sistema cartesiano de coordenadas dentro del fluido.

Las velocidades en la dirección positiva del eje de coordenadas x , y y z están representadas por u , v y w respectivamente. Se asumen como constantes las velocidades y la densidad del fluido en todas las caras de la región de balance (figura 2.3).

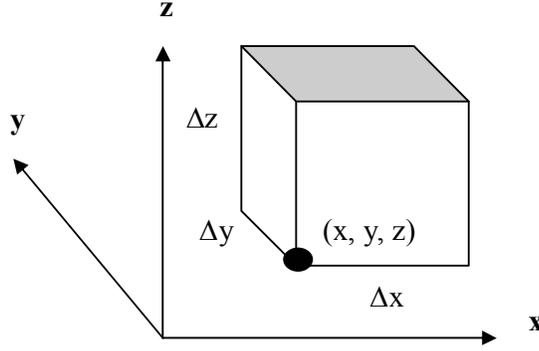


Figura 2.3 Región de Balance Rectangular (Brännbacka (2006)).

El flujo de masa a través de la cara en x hacia la región de balance es $(\rho u)|_x \Delta y \Delta z$, y la masa fuera de la región de balance en $x + \Delta x$ es $(\rho u)|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z$. Expresiones similares se pueden derivar para las otras caras. El balance de masa representado en la ecuación 2.2 puede ser reescrito como la suma de flujo de masa a través de las caras de la región de balance.

$$\begin{aligned}
 (\rho u)|_x \Delta y \Delta z - (\rho u)|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z + (\rho v)|_y \Delta x \Delta z - (\rho v)|_{y+\Delta y} \Delta x \Delta z \\
 + (\rho w)|_z \Delta x \Delta y - (\rho w)|_{z+\Delta z} \Delta x \Delta y = \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (2.13)
 \end{aligned}$$

donde $\bar{\rho}$ es el volumen promedio de la densidad de la región de balance. Dividiendo la ecuación 2.13 por $-\Delta x \Delta y \Delta z$, obtenemos la ecuación 2.14.

$$\frac{(\rho u)|_{x+\Delta x} - (\rho u)|_x}{\Delta x} + \frac{(\rho v)|_{y+\Delta y} - (\rho v)|_y}{\Delta y} + \frac{(\rho w)|_{z+\Delta z} - (\rho w)|_z}{\Delta z} = -\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} \quad (2.14)$$

Si los diferenciales Δx , Δy y Δz se aproximan a cero, se obtiene la ecuación diferencial del balance, la cual es conocida como la ecuación de continuidad (2.15).

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.15)$$

2.2.1.2. Forma general de la ecuación diferencial de continuidad

Anteriormente se derivó la ecuación de continuidad utilizando un diferencial de la región de balance; ahora se generalizará la expresión considerando el flujo J_φ de una propiedad específica φ .

La salida del flujo neto de φ por unidad de volumen está dado por $\nabla \cdot J_\varphi$ y la acumulación de φ por unidad de volumen esta dado por $\partial(\rho\varphi)/\partial t$, por tanto, se puede derivar la siguiente expresión general de la ecuación de balance diferencial:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho\varphi + \nabla \cdot J_\varphi = R_\varphi \quad (2.16)$$

donde R_φ es la generación de φ por unidad de volumen.

2.2.2. Ecuación de momentum o equilibrio dinámico

La ley de conservación del momentum lineal establece que la razón de cambio del momentum lineal de un volumen material $V(t)$ es igual a la fuerza resultante en el volumen.

El principio de conservación de momentum es el reestablecimiento de la segunda ley de Newton ($d(\mu)/dt=F$) aplicada a un sistema cerrado que, por definición tiene una masa fija. Si la velocidad u es vector velocidad en la posición r y en el tiempo t y f es la fuerza de cuerpo por unidad de masa, entonces la ley de conservación de masa para el momentum lineal para un volumen material $V(t)$ es (Öhman (2001)):

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho u dV = \int_{V(t)} \rho f dV + \int_V \tau dS \quad (2.17)$$

Notando que ρu es el momentum por unidad de volumen y que $\int \tau dS$ es la fuerza ejercida por el fluido en la superficie, y que $u = Du/Dt$ la ecuación 2.17 se transforma en la siguiente ecuación:

$$\int_{V(t)} \rho \frac{Du}{Dt} dV = \int_{V(t)} \rho f dV + \int_V \tau dS \quad (2.18)$$

La ecuación 2.18 es directamente aplicable a un volumen que no es un volumen material, por ejemplo, un volumen fijo. Ahora se permite que V_0 sea un volumen fijo con una superficie S_0 , la ecuación 2.18 se transforma en la ecuación 2.19.

$$\int_{V_0} \rho \frac{Du}{Dt} dV = \int_{V_0} \rho f dV + \int_{S_0} \tau dS \quad (2.19)$$

2.2.2.1. Ecuación diferencial de momentum o equilibrio dinámico

El balance de momentum (ecuación 2.5) en notación vectorial es:

$$\frac{dI}{dt} = \overset{\circ}{I}_{entrada} - \overset{\circ}{I}_{salida} + \sum F \quad (2.20)$$

donde I es la notación del momentum = masa x velocidad y $\overset{\circ}{I}$ se refiere al flujo de momentum = flujo másico x velocidad. El balance de momentum es válido para cada dirección debido a que el momentum es una cantidad vectorial.

Para el balance de momentum solo se necesita una región de balance rectangular cuyos ejes tienen longitudes de Δx , Δy y Δz . El flujo másico del momentum en la dirección x a través de la cara de la región de balance en x es $(\rho u)|_x \Delta y \Delta z$, y el flujo másico del momentum en la dirección x en $x + \Delta x$ es $(\rho u)|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z$.

De manera similar, el flujo másico que entra a la región de balance en y es $(\rho v)|_y \Delta x \Delta z$, y el flujo másico que sale en $y + \Delta y$ es $(\rho v)|_{y+\Delta y} \Delta x \Delta z$. Escribiendo el momentum en la dirección x como I_x , la suma de la entrada y salida del momentum en x esta dado por la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \overset{\circ}{I}_{x,in} - \overset{\circ}{I}_{x,out} &= (\rho u)|_x \Delta y \Delta z - (\rho u)|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z + (\rho v)|_y \Delta x \Delta z \\ &\quad - (\rho v)|_{y+\Delta y} \Delta x \Delta z + (\rho w)|_z \Delta x \Delta y - (\rho w)|_{z+\Delta z} \Delta x \Delta y \quad (2.21) \end{aligned}$$

La suma de fuerzas que actúan en el fluido pueden ser divididas en: fuerzas de superficie (aquellas fuerzas que actúan en la superficie de la región de balance) y fuerzas de cuerpo (aquellas fuerzas que actúan sobre el volumen total de la región de balance).

Las fuerzas de presión F_p y las fuerzas cortantes F_τ debido a la viscosidad son típicamente fuerzas de superficie, mientras que las fuerzas de gravedad F_g se consideran como fuerzas de cuerpo.

La fuerza de presión en la dirección x esta dada por la suma de la presión que actúa sobre la superficie perpendicular al eje x . La fuerza de presión está representada mediante la siguiente ecuación:

$$\sum F_{p,x} = p|_x \Delta y \Delta z - p|_{x+\Delta x} \Delta y \Delta z \quad (2.22)$$

La componente x de la fuerza de gravedad es naturalmente la aceleración gravitacional g_x , en la dirección positiva de x multiplicada por la masa dentro de la región de balance. La ecuación para la fuerza de gravedad en la dirección x es:

$$F_{g,x} = g_x \rho \Delta x \Delta y \Delta z \quad (2.23)$$

Las fuerzas cortantes F_τ surgen de la resistencia de deformación provocada por el fluido. El esfuerzo cortante (fuerza por unidad de área) que actúa en la dirección x en una superficie perpendicular al eje x , τ_{xx} , puede ser interpretada como la fuerza (por unidad de área) por la cual la superficie es empujada en la dirección del eje x por el “elemento del fluido vecino” localizado en la menor dirección del eje x .

De forma similar, el esfuerzo en la dirección x que actúa sobre una superficie perpendicular al eje y , τ_{yx} , puede ser interpretada como la fuerza por unidad de área por la cual la superficie es “arrastrada” en la dirección x por el “elemento del fluido vecino” localizado en la dirección menor del eje y .

El esfuerzo cortante, τ_{zx} es similar al τ_{yx} , aunque éste actúa en la dirección perpendicular al eje z . Esto significa que los valores positivos del esfuerzo cortante en la superficie en el valor menor del eje x -, y - o z - de la región de balance dan un aumento de la fuerza en al dirección positiva del eje x actuando en la superficie.

En la superficie del valor mayor del eje x-, y- o z- (por ejemplo, $x+\Delta x$, $y+\Delta y$ y $z+\Delta z$) los esfuerzos positivos provocan un aumento en las fuerzas en la dirección negativa del eje x, ya que, los esfuerzos son definidos para actuar en las superficies en las direcciones positivas de los ejes.

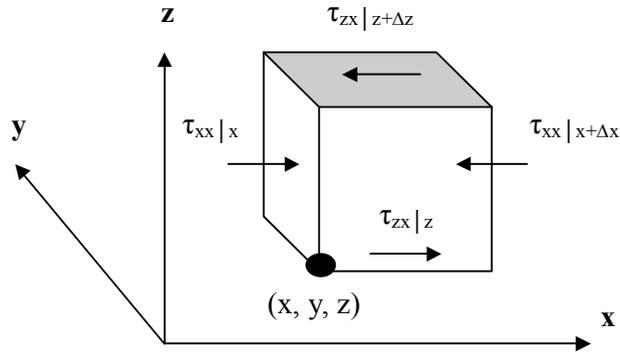


Figura 2.4 Región de Balance Rectangular (Brännbacka (2006)).

Utilizando estas definiciones de los esfuerzos se pueden sumar las fuerzas cortantes en la dirección del eje x, resultando en la siguiente ecuación:

$$\sum F_{\tau,x} = \Delta y \Delta z (\tau_{xx}|_x - \tau_{xx}|_{x+\Delta x}) + \Delta x \Delta z (\tau_{yx}|_y - \tau_{yx}|_{y+\Delta y}) + \Delta x \Delta y (\tau_{zx}|_z - \tau_{zx}|_{z+\Delta z}) \quad (2.24)$$

La acumulación del momentum en x en la región de balance está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial I_x}{\partial t} = \Delta x \Delta y \Delta z \frac{\partial \rho u}{\partial t} \quad (2.25)$$

Insertando las ecuaciones 2.21 a 2.25 en la ecuación 2.20, dividiendo la expresión por $\Delta x \Delta y \Delta z$ y considerando que Δx , Δy y Δz tiende a cero, se obtiene el balance diferencial del momentum en la dirección x:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho u v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u w) \right) - \frac{\partial p}{\partial x} - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xx} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yx} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zx} \right) + \rho g_x \quad (2.26)$$

Los balances diferenciales de momentum correspondientes a las componentes y- y z- del momentum pueden ser derivadas similarmente obteniéndose las siguientes dos ecuaciones.

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho v u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v w) \right) - \frac{\partial p}{\partial y} - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xy} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yy} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zy} \right) + \rho g_y \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} (\rho w u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho w v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w w) \right) - \frac{\partial p}{\partial z} - \left(\frac{\partial}{\partial x} \tau_{xz} + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{yz} + \frac{\partial}{\partial z} \tau_{zz} \right) + \rho g_z \quad (2.28)$$

Las ecuaciones 2.26 a 2.28 pueden ser escritas en forma resumida aplicando la notación vectorial y tensorial.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \mathbf{u} = -\nabla \cdot \rho \mathbf{u} \mathbf{u} - \nabla p - \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{g} \quad (2.29)$$

2.2.3. Ecuaciones de Navier – Stokes

Para poder resolver la ecuación del momentum (ecuación de cantidad de movimiento) se necesita expresar las componentes del tensor de esfuerzos en función de las velocidades de fluido. Por ejemplo, se consideran dos placas paralelas separadas por una pequeña distancia Y en la dirección vertical. El espacio entre dichas placas esta ocupado por un fluido Newtoniano. La placa superior se está moviendo en la dirección positiva del eje x con una velocidad U y el sistema se encuentra en estado estable. Si se asume que el fluido en las superficies de las placas tiene la misma velocidad que la placa y que el flujo entre las placas es laminar, el perfil de velocidades en u en la dirección del eje y debe ser lineal, tal y como se muestra en la figura 2.5.

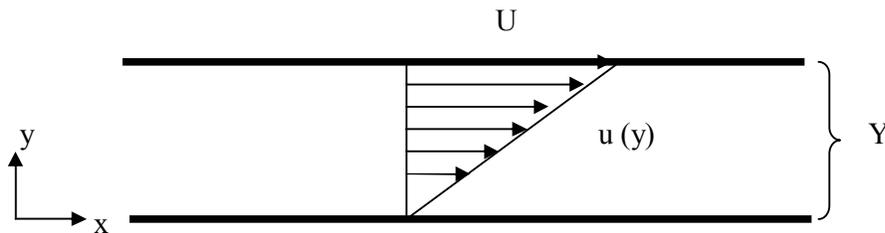


Figura 2.5 Perfil de velocidades entre dos placas paralelas (Brännbacka (2006)).

Se requiere de una fuerza F para mantener la placa superior en movimiento constante. La fuerza por unidad de área puede ser expresada como:

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{U}{Y} \quad (2.30)$$

donde la constante μ es la viscosidad del fluido.

La fuerza por unidad de área es el esfuerzo cortante en la dirección x provocada por el movimiento de la placa sobre el fluido en la dirección del eje y . Este esfuerzo es igual a $-\tau_{yx}$ y se representa mediante la ecuación 2.20.

$$\tau_{yx} = -\mu \frac{du}{dy} \quad (2.31)$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente negativo de la velocidad local. Esta ley se conoce como la ley de viscosidad de Newton y todos los fluidos que se comportan de esta forma reciben el nombre de fluidos Newtonianos.

Todos los gases y la mayoría de los fluidos siguen este criterio, aunque existen otros como las pastas y polímeros que se consideran como fluidos no – Newtonianos. El esfuerzo en la ecuación 2.31 puede ser interpretado como el resultado de la deformación de un diferencial de la región de balance moviéndose con el fluido de tal forma que no existe cambio de masa a través de sus fronteras. La figura 2.6.1 muestra la deformación del diferencial de la región de balance entre dos placas.

Sin embargo, debido a que se asumió que los esfuerzos son originados desde la región de deformación del fluido y no desde la traslación y rotación del mismo, la ecuación 2.31 no es suficiente para describir los esfuerzos presentes en la región del fluido con componentes de velocidad en la dirección del eje y y z .

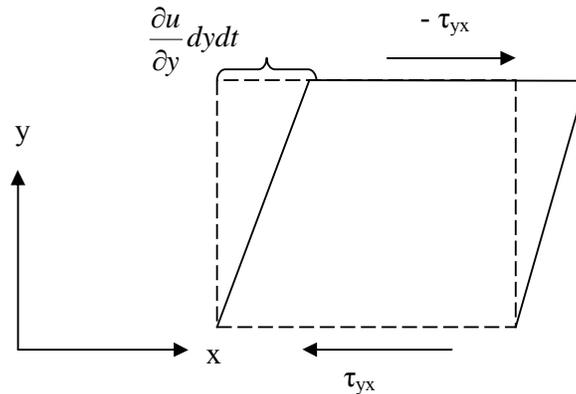


Figura 2.6.1 Deformación del diferencial de la región de balance (Brännbacka (2006)).

Se considera una región de balance similar a la mostrada en la figura 2.6.1, pero ahora el campo del fluido contiene además el gradiente de la velocidad v en la dirección negativa del eje x cuya magnitud es la misma que el gradiente de velocidad u en la dirección positiva del eje y .

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{du}{dy} \quad (2.32)$$

Esto provoca que el elemento del fluido presente rotación, aunque no se ve deformado tal y como se muestra en la figura 2.6.2. Por tanto, ningún esfuerzo cortante afecta la región de balance si la ecuación 2.32 es considerada.

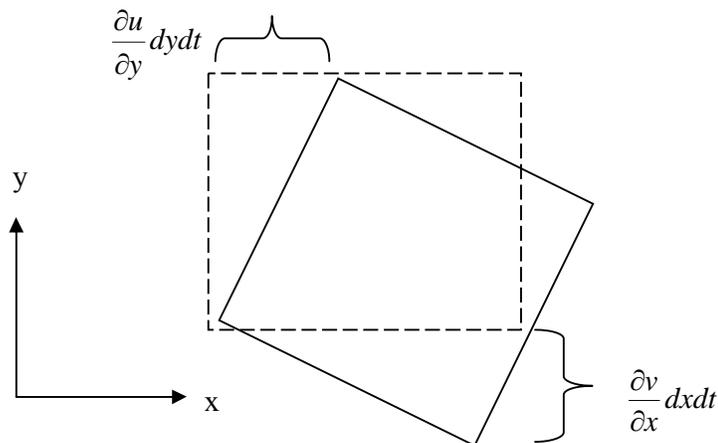


Figura 2.6.2 Rotación del diferencial de la región (Brännbacka (2006)).

La ecuación para el esfuerzo τ_{yx} debe ser ampliada para que ésta sea válida para cualquier campo arbitrario del fluido. La ecuación debe incluir entonces la suma de $\partial u/\partial y$ y $\partial v/\partial x$. Como resultado de la suma se tiene la siguiente ecuación:

$$\tau_{yx} = -\mu \left(\frac{du}{dy} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.33)$$

Esta ecuación es válida para fluidos Newtonianos. Aplicando el mismo razonamiento para el esfuerzo τ_{xy} se obtiene la misma expresión, por tanto, $\tau_{yx} = \tau_{xy}$ para fluidos Newtonianos. Derivando de forma análoga las ecuaciones para los otros dos planos de coordenadas se tienen las componentes del esfuerzo cortante en el tensor de esfuerzo, las cuales están representadas mediante las ecuaciones 2.34, 2.35 y 2.36.

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} = -\mu \left(\frac{du}{dy} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.34)$$

$$\tau_{zy} = \tau_{yz} = -\mu \left(\frac{dv}{dz} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (2.35)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = -\mu \left(\frac{dw}{dx} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.36)$$

La deformación relacionada con el esfuerzo normal puede ser a simple vista considerada como diferente, sin embargo, se puede mostrar que las componentes del esfuerzo normal para un fluido Newtoniano están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{xx} = -2\mu \frac{du}{dx} + \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) \quad (2.37)$$

$$\tau_{yy} = -2\mu \frac{dv}{dy} + \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) \quad (2.38)$$

$$\tau_{zz} = -2\mu \frac{dw}{dz} + \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot u) \quad (2.39)$$

La primera parte de las ecuaciones es similar a los esfuerzos tangenciales, pero se agregó una compensación mediante el término $2/3\mu(\nabla \cdot u)$, el cual es cero si la densidad se considera como constante.

El tensor de esfuerzos de acuerdo a lo considerado anteriormente es:

$$\tau = -\mu \begin{bmatrix} 2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u}) & \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & 2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u}) & \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & 2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u}) \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

El tensor puede ser interpretado como la suma de tres tensores:

$$\tau = -\mu \left\{ \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial v}{\partial z} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\delta \right\} \quad (2.41)$$

donde δ es el tensor unidad cuyos elementos diagonales son iguales a 1 y los demás elementos son iguales a 0. Resolviendo la ecuación 2.41 vemos que el primer tensor es igual a ∇u mientras que el segundo tensor es igual a $\{\nabla u\}^T$. Al resolverse la ecuación 2.41 ésta se convierte en una expresión más simple tal y como se muestra a continuación:

$$\tau = -\mu \left\{ \nabla u + \{\nabla u\}^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\delta \right\} \quad (2.42)$$

Ahora se puede expresar la ecuación de momentum en términos de la viscosidad transformándose la ecuación 2.29 en la siguiente:

$$-\nabla \cdot \tau = -\mu \left\{ \nabla^2 u + \nabla \cdot \{\nabla u\}^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\delta \right\} + \nabla \mu \left\{ \nabla u + \{\nabla u\}^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\delta \right\} \quad (2.43)$$

Si la viscosidad es constante el gradiente de viscosidad $\nabla \mu$ es igual a cero, por lo que la última parte de la ecuación 2.43 es eliminada. Si la densidad del fluido es constante, la divergencia de la velocidad $\nabla \cdot \mathbf{u}$ es cero.

El término $\nabla \cdot \{\nabla u\}^T$ puede ser reescrito como $\nabla(\nabla \cdot u)$, y por tanto el término viscosidad para el transporte de momentum en un fluido con viscosidad y densidad constante esta dado por:

$$-\nabla \cdot \tau = \mu \nabla^2 u \quad (2.44)$$

El término $\mu \nabla^2 u$ será la parte dominante del término de viscosidad en la ecuación de cantidad de movimiento si los valores del gradiente de viscosidad y el tiempo derivativo de la densidad son pequeños. La ecuación de Navier – Stokes para un fluido Newtoniano con densidad y viscosidad constante es la siguiente:

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} u + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u + \rho g \quad (2.45)$$

Si $\nabla \cdot u = 0$, entonces $\nabla \cdot uu = u \cdot \nabla u$.

Las ecuaciones de Navier – Stokes en coordenadas cartesianas son:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + g_x \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g_y \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + g_z \quad (2.48)$$

2.2.4. Ecuación de la energía

La tercera ley del movimiento de los fluidos es la ley de la conservación de energía. En esta conexión, se nota que la energía interna específica es consecuencia del movimiento aleatorio de las moléculas con respecto al movimiento promedio traslacional de las moléculas. Desde el punto de vista continuo, se debe de considerar la energía cinética de las masas del fluido debido al movimiento de las partículas del fluido. La ecuación de energía en su forma general es compleja debido a que contiene un gran número de influencias.

Por tanto se simplificará el estudio para incluir solo algunos casos. Para un flujo estacionario y laminar cuya disipación viscosa es despreciable, la ecuación de la energía puede ser expresada como:

$$\nabla \cdot h\rho u = \nabla \cdot k\nabla T + S_h \quad (2.49)$$

donde h es la entalpía, k es la conductividad térmica, T es la temperatura y S_h es el cociente volumétrico de la generación de calor. Para gases ideales y para sólidos y líquidos puede ser escrita como:

$$c_p \nabla T = \nabla h \quad (2.50)$$

donde c_p es el calor específico a presión constante. Sustituyendo la ecuación 2.50 en la ecuación 2.49 tenemos:

$$\nabla \cdot h\rho u = \nabla \cdot \frac{k}{c_p} \nabla h + S_h \quad (2.51)$$

y, si c_p es constante, entonces la ecuación se reduce a

$$\nabla \cdot T\rho u = \nabla \cdot \frac{k}{c_p} \nabla T + \frac{S_h}{c_p} \quad (2.52)$$

2.2.4.1. Ecuación diferencial de la ecuación de la energía

Al igual que en las ecuaciones diferenciales de continuidad y de momentum, se define un volumen de control el cual se muestra en la figura 2.7. La relación integral apropiada para el volumen de control mostrado en la figura 2.7 es la siguiente:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_v = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V e \rho dV \right) + \int_A \left(e + \frac{p}{\rho} \right) \rho (V \cdot n) dA \quad (2.53)$$

donde W_s = 0. Realizando el análisis correspondiente el lado derecho de la ecuación 2.53, para el elemento del volumen de control es:

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \zeta) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v \zeta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \zeta) \right] dx dy dz \quad (2.54)$$

Utilizando la ecuación de continuidad la ecuación 2.54 se convierte en la ecuación 2.55.

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = \left(\rho \frac{de}{dt} + V \cdot \nabla p \right) dx dy dz \quad (2.55)$$

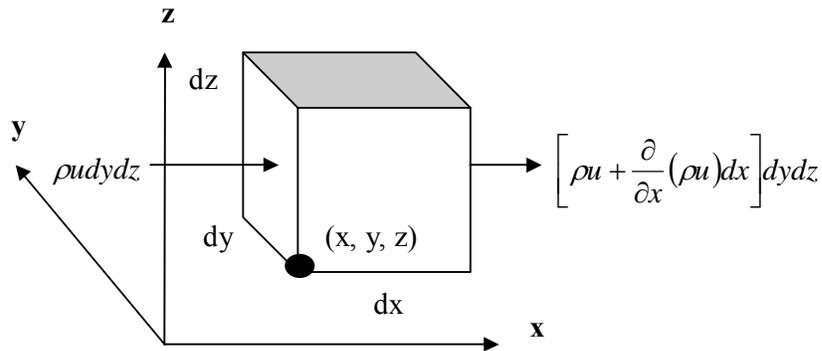


Figura 2.7 Elemento cartesiano para un volumen de control fijo (White (1999)).

Para la evaluación de \dot{Q} , se desprecia la radiación y únicamente se considera la conducción de calor a través de los lados del elemento. El flujo de calor por conducción sigue la ley de Fourier que dice:

$$q = -k \nabla T \quad (2.56)$$

donde k es el coeficiente de conductividad térmica del fluido. La figura 2.8 muestra el flujo de calor que pasa a través de las caras del eje x .

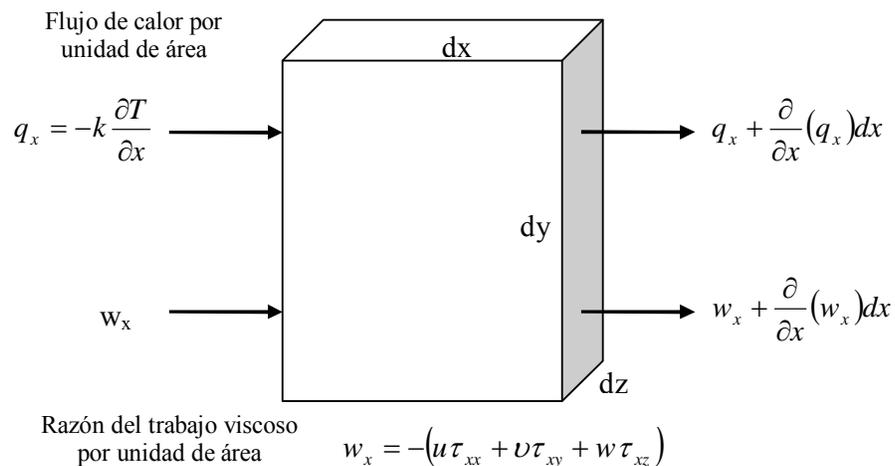


Figura 2.8 Elemento cartesiano del volumen de control (White, (1999)).

Los seis términos del flujo de calor se muestran en la tabla 2.4. Mediante la adición de los términos de entrada y la substracción de los términos de salida, se obtiene el calor neto agregado al elemento. Esto es:

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = \left(\rho \frac{de}{dt} + V \cdot \nabla p \right) dx dy dz \quad (2.57)$$

Tabla 2.4. Términos del flujo de calor que pasa a través de las caras (White (1999))

Caras	Flujo de Calor de Entrada	Flujo de Calor de Salida
x	$q_x dy dz$	$\left[q_x + \frac{\partial}{\partial x} (q_x) dx \right] dy dz$
y	$q_y dx dz$	$\left[q_y + \frac{\partial}{\partial y} (q_y) dy \right] dx dz$
z	$q_z dx dy$	$\left[q_z + \frac{\partial}{\partial z} (q_z) dz \right] dx dy$

Como se esperaba, el flujo de calor es proporcional al elemento de volumen. Introduciendo la ley de Fourier, tenemos finalmente:

$$\dot{Q} = \nabla \cdot (k \nabla T) dx dy dz \quad (2.58)$$

La razón de trabajo debido a los esfuerzos viscosos es igual al producto de las componentes del esfuerzo, a las componentes de velocidad correspondientes y al área de la cara del elemento.

La tabla 2.5 muestra los términos de entrada y salida para el trabajo viscoso. Cuando los términos de salida son restados de los términos de entrada, la razón neta del trabajo viscoso es:

$$\begin{aligned} \dot{W}_v &= \left[\frac{\partial}{\partial x} (u \tau_{xx} + v \tau_{xy} + w \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u \tau_{yx} + v \tau_{yy} + w \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (u \tau_{zx} + v \tau_{zy} + w \tau_{zz}) \right] dx dy dz \\ &= -\nabla \cdot (V \cdot \tau_{ij}) dx dy dz \end{aligned} \quad (2.59)$$

Tabla 2.5. Términos de entrada y salida para el trabajo viscoso (White (1999)).

Caras	Trabajo Viscoso de Entrada	Trabajo Viscoso de Salida
x	$w_x dydz$	$\left[w_x + \frac{\partial}{\partial x}(w_x) dx \right] dydz$
y	$w_y dx dz$	$\left[w_y + \frac{\partial}{\partial y}(w_y) dy \right] dx dz$
z	$w_z dx dy$	$\left[w_z + \frac{\partial}{\partial z}(w_z) dz \right] dx dy$

Sustituyendo las ecuaciones 2.58 y 2.59 en la ecuación 2.55 se obtiene una forma de la ecuación diferencial de la energía.

$$\rho \frac{de}{dt} + V \cdot \nabla p = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (V \cdot \tau_{ij}) \quad (2.60)$$

donde $e = \hat{u} + \frac{1}{2} V^2 + gz$.

Si se separa el término de trabajo viscoso se tiene una forma más usual:

$$\nabla \cdot (V \cdot \tau_{ij}) \equiv V \cdot (\nabla \cdot \tau_{ij}) + \Phi \quad (2.61)$$

donde Φ es función de disipación viscosa. Para un fluido viscoso, newtoniano e incompresible, la función de disipación viscosa está dada por la forma:

$$\begin{aligned} \Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \\ + \mu \left[\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.62)$$

Debido a que todos los términos son cuadráticos, la disipación viscosa siempre es positiva, tal que el flujo viscoso siempre tiende a perder la energía disponible debido a la disipación. Sustituyendo la ecuación 2.61 en la ecuación 2.60 y utilizando la ecuación del momentum lineal, tenemos la ecuación general diferencial de la energía.

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (2.63)$$

Esta ecuación es válida para un fluido newtoniano bajo condiciones bastante generales, excepto por el hecho de que desprecia la transferencia de calor por radiación y las fuentes internas de calor que pueden ocurrir durante una reacción química o nuclear.

2.2.5. Ecuaciones diferenciales generales

El estudio de las ecuaciones diferenciales utilizadas en la modelación y simulación CFD revelan que existen ciertas similitudes entre ellas, lo que permite construir métodos numéricos para resolver dichas ecuaciones. La forma general de la ecuación de conservación y transporte para una propiedad específica ϕ es:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \phi + \nabla \cdot \phi \rho u = \nabla \cdot \Gamma \nabla \phi + S \quad (2.64)$$

donde Γ es el coeficiente de difusión y S es el término fuente. Los cuatro términos de la ecuación son: el término transitorio (o acumulación), el término convectivo, el término de difusión y el término fuente.

Las tres ecuaciones diferenciales básicas del movimiento del fluido antes derivadas se resumen en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Resumen de las ecuaciones básicas del movimiento del fluido (White (1999)).

Principio	Ecuación
Ecuación de Continuidad	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0$
Ecuación de Momentum	$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij}$
Ecuación de la Energía	$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi$

2.3. Transmisión de calor por conducción

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos; cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción Q_k , proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , y a la superficie A , a través de la cual se transfiere, es decir:

$$Q_k = A \frac{dT}{dx} \quad (2.65)$$

en donde T es la temperatura y x la dirección del flujo de calor.

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las partículas adyacentes menos energéticas debido a la interacción entre las partículas. La conducción se presenta en sólidos, líquidos o gases. En los líquidos y gases, la conducción se debe a las colisiones y difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos, la conducción se debe a la combinación de la vibración de las moléculas en una malla y a la energía transportada por los electrones libres. La razón del calor por conducción a través del medio depende de la geometría del medio, del grosor, del material así como de la diferencia de temperatura a través del medio. Por tanto, la razón de calor por conducción a través de una capa de un plano es proporcional a la diferencia de temperatura a través de la capa y del área de transferencia de calor pero inversamente proporcional al grosor de la capa (Cengel (2001)).

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_k = kA \frac{dT}{dx} \quad (2.66)$$

en la que, si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2 , la temperatura en grados Kelvin, la distancia x en metros y la transmisión del calor en W , las unidades de k serán $W/m^{\circ}K$ (figura 2.9).

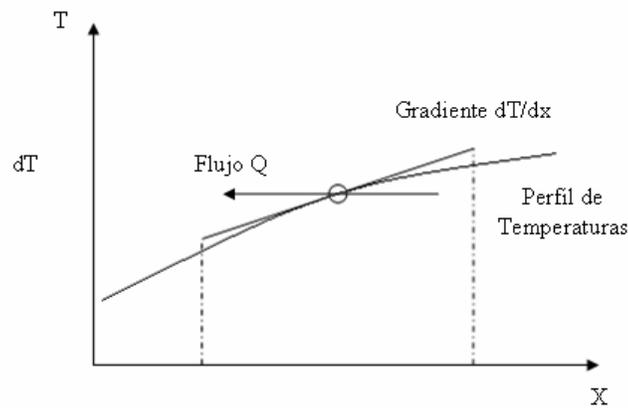


Figura 2.9 Dirección del flujo de calor por conducción (Fernández (2002)).

La conducción puede aparecer en los sólidos, líquidos o gases; para el caso de los líquidos y gases, la conducción se encuentra normalmente en combinación con la convección; la conducción pura tiene lugar, fundamentalmente en los sólidos opacos.

El estudio de la conducción térmica se puede realizar siguiendo tres directrices principales (Fernández, (2002)):

- La conducción en régimen estacionario, en la que la temperatura resultará ser función de una determinada dirección.
- La conducción en régimen estacionario, en la que la temperatura es función de dos o tres direcciones.
- La conducción en régimen transitorio.

Cuando se tiene la conducción en un régimen estacionario la ecuación diferencial gobernante en coordenadas cartesianas está dada por:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) + S = 0 \quad (2.67)$$

Discretizando la ecuación 2.67 tenemos:

$$a_p T_p = a_e T_e + a_w T_w + b \quad (2.68)$$

donde,

$$a_E = \frac{k_e}{(\delta x)_e} \quad (2.69)$$

$$a_W = \frac{k_w}{(\delta x)_w} \quad (2.70)$$

$$a_P = a_E + a_W + S_P \Delta x \quad (2.71)$$

$$b = S_C \Delta x \quad (2.72)$$

La representación para el flujo de calor por conducción habiendo discretizado es:

$$q_e = \frac{k_e (T_P - T_E)}{(\delta x)_e} \quad (2.73)$$

En el caso de que la conducción sea transitoria, la ecuación uni – dimensional está dada por:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2.74)$$

La discretización de la ecuación anterior puede ser derivada mediante la integración de la ecuación 2.73 sobre el volumen de control mostrado en la figura 2.10 y sobre el intervalo de tiempo desde t a t + Δt. Por tanto,

$$\rho c \int_e^w \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt \quad (2.75)$$

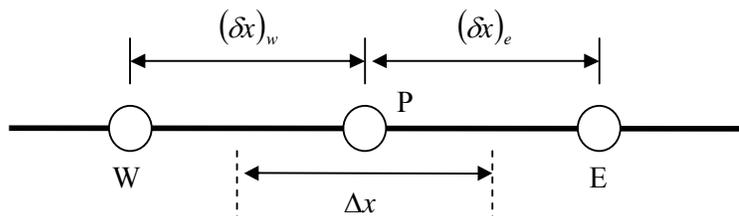


Figura 2.10 Volumen de control para la ecuación de conducción (Patankar (1980)).

Para la representación del término $\partial T / \partial t$, se debe asumir que el valor del punto de la malla T prevalezca a lo largo del volumen de control. Entonces,

$$\rho c \int_e^w \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \rho c \Delta x (T_p^1 - T_p^0) \quad (2.76)$$

Resolviendo la ecuación anterior tenemos que:

$$\rho c \Delta x (T_p^1 - T_p^0) = \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{k_e (T_E - T_p)}{(\delta x)_e} - \frac{k_w (T_p - T_w)}{(\delta x)_w} \right] dt \quad (2.77)$$

Habiendo obtenido la ecuación 2.77 es necesario asumir como es que T_p , T_E y T_w varían con respecto al tiempo desde t hasta $t + \Delta t$. La variación de la temperatura con respecto al tiempo se muestra en la ecuación 2.78.

$$\int_t^{t+\Delta t} T_p dt = [f T_p^1 + (1-f) T_p^0] \Delta t \quad (2.78)$$

donde f es un factor cuyo rango esta entre 0 y 1. Utilizando fórmulas similares para las integrales de T_E y T_w , se puede derivar la ecuación 2.77 como:

$$\begin{aligned} \rho c \frac{\Delta x}{\Delta t} (T_p^1 - T_p^0) = & f \left[\frac{k_e (T_E^1 - T_p^1)}{(\delta x)_e} - \frac{k_w (T_p^1 - T_w^1)}{(\delta x)_w} \right] \\ & + (1-f) \left[\frac{k_e (T_E^0 - T_p^0)}{(\delta x)_e} - \frac{k_w (T_p^0 - T_w^0)}{(\delta x)_w} \right] \quad (2.79) \end{aligned}$$

Considerando que T_p , T_E y T_w son nuevos valores de T para el tiempo $t + \Delta t$, obtenemos el siguiente resultado:

$$\begin{aligned} a_p T_p = & a_E [f T_E^1 + (1-f) T_E^0] + a_w [f T_w^1 + (1-f) T_w^0] \\ & + T_p^0 [a_p^0 - (1-f) a_E - (1-f) a_w] \quad (2.80) \end{aligned}$$

donde,

$$a_E = \frac{k_e}{(\delta x)_e} \quad (2.81)$$

$$a_W = \frac{k_w}{(\delta x)_w} \quad (2.82)$$

$$a_P^0 = \frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} \quad (2.83)$$

$$a_P = f a_E + f a_W + a_P^0 \quad (2.84)$$

Si la transmisión de calor por conducción se presenta en dos o tres dimensiones la ecuación diferencial es ampliada para incluir la variación de dimensión. La información referente a la situación bi – dimensional y tri – dimensional se resume en la tabla 2.7

Tabla 2.7 Ecuaciones de conducción en 2 y 3 dimensiones (Patankar (1980)).

Conducción en dos dimensiones	Conducción en tres dimensiones
$\rho c \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S$	$\rho c \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S$
$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b$	$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_T T_T + a_B T_B + b$
$a_E = \frac{k_e \Delta y}{(\delta x)_e}$	$a_E = \frac{k_e \Delta y \Delta z}{(\delta x)_e}$
$a_W = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_w}$	$a_W = \frac{k_w \Delta y \Delta z}{(\delta x)_w}$
$a_N = \frac{k_n \Delta y}{(\delta x)_n}$	$a_N = \frac{k_n \Delta y \Delta z}{(\delta x)_n}$
$a_S = \frac{k_s \Delta y}{(\delta x)_s}$	$a_S = \frac{k_s \Delta y}{(\delta x)_s}$
$a_P^0 = \frac{\rho c \Delta x \Delta y}{\Delta t}$	$a_P^0 = \frac{\rho c \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t}$
$b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^0 T_P^0$	$b = S_C \Delta x \Delta y \Delta z + a_P^0 T_P^0$
$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^0 - S_P \Delta x \Delta y$	$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_P^0 - S_P \Delta x \Delta y \Delta z$

2.3.1. Transmisión de calor por conducción en cilindros

Para estudiar la conducción de calor en un cilindro, es necesario utilizar la ecuación de coordenadas cilíndricas, que en ausencia de fuente y sumideros ($E = 0$), y régimen estacionario, es de la forma:

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (2.85)$$

La distribución de temperaturas $T(r)$ es de la forma:

$$T(r) = T_i + (T_{pe} - T_i) \frac{\ln\left(\frac{r}{r_i}\right)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (2.86)$$

Por tanto, la conducción calor existente en un cilindro es de la forma (figura 2.11):

$$Q(r) = -2\pi k L_i \frac{(T_{pe} - T_i)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (2.87)$$

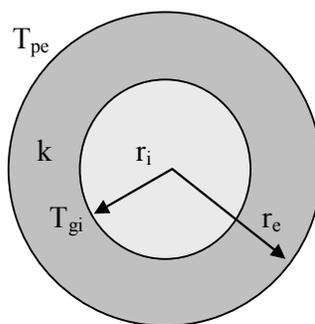


Figura 2.11 Conducción de calor en un cilindro (Fernández (2002)).

Para el caso de cilindros de capas múltiples con convección y radiación al medio exterior se puede poner (figura 2.12):

$$Q = UA(T_F - T_i) = \frac{(T_F - T_i)}{\frac{1}{UA}} \quad (2.88)$$

donde,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_{gi}} + \frac{\ln \frac{r_A}{r_1}}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_A}}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{2\pi r_2 L (h_{gF} + h_{fF})} \quad (2.89)$$

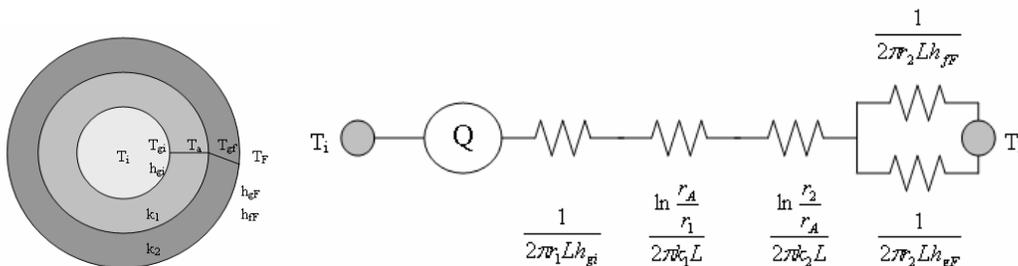


Figura 2.12 Circuito térmico del cilindro (Fernández (2002)).

La ecuación diferencial gobernante en coordenadas cilíndricas esta dada por:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + S \quad (2.90)$$

El volumen de control para las coordenadas cilíndricas se muestra en la figura 2.13. En este volumen de control se asume que el grosor en la dirección – z es igual a la unidad. Para encontrar la ecuación discretizada se multiplica la ecuación 2.90 por r y se integra con respecto r y θ sobre el volumen de control.

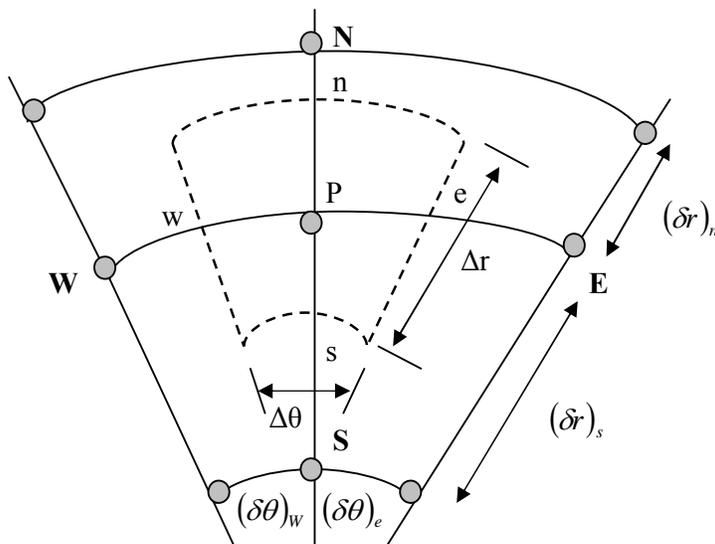


Figura 2.13 Volumen de control en coordenadas cilíndricas (Patankar (1980)).

La ecuación discretizada para la conducción en coordenadas cartesianas es:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (2.91)$$

donde,

$$a_E = \frac{k_e \Delta r}{r_e (\delta\theta)_e} \quad (2.92)$$

$$a_W = \frac{k_w \Delta r}{r_w (\delta\theta)_w} \quad (2.93)$$

$$a_N = \frac{k_n r_n \Delta \theta}{(\delta r)_n} \quad (2.94)$$

$$a_S = \frac{k_s r_s \Delta \theta}{(\delta r)_s} \quad (2.95)$$

$$a_p^0 = \frac{\rho c \Delta V}{\Delta t} \quad (2.96)$$

$$b = S_C \Delta V + a_p^0 T_p^0 \quad (2.97)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0 - S_p \Delta V \quad (2.98)$$

2.3.2. Conductividad Térmica

La conductividad térmica k es una propiedad de los materiales que, excepto en el caso de los gases a bajas temperaturas, no es posible predecir analíticamente; la información disponible está basada en medidas experimentales. En general, la conductividad térmica de un material varía con la temperatura, pero en muchas situaciones prácticas se puede considerar con un valor medio constante, si el sistema tiene una temperatura media, lo que proporciona resultados bastante satisfactorios.

En la tabla 2.8 se relacionan los valores típicos de la conductividad térmica de algunos metales, sólidos no metálicos, líquidos y gases, que nos dan una idea del orden de magnitud con que se presenta en la práctica.

Tabla 2.8 Valores de conductividad térmica (Fernández (2002)).

Material	k (W/m ² K), a 300 °K	Material	k (W/m ² K), a 300 °K
Cobre	386	Agua	0.6
Aluminio	204	Aceite de Motores	0.15
Vidrio	0.75	Freón (líquido)	0.07
Plástico	0.20 - 0.3	Aire	0.026

En los materiales conductores el mecanismo de la transmisión de calor por conducción está asociado a las vibraciones de la estructura reticular y al movimiento de los electrones libres, (metales y aleaciones), al igual que en los conductores eléctricos, por lo que materiales buenos conductores de la electricidad son también, en general, buenos conductores del calor, (cobre, plata, aluminio, etc).

2.4. Transmisión de calor por convección

Cuando un fluido en movimiento a cierta temperatura se pone en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta, el proceso de intercambio de energía térmica se denomina convección.

Existen dos tipos de convección:

1. Convección libre o natural
2. Convección forzada

En la convección natural, la fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a fuerzas de flotación; el fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior. La convección forzada tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido con una velocidad sobre una superficie que se encuentra a una temperatura, mayor o menor que la del fluido.

Como la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural, se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura. Independientemente de que la convección sea natural o forzada, la cantidad de calor transmitida Q_c , se puede escribir (Ley de Newton):

$$Q_c = h_{CF} A (T_{pF} - T_F) \quad (2.99)$$

La ecuación anterior sirve como definición del coeficiente de convección h_{CF} , su valor numérico se tiene que determinar analítica o experimentalmente. En la tabla 2.9 se relacionan algunos valores aproximados de los coeficientes de transmisión de calor por convección.

Tabla 2.9 Valores de los coeficientes de transmisión por convección (Fernández (2002)).

Tipo de Convección y Fluido	h (W/m ² K)
Convección Natural, Aire	5 - 25
Convección Natural, Agua	20 - 100
Convección Forzada, Aire	10 - 200
Convección Forzada, Agua	50 - 10,000
Agua en Ebullición	3,000 - 100,000
Vapor de agua en condensación	5,000 a 100,000

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_c depende, en general, de algunas propiedades inherentes al flujo del fluido, como son su densidad, viscosidad y velocidad, y de sus propiedades térmicas (conductividad térmica y calor específico):

$$h_c = f(\rho, \eta, u, k_F, c_p) \quad (2.100)$$

Mientras que en la convección forzada la velocidad del fluido viene impuesta normalmente por la acción de una bomba o un ventilador y puede especificarse directamente, en la convección natural la velocidad depende de factores tales como:

- a) La diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido, $T_{pF} - T_F$.
- b) El coeficiente de dilatación térmica del fluido β (que determina la variación de su densidad por unidad de diferencia de temperaturas), por cuanto:

$$v = v_F \{1 + \beta(T - T_F)\} ; \frac{\rho_F}{\rho} = 1 + \beta(T - T_F) \quad (2.101)$$

- c) El campo de fuerzas exteriores que actúan sobre el sistema que, en la mayoría de las situaciones, se reduce únicamente al campo gravitatorio g .

La convección es creada por el fluido y por el general el termino convectivo esta relacionado con el termino difusivo. La ecuación diferencial general para la transferencia de calor por convección y difusión es:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.102)$$

La ecuación 2.103a también puede ser escrita como:

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \phi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.103a)$$

En una sola dimensión la ecuación 2.103b se expresa como:

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (2.103b)$$

Para encontrar la solución a dicha ecuación es necesario integrar sobre el volumen de control de la figura 2.14.

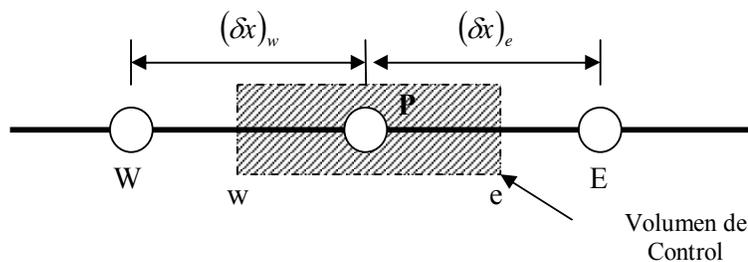


Figura 2.14 Volumen de control, ecuación de convección y difusión (Patankar (1980)).

El resultado de dicha integración es:

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (2.104)$$

Si $\phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P)$ y $\phi_w = \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_W)$, se puede reescribir la ecuación 2.104 como:

$$\frac{1}{2}(\rho u)_e(\phi_E + \phi_P) - \frac{1}{2}(\rho u)_w(\phi_P + \phi_W) = \frac{\Gamma_e(\phi_E - \phi_P)}{(\delta x)_e} - \frac{\Gamma_w(\phi_P - \phi_W)}{(\delta x)_w} \quad (2.105)$$

Para compactar la ecuación 2.105 se define $F \equiv \rho u$ y $D \equiv \frac{\Gamma}{\delta x}$. La F indica la fuerza del término convectivo (o flujo) mientras que la D representa la conductancia de difusión. Utilizando los dos símbolos, la ecuación discretizada se convierte en:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W \quad (2.106)$$

donde,

$$a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \quad (2.107)$$

$$a_W = D_w - \frac{F_w}{2} \quad (2.108)$$

$$a_P = D_e + \frac{F_e}{2} + D_w - \frac{F_w}{2} = a_E + a_W + (F_e - F_w) \quad (2.109)$$

2.4.1. Convección natural sobre superficies

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de ésta así como de su orientación. También depende de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene (Cengel (2001)).

Debido a la complejidad del movimiento del fluido resulta difícil obtener relaciones analíticas sencillas para la transferencia de calor mediante la resolución de las ecuaciones que rigen el movimiento y la energía. Existen algunas soluciones analíticas para la convección natural, pero carecen de generalidad, por lo que las relaciones de transferencia de calor en la convección natural se basan en estudios experimentales.

Actualmente existe una serie de correlaciones empíricas que nos permiten determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección natural. El número promedio de Nusselt es una de estas correlaciones y presenta la siguiente forma:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = CRa_L^n \quad (2.110)$$

en donde Ra_L es el número de Rayleigh, el cual es el producto de los números de Grashof y de Prandtl:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (2.111)$$

Los valores de las constantes C y n dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh.

Cuando se conoce el número promedio de Nusselt y, por consiguiente el coeficiente promedio de convección, la velocidad de transferencia de calor por convección natural de una superficie sólida que está a una temperatura uniforme T_s hacia el fluido circundante se expresa por la ley de Newton del enfriamiento.

2.4.2. Convección natural sobre cilindros horizontales

La capa frontera sobre un cilindro horizontal caliente se empieza a desarrollar en la parte de abajo, aumentando su espesor a lo largo de la circunferencia y formando una columna ascendente en la parte superior.

Por lo tanto, cuando el flujo en la capa frontal permanece laminar el número local de Nusselt es más alto en la parte de abajo y más bajo en la parte de arriba del cilindro. Se cumple lo opuesto en el caso de un cilindro horizontal frío en un medio más caliente y la capa frontera en este caso se empieza a desarrollar arriba del cilindro y termina formando una columna descendente.

La convección natural sobre un tubo o cilindro horizontal se define por (Cengel 2001):

- a) El número de Nusselt medio para la convección natural hacia y desde cilindros horizontales, se puede calcular a partir de la ecuación: $Nu = c(Ra)^n$ en la que los valores de las constantes se pueden tomar a partir de la gráfica.
- b) Unas expresiones mas exactas para convección natural son:

$$a. \quad \text{Para flujo Laminar: } Nu_d = 0.36 + \frac{0.518Ra_d^{1/4}}{\left\{1 + \left(\frac{0.56}{Pr}\right)^{9/16}\right\}^{4/9}}, \quad \begin{cases} 10^{-6} < Ra_d < 10^9 \\ Pr > 0.5 \end{cases} \quad (2.112)$$

$$b. \quad \text{Para flujo Turbulento: } \sqrt{Nu_d} = 0.60 + 0.387 \sqrt{\frac{Ra_d}{\left\{1 + \left(\frac{0.56}{Pr}\right)^{9/16}\right\}^{16/9}}}, \quad \begin{cases} Ra_d > 10^9 \\ Pr > 0.5 \end{cases} \quad (2.113)$$

2.4.3. Convección natural sobre cilindros verticales

La superficie exterior de un cilindro vertical se puede tratar como una placa vertical cuando el diámetro del cilindro es suficientemente grande, de modo que los efectos de la curvatura sean despreciables (Cengel (1998)). Esta condición se satisface si,

$$d \geq \frac{35l}{Gr_L^{1/4}} \quad (2.114)$$

Cuando se satisfacen estos criterios, también se pueden usar las relaciones de las placas verticales para los cilindros verticales.

2.5. Transmisión de calor estable en comparación con la transitoria

Los problemas de transferencia de calor se clasifican como estables o transitorios. El término estable implica que no hay cambio con el tiempo en cualquier punto dentro del medio, en tanto que transitorio implica variación con el tiempo o dependencia con respecto al tiempo.

Por lo tanto, la temperatura o flujo de calor permanecen inalterados con el transcurso del tiempo durante la transferencia de calor estable a través de un medio, en cualquier ubicación, aunque las dos cantidades pueden variar de una ubicación a otra.

Durante la transferencia de calor transitoria, la temperatura normalmente varía tanto con el tiempo como con la posición. En el caso especial de variación con el tiempo pero no con la posición, la temperatura del medio cambia uniformemente con el tiempo. Los sistemas con una transferencia de calor de este tipo se llaman sistemas globales (Cengel (1998)).

2.6. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera sólida o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.

Los intercambiadores de calor se clasifican en 4 tipos que son: doble tubo, carcaza y tubo, flujo cruzado y compacto.

El intercambiador de doble tubo es el más sencillo: por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido del flujo se puede clasificar en flujo paralelo o flujo contracorriente (figura 2.15).

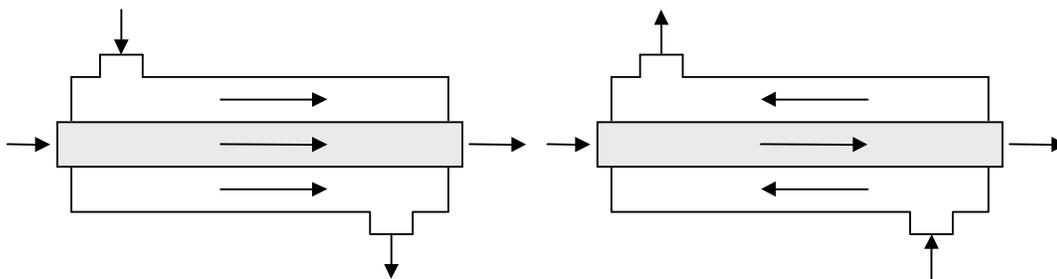


Figura 2.15 a) Flujo Paralelo b) Flujo Contracorriente (Cengel (2001)).

El intercambiador de carcasa y tubo es el más utilizado en la industria. En este intercambiador un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras que el otro es forzado a través de la carcasa y sobre el exterior de los tubos.

Para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa fluya a través de los tubos e induzca una mayor transferencia de calor, se colocan, deflectores o placas verticales.

En el intercambiador de flujo cruzado los fluidos pueden moverse en flujo cruzado (perpendicularmente uno al otro). Estos intercambiadores se utilizan comúnmente en procesos de enfriamiento o calentamiento de aire o gas. Por lo general, existen dos tipos de intercambiadores de flujo cruzado (figura 2.16). Las dos configuraciones difieren dependiendo si el fluido que se induce sobre los tubos está mezclado o sin mezclar. Un fluido se dice que está sin mezclar debido a que las aletas previenen el movimiento en dirección perpendicular al flujo principal (dirección x).

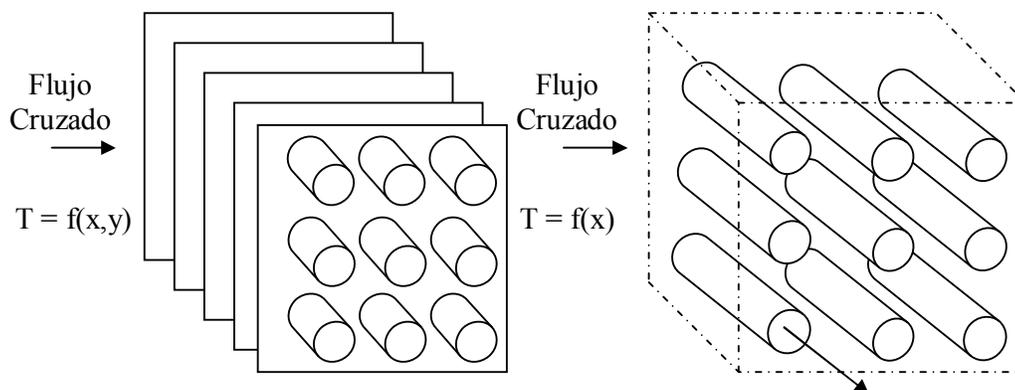


Figura 2.16 Intercambiador de calor de flujo cruzado (Cengel (2001)).

En contraste, para el haz de tubos sin aletas, el movimiento del fluido se dice que está mezclado ya que la temperatura no cambia en la dirección transversal, siendo función exclusiva de la dirección del flujo principal. Es importante destacar que la condición de mezclado y sin mezclar del intercambiador influencia significativamente el funcionamiento del intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor compactos son aquellos cuya relación de área superficial / volumen es mayor que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Se denominan compactos debido a su pequeño tamaño y peso. Se utilizan comúnmente en la industria automotriz y aeronáutica.

Dada la multitud de aplicaciones de los intercambiadores de calor, se puede realizar una clasificación dependiendo de su construcción. Para la elección del mismo se consideran aspectos como tipo de fluido, densidad, viscosidad, contenido en sólidos, límite de temperaturas, conductividad térmica, etc. La clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la construcción es:

- Intercambiador de Calor de Placas. Formados por un conjunto de placas de metal corrugadas contenidas en un bastidor. El sellado de las placas se realiza mediante juntas o bien pueden estar soldadas.
- Intercambiadores de Calor Tubular. Formados por un haz de tubos corrugados o no, realizado en diversos materiales. El haz de tubos se ubica dentro de una carcasa para permitir el intercambio con el fluido a calentar o enfriar.
- Intercambiador de Calor con Tubos Aleteados. Se compone de un tubo o haz de tubos a los que se sueldan aletas de diferentes tamaños y grosores para permitir el intercambio entre fluidos y gases.
- Intercambiador de Calor de Superficie Rascada. Similar al tubular, con la particularidad de ubicar dentro del tubo un dispositivo mecánico helicoidal que permite el paso del fluido que por sus características, impide un trasiego normal con los medios de bombeo habituales.

2.6.1. Intercambiadores de calor con tubos aletados

En un intercambiador de calor, los dos fluidos, frío y caliente, están separados por una pared metálica. Bajo estas condiciones la razón de transferencia de calor depende de la resistencia total de transferencia de calor dada por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{x}{KA_{lm}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.115)$$

Cuando líquidos viscosos son calentados en cualquier intercambiador de calor tubular estándar por gas condensado o un algún fluido de baja viscosidad, el coeficiente de película de transferencia de calor del líquido viscoso se vuelve mucho menor que el del fluido caliente y por tanto, se vuelve el fluido principal de la resistencia total de transferencia de calor.

Esta condición también está presente en el caso de los calentadores de aire o gas donde el coeficiente de película de transferencia de calor es bastante pequeño comparado con el del líquido o el gas condensado del otro fluido. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del líquido viscoso o gas no puede ser mejorado en gran cantidad, existen otras alternativas para incrementar su importancia en la resistencia total. La única alternativa para lograr dicha mejora es incrementar el área disponible para la transferencia de calor de tal forma que la resistencia hacia la transferencia de calor sea reducida. Para conservar el espacio y reducir el costo del equipo en estos casos, cierto tipo de superficies de intercambiador de calor, conocidas como superficies extendidas, han sido desarrolladas. En estas superficies extendidas el área exterior del tubo es aumentada por aletas.

Por lo general, existen dos tipos de aletas: longitudinales y transversales. Las aletas longitudinales son utilizadas cuando la dirección del flujo del fluido es paralela al eje del tubo mientras que las aletas transversales son utilizadas cuando la dirección del flujo del fluido es a través del tubo.

El área exterior del tubo aletado consiste de dos partes: área de las aletas y área del tubo cilíndrico no cubierto por la base de las aletas. Una unidad de área de la superficie de las aletas no es tan eficiente como una unidad de área del tubo cilíndrico debido a que añade resistencia al flujo de calor por conducción a través de la aleta hacia su base.

La expresión para la eficiencia de las aletas puede ser derivada de la ecuación diferencial general de conducción utilizando ciertas condiciones de frontera.

Las tres condiciones de frontera que se utiliza para resolver la ecuación son:

1. Longitud infinita de la aleta de tal forma que no existe disipación de calor por el extremo y los bordes, es decir que la temperatura en los extremos y bordes de la aleta sea la misma que la del fluido.
2. Extremos y Bordes aislados. Aunque esta condición no puede ser realizada en la vida diaria, pero considerando que el área de los extremos y bordes es despreciable comparada con el área total de la aleta, el calor disipado de los extremos y bordes puede ser despreciado y por tanto, dt / dx se asume como cero en los extremos y bordes.
3. Disipación de calor finita de los extremos y bordes. Aunque la suposición de que los extremos y bordes están aislados es inválida, la mayoría de las aletas son tomadas bajo esta consideración. La eficiencia de una aleta longitudinal para este caso está dada por la siguiente expresión:

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad \text{donde } m = \sqrt{hC / KA} \quad (2.116)$$

Se puede observar en la ecuación 2.116 que la eficiencia de la aleta es función de mL por lo que cuando el valor de mL aumenta, la eficiencia de la aleta disminuye. Un valor razonable de la eficiencia de la aleta es entre 50 – 75 % lo que corresponde a un valor de mL entre 1 – 2. Los cálculos para obtener la eficiencia de un tubo aletado se muestran en la tabla 2.10.

Tabla 2.10 Cálculos para obtener la eficiencia de un tubo aletado (Gyani (2007)).

Cálculos	Ecuaciones
1. Circunferencia de la aleta (C)	$C = 2(w + b)$ (2.117)
2. Área transversal de la aleta (A)	$A = (wb)$ (2.118)
3. Área disponible de la aleta (A_F)	$A_F = C \cdot L \cdot N$ (2.119)
4. Área disponible del tubo (A_B)	$A_B = (\pi D - Nb)w$ (2.120)
5. Área total con tubos aletados	$A_t = A_F + A_B$ (2.121)
6. Calor dado por el gas a través del intercambiador	$Q_1 = (m_1 x) \lambda$ (2.122)
7. Calor dado por el gas a través del tubo	$Q_2 = (m_2 x) \lambda$ (2.123)
8. Coeficiente de película de transferencia de calor	$h = Q_2 / (A x \Delta T)$ (2.124)
9. Eficiencia Teórica de la aleta	$\eta_{teorico} = \tanh mL / mL$ (2.125)
10. Cantidad de calor disipada por la aleta	$Q_{aleta} = Q_1 - (A_B h \Delta T)$ (2.126)
11. Cantidad de calor disipada por una aleta ideal	$Q_{ideal} = A_F h \Delta T$ (2.127)
12. Eficiencia observada de la aleta	$\eta_{observada} = \frac{Q_{aleta}}{Q_{ideal}}$ (2.128)

2.6.2. Análisis térmico de un intercambiador de Calor

El objetivo de un análisis térmico de un intercambiador de calor es el de ser capaces de expresar la cantidad total de calor transferido q del fluido caliente al fluido frío, en términos del coeficiente global de transferencia de calor. Un balance de energía da como resultado;

$$[Energía\ perdida\ por\ el\ flujo\ caliente] = [Energía\ ganada\ por\ el\ flujo\ frío]$$

O bien:

$$m_h c_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = m_c c_c (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.129)$$

Existen dos metodologías de análisis térmico de intercambiadores de calor:

1. Método F – LMTD. Método de diferencia de temperatura media logarítmica
2. Método ε – NTU

Para la metodología de LMTD, considérese el intercambiador de calor de doble tubo, el cual opera en flujo paralelo:

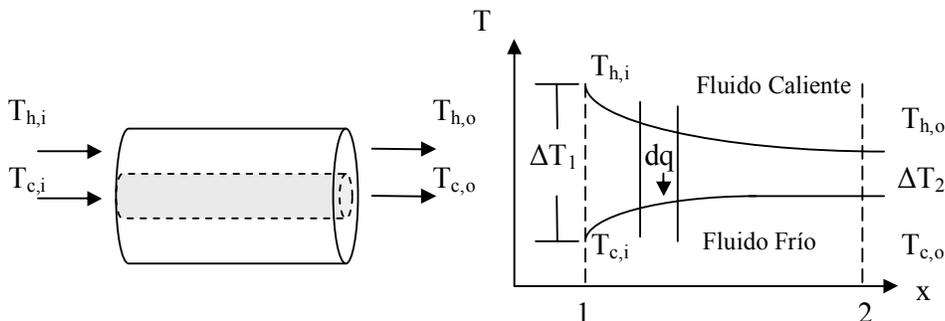


Figura 2.17 Intercambiador de calor de doble tubo en flujo paralelo (Cengel 2001).

Se calcula el flujo de calor mediante:

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.130)$$

En la figura 2.17 se muestra la historia de las temperaturas de los fluidos fríos y calientes, de este modo un balance de energía nos da como resultado:

$$dq = m_c c_c dT_c = -m_h c_h dT_h \quad (2.131)$$

Incorporando el calor específico y reorganizando, obtenemos:

$$dT_h = \frac{dq}{C_h} \quad (2.132)$$

$$dT_c = \frac{dq}{C_c} \quad (2.133)$$

Restando la ecuación 2.133 de la ecuación 2.132, tenemos:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (2.134)$$

Sustituyendo la expresión de calor expresada por:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (2.135)$$

Se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U(T_h - T_c) \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad (2.136)$$

Integrando la ecuación anterior entre el punto 1 y 2, se obtiene:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) A \quad (2.137)$$

Si,

$$C_c = \frac{q}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.138)$$

$$C_h = \frac{q}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (2.139)$$

Reescribiendo la ecuación anterior:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-UA}{q} ((T_{c,o} - T_{h,o}) - (T_{c,i} - T_{h,i})) = \frac{UA}{q} (\Delta T_2 - \Delta T_1) \quad (2.140)$$

Que al despejar de la ecuación anterior, q, se tiene:

$$q = UA \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.141)$$

De la última ecuación se reconoce:

$$\Delta T_m = LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.142)$$

En forma similar, para un intercambiador de doble tubo operando en flujo en contracorriente, tal como se muestran en la figura 2.18.

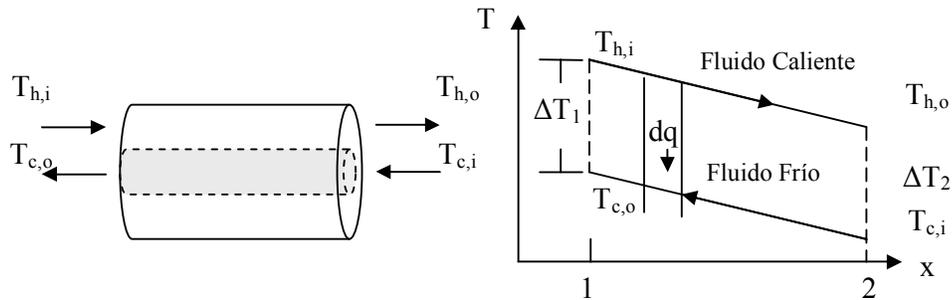


Figura 2.18 Intercambiador de calor de doble tubo en contraflujo (Cengel (2001)).

Se tiene que LMTD, esta dada por:

$$\Delta T_m = LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.143)$$

Por tanto se puede aplicar la misma expresión para LMTD, tanto en flujo paralelo, como en contracorriente. Para el caso particular del intercambiador de calor en flujo contracorriente, en el cual ambos fluidos poseen el mismo calor específico, $C_c = C_h$, se obtiene que $\Delta T_1 = \Delta T_2$ de manera que presenta una indeterminación en el cálculo de ΔT_m , lo cual se resuelve aplicando la regla L'hopital, obteniendo como resultado que $\Delta T_m = \Delta T_1 = \Delta T_2$.

Debido a que en metodología LMTD se requiere de un proceso de ensayo y error cuando las temperaturas de salida son desconocidas, se creo otra metodología conocida como el método de efectividad – NTU. Dicha metodología define la efectividad, mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.144)$$

donde q se refiere al calor intercambiado por los fluidos frío y caliente y q_{\max} , se refiere al máximo calor que se puede transferir en el intercambiador.

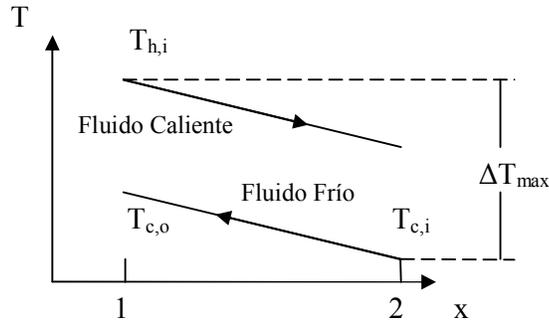


Figura 2.19 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor (Cengel 2001)).

El q_{\max} se refiere al calor que se transfiere en un intercambiador de doble tubo operando en contracorriente y que posee un área de intercambio infinita. Para esta circunstancia se cumple que la máxima diferencia de temperatura ΔT_{\max} que puede adquirir uno de los fluidos dependerá del calor específico.

$$q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$q = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c \quad (2.145)$$

De la expresión anterior se desprende que el fluido que adquiere ΔT_{\max} , será aquel que tenga la menor capacidad calorífica, por tanto:

- Si $C_h > C_c$ se tendrá que $T_{c,o} \rightarrow T_{h,i}$ y $q_{\max} = C_c \Delta T_{\max}$
- Si $C_c > C_h$ se tendrá que $T_{h,o} \rightarrow T_{c,i}$ y $q_{\max} = C_h \Delta T_{\max}$

En forma compacta se satisface que:

$$q_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (2.146)$$

Por definición la efectividad, la cual es adimensional, debe estar en el rango $0 < \varepsilon < 1$. Para cualquier intercambiador de calor se puede demostrar que la efectividad puede expresarse mediante:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.147)$$

donde C_{\min} / C_{\max} es la relación de calores específicos de los fluidos y NTU es un parámetro adimensional denominado Número de Unidades de Transferencia, el cual es ampliamente usado en el análisis de intercambiadores y se determina mediante:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.148)$$

En la tabla 2.11 se muestran las expresiones para diversas configuraciones de intercambiadores de calor donde $C_r = C_{\min} / C_{\max}$.

Tabla 2.11 Expresiones para la efectividad de intercambiadores de calor (Cengel (2001)).

Tipo de Intercambiador de Calor	Expresión	Ecuación
Doble tubo, flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 + C_r))}{1 + C_r}$	(2.149)
Doble tubo, flujo contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_r))}{1 - C_r \exp(-NTU(1 - C_r))}$	(2.150)
Carcaza y Tubo, un paso de carcaza y (2, 4 .. pasos de tubo)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp\left[-\frac{NTU(1 + C_r^2)^{1/2}}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}\right]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}\right\}^{-1}$	(2.151)
Carcaza y Tubo, n pasos de carcaza y (2n, 4n .. pasos de tubo)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right) - C_r \right]^{-1}$	(2.152)
Flujo Cruzado, ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)\right] (NTU)^{0.22} \left\{ \exp(-C_r(NTU)^{0.78}) - 1 \right\}$	(2.153)
Flujo Cruzado, C_{\max} (mezclado) y C_{\min} (sin mezclar)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \left[1 - \exp\{-C_r(1 - \exp(-NTU))\} \right]$	(2.154)
Flujo Cruzado, C_{\max} (sin mezclar) y C_{\min} (mezclado)	$\varepsilon = 1 - \exp\{-C_r^{-1}(1 - \exp(-C_r(NTU)))\}$	(2.155)
Todo intercambiador ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(2.156)

Cuando se diseña un intercambiador de calor, en ocasiones es más conveniente trabajar con relaciones de la forma $NTU = f(\varepsilon, C_{\min}/C_{\max})$. En la tabla 2.12 se presentan las expresiones para diversas configuraciones de intercambiador de calor utilizando NTU.

Tabla 2.12 Expresiones para la efectividad de intercambiadores de calor (Cengel (2001)).

Tipo de Intercambiador de Calor	Expresión	Ecuación
Doble tubo, flujo paralelo	$NTU = \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{(1 + C_r)}$	(2.157)
Doble tubo, flujo contracorriente	$NTU = -\frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	(2.158)
Carcaza y Tubo, un paso de carcaza y (2, 4 .. pasos de tubo)	$NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ $E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(2.159)
Carcaza y Tubo, n pasos de carcaza y (2n, 4n .. pasos de tubo) Es necesario utilizar las dos ecuaciones anteriores	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$	(2.160)
Flujo Cruzado, C_{\max} (mezclado) y C_{\min} (sin mezclar)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(2.161)
Flujo Cruzado, C_{\max} (sin mezclar) y C_{\min} (mezclado)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(2.162)
Todos los intercambiadores ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(2.163)

2.7. Flujo de un fluido a través de medios porosos

El interés que encierra el estudio del flujo de un fluido en un medio poroso estriba en la relación directa que mantiene con los procesos industriales, tales como el filtrado químico, las explotaciones petrolíferas, etc. La base de la teoría del flujo a través de un medio poroso está fundamentada en una experiencia simple y que desarrolló Darcy en el siglo XIX.

2.7.1. Ecuación de Darcy

Si se consideran moléculas difusoras pasando a través de cierta sección de área donde algunas partículas generan efectos sobre la pared, éstas se denominan solamente como obstáculos. Estas partículas obstructoras disminuyen la efectividad del área transversal donde ocurre la difusión de las moléculas y por tanto aumenta el patrón de la difusión. Si se trata de calcular el flujo de difusión basado en la sección transversal real y la longitud, el cálculo sería complicado. Para evitar este cálculo, se puede incluir un factor de corrección el cual permite despreciar los efectos de la obstrucción de las partículas.

Sin embargo, solamente en casos especiales se desprecian los efectos de la pared (en la vida real casi nunca). Tomando un tubo cilíndrico como referencia, la resistencia del flujo por unidad de longitud depende del tamaño y forma de la sección transversal. Si la sección transversal crece el flujo disminuye.

La descripción del flujo del fluido a través de medios porosos puede ser tratada de distintas formas; dos de las formas más comunes se basan en la ecuación de Darcy y en la ecuación de Ergun. La ecuación de Darcy establece que el flujo volumétrico Q de un fluido a través de un medio poroso es proporcional a la sección transversal y a la diferencia de presión hidrostática a través del espécimen e inversamente proporcional a su longitud.

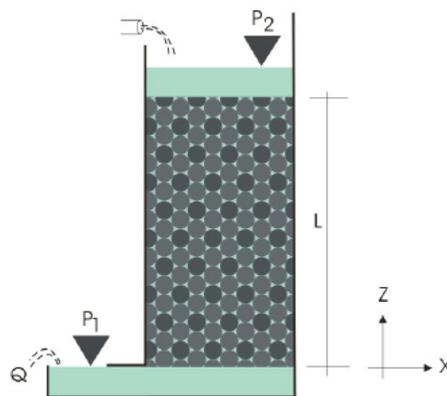


Figura 2.20 Experimento de Darcy (Mendoza (2006))

Darcy, un ingeniero francés desarrolló una serie de experimentos para estudiar el flujo de un fluido a través de columnas de un material poroso. De dichos experimentos obtuvo una ecuación sencilla donde establece que la descarga es directamente proporcional al gradiente de presión.

$$Q = KA \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) \quad (2.164a)$$

De acuerdo con la ecuación propuesta por Darcy es necesario conocer la permeabilidad del medio que se este utilizando. Para definir la permeabilidad es importante considerar que una vez que el flujo estacionario de Darcy se ha desarrollado, es decir, $u = -K\nabla P$, la permeabilidad debe ser relacionada tanto con la estructura del poro como con el flujo del fluido a través de este. Sin embargo, se puede definir la permeabilidad intrínseca k , la cual únicamente está relacionada con la estructura del poro, tal como, la forma, el radio r_p , la porosidad Φ y la tortuosidad. Se denomina intrínseca debido a que no depende de las propiedades del fluido que pasa a través del poro, únicamente de los detalles inherentes de su estructura. De esta forma, se puede establecer la siguiente relación esquemática entre las permeabilidades k y K .

$$K \sim k(\phi_p, \eta, T, \dots) G(\text{fluid} - \text{properties} : \rho, \mu, \dots) \quad (2.164b)$$

Esta relación lleva a una clara definición de la permeabilidad, la cual es función del espacio del poro (permeabilidad intrínseca) y no cambia con el tipo del fluido, el nivel de gravedad o el gradiente de energía que lleva el fluido en sí. La permeabilidad o conductividad hidráulica se define como el caudal unitario que atraviesa un medio poroso por unidad de sección de dicho medio, bajo un gradiente de carga unitario, y por tanto tendrá dimensiones de velocidad.

En general no es sencillo relacionar la permeabilidad con las características del medio poroso, ya que se pueden tener medios muy porosos y muy permeables si los poros son grandes o están bien interconectados.

Por el contrario, cuando los poros son muy pequeños o están interconectados el medio puede ser muy poroso y prácticamente impermeable. La permeabilidad Darcy K , está definida mediante la siguiente ecuación:

$$K = \phi_p \frac{a^2}{8\mu} \quad (2.165)$$

De la ecuación anterior, se puede observar que la permeabilidad intrínseca es únicamente dependiente de las variables inherentes al material poroso, por tanto:

$$k = \phi_p \frac{a^2}{8} \quad (2.166)$$

Así mismo, el análisis del medio poroso se puede definir mediante la capilaridad. Para ello es necesario considerar la ecuación de Poiseuille's para un tubo capilar dentro de un material poroso. Esta ecuación nos permitirá realizar una simplificación de una estructura porosa compleja debido a la colección de pequeños tubos capilares de radio constante los cuales están colocados a lo largo de la longitud del material poroso (figura 2.21).

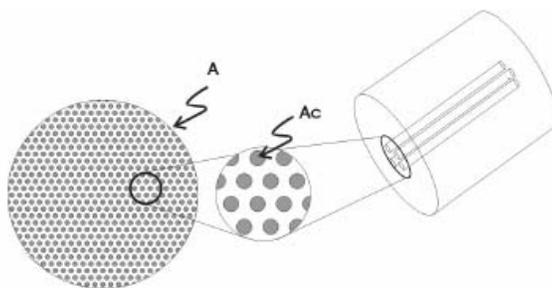


Figura 2.21 Área transversal total y área capilar (Mendoza (2006)).

La ecuación de Poiseuille's que determina la velocidad a través de un tubo es:

$$u = -\phi_p \left(\frac{a^2}{8\mu} \frac{dP}{dz} \right) \quad (2.167)$$

2.7.2. Características del medio poroso

Para el estudio de la relación entre la permeabilidad intrínseca y las características de un medio poroso es preciso conocer algunas de las propiedades del medio poroso como son (tabla 2.13):

1. Porosidad. Relación entre volumen de vacíos y volumen aparente del suelo.
2. Porosidad Efectiva. Corresponde al producto de la porosidad geométrica por el grado de saturación.
3. Empaquetamiento de los granos. Es la ordenación espacial tridimensional de los granos que conforman el medio poroso y da lugar a distintas porosidades geométricas. Los empaquetamientos más simples son: cúbico ($\eta = 47.64 \%$), ortorrómbico ($\eta = 39.54 \%$) y romboédrico ($\eta = 25.55 \%$).

Por tanto un medio granular teórico constituido por esferas perfectas debería tener una porosidad mínima del 26 %, lo que en realidad nunca ocurre, a causa de la falta de homogeneidad del medio y la no “esfericidad” de los materiales granulares.

Tabla 2.13 Características del Medio Poroso (Mendoza (2006))

Característica del Medio Poroso	Expresión	Ecuación
Porosidad Geométrica	$\eta = \frac{V_v}{V_v + V_g}$	(2.168)
Índice de Vacíos	$e = \frac{V_v}{V_g}$	(2.169)
Porosidad	$\phi = \frac{\eta}{1 - \eta}$	(2.170)
Porosidad Efectiva	$\phi = \eta \cdot \sigma = \frac{V_l}{V_v - V_g}$	(2.171)

2.8. Soldadura fuerte

La soldadura fuerte consiste en la unión de los metales a través del uso del calor y de una aleación de aporte cuyo punto de fusión supera los 450°C. No obstante, este punto de fusión, es más bajo que el punto de fusión de los metales a unir (O'Brien, (1996)). La soldadura fuerte es un proceso sin fusión, es decir, el metal base no se funde durante el proceso de unión (Pender, (1984)). Este tipo de soldadura se ha estudiado durante los últimos años debido a la utilidad y costo en comparación con otros procesos de soldadura y tiene uso industrial en automóviles, bicicletas, equipo de refrigeración y reparación de piezas de fundición rotas (figura 2.22).

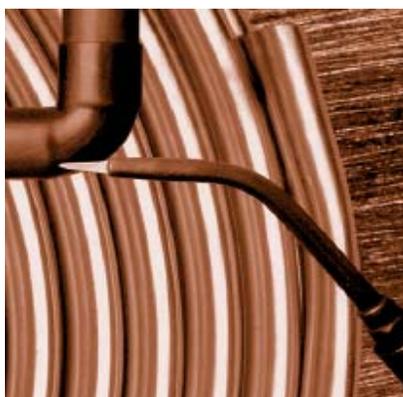


Figura 2.22 Proceso de soldadura fuerte de conectores de cobre (CDA (2006)).

La soldadura fuerte es un proceso que se utiliza para unir metales iguales o diferentes, mediante el uso de una aleación que tiene un punto de fusión mas bajo que el de cualquiera de los metales que se van a unir. En este proceso, se calienta la superficie de los metales que se van a unir a una temperatura mayor que el punto de fusión de la aleación, pero inferior al de su propio punto de fusión.

Este proceso está basado en que el cobre fluye hacia las superficies debidamente preparadas y producen una excelente unión. La soldadura fuerte funciona a través del fenómeno conocido como capilaridad. En el cual, la soldadura en estado líquido, penetra y se extiende entre las piezas de una unión.

La capilaridad se produce cuanto menor y más regular es el espacio anular (intersticio) que queda entre el tubo y el conector. Por lo tanto, el perfecto ajuste entre tubo y el conector es de fundamental importancia para la obtención de una unión bien soldada. La fuerza de atracción capilar es tal que hace que la soldadura fundida penetre en la junta, cualquiera sea la posición de ésta. La soldadura puede bajar o subir sin la menor dificultad dándole una gran ventaja al procedimiento, especialmente, cuando se tienen que efectuar uniones en sitios difíciles o de poca accesibilidad. La representación esquemática del fenómeno de capilaridad es la que se muestra en la figura 2.23.



Figura 2.23 Representación esquemática del fenómeno de capilaridad (Platex (2006)).

Distintas organizaciones como la ASM Internacional o la American Welding Society (AWS) han propuesto usos, estándares y alternativas del proceso de soldadura fuerte del cobre y otros materiales. De acuerdo con la AWS las ventajas de la soldadura fuerte son (O'Brien, (1996)):

1. Es económica para ensambles complejos.
2. Es una forma sencilla de unir áreas de empalmes grandes.
3. La distribución de esfuerzos y térmica es excelente.
4. Conserva los recubrimientos y revestimientos.
5. Puede unir materiales disímiles y piezas de precisión
6. Permite unir metales y no metales
7. Puede unir espesores muy diferentes.
8. Las uniones requieren poco o ningún acabado
9. Se pueden unir muchas piezas al mismo tiempo.

Así mismo estas organizaciones presentan información referente a los distintos materiales de aporte que existen para la soldadura fuerte; mencionan las características de los materiales, la fusión y fluidez, la licuación, el mojado y la adhesión.

Los materiales de aporte que analizan son el aluminio – silicio, el magnesio, el cobre, el cobre – zinc, el cobre fósforo, la plata, el oro, el níquel, el cobalto y los metales refractarios. Por ultimo, mencionan los diferentes diseños de uniones que se dan hoy en día en la soldadura fuerte. En el diseño de esas uniones es necesario tener en consideración la separación de la unión, la distribución de esfuerzos, la conductividad eléctrica, etc.

La calidad de una soldadura, como producto final, depende de variados factores que intervienen durante todo el proceso de soldadura. Entre estos factores se mencionan: el material de aporte, la cantidad de calor y de tiempos requeridos, las herramientas, etc. La probabilidad de obtener una buena soldadura está vinculada con: el especialista, el material adecuado, las herramientas apropiadas y el método correcto, según tipo y situación.

Las recomendaciones o procedimientos que se han estado siguiendo en el proceso de soldadura fuerte incluyen actividades como (O'Brien (1996)):

1. La limpieza previa y la preparación de las superficies. Es indispensable que las superficies estén limpias y libres de óxidos para asegurar uniones soldadas en fuerte integras y de calidad uniforme.
2. El empleo de fundentes y bloqueadores. En caso de que se utilice un fundente se debe aplicar en una capa uniforme que cubra por completo las superficies de empalme de las piezas. La forma mas común de aplicar fundentes es como pastas o líquidos, pero también se puede rociar fundente seco en polvo sobre la unión o metiendo el extremo caliente de la varilla de metal de aporte en el recipiente de fundente.

3. La colocación del metal de aporte es importante para lograr correctamente la unión. La mayor parte de las uniones soldadas en fuerte se realizan a mano, el metal de aporte simplemente se alimenta a la cara de vista de la unión durante la soldadura. Los metales de aporte para soldadura fuerte se producen en forma de alambres, calzas, polvos y pastas.
4. El ensamblado. Las piezas que se van a soldar en fuerte deben de ensamblar inmediatamente después de la aplicación de fundente, antes que de este tenga tiempo de secarse y descascararse.

El procedimiento de la aplicación de la soldadura es el que se ilustra en las siguientes secuencias (figura 2.24):

1. **Corte del tubo a escuadra.** Es necesario asegurarse que el corte sea a 90°.
2. **Rebanado.** Hay que cerciorarse que no queden rebabas, al interior de la tubería, ya que su existencia provocaría posibles oxidaciones.
3. **Limpieza del tubo.** Asegurarse en todo momento de lograr una buena limpieza en la superficie del tubo o conector antes de aplicar el fundente. El área que se va a soldar debe ser limpiada, con lana de acero o una lija fina.
4. **Limpieza del alojamiento del conector** La pulcritud de los elementos, tanto del tubo como del conector es fundamental para una soldadura de buena calidad.
5. **Aplicación del fundente sobre el tubo y el conector.** Utilizar el fundente adecuado al tipo de soldadura a utilizar. Aplicar el fundente necesario sobre el tubo.
6. **Acoplamiento a fondo de las piezas.**
7. **Calentamiento de la unión.** Controlar la llama del soplete permitiendo una llama calorífica y no oxidante (azul y no amarilla). Aplicar el calor solo en la zona a soldar.
8. **Aportación de soldadura.** Una vez logrado el calentamiento aplique el metal de aportación.
9. **Eliminación de residuos.**



Figura 2.24 Procedimiento de la aplicación de la Soldadura Fuerte (Platex (2006)).

Dentro de la soldadura existen ciertos conceptos básicos que son útiles para llevar a cabo una soldadura mejor y en menor tiempo. El diseño de la unión, el comportamiento del material de aporte y los aspectos metalúrgicos son conceptos que ayudan a mejorar la soldadura.

2.8.1. Difusión durante la soldadura fuerte

La difusión puede ser definida como el mecanismo por el cual la materia es transportada por la misma materia. Los átomos de gases, líquidos y sólidos están en constante movimiento y se desplazan en el espacio tras un periodo de tiempo. En los gases el movimiento de los átomos es relativamente veloz mientras que en los líquidos los átomos poseen un movimiento más lento.

El transporte de masa en líquidos y sólidos se origina generalmente debido a una combinación de convección (movilización de fluido) y difusión. En los sólidos, estos movimientos atómicos quedan restringidos (no existe convección), debido a los enlaces que mantienen los átomos en las posiciones de equilibrio, por lo cual el único mecanismo, de transporte de masa es la difusión.

Durante la soldadura fuerte, el mojado de las superficies de los componentes no siempre resulta fácil de lograr y cuando este ocurre, la aleación resultante entre el material de aporte y los componentes puede causar un exceso de erosión en los materiales, el debilitamiento de la unión debido a la formación de bases con un mecanismo de propiedades inferiores así como otros efectos no deseados. Por tanto, la temperatura de trabajo del sistema se ve comprometida por la presencia del punto bajo de fusión del material de aporte (Jacobson (2005)).

Estas desventajas de la soldadura fuerte no demeritan la habilidad que tiene para llenar uniones con dimensiones irregulares y producir uniones en las orillas de los sistemas. La unión por difusión requiere de este mojado de la superficie y del material de aporte como material a utilizarse para formar la unión.

Una vez formado el sistema, las uniones formadas mediante la difusión del material son totalmente estables a altas temperaturas de tal forma que la temperatura de servicio del sistema puede exceder la temperatura tope del proceso de unión sin que exista algún riesgo de que el material se derrita.

En este proceso de unión por difusión, mientras que la formación de fases inter - metálicas no deseadas puede ocurrir, también es más fácil seleccionar una buena y segura combinación de materiales debido a que generalmente existen pocos constituyentes involucrados. Sin embargo, la unión por difusión tiende a ser limitada como proceso de producción debido a que no es tolerante a la variación del grosor de la unión e incluso su confiabilidad depende en gran medida de la alta sensibilidad que posee con respecto a la calidad en cuanto a la limpieza de la superficie.

El proceso de unión por difusión consta de 4 etapas principales. La configuración de la unión envuelve dos componentes y el material de aporte, el cual se inserta dentro de dichos componentes y se aplica posteriormente el calor al sistema (etapa no. 1). El espaciamiento que existe entre estos es menor a $50\mu\text{m}$ para lograr una mejor difusión. Los componentes que son colocados en cierta posición donde se les aplica un pequeño esfuerzo de compresión y el sistema es calentado por encima de la temperatura líquida del material de aporte el cual se derrite, moja la superficie de la unión, llena el espacio que existe entre los componentes y forma un aro que cubre la unión (etapa no. 2). La etapa no. 1 y 2 del proceso de unión por difusión se muestran en la figura 2.25.

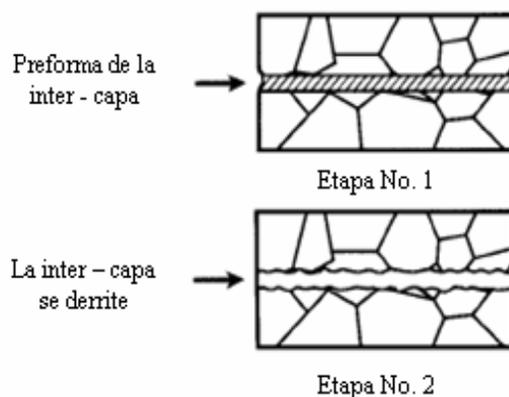


Figura 2.25 Etapa no. 1 y 2 del proceso de unión por difusión (Jacobson (2005)).

Si el material de aporte y el material base son metales elementales y entran dentro de una reacción eutéctica simple entonces se puede derretir el material utilizando una temperatura de calentamiento por debajo del punto eutéctico.

En caso de que la temperatura del proceso esté por debajo del punto de fusión del material de aporte, entonces ocurrirá una inter - difusión en estado sólido, la cual forma parte de la primera etapa del proceso.

Debido a la generación de líquido en la unión, es necesario aplicar presiones que son por lo general mucho mejores que aquellas requeridas para lograr una unión por difusión normal (0.5 - 1 MPa), pero mayores que las aplicadas durante la soldadura fuerte (0 – 0.1 MPa). Esto es importante no solamente porque permite que la operación de unión demande el uso de menos elementos sino que además la presión que se necesita es solamente una pequeña fracción del esfuerzo de cadencia del material (no se crea alguna deformación). Si el sistema fuera enfriado, este tomaría las propiedades y características metalúrgicas de un proceso de soldadura fuerte.

En caso de que se siga calentando el sistema a elevadas temperaturas, la composición del material de aporte cambiará con el tiempo, de tal forma que la temperatura de sólido del material de aporte se incrementará y la solidificación ocurrirá de forma isotérmica (etapa no. 3). Finalmente, la unión termina por convertirse en homogénea de acuerdo a los materiales utilizados (etapa no. 4), ver figura 2.26.

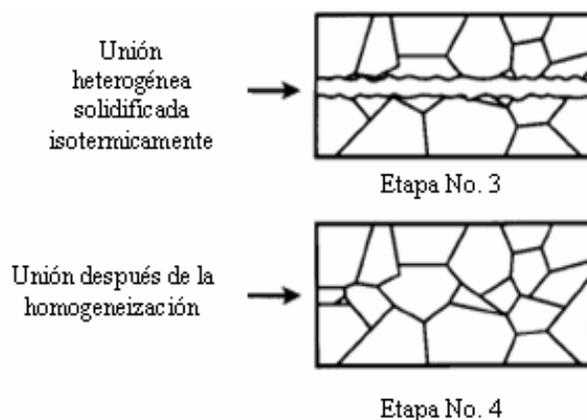


Figura 2.26 Etapa no. 3 y 4 del proceso de unión por difusión (Jacobson (2005)).

Las ventajas del proceso de unión por difusión son:

- Buena reproducibilidad del proceso
- Alto control dimensional del grosor de la unión (ejemplo: tolerancias pequeñas)
- Facilidad para que el material de aporte fluya sobre áreas largas lo cual permitiría asegurarse que no exista pérdida alguna del fluido.

2.8.2. Modelo de unión por difusión

Investigadores han realizado experimentos con tal de generar un modelo capaz de predecir el proceso de unión por difusión el cual permita lograr un entendimiento del significado de varios parámetros del proceso y su interrelación.

El análisis de un sistema binario resulta ser sencillo debido a que no incluye compuestos intermetálicos enfocándose únicamente en soluciones sólidas o eutéctica simple. El proceso de unión por difusión puede ser representado en un diagrama genérico de fases eutécticas como el que se muestra en la figura 2.27.

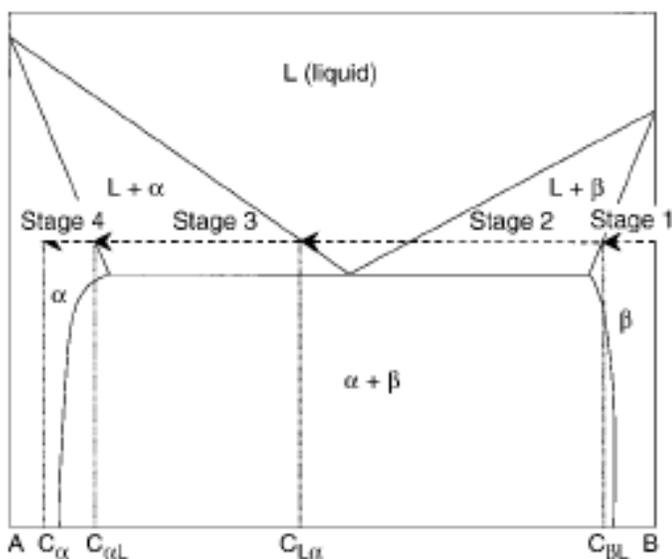


Figura 2.27 Diagrama de fases eutécticas en la unión por difusión (Jacobson (2005)).

Los modelos analíticos que han sido propuestos en cuanto al proceso de unión por difusión incluyen las siguientes suposiciones:

- No existen barreras iniciales para el contacto directo entre el material base y el material de aporte de tal forma que la formación de la interfase metal – metal ocurre instantáneamente cuando el componente es traído en contacto. Esto significa que el efecto de oxidación de la superficie en cuanto al retraso o inhibición de la difusión a lo largo de la interfase se desprecia.
- Se asume implícitamente que los componentes y el material de aporte son presionados uno hacia el otro bajo cierto esfuerzo.
- El material de aporte y el material base están inicialmente en estado homogéneo.
- Se aplica la ecuación de la primera ley de Fick (figura 2.28), en donde el flujo de materia de una región de alta concentración a una de baja concentración se expresa como:

$$J = -D \left(\frac{\partial c}{\partial x} \right)_t \quad (2.172)$$

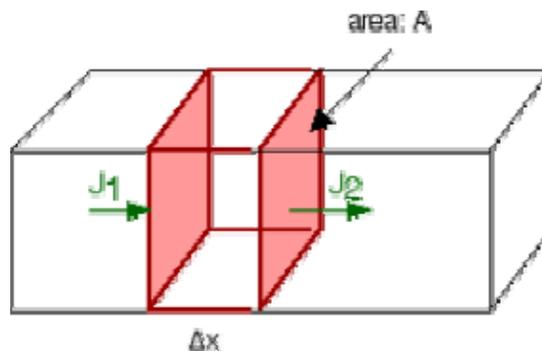


Figura 2.28 Representación de la primera Ley de Fick.

- El material base tiene una superficie semi – infinita en la interfase de la unión.
- Aplica la conservación de masa. En particular no existe perdida alguna del constituyente con el menor punto de fusión. Debido a este principio, la masa no se puede crear ni destruir.
- La influencia de las fronteras de grano no se están considerando.

Si se forma la fase inter - metálica entre el material de aporte y el final de la solución sólida del material primario, la situación se torna mas complicada. En particular, la fase inter – metálica obstaculiza la disolución del proceso causando que el punto bajo de fusión tenga que difundirse a través de la fase inter-metálica. La difusión en compuestos inter – metálicos es por lo general más lenta que en los materiales puros. Utilizando estas suposiciones pero sin considerar la disolución del soluto durante la etapa de calentamiento (etapa no. 1 del proceso de unión por difusión) ni los cambios de densidad durante la solidificación [Tuah – Poku, Dollar, y Massalski, 1988] derivaron una relación relativamente sencilla entre el tiempo de reacción (t) y el grosor de la capa inter - metálica con menor punto de fusión (W_0); la difusividad del material de aporte B en el material base A (D_α); la concentración inicial del material de aporte (C_B); y la concentración del material de aporte en la interfase de solidificación ($C_{\alpha L}$). Esta situación se describe como:

$$t_r = \frac{\pi W_0^2}{16 D_\alpha} \left(\frac{C_B}{C_{\alpha L}} \right)^2 \quad (2.173)$$

Una refinamiento a la ecuación anterior fue producido por [Donald y Eagar], en donde el modelo propuesto por ellos toma en consideración el movimiento de la interfase sólido / liquido y el cambio de densidad durante la solidificación. Esto añade al modelo propuesto los siguientes términos: ρ_L , ρ_s (densidad del líquido y del sólido, respectivamente, en cualquier de los lados de la interfase de solidificación) y $\beta = M/2\sqrt{D_\alpha t}$, donde M denota la posición de la interfase. La ecuación con dichas modificaciones es:

$$t_r = \frac{\pi W_0^2}{16 D_\alpha} \left(\frac{\rho_L C_B}{\beta \rho_s C_{\alpha L}} \right)^2 \quad (2.174)$$

De acuerdo a ambas ecuaciones, la capa del líquido en el proceso estable de unión por difusión debe reducir el grosor con el tiempo en una proporción de $t^{1/2}$. Esta dependencia que posee el tiempo ha sido observada en varios experimentos y con diferentes compuestos.

2.8.3. Diseño de la unión durante el proceso de soldadura fuerte

La unión entre dos elementos de cobre puede ser lo suficientemente fuerte como el cobre mismo siempre y cuando el material de aporte se igual o mas fuerte que el cobre. Esto se debe principalmente a que la carga debe ser contenida por el área de contacto de las dos superficies al final de cada pieza. En las uniones de socket el material de aporte no tiene que ser tan fuerte como el cobre mismo debido a que el área de contacto entre el tubo y el conector puede ser larga. Cuando el área donde se crea la unión es larga, el esfuerzo a través del material es bajo y por ende el material de aporte puede ser más débil que el material base (Sperko (2003)). Esto permite utilizar materiales suaves (esfuerzo de tensión alrededor de los 5,000 psi) para unir tubos de cobre mucho más fuertes (esfuerzo de tensión alrededor de 30,000 psi).

El diseño de las uniones tipo socket (figura 2.29), es importante debido a que la unión tiene que ser lo suficientemente fuerte para soportar la presión, el peso muerto, la expansión térmica, entre otros fenómenos. Si se selecciona una combinación entre el material de aporte y la penetración de tubo tal que, la unión sea mas fuerte que el tubo, entonces el tubo por si mismo se convierte en el factor límite del diseño general.

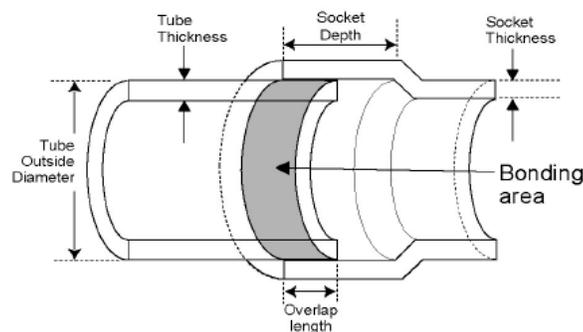


Figura 2.29 Aplicación de la soldadura fuerte en uniones tipo socket (Sperko (2003)).

La resistencia de la unión depende de 3 factores principales:

- Distancia de penetración del tubo.
- Resistencia del material de aporte.
- Factor de seguridad debido al sonido.

Si se utilizan estas tres variables, se puede crear un modelo capaz de predecir la distancia de penetración del tubo. El modelo quedaría de la siguiente manera:

$$X = \frac{tW}{0.8L} \quad (2.175)$$

La distancia de penetración presenta dos aspectos importantes dentro de la soldadura fuerte, la primera de ellas tiene relación con la resistencia de la unión y la segunda con la facilidad con la cual puede ser soldada la unión. Aunque desde el punto de vista de la resistencia pareciera que a mayor distancia de penetración la resistencia es mayor, no existe una relación tal. La resistencia no se incrementa después de que la distancia de penetración es dos veces el grosor del miembro con menor grosor ($2t$). Así mismo, el introducir el tubo por encima de una distancia de penetración mayor a $2t$ provocaría una mayor dificultad para llevar a cabo la unión.

Esto se debe a que el material a soldar tiene que fluir dentro de un espacio pequeño entre las partes a través de la longitud del socket y alrededor de la circunferencia de la unión y entre mayor sea la distancia de penetración, mayor será la distancia que el material a soldar tiene que fluir provocando que exista una concentración de gases que puede provocar la fractura de la unión.

Para poder evitar problemas dentro del proceso de soldadura fuerte se debe de suministrar un flux adecuado y un calentamiento uniforme de la unión; esto permitirá que el material a soldar fluya con facilidad a través de la unión y por ende se tenga una soldadura óptima.

En general se puede decir que para lograr un buen diseño de la unión es necesario:

- El tubo de cobre no debe ser introducido completamente en el socket para lograr la unión debido a la falta de mejora de las propiedades mecánicas. Una distancia de penetración del doble del grosor del elemento menos grueso es adecuado para materiales como el cobre.

- Mientras más profunda sea la distancia de penetración dentro del socket, será mas difícil que el material de aporte realice una completa solidificación. Entre mas largo sea el tubo, mas profunda será la distancia de penetración y por tanto representa un mayor reto. Sockets profundos y distancias largas de penetración dificultan la fluencia del material de aporte y no influye en la resistencia de la unión.
- Si se controla la distancia de penetración entre 2 y 4 veces el grosor del miembro menos grueso se mejora la consistencia y la calidad de la soldadura.
- Limitando la profundidad de la unión se reduce el material de aporte requerido así como el tiempo de aplicación de calor y de solidificación del material, por tanto disminuye el costo e incrementa la productividad.
- El esfuerzo al cual está sometido la unión se muestra dentro de la figura 2.30. Se puede observar que al tener una distancia de penetración mayor a 2 veces el grosor no interfiere en el esfuerzo de tensión.

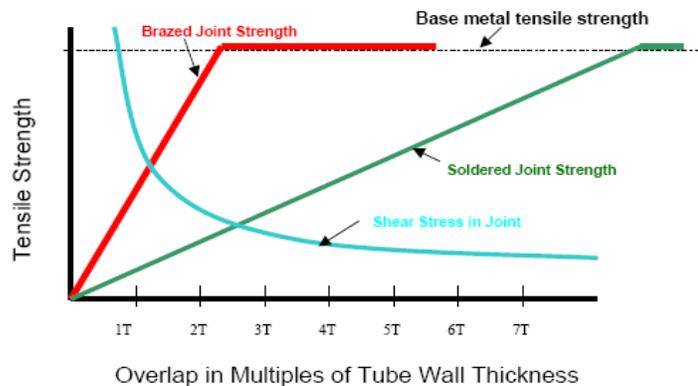


Figura 2.30 Relación esfuerzo de la unión vs. distancia de penetración (Sperko (2003)).

2.9. Equipo de experimentación PIV

Particle Image Velocimetry (PIV), por sus siglas en ingles, es un método óptico el cual se utiliza para medir velocidades y propiedades relacionadas con los fluidos de tal forma que se pueda realizar una diagnostico del flujo de un fluido. El fluido es sembrado con partículas, el cual para propósitos del PIV se asume como un fluido que se desarrolla de acuerdo con la dinámica de los fluidos. Es el movimiento de las partículas sembradas lo que se utiliza para calcular la velocidad. PIV, es una técnica de medición de forma intrusiva para el estudio de las partículas de velocidad en un tipo de flujo. Es comúnmente utilizada en flujos de gas en túneles de viento o en flujos líquidos de algún fluido viscoso (figura 2.31).

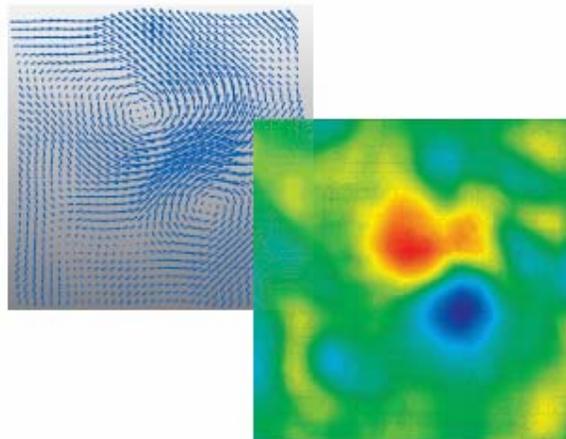


Figura 2.31 Imagen obtenida a través del PIV (TSI Incorporated (2007)).

En general, el método PIV presenta un largo grado de no intrusividad lo que permite que no exista distorsión en el flujo del fluido. Las mediciones ópticas evitan la necesidad de otros instrumentos como lo pueden ser los tubos de Pitot, cables o incluso mediciones de flujo intrusivas. Adicionalmente este método es capaz de medir una sección tri – dimensional del campo del fluido simultáneamente. La alta velocidad del procesamiento de los datos permite la generación de largos números de imágenes las cuales pueden ser analizadas mediante una computadora.

Un aparato típico de PIV consiste en una cámara (normalmente una cámara digital en sistemas modernos), un láser de alto poder (por ejemplo, láser de doble – pulso Nd–YAG Láser), un arreglo óptico para convertir la luz de salida del láser hacia una hoja de luz (normalmente utilizando lentes cilíndricas), y el fluido y/o gas de investigación (figura 2.32). Un cable de fibra óptica normalmente conecta el láser hacia el arreglo de lentes cilíndricas. El láser actúa hacia el flash fotográfico de la cámara digital y las partículas en el fluido son leídas mediante la luz; dicha luz es detectada por la cámara. Para realizar la medición de la velocidad necesita por lo menos dos tomas, por lo que las tomas pueden ser grabadas en uno o varios marcos.

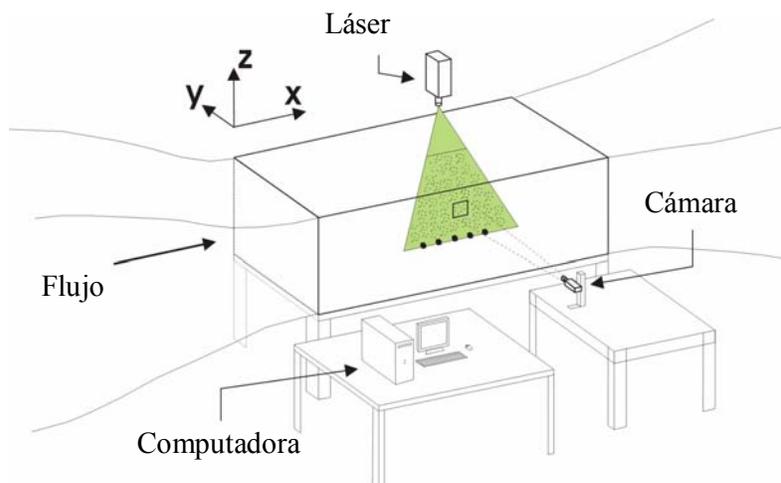


Figura 2.32 Aparato típico de PIV (TSI Incorporatæd (2007)).

Los marcos son divididos en un gran número de áreas, las cuales permiten el cálculo del vector de desplazamiento para cada una de esas áreas. Estos vectores son convertidos a velocidad mediante el uso del tiempo entre la toma de las imágenes. En el PIV, los vectores de velocidad son derivados de sub – secciones de área de las partículas del flujo mediante la medición del movimiento de las partículas entre dos pulsaciones de luz:

$$\bar{V} = \frac{\Delta \bar{X}}{\Delta t} \quad (2.176)$$

El flujo es iluminado en el área objetivo mediante una hoja de luz. El lente de la cámara apunta hacia el área objetivo dentro del arreglo de la cámara digital. La cámara tiene la habilidad de capturar cada pulso de luz en marcos separados. Una vez que se graba la secuencia de dos pulso de luz, las imágenes son divididas en sub - secciones llamadas áreas de interrogación (IA). Las áreas de interrogación de cada marco, I_1 e I_2 , son correlacionadas una con la otra, píxel por píxel. La correlación produce una señal pico, identificando el desplazamiento típico de la partícula, ΔX . Una medición adecuada del desplazamiento y por tanto de la velocidad, se logra mediante la interpolación entre los sub - píxeles. Un mapa del vector velocidad sobre un área objetivo se obtiene mediante la repetición de cada área de interrogación sobre dos marcos de imágenes capturados por la cámara (figura 2.33).

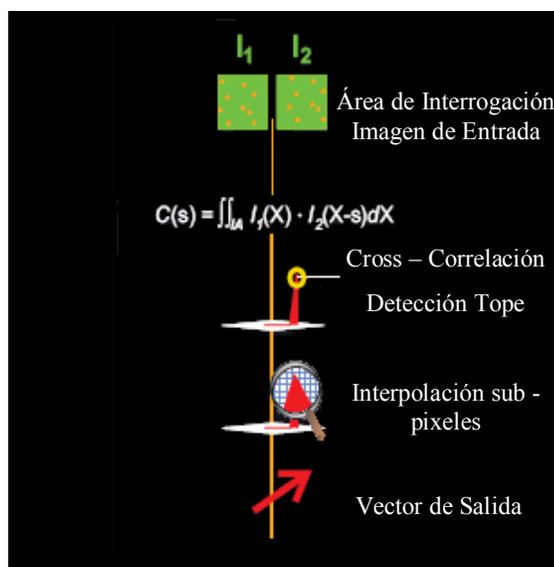


Figura 2.33 Principios del PIV (TSI Incorporated (2007)).

En la actualidad existen muchas investigaciones que utilizan el PIV como un instrumento para realizar sus experimentos. El PIV tiene sus ventajas y desventajas como cualquier otro equipo de experimentación. Las ventajas y desventajas del PIV se muestran en la tabla 2.14.

Tabla 2.14 Ventajas y desventajas de un sistema PIV (TSI Incorporated (2007)).

Ventajas	Desventajas
Alto grado de no intrusividad.	Las partículas, debido a su alta densidad, pueden no exactamente seguir el movimiento del fluido.
Mediciones ópticas que evita la necesidad de tubos de Pitot o probetas de medición de flujo intrínseco.	Por lo general no permite la medición de componentes a lo largo del eje z (Se necesita de un sistema PIV 3D).
Capaz de medir el campo del fluido de forma simultánea de la sección transversal de una geometría 2D.	El límite del campo del fluido es limitado al tamaño de las partículas.
Alta velocidad de procesamiento de datos permitiendo la generación de un gran número de imágenes.	El tamaño máximo de un plano para ser grabado es de una región entre los 10 cm. y 50 cm. cuadrados.
Análisis en tiempo real mediante una computadora.	Puede existir desviación en los resultados en campos de velocidad, vorticidad o correlaciones espaciales.
Alto nivel de precisión debido a que cada vector es un promedio estadístico.	La luz de acción para cada partícula debe estar en una región de 2 o 4 píxeles a lo largo de la imagen.

2.10. Convección natural en cavidades o sistemas cerrados

Se han obtenido resultados para el análisis de la transferencia de calor en cavidades o sistemas cerrados. Presenta Kays et al. (2005) los resultados obtenidos por Catton, el cual realizó un análisis relacionado con la interacción de las inestabilidades hidrodinámicas y térmicas para convección en cavidades rectangulares cerradas. Catton obtuvo resultados para un rango del número de Rayleigh hasta de 10^{10} , con ángulos de 0° hasta 180° cuya relación H/W es fija.

De los resultados encontrados, se determinó que cuando los ángulos son pequeños (0° a 30°), la transferencia de calor es principalmente por conducción. Al incrementarse el ángulo, el fenómeno de transferencia de calor por convección comienza a obtener importancia debido al incremento de las fuerzas de flotación a lo largo de las paredes isotérmicas.

La correlación para Nu_H de la transferencia de calor en cavidades con circulación se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{Nu_H(\gamma)}{H/W} = \begin{cases} 1 + \left(\frac{Nu_H(90^\circ)}{H/W} - 1 \right) & \text{para } 0 < \gamma < 90^\circ \\ \frac{Nu_H(90^\circ)}{H/W} (\text{sen}\gamma)^{1/4} & \text{para } 90^\circ < \gamma < \gamma_c \end{cases} \quad (2.177)$$

En función del número de Prandtl y Rayleigh, se tiene la siguiente correlación en cavidades verticales:

$$Nu_w = 0.18 \left(\frac{\text{Pr}}{0.2 + \text{Pr}} \right)^{0.29} (Ra_w)^{0.29} \quad (2.178)$$

Válida para $1 < H/W < 2$, $10^{-3} < \text{Pr} < 10^5$ y $10^3 < \text{Pr} / (0.2 + \text{Pr}) Ra_w$, y

$$Nu_w = 0.22 \left(\frac{\text{Pr}}{0.2 + \text{Pr}} \right)^{0.28} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.25} (Ra_w)^{0.29} \quad (2.179)$$

Válida para $1 < H/W < 10$, $\text{Pr} < 10^5$ y $Ra_w < 10^{10}$.

Capítulo III

Métodos Numéricos

La solución de los casos de estudio no podría ser posible sin los métodos numéricos. En general existen tres métodos numéricos utilizados para resolver las ecuaciones involucradas en los fenómenos de la mecánica de fluidos y la transferencia de calor. Los métodos numéricos son: el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de volumen finito. Estos métodos numéricos son descritos en este capítulo. Además, se presenta el paquete computacional FluentTM como una herramienta de solución a dichos métodos numéricos. Se describen los distintos esquemas utilizados para la solución de las ecuaciones gobernantes. Los esquemas descritos son: el esquema contracorriente de primer orden, el esquema de ley de potencia, el esquema de segundo orden y el esquema QUICK.

Por otra parte, se introduce al cálculo segregado el cual permite la discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad y ecuación de momentum). A su vez, se introduce a los esquemas para la interpolación de la presión, tales como, el esquema lineal, el esquema de segundo orden, el esquema de fuerzas de cuerpo ponderado y el esquema PRESTO. Finalmente, se presentan los algoritmos utilizados para el acoplamiento de la presión y velocidad. Los algoritmos descritos son: algoritmo SIMPLE, algoritmo SIMPLEC y algoritmo PISO.

3.1. Métodos Numéricos

Infinidad de problemas que involucran la transferencia de calor y la mecánica de fluidos se reducen a la solución de ecuaciones diferenciales parciales. Estas ecuaciones que gobiernan los procesos físicos reales son generalmente de naturaleza compleja, y su solución solo es posible para casos simples. Debido a dicha dificultad es necesario el uso de métodos matemáticos o métodos aproximados para poder resolverlas. Los métodos numéricos se han convertido en una buena alternativa para la solución de problemas de naturaleza compleja. Entre los métodos numéricos mas empleados se encuentran el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de volumen finito.

En el método de diferencias finitas, la ecuación diferencial es transformada precisamente a diferencias finitas usando series de Taylor, para puntos nodales de un dominio computacional. En el método de volumen finito, se integra la ecuación diferencial sobre volúmenes de control, formados directamente de la representación del espacio físico. Esta característica es la principal ventaja del método de volumen finito sobre el de diferencias finitas. El método de volumen finito arroja mejores resultados en la solución de geometrías complejas, por lo que se considera más adecuado en la solución de problemas relacionados con la transferencia de calor. Este método tiene ventaja sobre el método de elementos finitos, en caso de análisis de transferencia de calor en geometrías tridimensionales complejas y donde los efectos convectivos son importantes.

En la actualidad existen tres aproximaciones basadas en métodos numéricos para resolver los problemas que involucran la dinámica de fluidos. El primero de ellos se conoce como simplificación de las ecuaciones gobernantes (AFD), el segundo se basa en experimentos realizados en modelos a escala (EFD) y el tercero se basa en la discretización de las ecuaciones gobernantes (CFD). Los métodos numéricos presentan ciertas posibilidades y limitaciones como son:

- Nivel de Codificación: se asegura calidad en la solución aunque pueden existir defectos de programación o aplicación de algoritmos inapropiados.
- Nivel de Simulación: errores en el proceso iterativo, errores al detener la simulación, errores en el mallado, entre otras.

Las componentes / propiedades de los métodos numéricos son:

- Consistencia: La discretización debe aproximarse a ser exacta cuando el espaciamiento de la malla tienda a cero.
- Estabilidad: No magnifica los errores que aparecen en el curso del proceso de simulación numérica.
- Convergencia: La solución de las ecuaciones discretizadas tienden a la solución exacta de la ecuación diferencial cuando el espaciamiento de la malla tiende a cero.
- Conservación: El esquema numérico debe ser local y global con respecto a las leyes de conservación. Satisfacer automáticamente para el dominio.

3.1.1. Método de diferencias finitas

El método de diferencias finitas consiste en una aproximación de derivadas parciales por expresiones algebraicas envolviendo los valores de la variable dependiente en un limitado número de puntos seleccionados. Como resultado de la aproximación, la ecuación diferencial parcial que describe el problema es reemplazada por un número finito de ecuaciones algebraicas, escritas en términos de la variable dependiente en puntos seleccionados. Las ecuaciones serán lineales si las ecuaciones diferenciales son también lineales (Hernández (2007)).

El valor de los puntos seleccionados se convierten en las incógnitas, en vez de la distribución espacial continua de la variable dependiente. El sistema de ecuaciones algebraicas debe ser resuelto y puede envolver un número largo de operaciones aritméticas.

Para mostrar este método se va a considerar el caso de flujo estable bi – dimensional de un fluido en un tanque homogéneo e isotrópico. En este caso en particular, el flujo es descrito por la ecuación de Laplace:

$$\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} = 0 \quad (3.1)$$

Esta ecuación debe ser satisfecha en todos los puntos del dominio R del tanque considerado. En la frontera de R el nivel de agua, h, debe satisfacer ciertas condiciones de frontera. Se va a asumir que las condiciones de frontera son:

$$\text{En } S_1: h = f, \quad (3.2)$$

$$\text{En } S_2: Q_n = -T \frac{\partial h}{\partial n} = 0, \quad (3.3)$$

donde S_1 y S_2 son partes complementarias de la frontera, las cuales juntas forman la frontera total de la región R. En la primera parte la altura del nivel es prescrito y en la segunda frontera es impermeable.

Una malla de cuadrados es trazada sobre la región R (figura 3.1). El valor de la variable h en un punto nodal de la malla, o nodo, es expresada como h_{ij} , donde i indica la posición en una línea vertical y j la línea horizontal. En general, la aproximación de la primera derivada con respecto a x de una función $F(x, y)$, es dada por:

$$\frac{\partial F}{\partial x} \approx \frac{F(x + \Delta x, y) - F(x, y)}{\Delta x} \quad (3.4)$$

Dicha ecuación representa la aproximación de diferencia finita hacia adelante de la derivada parcial. La diferencia finita hacia atrás es obtenida de la forma siguiente:

$$\frac{\partial F}{\partial x} \approx \frac{F(x, y) - F(x - \Delta x, y)}{\Delta x} \quad (3.5a)$$

Existen pequeñas diferencias entre las dos aproximaciones. Por lo general, la diferencia mínima central es más exacta, por lo que:

$$\frac{\partial F}{\partial x} \approx \frac{F\left(x + \frac{1}{2}\Delta x, y\right) - F\left(x - \frac{1}{2}\Delta x, y\right)}{\Delta x} \quad (3.5b)$$

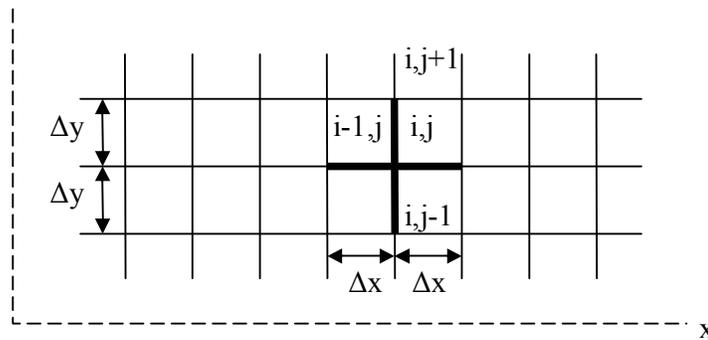


Figura 3.1 Malla de cuadrados trazada sobre la región (Hernández (2007)).

La segunda derivada es la derivada la primera derivada; si se utiliza una aproximación de diferencia finita central, se obtendrá:

$$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} \approx \frac{F(x + \Delta x, y) - 2F(x, y) + F(x - \Delta x, y)}{(\Delta x)^2} = \frac{F_{i+1,j} - 2F_{i,j} + F_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} \quad (3.6)$$

La expresión se muestra en la figura 3.2, donde la función mostrada tiene segunda derivada positiva, por el incremento de la pendiente en la dirección x.

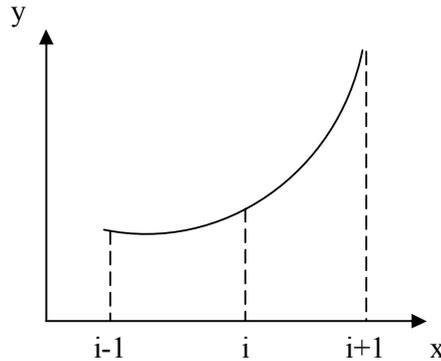


Figura 3.2 Aproximación de la segunda derivada (Hernández (2007)).

La aplicación de la ecuación 3.6 a las derivadas parciales (ecuación 3. 1) resuelve la aproximación del operador de Laplace. Por razones de simplicidad se asumen intervalos iguales en las direcciones de x e y:

$$\frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial y^2} \approx \frac{h_{i,j-1} + h_{i,j+1} + h_{i-1,j} + h_{i+1,j} - 4h_{i,j}}{\Delta^2} \quad (3.7)$$

Debido a que la parte izquierda de la ecuación se reduce a cero según la ecuación 3.1, se puede realizar la siguiente aproximación:

$$h_{i,j} = \frac{1}{4} (h_{i,j-1} + h_{i,j+1} + h_{i-1,j} + h_{i+1,j}) \quad (3.8)$$

Los nodos en la frontera requieren atención especial para el acomodo de las condiciones de frontera. La primera condición de frontera establecida (ecuación 3.2) es la condición de Dirichlet, la cual establece que el nivel del fluido dentro del tanque sea especificado a lo largo de parte de la frontera. En un nodo de una frontera impermeable donde el nivel del fluido es una incógnita y la ecuación para dicho nodo debe reflejar la condición de no flujo en la frontera, se aplica la condición de frontera de Neumann (ecuación 3.3).

Para un nodo en una frontera vertical por la izquierda, es decir, $h_{i-1,j} = h_{i+1,j}$, la ecuación 3.8 resulta en:

$$h_{i,j} = \frac{1}{4}(h_{i,j-1} + h_{i,j+1} + 2h_{i+1,j}) \quad (3.9)$$

Para la obtención de la solución se asume un valor inicial el cual se considera como una condición inicial del problema. Si la ecuación 3.8 no satisface la condición inicial, se corrige mediante la aplicación de una aproximación en una siguiente iteración del programa. Después de un número dado de iteraciones, la solución correcta es obtenida. El método descrito es denominado relajación, debido a que en cada paso los errores son relajados, este método también es conocido como el método de Gauss – Seidel.

3.1.2. Método de elementos finitos

Una de las actividades más importante entre los ingenieros y científicos es modelar físicamente los fenómenos (Reddy (2006)). Utilizando modelos matemáticos en lugar de sistemas físicos reales se puede entender y predecir situaciones ingenieriles y problemas los cuales pueden ser costosos. El método de elementos finitos (FEM) comenzó a desarrollarse en los años 40's, donde la construcción de elementos como barras y vigas eran modelados utilizando elementos virtuales unidimensionales. Tiempo después, se introdujeron elementos triangulares unidimensionales para más tarde desarrollar elementos triangulares y rectangulares bidimensionales y tridimensionales (Logan (2002)).

En FEM, una región geométrica dada es primeramente discretizada o dividida en sub - dominios o elementos finitos geométricos simples. Cada uno de estos sub - dominios es llamado elemento, y una colección de elementos es referido como una malla de elementos finitos. Los puntos donde los elementos están conectados uno con otro se conocen como nodos (figura 3.3). Una vez que la malla se a realizado, cada elementos es tratado como un dominio aislado y sus propiedades (por ejemplo, su longitud) son individualmente calculadas. Las ecuaciones utilizadas para su solución se conocen como ecuaciones de elementos. Finalmente, la solución es obtenida mediante la unión de las ecuaciones de elementos de tal forma que sean continuas.

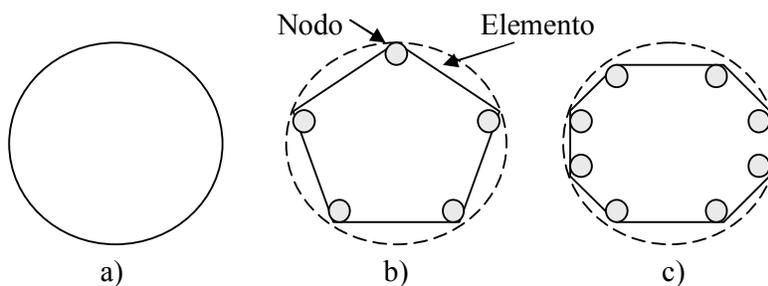


Figura 3.3 a) Dominio, b) Malla con 5 elementos, c) 8 elementos (Logan (2002)).

La solución exacta solamente será posible cuando el número de elementos $n \rightarrow \infty$ (punto de convergencia). Como dicha solución es imposible, la solución obtenida después de aplicar el método FEM es una aproximación de la medida real.

Dado el caso que el dominio de interés es el área de un círculo y no el perímetro (figura 3.4), un tipo de malla diferentes es requerida, donde los elementos puedan ser triangulares o cuadrilaterales con cierto numero de nodos, en lugar de líneas con dos nodos cada una. De la misma forma, existen elementos para volúmenes tales como cubos o tetraedros (figura 3.5).

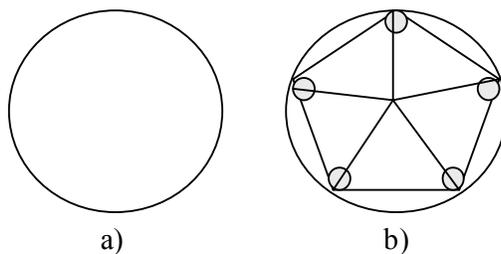


Figura 3.4 a) Dominio, b) Malla con elementos triangulares (Logan (2002)).

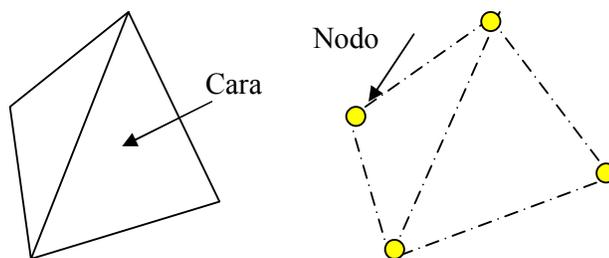


Figura 3.5 Elemento tetra tridimensional con 4 nodos y 4 caras (Logan (2002)).

3.1.3. Método de volumen finito

En el método de volumen finito (FVM) o método de volumen de control (CVM) el dominio de cálculo se divide en volúmenes de control, donde a cada volumen se le asigna un nodo central. En cada uno de los volúmenes formados se evalúan diferentes integrales y el resultado son las ecuaciones discretizadas conteniendo los valores de interés para un grupo de nodos.

Las ecuaciones discretizadas obtenidas de esta forma, expresan el principio de conservación de las cantidades físicas en el volumen de control, de la misma forma como las ecuaciones diferenciales expresan este principio a través de un volumen de control infinitesimal. Así pues, el aspecto más atractivo de la formulación basada en el método de volumen finito, es el hecho de que haya conservación de masa, de cantidad de movimiento y de energía en cada uno de los volúmenes definidos.

En el método de volumen finito la ecuación diferencial que gobierna al problema es examinada al mismo tiempo que se relaciona al principio de conservación sobre el cual se sostiene. En la práctica, el método de volumen de control nos lleva rápidamente a expresiones matemáticas que tienen una base física sólida y que por lo tanto, es muy versátil al aplicar condiciones de frontera, ya sea simples o complejas. Esto es debido a que el método de volumen finito mantiene la naturaleza discreta del proceso de solución en cada paso (Ketkar, (1999)).

La integración del volumen de control es la característica clave por la cual el método de volumen finito se distingue entre otras técnicas de CFD. Dicha integración en tres dimensiones se expresa en la ecuación 4.5 (Versteeg, (1980)).

$$\int_{CV} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{CV} \nabla \cdot (\rho\phi U) = \int_{CV} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV + \int_{CV} S_{\phi} dv \quad (3.10)$$

En la figura 3.6 se muestra el tipo de elemento utilizado, así como las variables involucradas. El procedimiento de generación de malla calcula las coordenadas de los puntos centrales de los volúmenes de control (vértices) los cuales se interconectan por segmentos lineales. Toda variable es almacenada en el centro P del volumen de control.

Los seis vértices de los volúmenes contiguos se indican con las letras N, S, E, W, T y B, debido a las iniciales en ingles de norte, sur, este, oeste, superior e inferior. Los puntos centrales de las caras n, s, e, w, t y b se localizan en la intersección de éstas con las líneas que unen los vértices contiguos.

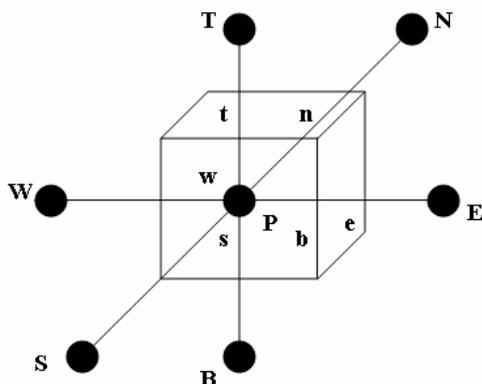


Figura 3.6 Tipo de elemento utilizado en el método de volumen finito (Versteeg (1980)).

Los puntos localizados en las caras y bordes son utilizados para localizar las variables y los gradientes en las caras del volumen de control. Las ecuaciones diferenciales representan el balance de flujo y se derivan de la integración de las ecuaciones diferenciales gobernantes sobre el volumen de control, aplicando el teorema de Gauss sobre la ecuación 3.10.

Las ecuaciones diferenciales parciales pueden ser integradas sobre un volumen de control. Dependiendo de la propiedad ϕ de interés, las ecuaciones tomarán la forma general establecida en la ecuación 3.10. Dichas integraciones de área y volumen son aproximadas numéricamente cada uno de los volúmenes finitos definidos sobre una malla. Por ejemplo, si se toma en cuenta el término convectivo de la ecuación 3.11, este se puede aproximar como la ecuación 3.12.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_1} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) + S \quad (3.11)$$

$$\int_{CV} \nabla \cdot (\rho \phi u) \approx \sum_{pi} \dot{m}_{pi} \phi_{pi} \quad (3.12)$$

En el método de volumen finito basado en elementos, el volumen es definido por sectores de elementos, tal como se muestra en la figura 3.7. Todas las variables dependientes, incluyendo la presión y componentes de velocidad se almacenan en los nodos del elemento. Cada sub – superficie de un volumen finito es un plano bisector de un elemento. Estas sub – superficies se denominan superficies de los puntos de integración, y el integrando se evalúa en su punto medio. La misma definición se extiende directamente en tres dimensiones.

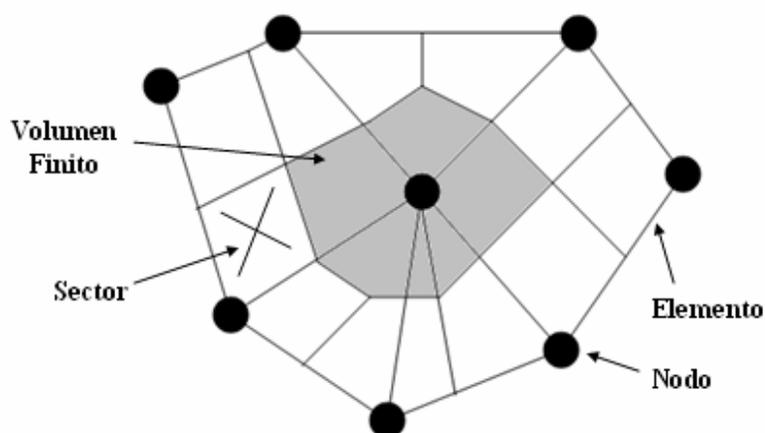


Figura 3.7 Ejemplo de un volumen finito basado en elementos (De la Cruz (2003)).

Este esquema de discretización permite representar aproximaciones de las integrales de volumen sobre sectores de elemento y aproximaciones discretas de las integrales de superficie sobre las superficies de los puntos de integración. Para ensamblar la ecuación general se evalúa cada elemento, haciendo las aproximaciones discretas a los términos de las integrales, de manera que cuando todos los elementos del dominio han sido evaluados, cada nodo ha completado su ecuación de su volumen finito para cada cantidad (De la Cruz (2003)).

La cualidad más atractiva de una formulación de volumen finito es que la solución resultante implica la forma integral de conservación para cantidades tales como masa, momentum o energía de manera que se satisfacen de manera exacta los balances de estas cantidades para un grupo de volúmenes de control y para el dominio cálculo en general.

Cuando las ecuaciones discretas son resueltas para obtener los valores en los nodos de la malla de la variable dependiente, el resultado puede apreciarse de dos diferentes maneras. En el método de residuos pesados de elemento finito, se asume que la variación de la propiedad de interés ϕ está dada por los valores notables y las funciones de interpolación. Por otra parte, en el esquema de diferencias finitas, solo los puntos son considerados como solución, sin ninguna relación explícita de como varía ϕ entre ellos.

Para el método de volumen finito, se tomará como base el segundo enfoque, donde la solución consiste solo en puntos de una red. Las fórmulas de interpolación deberán ser vistas como relaciones auxiliarse necesarias para evaluar las integrales requeridas para la formulación. Este punto de vista da la libertad de escoger, si así se desea, diferentes esquemas de integración para dichas interpolaciones (Patankar (1980)).

A manera de ilustración, si se toma en consideración la ecuación 3.10 con la temperatura como variable independiente y eliminando el término transitorio, se obtiene la ecuación de balance de calor. Agregando los términos correspondientes, la ecuación 3.13 en tres dimensiones en coordenadas cartesianas rectangulares es:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_1} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial x_2} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_3} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_3} \right) + S \quad (3.13)$$

Para un volumen de control como el que se presenta en la figura 3.6, la discretización para el método de volumen finito de dicho elementos es el que se muestra en la ecuación 3.14.

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_T T_T + a_B T_B + b \quad (3.14)$$

donde,

$$a_E = \frac{k_e \Delta x_2 \Delta x_3}{(\Delta x_1)_e} \quad (3.15)$$

$$a_W = \frac{k_w \Delta x_2 \Delta x_3}{(\Delta x_1)_w} \quad (3.16)$$

$$a_N = \frac{k_n \Delta x_2 \Delta x_3}{(\delta x_1)_n} \quad (3.17)$$

$$a_S = \frac{k_s \Delta x_2 \Delta x_3}{(\delta x_1)_s} \quad (3.18)$$

$$a_T = \frac{k_t \Delta x_2 \Delta x_3}{(\delta x_1)_t} \quad (3.19)$$

$$a_B = \frac{k_b \Delta x_2 \Delta x_3}{(\delta x_1)_b} \quad (3.20)$$

$$b = S_C \Delta x_1 \Delta x_2 \Delta x_3 + a_p^0 T_p^0 \quad (3.21)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_N + a_S + a_T + a_B + a_p^0 - S_P \Delta x_1 \Delta x_2 \Delta x_3 \quad (3.22)$$

Los coeficientes de los puntos cercanos, a_E, a_W, \dots, a_B representan la conductancia entre el punto P y su vecino correspondiente. El término $a_p T_p$ es la energía interna (dividida ente Δt) contenida en el volumen de control para un tiempo t. La constante b es la razón de cambio de energía interna y generación de calor en el volumen de control resultantes de S_c . El coeficiente del punto central a_p es la suma de los coeficientes vecinos y contiene la contribución de los términos fuente lineales (Patankar (1980)).

3.2. Fluent como herramienta de solución de métodos numéricos

3.2.1. Introducción

Fluent, Inc. como compañía surgió a principio de los años 80 cuando la dinámica de fluidos computacional (CFD) era principalmente de interés académico (figura 3.8). Fundada por Create Inc. la cual fue capaz de desarrollar un software CFD interactivo y de fácil uso para ingenieros.

Recientemente en Mayo del 2006, Fluent Inc. fue adquirida por ANSYS, Inc. la cual es una compañía que se basa en el desarrollo y creación de software para modelaciones por computadora (CAE). Las principales ventajas de FluentTM como una herramienta CFD son: la precisión (lograda a partir de la calidad de los modelos físicos usados y del grado al cual la geometría actual es capturada), fácil de usar (es un software interactivo el cual permite realizar cambios en cualquier tiempo durante las fases de modelación).

Así mismo, la rapidez (lograda mediante el mejoramiento de los algoritmos numéricos y de la posibilidad de desarrollar los problemas en forma paralela) y la visualización (permite realizar análisis cuantitativo bastante extenso así como una alta resolución en las imágenes y animaciones).



Figura 3.8. Fluent™ como herramienta CFD (Fluent (2007)).

3.2.2. Estrategia de CFD seguida por Fluent™

La estrategia de CFD es reemplazar el problema continuo del dominio con un dominio discreto utilizando una malla. En el dominio continuo, cada variable de flujo es definida en cada punto del dominio. Por momento, la presión p en un dominio continuo 1D, dado por la siguiente expresión:

$$p = p(x), 0 < x < 1 \tag{3.23}$$

En el dominio discreto, cada variable de flujo es definida solamente en los puntos de la malla, de tal forma que, en un dominio discreto, la presión está definida únicamente en los puntos N de la malla (figura 3.9).

$$p_i = p(x_i), i = 1, 2, \dots, N \tag{3.24}$$

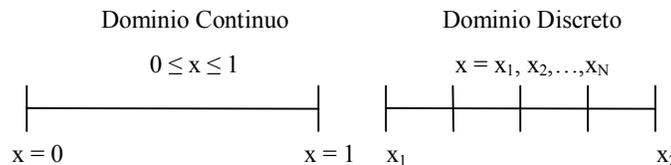


Figura 3.9 Representación del dominio continuo y discreto (Bhaskaran (2006)).

En una solución CFD, únicamente se resolverán directamente las variables relevantes de flujo presentes en los puntos de la malla. Los valores en otras posiciones son determinados mediante la interpolación de los valores en los puntos de la malla.

Las ecuaciones diferenciales parciales gobernantes y las condiciones de frontera son definidas en términos de las variables continuas p , \vec{V} , etc. Estas variables se pueden aproximar en el dominio discreto en términos de las variables discretas p_i , \vec{V}_i , etc. El sistema discreto es un conjunto de ecuaciones algebraicas acopladas en las variables discretas. Preparando el sistema discreto y resolviéndolo (problema de inversión de matriz) involucra un gran número de cálculos repetitivos lo cual es realizado por una computadora digital. Este principio puede ser ampliado a cualquier problema general donde se tenga un dominio. La siguiente figura muestra una malla utilizada para resolver el flujo sobre el ala de un avión (figura 3.10).

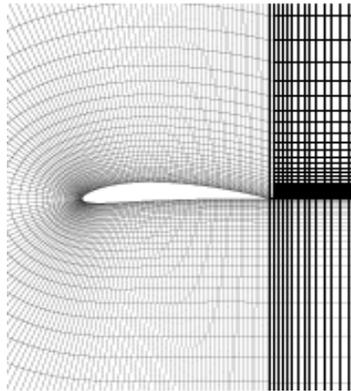


Figura 3.10 Malla para resolver el flujo sobre el ala de un avión (Bhaskaran (2006)).

3.2.3. Esquemas Numéricos Utilizados Por Fluent™

Fluent™, como herramienta CFD permite utilizar dos métodos numéricos diferentes. El primer método es cálculo segregado mientras que el segundo método es un cálculo acoplado. Cualquiera de estos métodos resuelve las ecuaciones gobernantes integrales de la conservación de masa, momento y energía, e incluso otras ecuaciones escalares como turbulencia. Ambos métodos se basan en la técnica del volumen de control la cual consiste en:

1. Dividir el dominio en volúmenes discretos de control utilizando una malla computacional.
2. Integración de las ecuaciones gobernantes en volúmenes individuales de control para construir ecuaciones algebraicas para variables discretas dependientes.
3. Linearizar las ecuaciones discretas y solucionar el sistema resultante de ecuaciones lineales.

Los dos métodos numéricos utilizan el mismo proceso de discretización (volumen – finito), sin embargo, la forma de lograr la linearización y de resolver las ecuaciones discretas es diferente. El método numérico más común y más utilizado es el cálculo segregado, el cual resuelve las ecuaciones gobernantes de manera secuencial. Debido a que las ecuaciones gobernantes son no – lineales, varias iteraciones deben ser realizadas antes de que la solución sea obtenida. Cada iteración que realiza el paquete computacional se apega al siguiente procedimiento (figura 3.11):

1. Actualización de las propiedades del fluido basada en la solución actual.
2. Solución de las ecuaciones de momento u , v y w mediante el uso de los valores actuales de presión y flujo másico.
3. Corrección de la presión debido a la falta de continuidad local.
4. Solución de ecuaciones escalares tales como turbulencia, energía y radiación.
5. Revisión de la convergencia para la ecuación establecida.

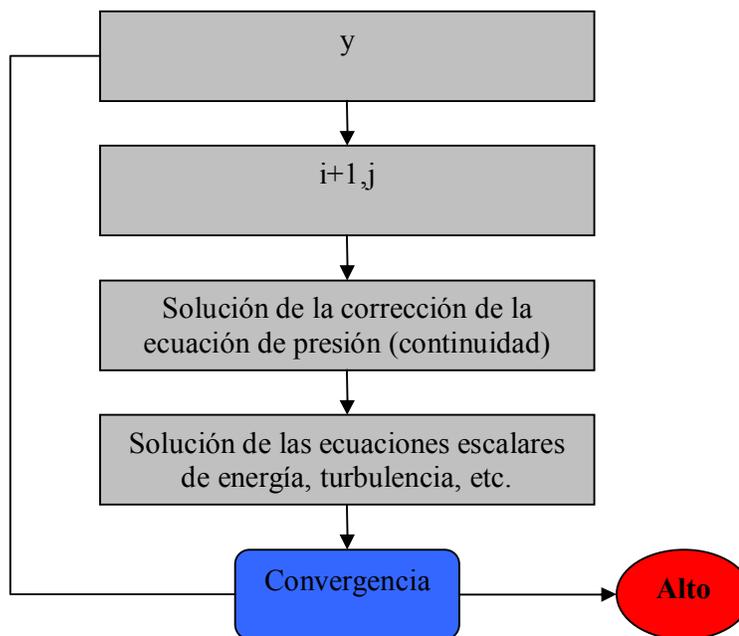


Figura 3.11 Solución del método de Cálculo Segregado (Fluent (2003)).

La linearización en ambos métodos, tanto el segregado como el acoplado produce un sistema de ecuaciones para las variables dependientes en cada celda computacional. El sistema lineal resultante es resuelto para actualizar la solución del campo del fluido.

Las ecuaciones gobernantes pueden ser linearizadas de forma implícita (para una variable dada, el valor desconocido en cada celda es calculado utilizando una relación que incluye valores existentes y desconocidos de las celdas adyacentes) o de forma explícita (para una variable dada, el valor desconocido en cada celda es calculado utilizando una relación que incluye valores existentes) con respecto a la variable dependiente de interés.

El método segregado solo permite linearizar las ecuaciones de forma implícita, por lo que el resultado de dicha forma es un sistema lineal de ecuaciones con una ecuación para cada celda del dominio. Debido a que es una sola ecuación por celda se utiliza una ecuación lineal implícita (Gauss – Seidel) en conjunto con un método algebraico (AMG) para resolverla.

Debido a que las ecuaciones algebraicas deben ser resueltas numéricamente FluentTM utiliza la técnica basada en el método de volumen de control para así convertir las ecuaciones gobernantes en ecuaciones algebraicas. La técnica del volumen de control consiste en integrar todas las ecuaciones gobernantes para los volúmenes de control que se tengan en el modelo. La discretización, la cual se utiliza en la técnica del volumen de control, se basa en transformar la ecuación, de tal forma que, FluentTM utiliza dicha técnica para almacenar los valores discretos en celdas y así resolver las ecuaciones algebraicas.

Sin embargo, se necesitan valores de las caras para poder lograr una solución, lo cual, puede ser logrado mediante la interpolación, es decir, utilizar un esquema contracorriente. “Contracorriente” significa que el valor de la cara Φ_f es derivado de cantidades en la celda superior relativas a la dirección normal de la velocidad v_n en la ecuación 2.

FluentTM permite utilizar distintos esquemas contracorriente como son: esquema contracorriente de primer orden, esquema contracorriente de segundo orden, ley de potencia y QUICK.

$$\sum_f^{N_{caras}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{caras}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (3.25)$$

3.2.3.1. Esquema contracorriente de primer orden

Cuando el esquema contracorriente de primer orden es requerido, cantidades en las caras de las celdas son determinadas suponiendo que los valores en el centro de la celdas de cualquier variable representa el valor promedio de la celda y lo mantiene a lo largo de toda la celda; las cantidades de las caras son idénticas a las cantidades de las celdas. Por tanto, cuando el esquema contracorriente de primer orden es seleccionado, el valor de la cara ϕ_f es fijado al valor del centro de la cara de ϕ en la celda contracorriente.

Como ejemplo del uso del esquema contracorriente de primer orden se toma la ecuación de convección y difusión estacionaria. La ecuación resultante después de haberla integrado sobre un volumen de control (figura 3.12) es:

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (3.26)$$

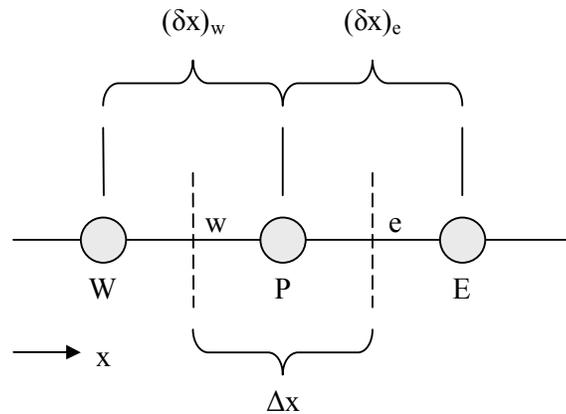


Figura 3.12 Puntos de la malla para la discretización unidimensional (Patankar (1980)).

Para la solución de la ecuación 3.26 se utiliza el valor de Φ en la celda contracorriente de tal forma que se calculan los valores de Φ_e y Φ_w en el término convectivo. Esto puede ser expresado matemáticamente como:

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P, & \text{if } F_e > 0 \\ \phi_E, & \text{if } F_e < 0 \end{cases} \quad \text{y} \quad \phi_w = \begin{cases} \phi_W, & \text{if } F_w > 0 \\ \phi_P, & \text{if } F_w < 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

o mediante el uso de la función $\max \{a,b\}$ para denotar el valor mayor de a y de b:

$$\phi_e = \phi_p \max\{F_e, 0\} - \phi_E \max\{-F_e, 0\} \quad (3.28)$$

$$\phi_w = \phi_W \max\{F_w, 0\} - \phi_p \max\{-F_w, 0\} \quad (3.29)$$

La ecuación resultante de la discretización es:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_w \phi_w \quad (3.30)$$

donde,

$$a_E = D_e + \max\{-F_e, 0\} \quad (3.30a)$$

$$a_w = D_w + \max\{F_w, 0\} \quad (3.30b)$$

$$a_p = D_e + \max\{F_e, 0\} + D_w + \max\{-F_w, 0\} = a_e + a_w + (F_e - F_w) \quad (3.30c)$$

3.2.3.2. Esquema de ley de potencia

El esquema de discretización de ley de potencia interpola los valores de la cara de la variable, ϕ , utilizando la solución exacta. Retomando el ejemplo utilizado en el esquema contracorriente de primer orden (convección – difusión uni – dimensional), cuya ecuación antes de ser integrada sobre el volumen de control es:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (3.31)$$

donde Γ y ρu son constantes a lo largo del intervalo ∂x . Integrando la ecuación 3.31 obtenemos la solución que describe como ϕ varía con respecto a x.

$$\frac{\phi(x) - \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp\left(Pe \frac{x}{L} \right) - 1}{\exp(Pe) - 1} \quad (3.32)$$

donde,

$$\phi_0 = \phi|_{x=0}, \phi_L = \phi|_{x=L} \text{ y } Pe = \frac{\rho u L}{\Gamma}.$$

La variación de $\phi(x)$ entre $x = 0$ y $x = L$ se muestran en la figura 3.13 para un rango de valor del número de Peclet. La figura 3.13 muestra que para valores de Pe grandes, el valor de ϕ en $x = L/2$ es aproximadamente igual al valor de contracorriente.

Esto implica que cuando el flujo es dominado por la convección, la interpolación puede lograrse permitiendo que el valor de la cara de la variable sea igual al valor de contracorriente. Lo cual es equivalente al esquema contracorriente de primer orden para FluentTM.

Cuando el número de Peclet es igual a 0 (no hay flujo o difusión pura), ϕ puede ser interpolado utilizando un promedio lineal simple entre los valores de $x = 0$ a $x = L$. Cuando el número de Peclet tiene un valor intermedio, el valor interpolado para ϕ en $x = L/2$ debe ser derivado aplicando la ley de potencia.

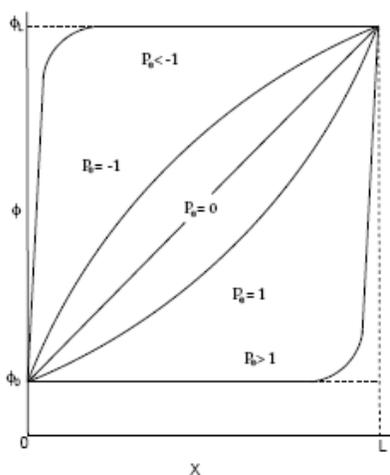


Figura 3.13 Variación de la variable ϕ entre $x = 0$ y $x = L$ (Fluent (2003)).

3.2.3.3. Esquema contracorriente de segundo orden

Si se decide utilizar un esquema contracorriente de segundo orden, las cantidades en las celdas de las caras son calculadas utilizando el método de reconstrucción tri – dimensional lineal. Con este método, se logra una precisión mayor (alto – orden) en las caras de las celdas a través de una expansión de las series de Taylor de la solución del centro de celda tomando como referencia el centroide de la cara (Barth 1989)).

Por ello, cuando se selecciona el esquema contracorriente de segundo orden, el valor de la cara ϕ_f es calculado utilizando la siguiente ecuación:

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \Delta\vec{s} \quad (3.33)$$

donde ϕ y $\nabla\phi$ son los valores en el centro de las celdas y el gradiente de celda contracorriente, respectivamente, $\Delta\vec{s}$ es el vector de desplazamiento del centroide de la celda contracorriente hacia el centroide de la cara. El gradiente de la celda es calculado utilizando el teorema de la divergencia, que en forma discreta esta representado por:

$$\nabla\phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{caras}} \phi_f \vec{A} \quad (3.34)$$

3.2.3.4. Esquema QUICK

Para mallas cuadrilaterales y hexahedrales, donde cara y celdas únicas contracorriente o a favor de la corriente pueden ser identificadas, FluentTM provee el esquema QUICK para el cómputo del valor de alto orden de la variable ϕ en la cara del mallado. El esquema de tipo QUICK, está basado en el promedio ponderado del esquema contracorriente de segundo orden y de interpolaciones centrales de la variable. Para la cara e de la figura 3.14, si el flujo del fluido es de izquierda a derecha, tal valor puede ser escrito como:

$$\phi_e = \theta \left[\frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_d} \phi_E \right] + (1 - \theta) \left[\frac{S_u + 2S_c}{S_u + S_c} \phi_P - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right] \quad (3.35)$$

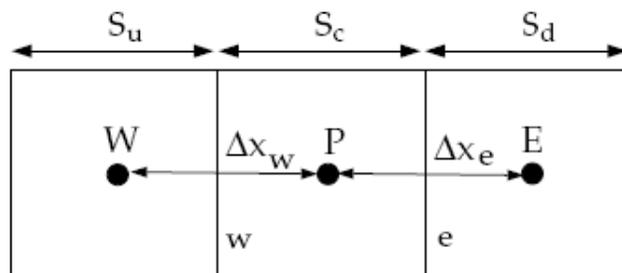


Figura 3.14 Volumen de Control Unidimensional (Leonard (1990))

Si $\theta = 1$ la ecuación anterior resulta en la interpolación central de segundo orden mientras que Si $\theta = 0$ resulta en el valor del esquema contracorriente de segundo orden. El esquema QUICK tradicional se obtiene fijando el valor de $\theta = 1/8$. El esquema QUICK es típicamente más exacto para mallas estructuralmente alineadas con la dirección del flujo.

3.2.4. Cálculo segregado

En el cálculo segregado se relaciona la discretización de las ecuaciones de momentum y continuidad con la solución de medias. Esto se puede describir con mayor facilidad mediante la consideración de las ecuaciones integrales en estado estable de continuidad y momentum. Las ecuaciones de continuidad y momentum son:

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (3.36)$$

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = -\oint p I \cdot d\vec{A} + \oint \vec{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \quad (3.37)$$

3.2.4.1. Discretización de la ecuación de momentum

La ecuación de momentum en el eje x puede ser obtenida utilizando el esquema de discretización usado por FluentTM si se fija el valor de $\Phi = u$. La ecuación resultante al aplicar el esquema de discretización es:

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum p_f A \cdot \hat{i} + S \quad (3.38)$$

Si el campo de presión y el flujo másico de las caras fueran conocidos la ecuación 3.38 podría ser resuelta mediante la discretización obteniéndose un campo de velocidad. Sin embargo, el campo de presión y el flujo de las caras no son conocidos y por ende debe ser obtenido como parte de la solución. FluentTM, para ello utiliza un esquema de colocación donde la presión y velocidad son almacenadas en los centros de las celdas.

Sin embargo, la ecuación 3.38 aun no puede resuelta ya que ésta necesita los valores de presión y velocidad entre las celdas c0 y c1 (figura 3.15). Estos valores son obtenidos mediante esquemas de interpolación los cuales calculan los valores de las caras.

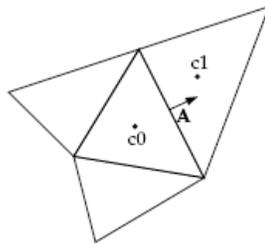


Figura 3.15 Volumen de control utilizado para la discretización (Fluent (2003)).

3.2.4.1.1. Esquemas para la interpolación de la presión

El esquema general utilizado por Fluent™ interpola los valores de presión en las caras utilizando los coeficientes de la ecuación de momentum. Este esquema funciona siempre y cuando la variación de presión entre los centros de las celdas sea pequeña. Cuando los cambios o gradientes son muy grandes en los términos fuente del momentum entre los volúmenes de control, el perfil de presión tiene un gradiente alto en la celda de la cara y por tanto no se puede utilizar dicho esquema de interpolación. Si se utiliza el esquema, la discrepancia es grande y presenta valores irreales.

El esquema de interpolación estándar para la presión tiene problemas para flujos cuyas fuerzas de cuerpo son grandes, tales como, flujo altamente turbulentos o para flujos cuyo número de Rayleigh es muy alto. En tales casos, es necesario modificar la malla para resolver correctamente la variación de presión.

Existen varios métodos alternativos para los casos en los cuales el esquema de interpolación estándar de la presión no es válido:

- Esquema lineal. Calcula la presión de las caras como el promedio de los valores de presión de las celdas adyacentes
- Esquema de segundo orden. Reconstruye la presión de la cara de tal forma que puede calcular con mayor precisión los términos convectivos.
- Esquema de fuerzas de cuerpo ponderado. Calcula la presión asumiendo que el gradiente normal de la diferencia entre la presión y las fuerzas de cuerpo es constante.
- Esquema PRESTO (Opción de Presión). Utiliza un balance discreto continuo para un volumen de control para calcular la presión de la cara.

3.2.4.2. Discretización de la ecuación de continuidad

La ecuación 3.36 debe ser integrada sobre el volumen de control (figura 3.15) para obtener la siguiente ecuación discreta:

$$\sum_f^{N_{\text{caras}}} J_f A_f = 0 \quad (3.39)$$

Como se describió en la sección 3.2.3, las ecuaciones de momentum y continuidad son resueltas secuencialmente. En el procedimiento secuencial, la ecuación de continuidad es utilizada como una ecuación para la presión. Sin embargo, la presión no aparece de forma explícita en la ecuación 3.39 para flujos incompresibles, debido a que la densidad no está relacionada directamente con la presión. Por tal motivo se utiliza el método SIMPLE (Método semí – implícito para relacionar ecuaciones de presión), el cual permite introducir la presión dentro de la ecuación de continuidad.

Para continuar con la simulación numérica, es necesario relacionar los valores de velocidad en las caras con los valores almacenados de velocidad en los centros de las celdas.

FluentTM utiliza un procedimiento en el cual el valor de velocidad de la cara no es promediado linealmente, sino que se realiza un promedio de momentum ponderado, utilizando factores ponderados basados en el coeficiente a_p de la ecuación 3.38. Utilizando este procedimiento el flujo en la cara, J_f , puede ser escrito como:

$$J_f = \hat{J}_f + d_f (p_{c0} - p_{c1}) \quad (3.40)$$

3.2.4.3. Acoplamiento de la presión y velocidad

El acoplamiento de la presión y velocidad se logra mediante el uso de la ecuación 3.40 para derivar una ecuación para la presión partiendo de la ecuación discreta de continuidad (ecuación 3.39). FluentTM provee la opción de escoger tres algoritmos de acoplamiento de presión – velocidad que son: SIMPLE, SIMPLEC y PISO.

3.2.4.3.1. Algoritmo SIMPLE

El algoritmo SIMPLE utiliza la relación entre las correcciones de presión y velocidad para reforzar la conservación de masa y así obtener el campo de presión. Si la ecuación del momentum es resuelta suponiendo un valor de campo de presión p^* , el flujo de cara resultante J_f^* , es:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f (p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (3.41)$$

Dicha suposición no satisface la ecuación de continuidad. Consecuentemente, la corrección J_f' se suma al flujo de la cara resultante J_f^* , por lo que el flujo de cara corregido resulta en:

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (3.42)$$

Este flujo satisface la ecuación de continuidad. El algoritmo SIMPLE postula que J_f' puede ser escrito como:

$$J_f' = d_f (p'_{c0} - p'_{c1}) \quad (3.43)$$

El algoritmo SIMPLE substituye la ecuación de corrección de flujo (3.42 y 3.43) en la ecuación discreta de continuidad (3.39) para obtener la ecuación discreta para la corrección de la presión p' en la celda:

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad \text{donde } b = \sum_f^{N_{caras}} J_f^* A_f \quad (3.44)$$

La ecuación de corrección de presión debe ser resuelta utilizando el método algebraico multi-malla (AMG). Una vez que se obtiene la solución, la presión de la celda y el flujo de la cara son corregidos utilizando las ecuaciones 3.44 y 3.45. El flujo de cara corregido, J_f , satisface la ecuación discreta de continuidad de forma idéntica para cada iteración.

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3.45)$$

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{c0} - p'_{c1}) \quad (3.46)$$

3.2.4.3.2. Algoritmo SIMPLEC

Existen un gran número de variantes del algoritmo básico SIMPLE, una de dichas variantes es el algoritmo SIMPLEC (SIMPLE – consistente) El procedimiento utilizado por SIMPLEC es muy similar al de SIMPLE (Vandoormaal, (1984)). La única diferencia es la expresión utilizada para la corrección del flujo de cara, J'_f . Al igual que en SIMPLE, la ecuación de corrección es:

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{c0} - p'_{c1}) \quad (3.47)$$

Sin embargo, el coeficiente d_f , es redefinido en función de $(a_p - \sum_{nb} a_{nb})$. El uso de esta ecuación de corrección modificada acelera la convergencia en problemas donde el acoplamiento entre la presión y la velocidad es lo que detiene la obtención de la solución.

3.2.4.3.3. Algoritmo PISO

El esquema de acoplamiento presión – velocidad PISO (Presión implícita con operadores de separación), se basa en una relación de aproximación de mayor grado entre las correcciones de presión y velocidad. Una de las limitaciones de los algoritmos SIMPLE y SIMPLEC es que las nuevas velocidades y sus flujos correspondientes no satisfacen el balance de momentum después de que la ecuación de corrección de presión es resuelta.

Como resultado, el cálculo debe ser repetido hasta que el balance se cumple. Para mejorar la eficiencia de dichos cálculos, el algoritmo PISO desarrolló dos correcciones adicionales: corrección de momentum y corrección de separación.

La corrección de momentum se refiere a la idea de mover la repetición de los cálculos requeridos por SIMPLE y SIMPLEC dentro de la etapa de solución de la ecuación de corrección de presión (Issa, (1986)). Después de una o dos iteraciones utilizando el esquema PISO, las velocidades corregidas satisfacen las ecuaciones de continuidad y de momentum con mayor precisión.

La corrección de separación se utiliza cuando las mallas tienen un cierto grado de separación donde la relación aproximada entre las correcciones del flujo de masa en la cara de la celda y la diferencia de las correcciones de presión en la celda adyacente es pronunciada. Debido a que las componentes del gradiente de corrección de presión a lo largo de la cara de la celdas es desconocido, un proceso iterativo similar al de PISO Corrección de Momentum es utilizado. Esta corrección de separación reduce significativamente las dificultades de convergencia asociadas con mallas altamente distorsionadas.

Capítulo IV

Simulación Numérica

La simulación numérica es la base para la solución del problema planteado. En este capítulo se presenta la metodología para efectuar la simulación numérica. Esta metodología consta de 7 etapas a través de las cuales se resuelve el caso de estudio con el cual se está trabajando. Las etapas de la metodología para la simulación numérica son: Geometría, Mallado, Condiciones de Frontera, Física, Cálculo, Reporte y Post-Procesamiento.

4.1. Simulación Numérica

El método fundamental para realizar una simulación numérica o para la creación de un modelo CFD puede ser representado como una secuencia de seis etapas a través de las cuales el modelo va evolucionando hasta que se obtienen los resultados deseados (figura 4.1) El proceso comienza con la creación de un ensamble de una o más partes (formas geométricas) que reflejan el diseño que se está considerando. Debido a que CFD involucra el flujo a través o alrededor de objetos sólidos, el modelo CFD es construido en el sentido contrario del ensamble, es decir, que el volumen de flujo se extrae para considerar el fenómeno ejercido por el fluido. Una vez que se tiene dicho volumen, éste es mallado según las especificaciones; posteriormente se desarrolla la simulación, para finalmente, analizar los resultados de ésta.

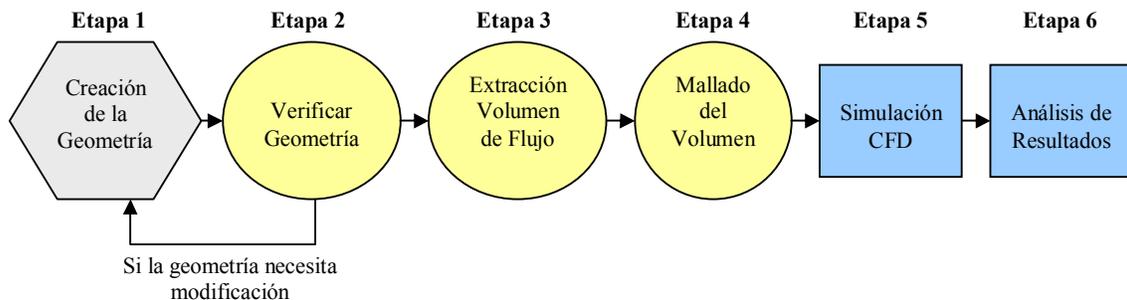


Figura 4.1 Proceso para realizar una simulación numérica.

Debido a que en los modelos CFD es necesario realizar una modificación a la geometría (inversión del ensamble del sólido, ya sea, dividir el sólido o restar parte del volumen), es importante que la geometría original sea creada utilizando superficies que estén conectadas (las caras de las superficies deben estar conectadas una con otra para poder lograrlo).

Por lo general, los modelos geométricos contienen hoyos, separaciones y espacios los cuales crean problemas al momento de realizar el mallado del volumen, por tanto, es necesario considerar una etapa de revisión o verificación de la geometría dentro del proceso. En esta etapa se desarrolla un análisis de la geometría inicial para asegurar que no contenga elementos o características que puedan causar algún problema de falla en el futuro.

El proceso de simulación numérica es sencillo siempre y cuando se conozcan los parámetros que se requieren simular. En la literatura hay variación en el proceso de simulación que uno debe de realizar, sin embargo, todos los procesos analizados recaen en tres fases principales que son: Pre – procesamiento, Cálculo y Post – Procesamiento. En la tabla 4.1 se muestran las tres fases principales así como las acciones a desarrollar en cada una de las fases.

Tabla 4.1 Fases principales del proceso de simulación numérica.

Fases	Acciones
Pre – Procesamiento	<ul style="list-style-type: none"> • Identificación del dominio de solución a modelar. • Definición de las características del modelo. • Establecimiento de las propiedades de los fluidos y sólidos. • Definición y localización de las condiciones de frontera. • Definición de las condiciones iniciales del sistema. • Definición del tipo de problema a resolver. • Selección del procedimiento de solución adecuado.
Cálculo	<ul style="list-style-type: none"> • Lectura de los archivos que fueron creados. • Definición de los criterios de convergencia • Definición de las variables a monitorear. • Monitorear el avance de la simulación por medio de datos.
Post - Procesamiento	<ul style="list-style-type: none"> • Generación de los archivos de resultados. • Examinación y revisión de los resultados obtenidos. • Manipulación de los resultados obtenidos.

De acuerdo con Fluent™ una vez que ya se ha definido el modelo y especificado el tipo del cálculo que se quiere utilizar, se debe seguir el siguiente procedimiento de simulación numérica:

I. Controles de la solución

1. Seleccionar el esquema de discretización y, para el cálculo segregado el esquema de interpolación de la presión.
2. En el caso del cálculo segregado, seleccionar el método de acoplamiento presión – velocidad.
3. Definir los factores de relajación del sistema.

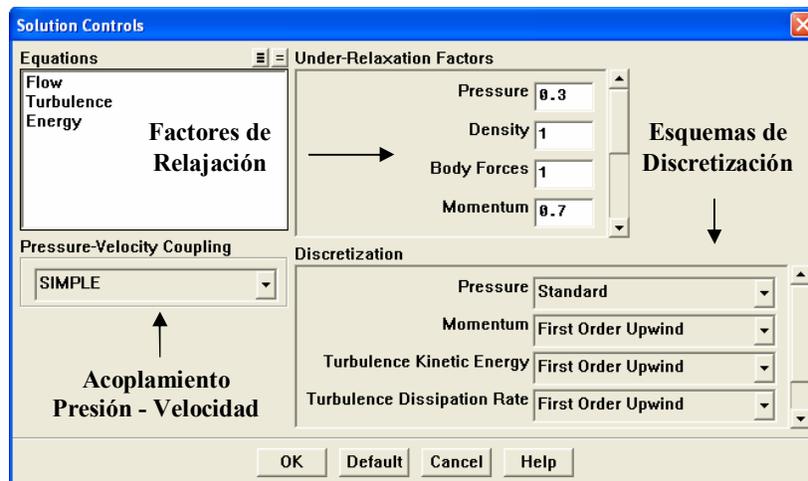


Figura 4.2 Controles de la solución.

II. Cálculo

1. Seleccionar el tipo de cálculo a realizar (cálculo segregado o acoplado).
2. Seleccionar el tipo de formulación de la velocidad (absoluta o relativa).
3. Seleccionar como se quiere evaluar las derivadas mediante la selección de la opción del gradiente (basado en nodos o basado en celdas).
4. Seleccionar la formulación requerida (implícita o explícita).
5. Seleccionar si el cálculo será estable o transitorio.
6. En el caso del cálculo segregado, seleccionar el método de velocidad para el medio poroso (velocidad superficial o velocidad física).
7. Realizar modificaciones adicionales, en caso de ser necesarias para describir mejor el modelo que se esté utilizando.

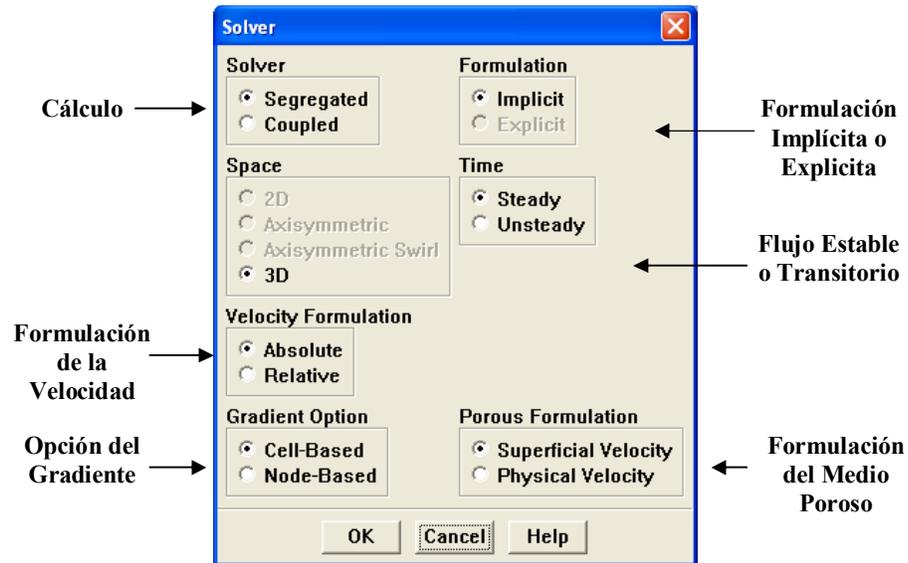
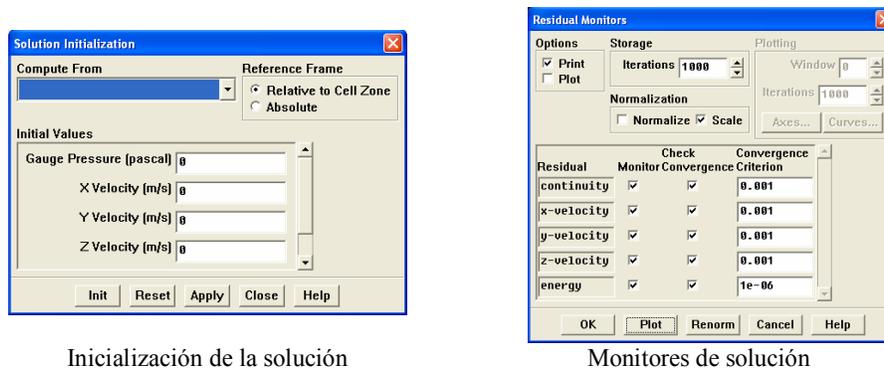


Figura 4.3. Etapa de cálculo dentro de la simulación numérica.

III. Procesamiento

1. Inicializar la solución.
2. Permitir los monitores apropiados de solución.
3. Empezar el cálculo (estable o transitorio según sea el caso).
4. Si se tiene problema de convergencia, tratar con métodos alternativos de solución.



Inicialización de la solución

Monitores de solución

Figura 4.4 Inicialización de la solución y monitores de solución.

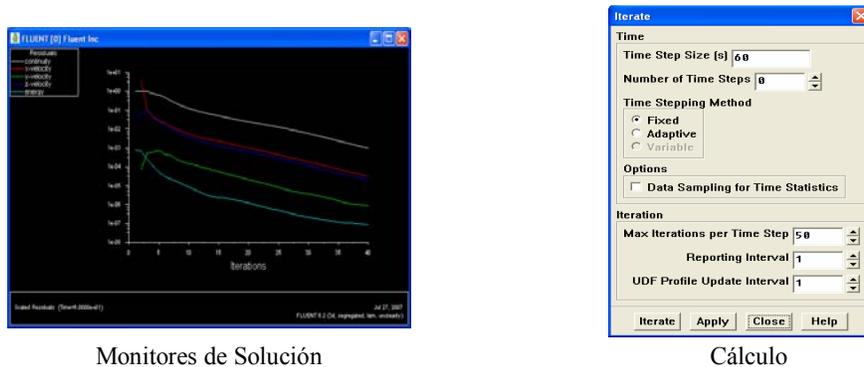


Figura 4.5 Monitores de solución y cálculo.

El proceso descrito anteriormente de acuerdo a FluentTM puede ser resumido dentro de las tres fases principales del proceso de modelación. El proceso presentado por FluentTM se muestra en la figura 4.6.

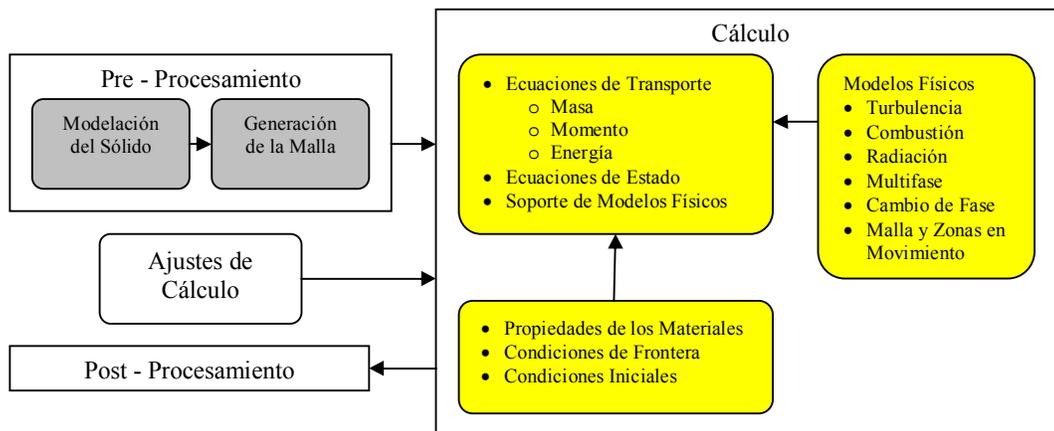


Figura 4.6 Proceso de simulación numérica descrito por FluentTM (Fluent, (2003)).

Los propósitos de la dinámica de fluidos computacional (CFD) son diferentes para cada aplicación (filtros de refrigeración, intercambiadores de calor, etc.), sin embargo el proceso utilizado es similar para cualquier herramienta CFD. El proceso CFD que se desarrolló para los distintos casos de estudio presentes en esta investigación se dividió en 7 etapas generales a través de las cuales se realizaron distintas actividades para lograr las necesidades del cliente.

Las 7 etapas generales del proceso CFD desarrollado en la investigación son:

1. Geometría
2. Mallado
3. Condiciones de frontera
4. Física
5. Cálculo
6. Reporte
7. Post – Procesamiento.

Las tres primeras etapas del proceso CFD desarrollado fueron realizadas en Gambit™ mientras que las cuatro etapas restantes se realizaron en Fluent™. En la figura 4.7 se muestra el proceso CFD desarrollado cuyas actividades fueron realizadas en Gambit™ para los diferentes casos de estudio:

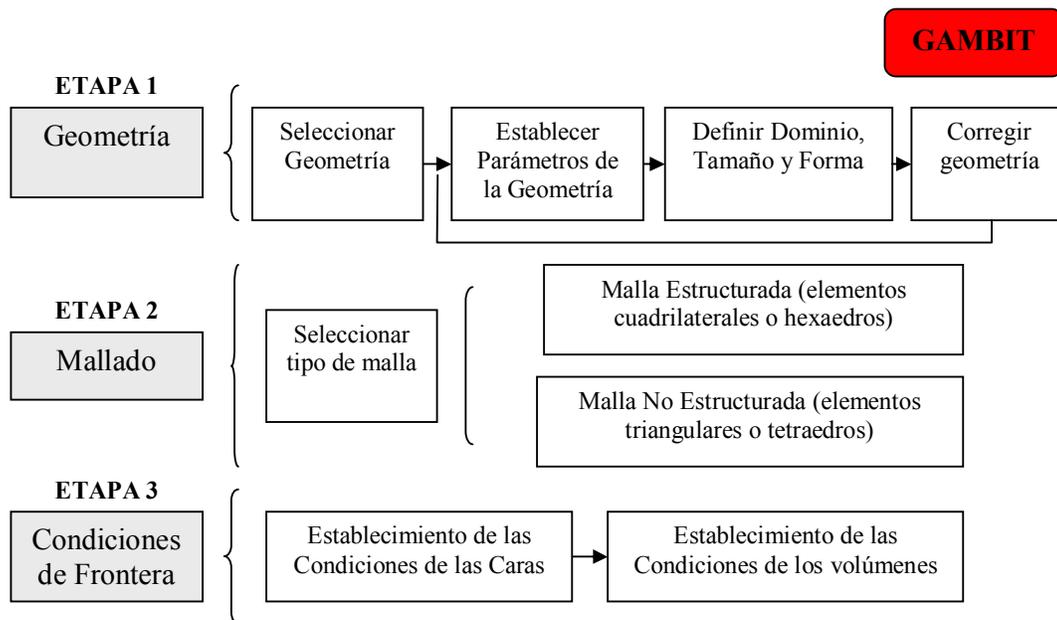


Figura 4.7 Primeras tres etapas del Proceso CFD.

En la figura 4.8 se muestra el proceso CFD desarrollado y cuyas actividades fueron realizadas en Fluent™ para los diferentes casos de estudio:

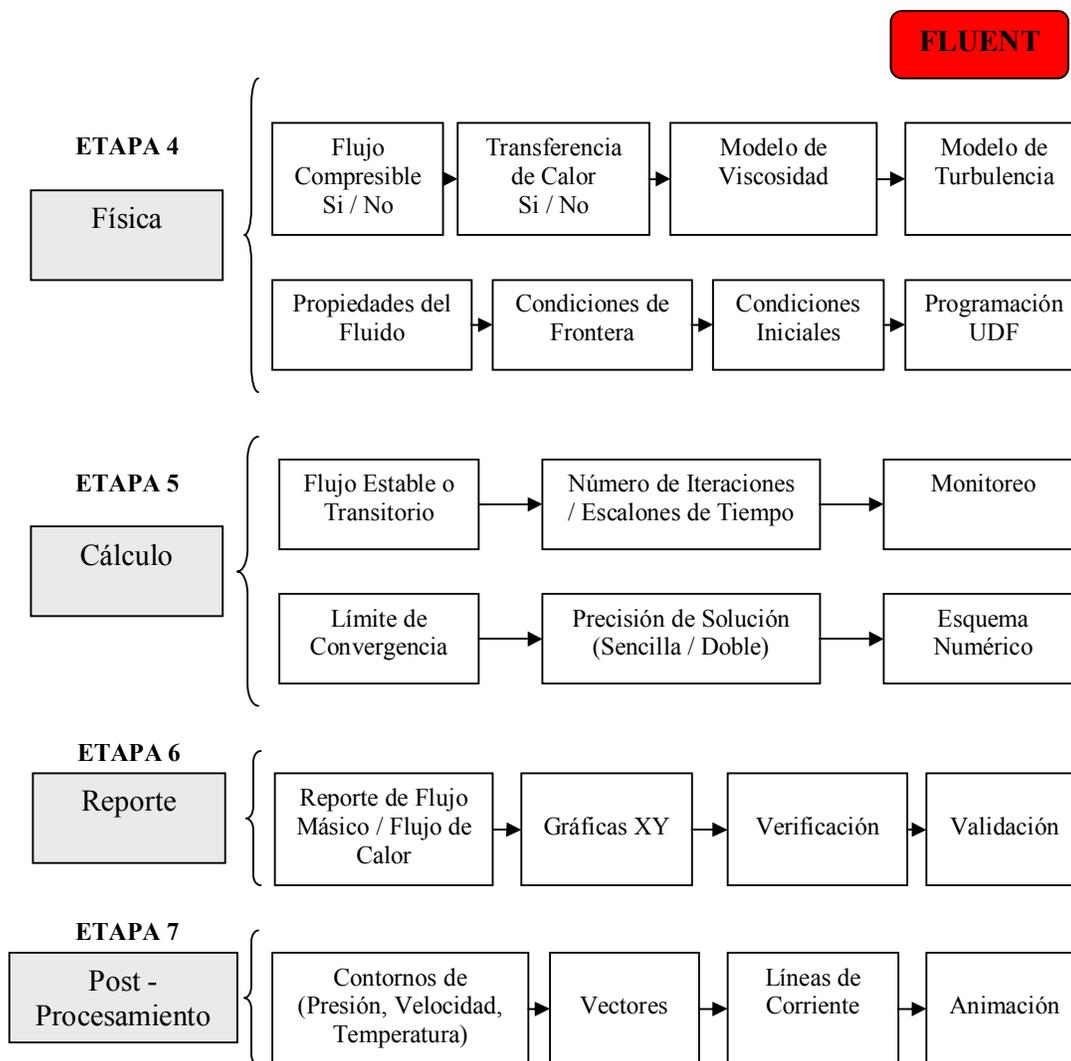


Figura 4.8 Últimas 4 etapas del proceso CFD.

4.1.1. Geometría

La geometría es la primera parte del proceso de simulación numérica debido a que no se puede realizar ningún cálculo sin antes tener un modelo al cual aplicar las necesidades del usuario. Esta etapa del proceso de simulación está dividida en 4 sub – etapas a través de las cuales se construye la geometría a simular (figura 4.9). Siguiendo las etapas propuestas para el proceso CFD, cuando se construye la geometría es necesario:

1. Seleccionar la geometría. La selección de la geometría dependerá directamente de la necesidad del usuario. Geometrías sencillas y complejas pueden ser simuladas aunque mucho dependerá de la habilidad del usuario.
2. Establecer parámetros de la geometría. Uno de los parámetros más importantes es seleccionar la coordenada apropiada (x, y o z) dependiendo del modelo que se quiera simular; si se escoge correctamente la coordenada será más fácil visualizar el fenómeno a estudiar y así realizar mejores comparaciones con modelos ya existentes o predeterminados.
3. Determinar el tamaño del dominio y la forma de éste. En ocasiones los modelos utilizados durante las simulaciones son muy grandes por lo que se debe pensar qué es lo que se quiere simular y si realmente es posible realizarlo debido al tamaño tan grande de éste. Un mayor tamaño del dominio significa por lo general un mayor número de elementos y por ende un mayor tiempo de cómputo. Existen muchas formas como líneas, curvas u óvalos los cuales pueden ser usados durante la construcción de la geometría.
4. Corrección y Simplificación del modelo. Muchas veces, no es necesario construir todo el modelo para poder realizar un análisis. Se debe considerar que entre más simple sea el modelo mayor podrá ser la precisión de éste. Es importante decidir si un modelo en dos dimensiones es suficiente antes de comenzar con un modelo en de tres dimensiones el cual será mas difícil de construir e incrementará el tiempo de solución.

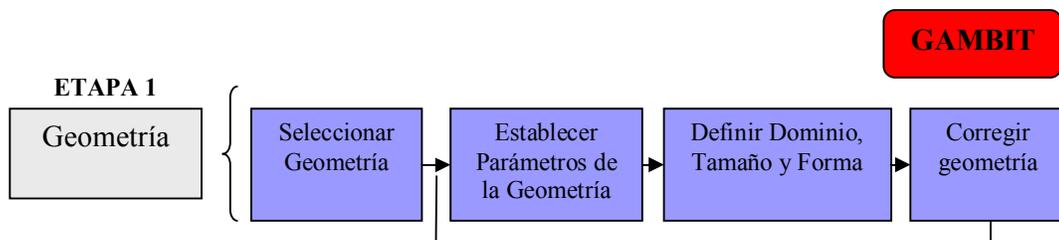


Figura 4.9 Geometría, primera etapa del proceso de simulación numérica.

En el mercado existe una gran cantidad de paquetes computacionales utilizados para la construcción de la geometría. Existen los denominados paquetes computacionales comerciales dentro de los cuales se encuentra Gambit™, Flowlab™, Catia V5™, Hypermesh™ y los denominados paquetes computacionales de investigación como el Gridgen™. Cada uno de estos paquetes computacionales tienen sus ventajas y desventajas; cuando se selecciona el paquete computacional a utilizar, es necesario tomar en consideración que éste debe permitir la construcción de la geometría o la importación de la misma de algún otro paquete computacional (por ejemplo, paquetes computacionales CAD tales como: Pro/Engineer™, Catia V5™, Unigraphics™), el mallado de la geometría y el establecimiento de las condiciones de frontera.

En la figura 4.10 se muestra la ventana guía de Gambit™ uno de los paquetes computacionales disponibles para la construcción de la geometría, el mallado y el establecimiento de las condiciones de frontera.

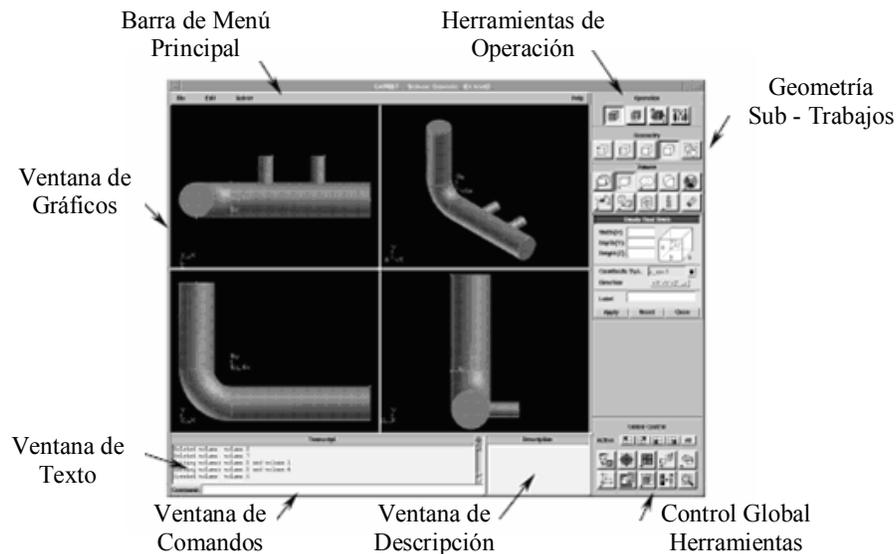
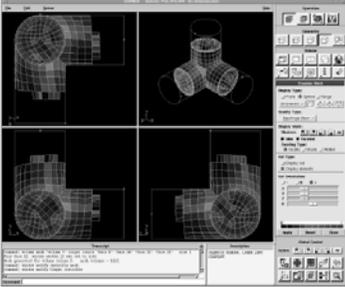
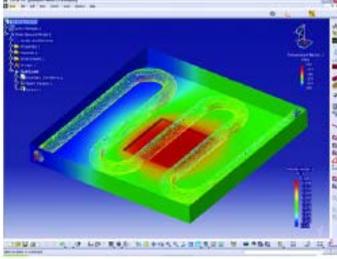
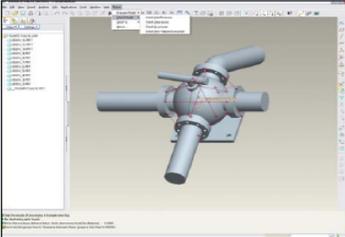
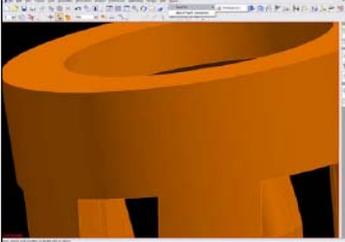


Figura 4.10. Paquete computacional utilizado para la geometría (Fluent (2003)).

La tabla 4.2 muestra un análisis de los diferentes paquetes computacionales disponibles en el mercado actualmente donde se analizan las acciones que se pueden realizar en cada uno de ellos.

Tabla 4.2 Paquetes computacionales para exportar a Gambit™ (CFD-Online (2007)).

Paquete Computacional	Características
 <p data-bbox="477 688 576 720">Gambit</p>	<p data-bbox="797 428 1367 667">Debido a que es un paquete computacional creado directamente para Fluent™ permite la construcción de la geometría, la generación de la malla y el establecimiento de las condiciones de frontera.</p>
 <p data-bbox="456 1031 597 1062">CATIA V5</p>	<p data-bbox="797 745 1367 1087">Permite la construcción de la geometría y la generación de la malla. Debido a su alta funcionalidad se pueden realizar análisis de optimización del diseño, diseño de experimentos y multi – físico. El modelo puede ser importado en Gambit™ con facilidad.</p>
 <p data-bbox="321 1377 732 1444">Pro/ Engineer, Unigraphics NX, SolidWorks</p>	<p data-bbox="797 1220 1367 1352">Solamente permite la construcción de la geometría aunque el modelo creado puede ser importado en Gambit™.</p>
 <p data-bbox="289 1728 764 1795">Formatos de Geometría Estándares (IGES, STEP, Parasolid, ACIS, STL)</p>	<p data-bbox="797 1507 1367 1745">Estos son los formatos que se pueden importar en Gambit™. Como desventaja el usuario tendrá que hacer uso de las herramientas de limpieza para poder tener una geometría que se adapte correctamente al mallado.</p>

Las herramientas de limpieza de la geometría permiten corregir aquellas imperfecciones que no son aceptadas por Gambit™ para el desarrollo del mallado y el establecimiento de las condiciones de frontera. La limpieza de la geometría se realiza por lo general, de forma semi – automática o automática donde se corrigen las áreas delicadas mediante la simplificación de la geometría.

Para aquellas simulaciones industriales complejas las cuales suelen tener una gran cantidad de partes geométricas las cuales provienen de diferentes fuentes y cuya calidad es distinta en cuanto al detalle, la tarea manual de conectar todas las partes y remover los detalles insignificantes para producir un cambio en el dominio es muy tediosa e ineficiente. Se han desarrollado herramientas avanzadas de conexión de partes donde la conectividad y el mallado de las superficies pueden ser desarrollados en una sola operación (figura 4.11).

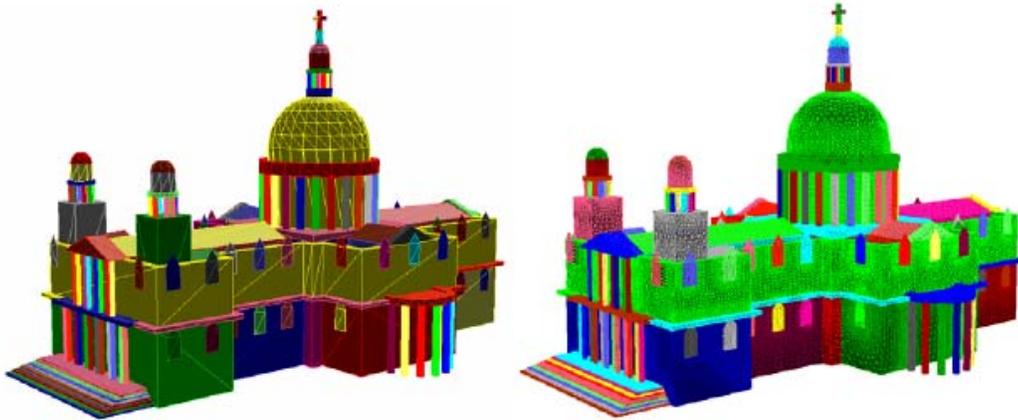


Figura 4.11 Ejemplo simulaciones industriales complejas (CFD-Online (2007)).

4.1.2. Mallado

El mallado es una de las etapas más importantes del proceso de simulación ya que los resultados finales dependerán directamente de la calidad de la malla construida. El mallado debe ser correctamente diseñado para poder resolver las ecuaciones de momentum, continuidad y energía (en caso de ser necesario).

El proceso de obtención de una malla apropiada se conoce como generación de malla, y se considera como el cuello de botella en el proceso CFD debido a la falta un procedimiento completamente automático para la generación de malla. Paquetes computacionales especiales han sido desarrollados para la generación de mallas, sin embargo, se necesita de cierta experiencia para lograr un buen mallado.

Cuando se construye una malla es necesario preguntarnos, ¿Qué tipo de malla se debe utilizar?. La respuesta a dicha pregunta debe basarse en qué tan complicado es el flujo o qué tan complicada es la geometría seleccionada. Existen diversos tipos de mallas por lo que la selección de cada una de ellas dependerá del tipo de geometría que se esté utilizando. Los elementos en las mallas se pueden clasificar a su vez en varias formas, la forma más fácil es con base en el tipo y dimensión del elemento.

Elementos comunes en 2D son triángulos o rectángulos mientras los elementos comunes en 3D son tetraedros o hexaedros. La clasificación más básica del mallado se basa en la conectividad de la malla. Las mallas se clasifican en: estructuradas o no estructuradas. Otra forma de clasificar las mallas puede ser con respecto al tipo de elemento por el cual están compuestas. Las mallas pueden ser de tipo: quad / hex (compuesta por elementos cuadrilaterales o hexaedros), tri / tet (compuesta por elementos triangulares o tetraedros) o híbrido (compuesta por diversos elementos). En la figura 4.12 se muestran los tipos de elementos que existen y en la tabla 4.3 se muestran los tipos de mallas disponibles.

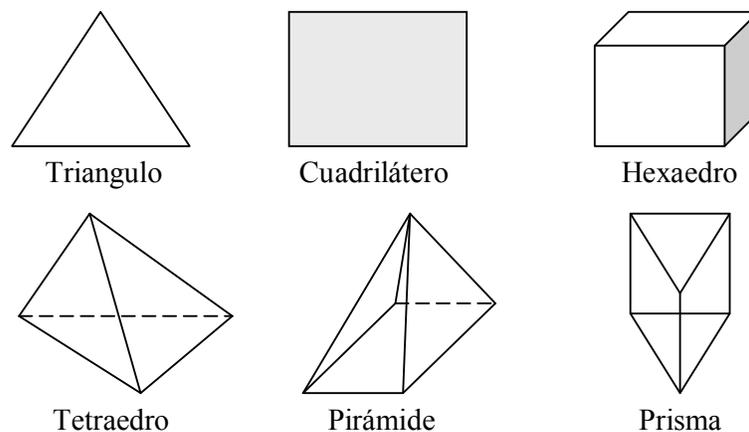
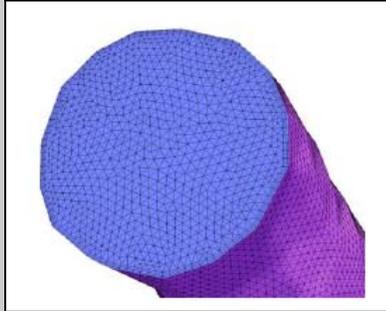
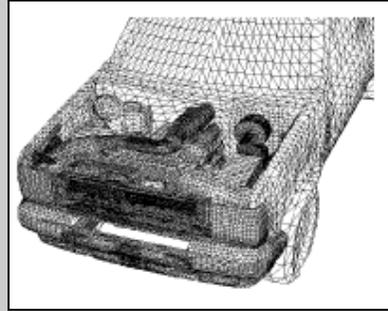


Figura 4.12 Tipos de elementos para la construcción del mallado (Thompson (2007)).

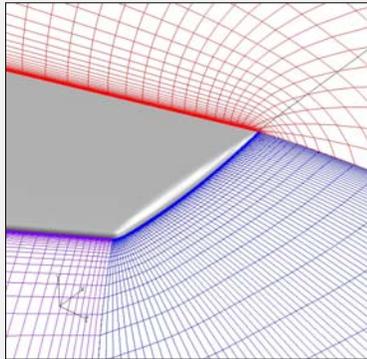
Tabla 4.3. Tipos de mallas basadas en elementos (CFD-Online (2007)).



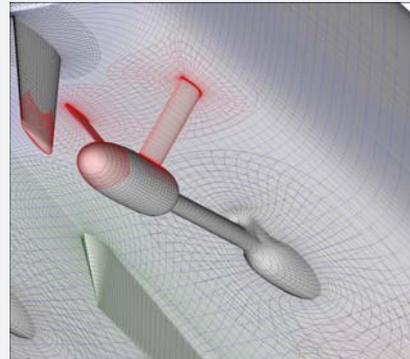
Malla Sencilla Tri / Tet



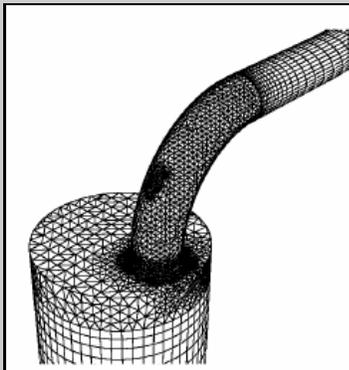
Malla Compleja Tri/Tet



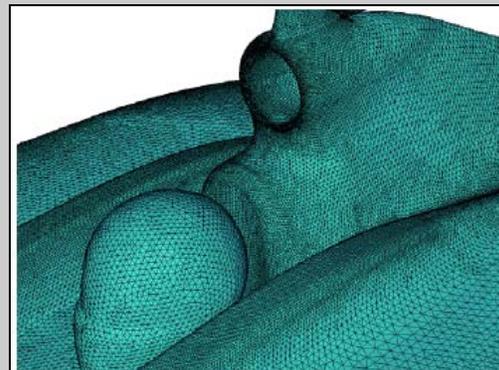
Malla Sencilla Quad / Hex



Malla Compleja Quad / Hex



Malla Sencilla Híbrida



Malla Compleja Híbrida

Una malla estructurada se caracteriza por una conectividad regular que puede ser expresada mediante un arreglo bi- o tri- dimensional. Esto restringe la selección de elementos a cuadrilaterales en 2D y hexaedros en 3D. La regularidad de la conectividad permite conservar el espacio debido a la estructura o relación que se presenta con el elemento vecino.

La malla no estructurada se caracteriza por una conectividad irregular, la cual no está expresada como un arreglo bi- o tri- dimensional. Este tipo de malla permite cualquier elemento posible que el paquete computacional pueda usar. Comparándola con una malla estructurada, los requerimientos de almacenamiento de una malla no – estructurada pueden ser sustancialmente mayores debido a que la relación de conectividad debe ser explícitamente almacenada.

Las mallas híbridas son aquellas mallas que contienen porciones estructuradas y porciones no estructuradas, permitiendo un mallado mas efectivo en zonas donde se requiere de un mayor número de elementos.

Existen distintos algoritmos para la generación de la malla. Estos algoritmos se clasifican en términos de la malla que se está generando, por lo que se conocen como: algoritmos estructurados, algoritmos no – estructurados o híbridos. Los algoritmos para la generación de mallas estructuradas provienen de algoritmos numéricos de generación de malla, en el cual ecuaciones diferenciales son resueltas para determinar la posición del nodo en la malla.

La manera más fácil de obtener una malla es especificar la coordenada \vec{x} de la malla como resultado de alguna función vectorial, o

$$\vec{x} = \vec{x}(\vec{\xi}) \quad (4.1)$$

donde $\vec{\xi}$ es el vector índice, generalmente referido como coordenada computacional. Si la función 4.1 puede ser encontrada para cierta geometría, entonces la generación actual de los nodos de malla es directa.

Sin embargo, la determinación de la función no es nada sencilla por lo que en la práctica se añade un espacio paramétrico (\vec{S}) intermediario entre la representación física de la malla y la representación del espacio computacional de la malla.

$$\vec{x} = \vec{x}(\vec{s}(\vec{\xi})) \quad (4.2)$$

Las entradas en la coordenada computacional son tomadas de la unidad del intervalo. Esta representación permite simplificar el mallado, especialmente en el caso uni – dimensional. Muchos de los sistemas de generación de malla (estructurado o no estructurado) requieren la generación de fronteras de malla antes de que las celdas interiores sean generadas por lo que se debe aplicar la técnica de generación algebraica de mallas.

Conociendo los tipos de mallas se procede con la segunda etapa del proceso de simulación numérica donde se debe seleccionar la malla dependiendo del tipo de geometría que se requiera (figura 4.13).

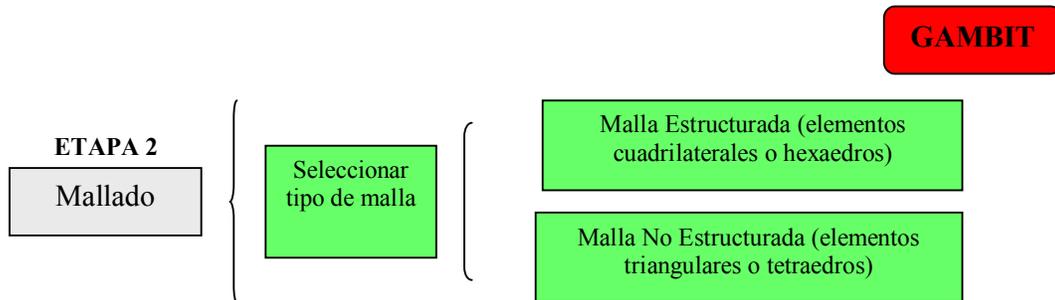


Figura 4.13. Mallado, segunda etapa del proceso de simulación numérica.

Dentro de GambitTM, una vez que se tiene la geometría final, se realiza el proceso de mallado de las diferentes partes. Como primer paso es necesario establecer la distribución de los nodos en cada una de las líneas de la geometría.

Habiendo mallado cada una de las líneas, se procede al mallado de las caras. Diferentes opciones pueden ser utilizadas durante el mallado de las caras, las cuales dependerán de la forma de la misma. Finalmente, se realiza el mallado de los volúmenes quedando el modelo listo para el establecimiento de condiciones de frontera (figura 4.14).

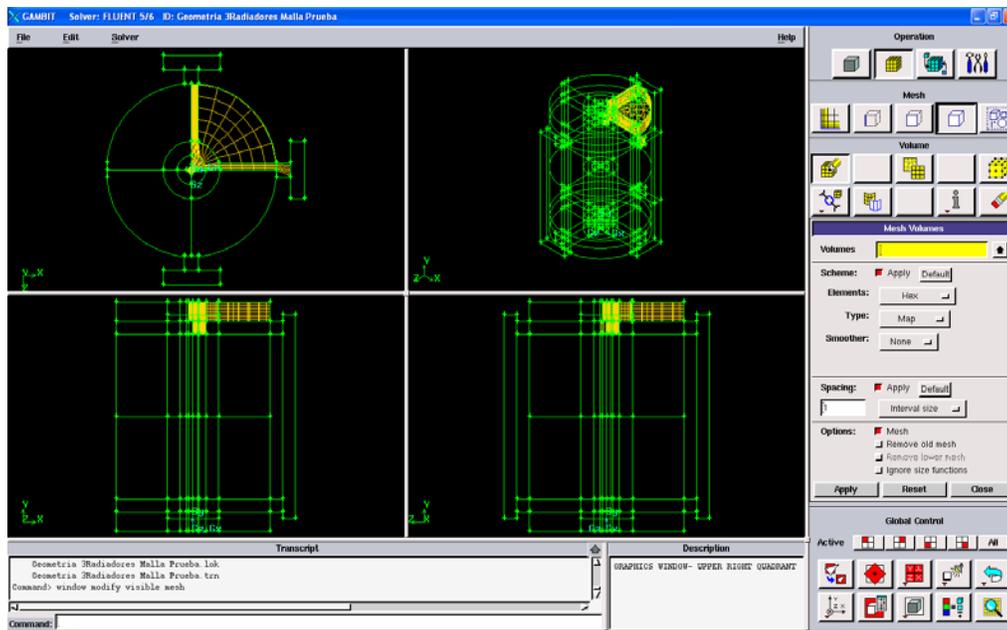


Figura 4.14 Mallado de un sistema interconectado en Gambit™.

4.1.3. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera representan la tercera parte de la etapa del proceso de simulación numérica (figura 4.15). La definición de las condiciones de frontera debe ser planeada ya que esto permitirá introducir las condiciones de entrada del sistema que se quiera simular.

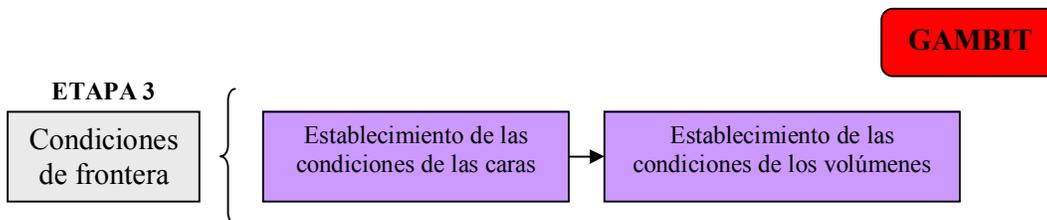


Figura 4.15 Condiciones de frontera, tercera etapa del proceso.

Las ecuaciones gobernantes que resuelven los paquetes computacionales son resueltas en el dominio finito del flujo y la zona correspondiente. La solución a dichas ecuaciones requiere de la especificación de las condiciones en las fronteras del dominio y en las zonas (condiciones de frontera). Existen dos tipos de condiciones de frontera, la primera de ellas se refiere a las condiciones de frontera físicas (en la frontera del dominio del flujo) y la segunda que se refiere a las condiciones de frontera de zona (en la frontera entre dos zonas).

Las condiciones de frontera físicas se pueden agrupar en:

1. Condiciones de frontera de flujo. Son las fronteras donde el flujo fluye libremente (entrada de flujo, salida).
2. Condiciones de frontera de la pared. Son las fronteras en las superficies del sólido (pared Viscosa, reflexión).

En Gambit™, las condiciones de frontera se dividen igualmente en dos (figura 4.16). La primera condición de frontera se refiere a las fronteras de tipo específico y se establecen directamente sobre las caras del modelo. Como ejemplo de estas condiciones de frontera están: flujo másico, presión, velocidad, simetría, recirculación, etc. La segunda condición de frontera aplica para los volúmenes y se denomina de tipo específico continuo. Esta condición de frontera sólo permite la selección entre el sólido y el fluido.

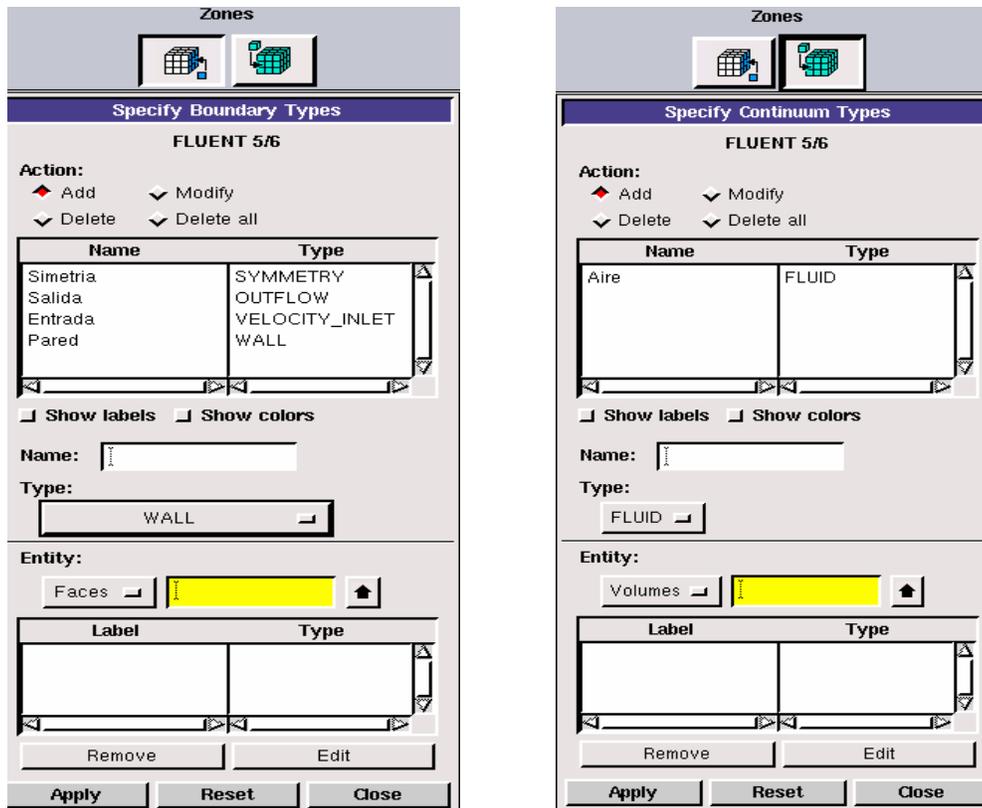


Figura 4.16 Condiciones de frontera en Gambit™.

4.1.4. Física

En la etapa 4 del proceso de simulación numérica se establecen los parámetros que se van a simular (figura 4.17).

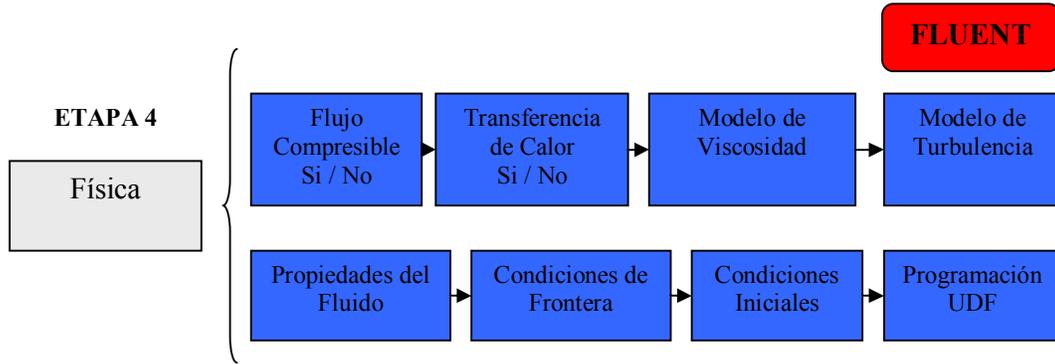


Figura 4.17 Física, cuarta etapa del proceso de simulación numérica

En esta etapa se debe de considerar:

1. Condiciones de flujo. Laminar o turbulento, viscoso o no viscoso, compresible o incompresible.
2. Transferencia de calor. Ecuación de la energía.
3. Modelo de Viscosidad. Laminar, Spalart-Allmaras, k-epsilon, k-omega, esfuerzo Reynolds, etc.
4. Modelo de Turbulencia. Spalart-Allmaras, k-epsilon, k-omega, etc.
5. Propiedades del Fluido. Densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico, etc.
6. Condiciones de Frontera. Asignación de los valores para las condiciones establecidas en la tercera etapa del proceso de simulación numérica.
7. Condiciones Iniciales. Asignación de los valores iniciales de las variables de presión, velocidad, temperatura, energía cinética de turbulencia.
8. Programación UDF. Permite realizar funciones definidas por el usuario para obtener información no disponible directamente en el paquete computacional.

En la tabla 4.4 se muestra el procedimiento mostrado en la etapa 4 del proceso de simulación numérica utilizando FluentTM.

Tabla 4.4 Procedimiento de la etapa 4 utilizando Fluent™.

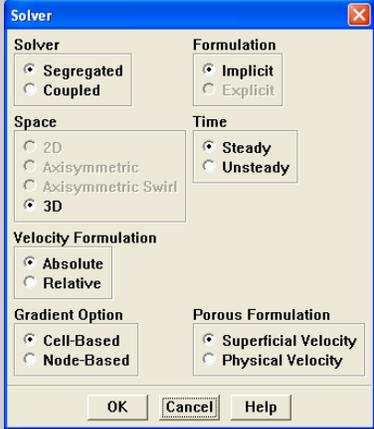
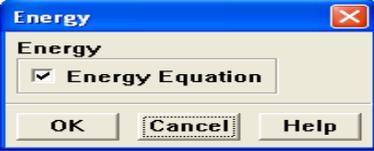
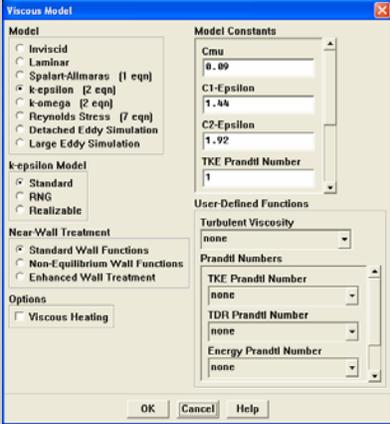
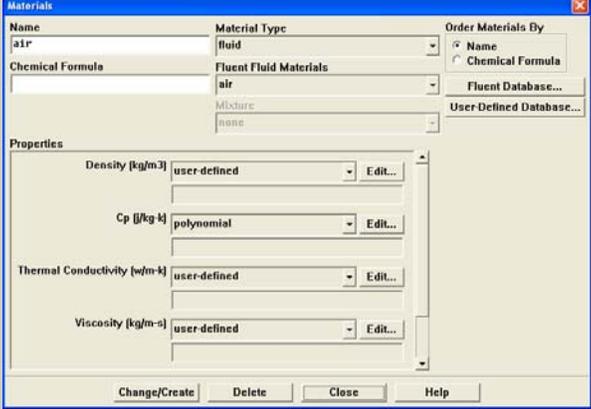
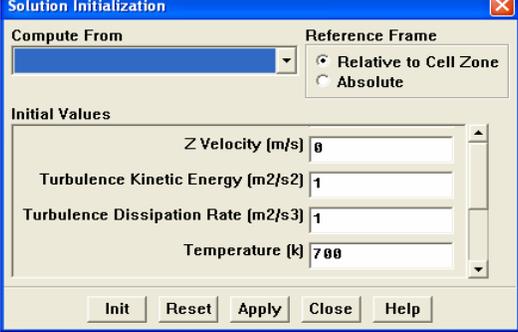
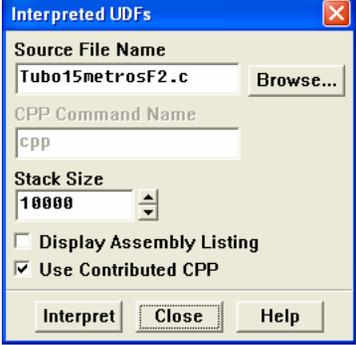
<p>Condiciones de Flujo</p>	
<p>Transferencia de Calor</p>	
<p>Modelo de Viscosidad</p>	
<p>Modelo de Turbulencia</p>	

Tabla 4.4 Procedimiento de la etapa 4 utilizando Fluent™.

<p>Propiedades del Fluido</p>	
<p>Condiciones de Frontera</p>	
<p>Condiciones Iniciales</p>	
<p>Programación UDF</p>	

4.1.5. Cálculo

Durante la etapa del cálculo es necesario especificar ciertas condiciones del modelo. En primera instancia decidir si el flujo será estable o transitorio. En caso que el flujo sea estable considerar el número de iteraciones a realizar. Si el flujo es transitorio además del número de iteraciones es necesario tomar en consideración el número de escalones (Δt) de la simulación numérica.

Cuando se está realizando la simulación numérica se deben de monitorear los residuos de las ecuaciones gobernantes. El límite de convergencia de las ecuaciones es definido por el usuario por lo que entre menor sea el límite de convergencia mejores serán los resultados. Es importante considerar, qué tan preciso debe ser el cálculo, ya que, en ocasiones, llegar a una solución exacta puede requerir de un gran número de iteraciones. En la figura 4.18 se muestra el monitoreo para un problema dado donde se puede observar cómo es que los residuos van disminuyendo conforme se aumenta el número de iteraciones.

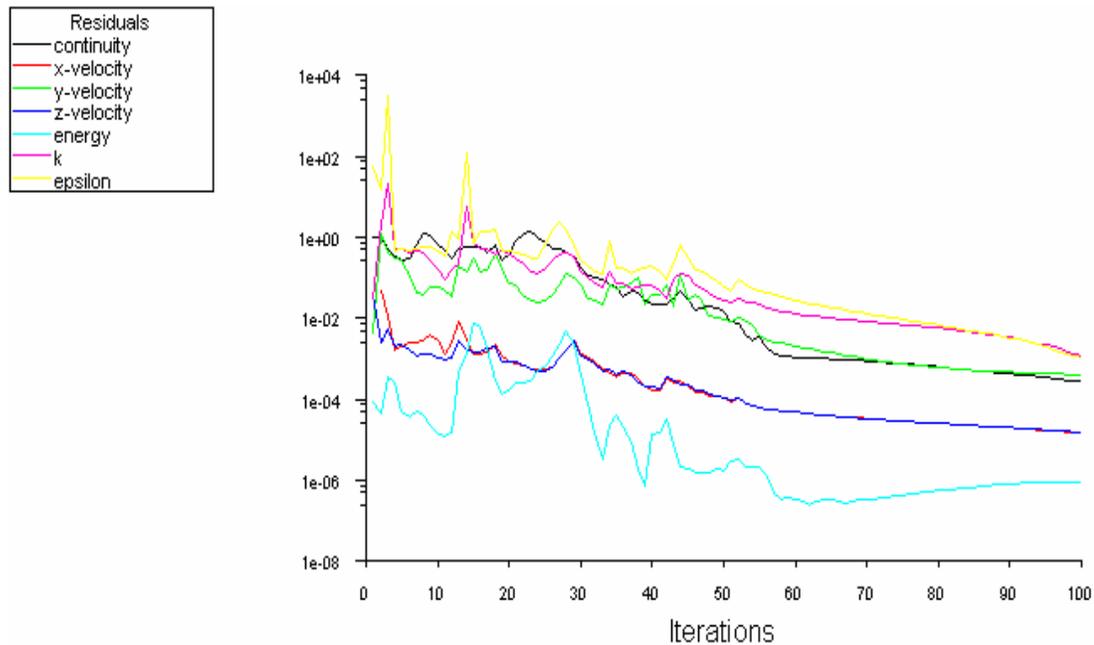


Figura 4.18 Monitoreo de las ecuaciones gobernantes.

Habiendo definido el límite de convergencia, se procede a seleccionar la precisión requerida durante la simulación numérica. La precisión depende directamente del tipo de problema a resolver y entre mayor precisión se requiera, mayor será el tiempo de cómputo. Así mismo, es necesario definir el esquema numérico a utilizar para la solución de las ecuaciones gobernantes.

En Fluent™ 6.2.16 se puede seleccionar el tipo de discretización que se requiere para cada una de las ecuaciones gobernantes. En el caso de la presión se puede seleccionar un esquema estándar, PRESTO, lineal, de segundo orden o de fuerzas de cuerpo ponderadas. Para la ecuación de momentum se puede tener un esquema de primero o segundo orden contracorriente, de ley de potencia o el esquema QUICK. Para el acoplamiento de la presión – velocidad se puede tener un esquema SIMPLE, SIMPLEC o PISO.

El procedimiento a seguir durante la etapa 5 del proceso de simulación numérica se muestra en la figura 4.19.

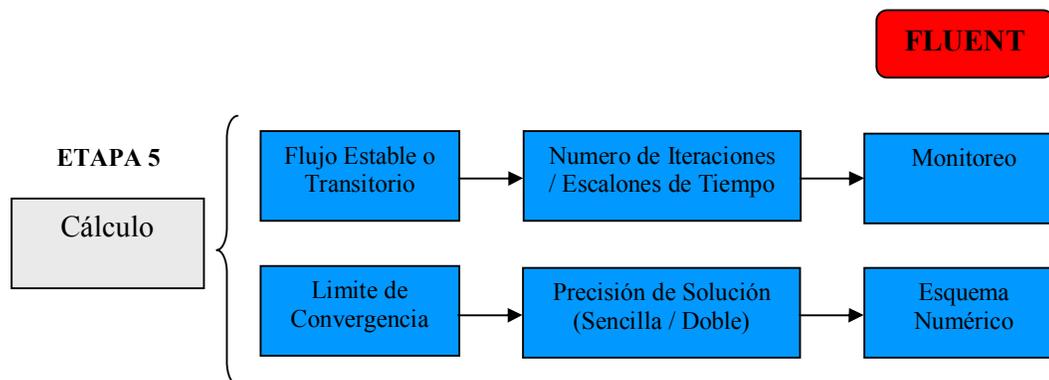
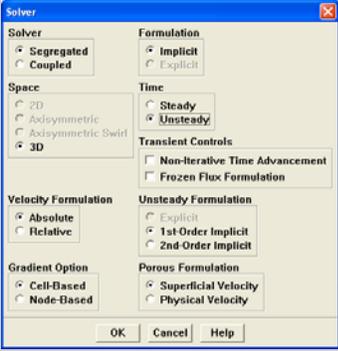
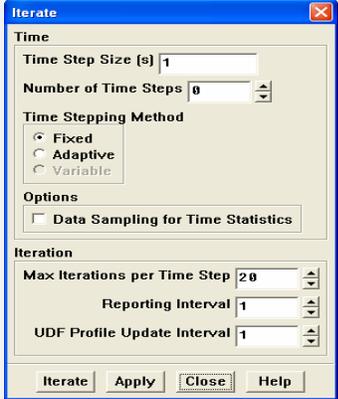
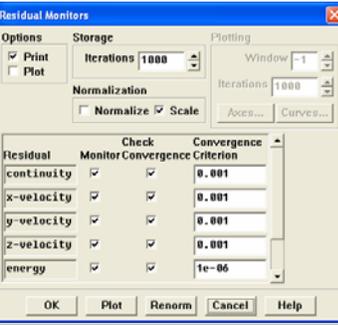
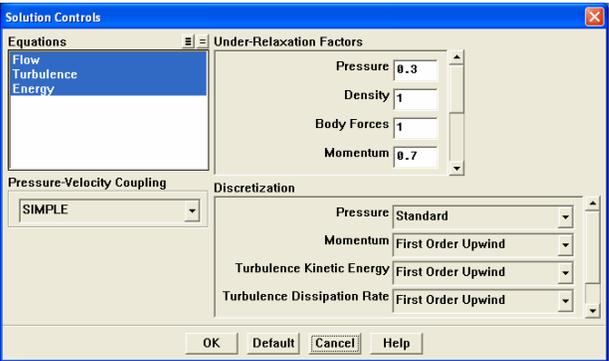
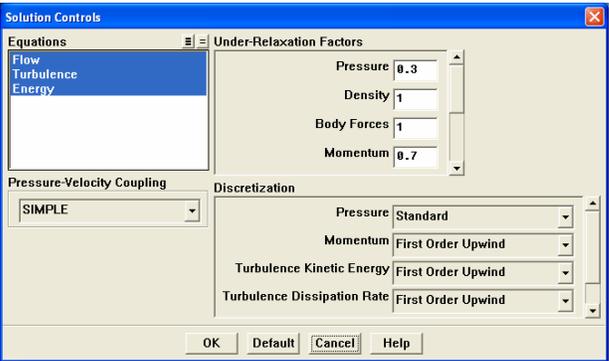


Figura 4.19 Cálculo, quinta etapa del proceso de simulación numérica.

En la tabla 4.5 se muestra el procedimiento de la etapa 5 del proceso de simulación numérica. En esta tabla se pueden observar las opciones que tiene el usuario para la selección de las diferentes opciones de cálculo. Entre más se adapten los esquemas de discretización al modelo propuesto mejor será el resultado obtenido.

Tabla 4.5 Procedimiento de la etapa 5 utilizando Fluent™.

<p>Flujo Estable o Transitorio</p>	
<p>Número de Iteraciones / Escalones de Tiempo</p>	
<p>Monitoreo</p>	
<p>Límite de Convergencia</p>	
<p>Precisión de Solución</p>	
<p>Esquema Numérico</p>	

4.1.6. Reporte

La etapa 6 de la simulación numérica es la etapa donde se analizan los resultados obtenidos. Existen diferentes opciones dentro los paquetes computacionales que permiten obtener variables requeridas por el usuario. El reporte dependerá directamente del problema que se esté simulando.

Por lo general, el reporte que se realiza en la simulación numérica incluye un reporte de las variables consideradas (flujo másico, flujo de calor, velocidad, presión, temperatura) y las gráficas XY de dichas variables donde se analiza el comportamiento que existe entre la variable y el sistema simulado mediante el paquete computacional.

Teniendo los datos de las variables se prosigue a realizar la verificación y validación de los resultados. En caso de que dichos resultados no sean los adecuados es necesario regresar a la etapa 5 del proceso de simulación numérica para corregir los esquemas seleccionados previamente.

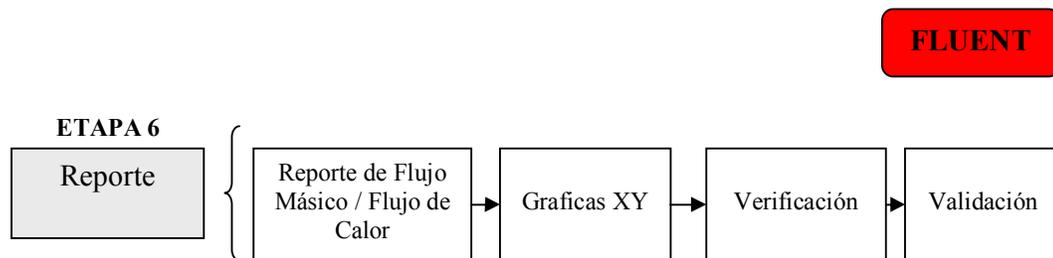
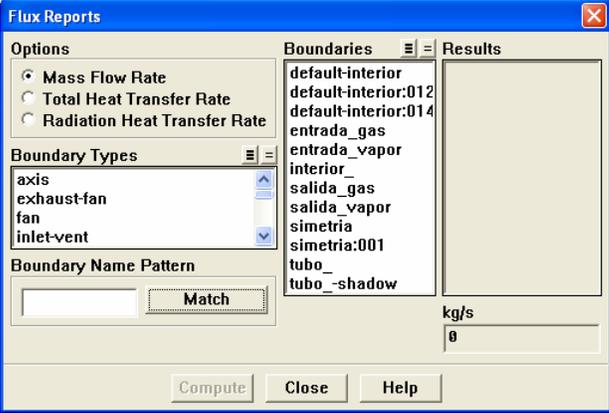
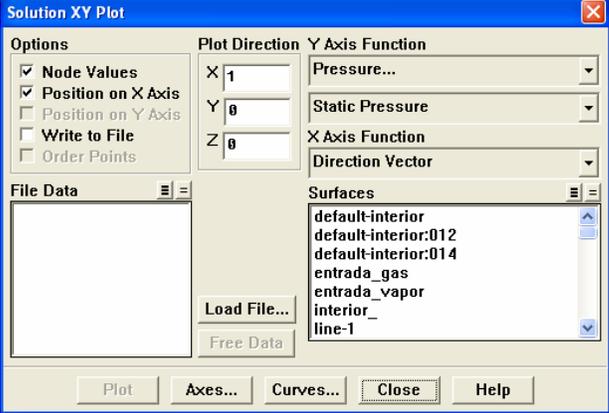
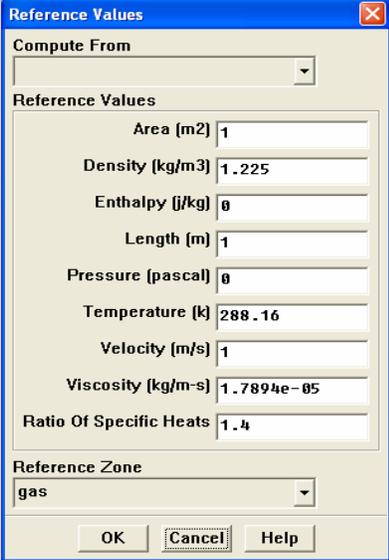
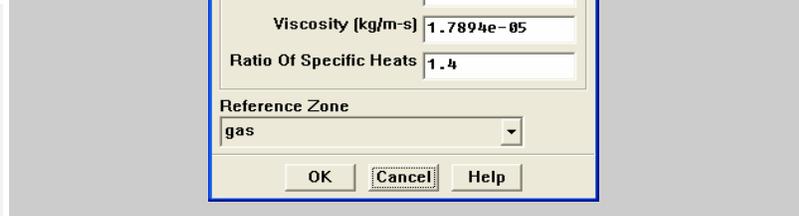


Figura 4.20 Reporte, sexta etapa del proceso de simulación numérica.

La tabla 4.6 muestra la etapa 6 del proceso de simulación numérica en FluentTM. En la tabla se pueden observar las opciones que existen para el reporte de las variables (flujo másico, transferencia de calor, transferencia de calor por radiación), las gráficas XY que se pueden realizar y los valores de referencia utilizados para la verificación y validación de los resultados.

Tabla 4.6 Procedimiento de la etapa 6 utilizando Fluent™.

<p>Reporte de Flujo Másico / Flujo de Calor</p>	
<p>Graficas XY</p>	
<p>Verificación</p>	
<p>Validación</p>	

4.1.7. Post – Procesamiento

La etapa 7 es la última etapa del proceso de simulación numérica. En esta etapa se analizan los resultados de forma visual y analítica. En la etapa de post – procesamiento se pueden tener contornos de presión, velocidad y temperatura, vectores de velocidad, líneas de corriente e incluso se pueden realizar animaciones a través de las cuales se observa el fenómeno simulado. En la figura 4.21 se muestra la etapa 7 del proceso de simulación numérica.

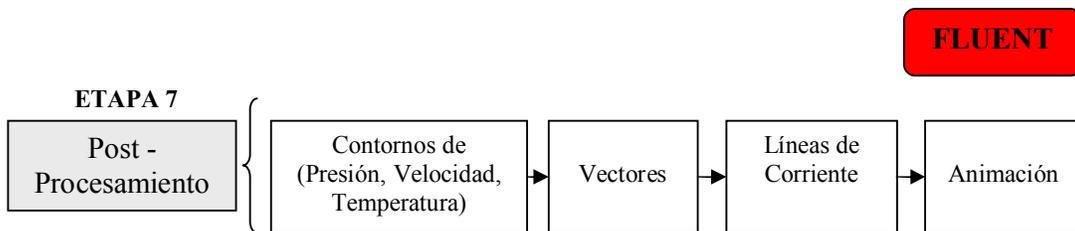
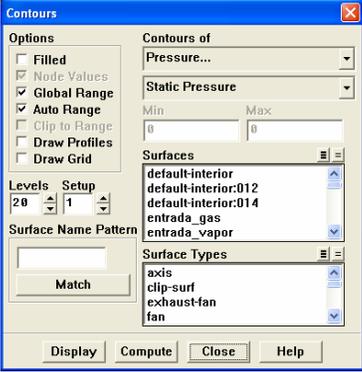
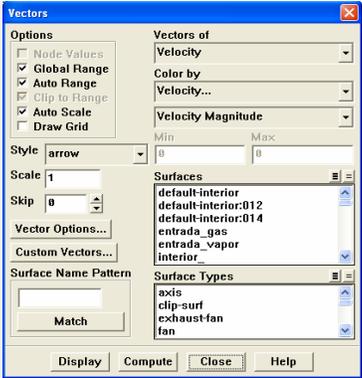
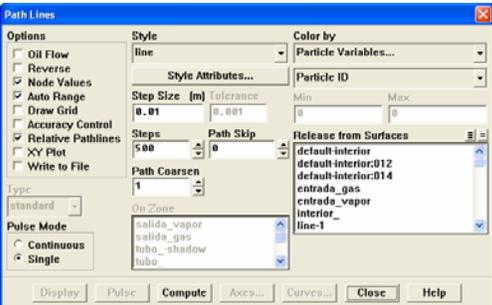
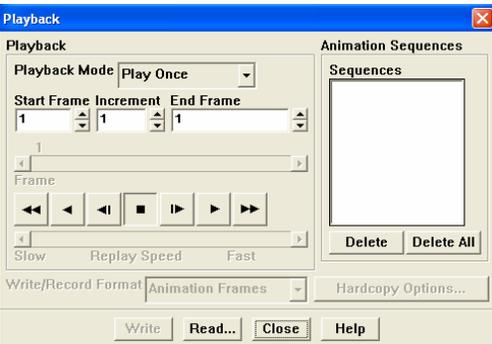


Figura 4.21 Post – procesamiento, séptima etapa del proceso de simulación numérica

En la tabla 4.7 se puede observar las opciones que se tienen para el post – procesamiento en Fluent™. Para la obtención de los contornos de presión, velocidad y temperatura se debe seleccionar la cara correspondiente. De la misma manera se procede para los vectores, los cuales pueden ser presentados de acuerdo a la magnitud o la dirección de la velocidad. Por otra parte, las líneas de corriente permiten visualizar el patrón de las partículas del fluido. La animación se realiza para presentar los resultados y analizar cual es el comportamiento del modelo simulado.

Tabla 4.7 Procedimiento de la etapa 7 utilizando Fluent™.

<p style="text-align: center;">Contornos (Presión, Velocidad, Temperatura</p>	
<p style="text-align: center;">Vectores</p>	
<p style="text-align: center;">Líneas de Corriente</p>	
<p style="text-align: center;">Animación</p>	

Capítulo V

Caso de Estudio 1

Simulación numérica de la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados

En este caso de estudio se analiza la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados mediante simulaciones numéricas. El intercambiador de calor tiene una configuración de contraflujo donde el fluido caliente es gas y el fluido frío es vapor de agua. El comportamiento presentado por el flujo de ambos fluidos es turbulento. La temperatura, la velocidad y la presión a la entrada de los fluidos dependen del tiempo. La dependencia de la temperatura por parte de las propiedades de los fluidos también fue considerada durante las simulaciones numéricas. Los campos de temperatura dentro y fuera del intercambiador de calor con tubos aletados son presentados para diferentes periodos de tiempo. El efecto de la distribución de temperatura de la pared en el tubo aletado es estudiado. La respuesta de la transferencia de calor hacia las variaciones de tiempo debido las condiciones de entrada es analizada. Las conclusiones encontradas de los resultados obtenidos son presentadas.

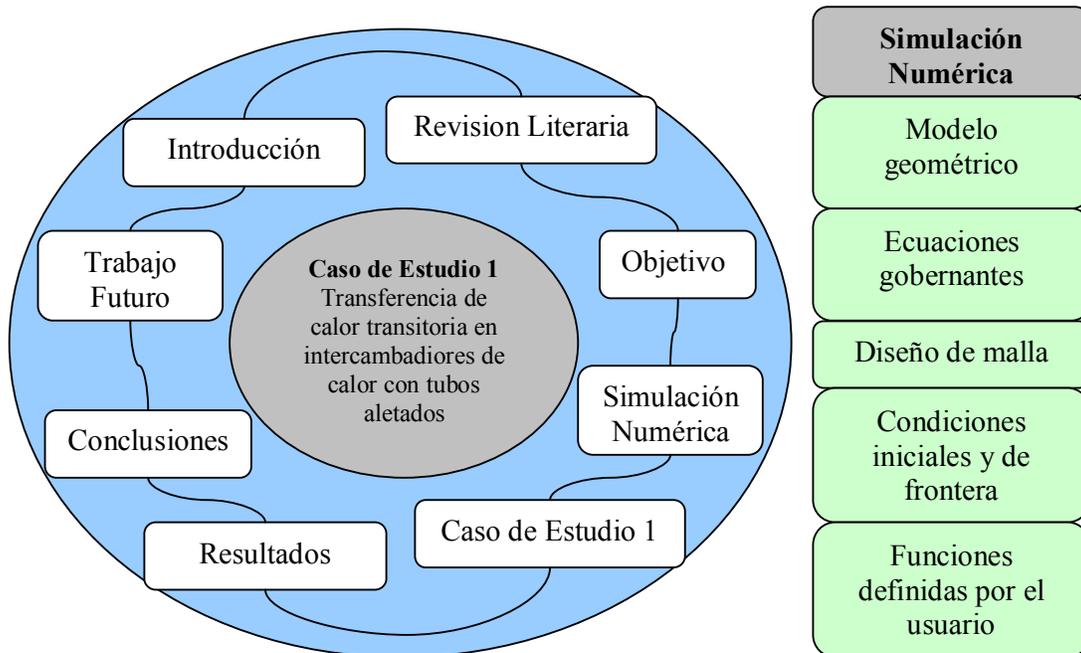


Figura 5.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 1.

5.1 Introducción

Hoy en día, el papel de los intercambiadores de calor ha adquirido gran importancia debido a la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos eficientes capaces de funcionar ante distintas condiciones. No solo deben ser óptimos en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético y la disponibilidad y cantidad de energía.

De acuerdo a Seligman (1964) los intercambiadores de calor son importantes, no solo en la industria manufacturera para la cual fueron concebidos en primera instancia, sino que también para la industria química y de alimentos. A su vez, la transferencia de calor conjugada encuentra muchas aplicaciones en la vida diaria ya que se presenta en una gran cantidad de equipos industriales.

Los intercambiadores de calor son dispositivos diseñados para transferir calor de un fluido a otro y existen varios tipos de intercambiadores de calor. El intercambiador de calor que se presenta en la investigación utiliza una configuración en contraflujo donde los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos. La figura 5.1 muestra un ejemplo del tipo de intercambiador utilizado para la simulación numérica.

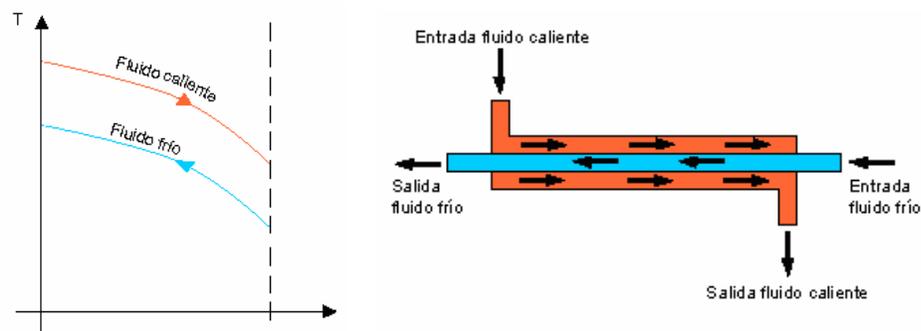


Figura 5.1 Intercambiador de calor de flujo contracorriente.

Se han realizado estudios de intercambiadores de calor donde se explora la transferencia de calor conjugada, el efecto del espaciamiento de las aletas y el uso de dos fluidos (frío y caliente) en el interior del intercambiador de calor.

La transferencia de calor conjugada ha sido estudiada previamente. Tsai quien en su investigación realiza una simulación numérica 3D para un intercambiador de calor conjugado (Tsai, (1999)). En su investigación adopta una estrategia de método de volumen finito para analizar la transferencia de calor forzada en un pasaje de flujo. Utiliza un algoritmo de solución SIMPLE para resolver las ecuaciones gobernantes. Como resultado de su investigación presenta una comparación entre los resultados numéricos y experimentales para la caída de presión y los coeficientes de transferencia de calor.

Posteriormente Wen continúa con el estudio de intercambiadores de calor (Wen (2005)). En su estudio presenta una investigación numérica y experimental de los patrones de flujo en la entrada de un intercambiador de calor compuesto por tubos aletados. En esta investigación Wen (2005), caracteriza la estructura del flujo turbulento mediante una simulación CFD y experimentos por medio de un equipo PIV (Particle Image Velocimetry). En cuanto al efecto del espaciamiento de las aletas Gross realiza una simulación numérica en donde estudia el efecto del espaciamiento de las aletas en intercambiadores concéntricos con tubos anulares aletados (Gross (2004)). Sung et al. (1996) examinaron la ocurrencia de vórtices de acuerdo al espaciamiento entre las aletas.

Kuntysh estudia el efecto del espaciamiento para diferentes coeficientes de alturas encontrando que el numero de Nusselt se incrementa en proporción de $(s/h_f)^{0.7}$, donde s es el espaciamiento entre las aletas y h_f es la altura de la aleta (Kuntysh (1974)). Sin embargo, Stasiulevicius y Skrinska (1988) y Briggs y Young (1963) observaron que el número de Nusselt realmente variaba $(s/h_f)^{0.2}$ y $(s/h_f)^{0.14}$ respectivamente. Jameson (1999) encontró que el coeficiente de transferencia de calor era independiente del espaciamiento de las aletas. Watel et al. (1999) investigó la influencia de la velocidad del flujo y el espaciamiento de las aletas para la transferencia de calor por convección forzada para un tubo anular aletado.

Sandar (2003) muestra un estudio numérico de los efectos por el espaciamiento en un intercambiador de calor. En sus resultados presenta las caídas de presión y la transferencia de calor para diferentes espaciamientos de las aletas. Chen (2006) muestra una estimación de los coeficientes de transferencia de calor para un intercambiador compuesto por tubos aletados para varias velocidades de aire y diferentes espaciamientos de las aletas.

Para la estimación de dichos coeficientes de transferencia de calor y la eficiencia de las aletas, utiliza el método de elementos finitos en conjunto con el esquema de mínimos cuadrados.

Actualmente, existe poca información referente al estudio de los intercambiadores de calor con flujo contracorriente. Ribeiro (2002) ha sido uno de los pocos investigadores que ha considerado este tipo de intercambiadores de calor. En el estudio realizado en 2002, presenta un algoritmo de simulación numérica para estado estable en un intercambiador de calor de plato donde toma en consideración dos fluidos (frío y caliente) los cuales fluyen en dirección opuesta.

De acuerdo con la literatura presentada, la mayoría de la información sobre la transferencia de calor conjugada en intercambiadores de calor con tubos aletados estudia la influencia del espaciamiento de las aletas así como sus distintas geometrías.

Debido a este motivo, se decidió realizar la presente investigación donde se comparan los resultados analíticos obtenidos mediante los métodos de intercambiadores de calor con los obtenidos con las simulaciones numéricas en estado estable y transitorio para distintas velocidades y temperaturas de los fluidos.

5.2 Objetivo

El objetivo de esta investigación es la simulación numérica de la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados. El estudio incluye un análisis de la transferencia de calor donde se muestran los campos de temperatura y los perfiles de velocidad para las distintas condiciones de frontera.

5.3 Simulación numérica

El desarrollo de esta investigación nació de una necesidad industrial en el cual era necesario analizar los campos de temperatura y distribuciones de velocidad para un intercambiador de calor (figura 5.2) cuyos flujos fueran gas y vapor de agua a distintas temperaturas y con direcciones opuestas.

Lo primordial de la simulación numérica es la variación de las condiciones de frontera debido a que las propiedades termodinámicas de los fluidos (densidad, calor específico, conductividad y viscosidad) dependen directamente de la temperatura del sistema.

Para poder resolver dichos cambios de condiciones de frontera fue necesario funciones definidas por el usuario las cuales son programas utilizando el lenguaje C de programación. Estas funciones definidas por el usuario son leídas por el paquete computacional FluentTM, el cual asigna los valores automáticamente una vez que el programa ha sido compilado. En las secciones posteriores del capítulo se muestra el desarrollo seguido para la obtención de los campos de temperatura y perfiles de velocidad.

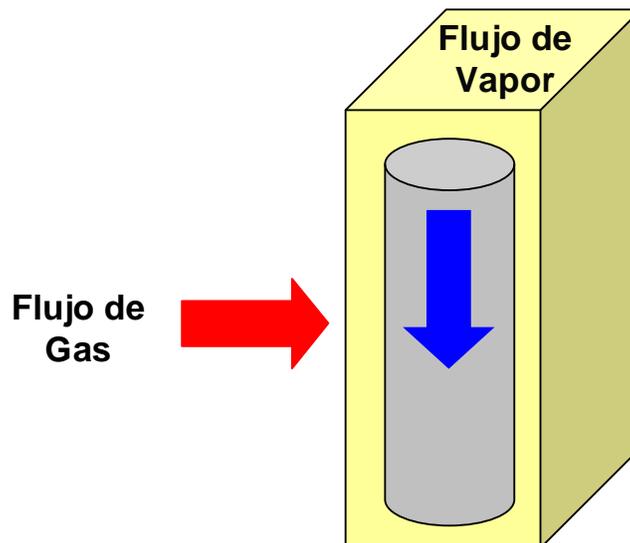


Figura 5.2 Esquema simplificado del intercambiador de calor.

5.3.1. Modelo geométrico

El modelo geométrico que se construyó para la presente investigación se muestra en la figura 5.3. El modelo consta de un tubo cilíndrico interior con un diámetro de 0.04064m y una longitud de 15.164m, un tubo cilíndrico exterior con un diámetro de 0.07874m y una longitud de 15.164m el cual representa el medio poroso y un dominio de sección cuadrada de 0.1143m que representa el flujo de gas.

Para generar dicho modelo (figura 5.4) se utilizó el paquete computacional Gambit™, el cual permite realizar geometrías sencillas y/o complejas, construir el mallado para la solución de las ecuaciones gobernantes y definir las condiciones de frontera.

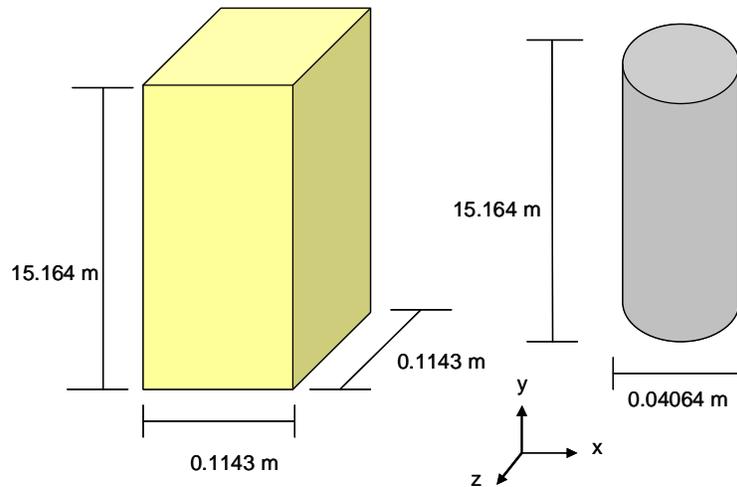


Figura 5.3. Modelo geométrico utilizado para la simulación numérica.

Este modelo es una simplificación de un intercambiador de calor con tubos aletados. No se modelan físicamente las aletas debido a la complicación de la geometría. Para incluir el efecto de las aletas se definió una región porosa la cual representa la obstrucción del flujo de gas hacia el tubo afectándose la transferencia de calor.

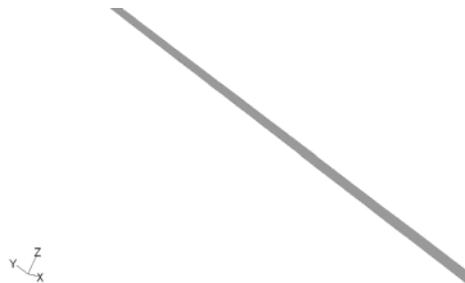


Figura 5.4. Modelo geométrico creado en Gambit™ para la simulación numérica.

5.3.2 Ecuaciones gobernantes

Para los dominios del intercambiador de calor con un tubo aletado bajo ciertos números de Reynolds de acuerdo a las velocidades de los fluidos (gas y vapor de agua), el flujo se asumió como tri-dimensional, incompresible, transitorio y turbulento.

Las ecuaciones promedio de Reynolds utilizadas son:

- Ecuación de Continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5.1)$$

- Ecuación de Momentum

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u_i' u_j') = 0 \quad (5.2)$$

- Ecuación de Energía

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5.3)$$

5.3.3 Diseño de malla

En la modelación del flujo en un tubo cilíndrico es importante considerar los efectos producidos por la pared. Para el diseño de la malla del intercambiador de calor se utilizó la técnica de “capa frontera”, la cual permite el refinamiento de los elementos cercanos a la pared y el ahorro de elementos mediante la eliminación de elementos no satisfactorios y la reducción de elementos en zonas de bajo interés.

Esta reducción y eliminación de elementos permite ganancias en el tiempo de cómputo y mayor precisión en los resultados obtenidos de la simulación numérica. La figura 5.5 muestra el mallado que se utilizó para la simulación numérica del intercambiador de calor.

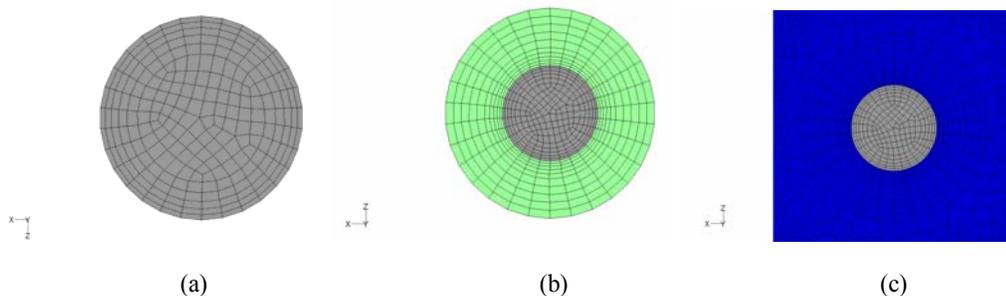


Figura 5.5 Mallado del Intercambiador de calor: (a) malla tubo cilíndrico interior, (b) malla tubo cilíndrico exterior, (c) dominio de sección cuadrada.

Como se puede observar en la figura 5.5 se tienen tres volúmenes principales en el diseño del intercambiador de calor (tubo, medio poroso, y carcaza). El mallado toma en consideración el efecto de la pared del tubo y del medio poroso mediante elementos regulares los cuales se encuentran cercanos a las paredes. Sin embargo, por cuestiones de técnicas de mallado y del número de elementos de la carcaza, ésta presenta un mallado irregular en la sección transversal.

Se realizaron distintas pruebas para identificar el número óptimo de nodos para la simulación del intercambiador de calor con tubos aletados. Los resultados obtenidos mediante una malla burda y una malla muy fina difirieron en mas de 1° C para cuestiones relacionadas con la temperatura. Debido a ello se decidió por una malla intermedia (menor número de elementos que la malla muy fina) la cual no difería en más de 1 °C en cuestiones de temperatura con respecto a la malla muy fina.

5.3.4 Condiciones iniciales y de frontera

La temperatura del gas, T_{gas} , así como la temperatura del vapor, T_{vapor} , tienen un valor inicial de 293 °K. El vapor que entra al intercambiador de calor se considera como vapor saturado por lo que la temperatura del vapor esta relacionada con la presión de saturación. La temperatura del gas y la presión de saturación varían de acuerdo con la tabla 5.1.

Tabla 5.1 Condiciones de frontera para la temperatura del gas y la presión del vapor (EMPRESA).

Tiempo (minutos)	Tgas (°K)	Tiempo (minutos)	Pvapor (Bar)
0 a 5	293 – 669.72	0 – 22	0
6 a 17	669.72 – 567.79	23 – 55	$P(t) = 0.0004t^3 + 0.0187t^2 + 13.76$
18 a 47	567.79 – 796.45	56 – 167	72
48 a 197	796.45	168 – 190	86
198 a 226	873.25	191 -245	143
227 a 245	887.7		

El flujo másico del gas, así como el flujo másico del vapor, varían de acuerdo con la tabla 5.2. En el caso del gas las componentes de velocidad en las direcciones y y z son consideradas como cero, mientras que para el vapor las componentes de velocidad en las direcciones x y z son cero.

Tabla 5.2 Condiciones de Frontera para el Flujo de Gas y de Vapor (EMPRESA).

Tiempo (minutos)	Flujo de Gas (kg/hr)	Tiempo (minutos)	Flujo de Vapor (kg/hr)
0 a 18	$m(t) = [71.554t^3 - 7016t^2 + 176447t - 73813] / 340$	0 – 22	0
19 a 226	15,540.4558/5	23 – 55	$m(t) = [-0.1656t^4 + 23.19t^3 + 1139.2t^2 + 24721t - 200770] / 68$
227 a 245	18,321.91/5	56 – 167	1,516.51
		168 – 190	996.1029
		191 – 196	1,413.18
		197 - 227	1,838.16
		228 - 245	2,1808.8332

Para la pared del cilindro interior se tienen las siguientes condiciones de frontera:

- (1) En el interior del cilindro, el calor está dado por:

$$\dot{Q}_i = h_i (A_i) (T_{pared} - T_{vapor}) \quad (5.4)$$

- (2) En el exterior del cilindro, el calor está dado por:

$$\dot{Q}_o = h_o (A_o) (T_{gas} - T_{pared}) \quad (5.5)$$

Para la pared del cilindro exterior se define la porosidad de acuerdo a la relación entre el área aletada y el área total del sistema. Las condiciones de frontera utilizadas se muestran en la figura 5.6.

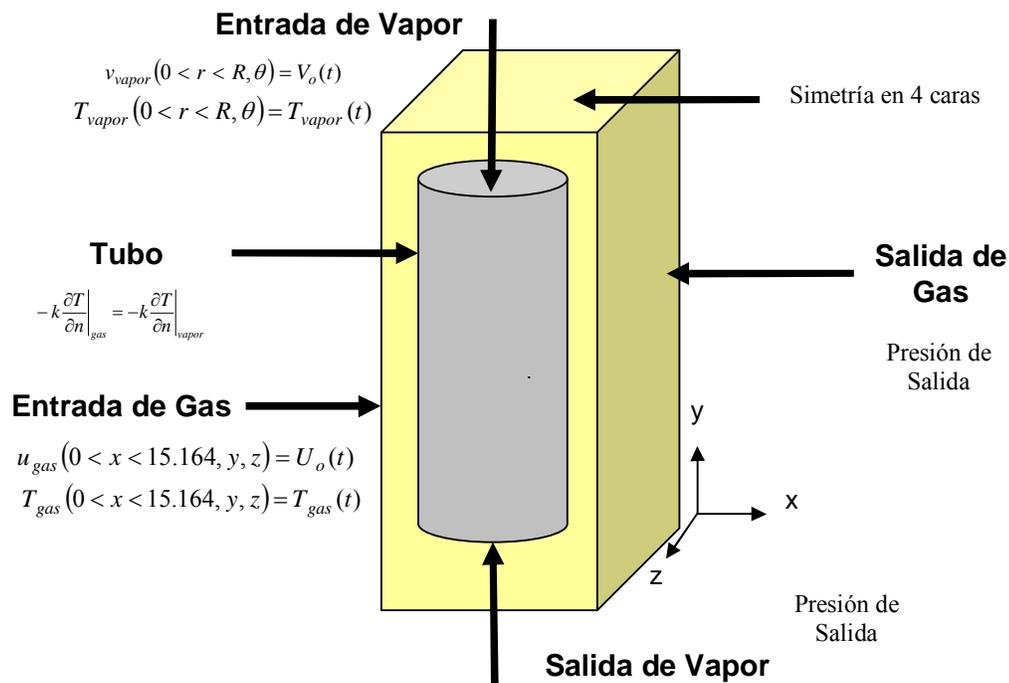


Figura 5.6 Condiciones de frontera del intercambiador de calor.

5.3.5 Funciones definidas por el usuario

Debido a la complejidad del problema de investigación es necesario definir funciones las cuales serán leídas por un programa computacional. Estas funciones son conocidas como UDF (Funciones Definidas por el usuario), por sus siglas en inglés.

Las funciones UDF son definidas directamente mediante el lenguaje de programación C. Para esta investigación en particular se siguió el siguiente procedimiento para la formulación de las funciones definidas por el usuario (UDF) de las diferentes variables (propiedades del fluido) y condiciones de frontera (flujo másico y temperatura del gas y vapor) utilizadas.

1. Se abre la librería de las variables mediante la instrucción de `#include "udf.h"`.
2. Se definen las condiciones de frontera identificando el número asignado por el programa computacional. La instrucción utilizada es `#define Condición de Frontera 1`, donde el 1 es el número asignado por Fluent™ para la condición de frontera.

3. Debido a que se necesita almacenar datos en un archivo, se debe incluir la instrucción *FILE *fmt*.
4. Se definen las variables a utilizar mediante la instrucción *double* en el caso de que la variable sea un número real o *int* en el caso de un número entero.
5. Se definen las funciones para incluir las condiciones de frontera correspondientes a las variables de la simulación numérica. Esta definición se realiza mediante la instrucción *DEFINE_PROFILE* (*variable*, *thread*, *nv*).
6. Cuando se definen las funciones para incluir las condiciones de frontera es necesario incluir la siguiente instrucción debido a que las condiciones de frontera deben ser aplicadas sobre todas las caras o celdas del modelo. *begin_f_loop* (*f*,*thread*) { *F_PROFILE* (*f*, *thread*, *nv*) = *variable*; } *end_f_loop* (*f*,*thread*).
7. Debido a que el proceso de simulación es transitorio es necesario leer el tiempo de la simulación numérica y formular el ciclo utilizando esta variable. Para la lectura del tiempo se necesita la instrucción *variable = flow_time*.
8. Para las propiedades termodinámicas es necesario incluir la instrucción *DEFINE_PROPERTY* (*variable*, *cell*, *thread*) la cual permitirá la aplicación de la propiedad correspondiente a cada celda del modelo. A diferencia de la aplicación de las condiciones de frontera, no se necesita de un ciclo sino que directamente le asigna el valor a las celdas.

En caso de que existan algunas variables que no puedan ser obtenidas directamente del paquete computacional es necesario definir una función a través de la cual se pueda obtener la información correspondiente a cierta variable (velocidad, temperatura y presión). Esta función se conoce como *DEFINE_ON_DEMAND* (*variable*). Dentro de esta función se define el dominio y se realiza el ciclo sobre las celdas o caras correspondientes para obtener la variable de interés.

5.4 Caso de Estudio 1

La simulación numérica del intercambiador de calor con tubos aletados fue realizada mediante las siguientes suposiciones:

- El intercambiador de calor es una geometría simplificada del modelo original. Esto se debió a la dificultad de la forma de la aletas y al tiempo de cómputo necesario debido al tamaño de la geometría y al número de elementos del dominio.
- El flujo de los fluidos se considera compresible y newtoniano, por lo que la densidad para cada instante de tiempo es variable.
- En el interior del intercambiador de calor fluye vapor a condiciones de saturación, el cual al ser calentado cambia a vapor sobresaturado modificando así sus propiedades termodinámicas.
- En el exterior del intercambiador de calor fluyen gases de combustión cuya composición molar es: 72.33 % N₂, 12.16 % de O₂, 9.45 % H₂O, 3.89 % CO₂ y 0.88% Ar.
- Las propiedades de los fluidos varían en función de la temperatura. El vapor se considera como vapor sobresaturado mientras que el gas es considerado como un gas ideal.
- El flujo de calor en la pared del intercambiador de calor es igual al calor en la pared interior del intercambiador por lo que no hay generación interna de calor en las paredes.

Tomando en consideración las suposiciones anteriores se procedió a la realización de la simulación numérica. Para poder efectuar correctamente la simulación numérica se necesitó calcular los coeficientes de convección tanto interior como exterior. Estos coeficientes de transferencia de calor permiten calcular el calor del sistema y por ende el aumento o disminución de temperatura en el intercambiador de calor.

Para el cálculo del coeficiente de convección exterior se utilizó el manual ESCOA, el cual fue creado por la compañía *FIN TUBE TECHNOLOGY*. La correlación utilizada para el cálculo del coeficiente de convección así como el significado de cada una de las variables que la conforman se muestran en la tabla 5.3.

$$h = J_f G_n C_{gas} \left(\frac{k_{gas}}{C_{gas} \mu_{gas}} \right) \quad (5.6)$$

Tabla 5.3 Variables que conforman la correlación del coeficiente de convección exterior.

$J_f = C_1 C_3 C_5 \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{0.5} \left(\frac{T_{gas}}{T_{pared}} \right)^{0.5}$	$d_f = d_o + 2l_f$
$C_1 = 0.07685(R_e)^{-0.21}$	$s_f = (1/N_f) - t_f$
$R_e = \frac{G_n d_o}{\mu}$	$A_n = (A_d - (A_c L_f N_f))$
$C_3 = 0.35 + 0.5e^{\left(\frac{-0.35l_f}{s_f} \right)}$	$A_c = d_o + 2l_f t_f N_f$
$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5(0.7N_f))$	$G_n = \frac{M_{gas}}{A_n}$

Una vez que se calculó el coeficiente de convección exterior, se prosiguió al cálculo del coeficiente de convección efectivo (h_o). Este último coeficiente no es más que la inclusión de las aletas en el efecto de la transferencia de calor.

$$h_o = \frac{h(EA_{fo} A_{po})}{A_o} \quad (5.7)$$

El cálculo de la eficiencia de las aletas del intercambiador de calor y de las áreas del sistema completo se incluyen en la tabla 5.4.

Tabla 5.4 Variables que conforman el cálculo del coeficiente de convección efectivo.

$b = 1.03l_f$	$A_{po} = 3.1416d_o(1 - N_f t_f)$
$m = \left(\frac{0.1761h}{4.8t_f k_f} \right)^{0.5}$	$A_o = 3.1416d_o(1 - N_f t_f) + 0.4(3.1416N_f)(d_o + 0.2) + 3.1416N_f(d_o + 0.2)[(2l_f - 0.4)(w_s + t_f) + w_s t_f]$
$\eta = \frac{\tanh(mb)}{mb}$	
$E = \eta(0.9 + 0.1\eta)$	$A_{fo} = A_o - A_{po}$

En el cálculo del coeficiente de convección interior se utilizó la correlación de Dittus – Bolter la cual aplica para flujo turbulento en cilindros. Esta correlación fue modificada para incluir el efecto de la pared mediante la inclusión del término de la fricción (f). La correlación utilizada para la simulación numérica se muestra en la tabla 5.5.

Tabla 5.5 Correlación para el calculo del coeficiente de convección interior.

$$Nu = \frac{Re Pr (f / 8)}{1.07 + 12.7 (f^{0.5}) (Pr^{0.67} - 1)}$$

$$f = 0.184 Re^{-0.2}$$

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$

Conociendo el número de Nusselt obtenido por medio de la correlación se puede conocer el coeficiente de convección interior, el cual se expresa como:

$$h_i = \frac{Nu k_{vapor}}{d} \quad (5.8)$$

5.5 Resultados

El tiempo de la simulación numérica fue de 245 minutos (aproximadamente 4 horas) donde la velocidad y temperatura del gas y del vapor de agua fue variando de acuerdo al tiempo.

Los contornos de las temperaturas a la entrada y salida obtenidos de la simulación numérica se muestran en las figuras 5.7, 5.8, 5.9 y 5.10.

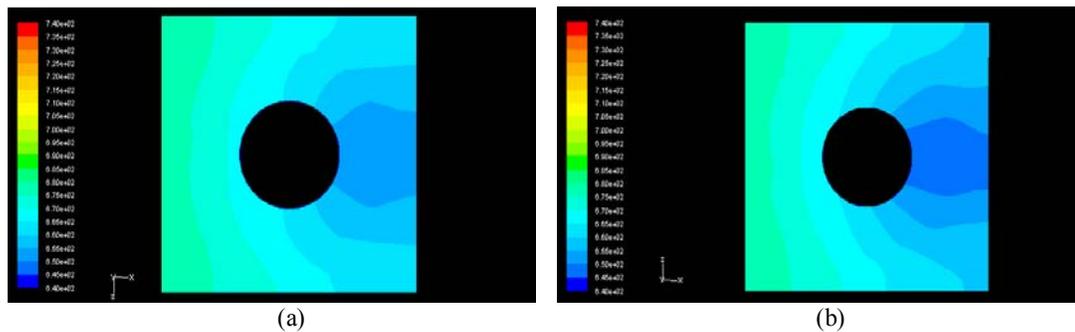


Figura 5.7 Contornos de temperatura del gas 35 minutos (a) entrada (b) salida.

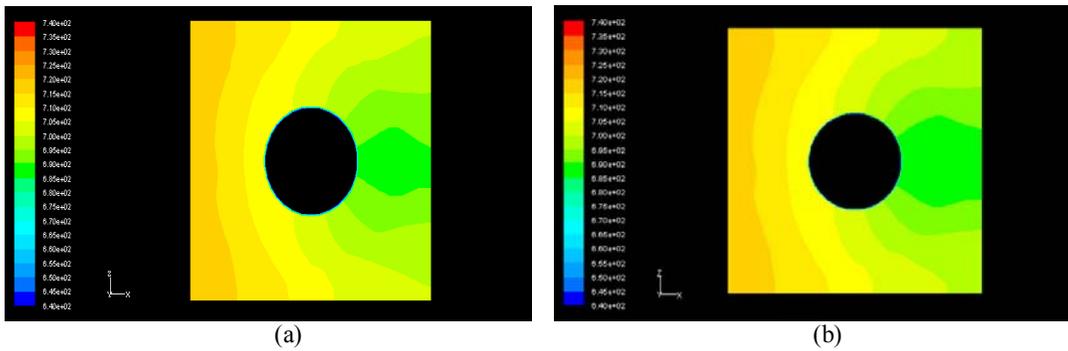


Figura 5.8 Contornos de temperatura del gas 40 minutos (a) entrada (b) salida

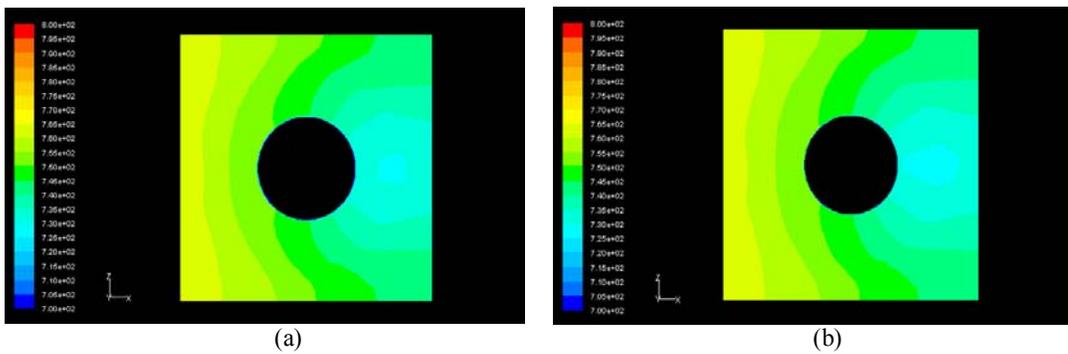


Figura 5.9 Contornos de temperatura del gas 45 minutos (a) entrada (b) salida

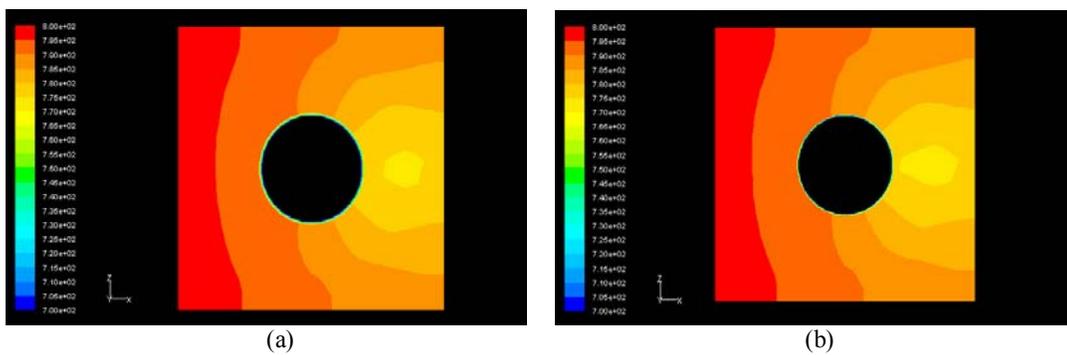


Figura 5.10 Contornos de temperatura del gas 50 minutos (a) entrada (b) salida.

Los vectores de velocidad a los 50 minutos para el flujo de gas y el flujo de vapor se muestran en las figuras 5.11 y 5.12.

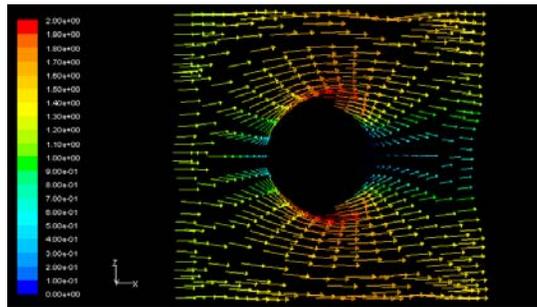


Figura 5.11 Vectores de Velocidad en magnitudes para el plano XZ a la salida.

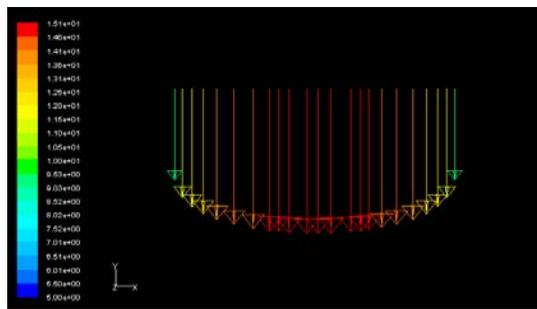


Figura 5.12 Vectores de velocidad en magnitudes para el plano XY a la salida.

Los resultados de las temperaturas de salida del gas y del vapor se muestran en las figuras 5.13 y 5.14. En estas figuras se compara las temperaturas obtenidas mediante la simulación numérica con las obtenidas utilizando la teoría de intercambiadores de calor.

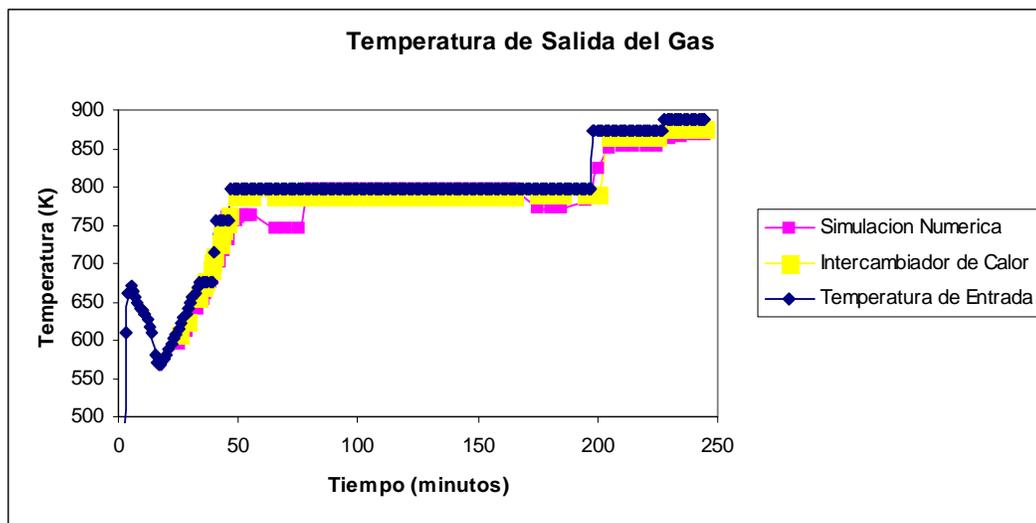


Figura 5.13 Temperaturas de salida del gas mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.

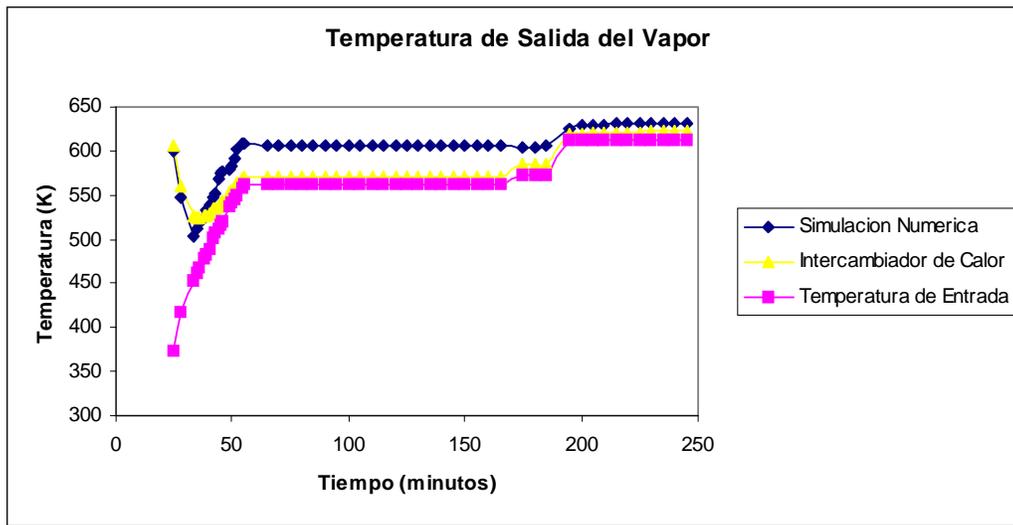


Figura 5.14 Temperaturas de salida del vapor mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.

La temperatura de la pared del tubo aletado en función del tiempo se muestra en la figura 5.15. La temperatura obtenida de la simulación numérica fue comparada con la teoría de intercambiadores de calor.

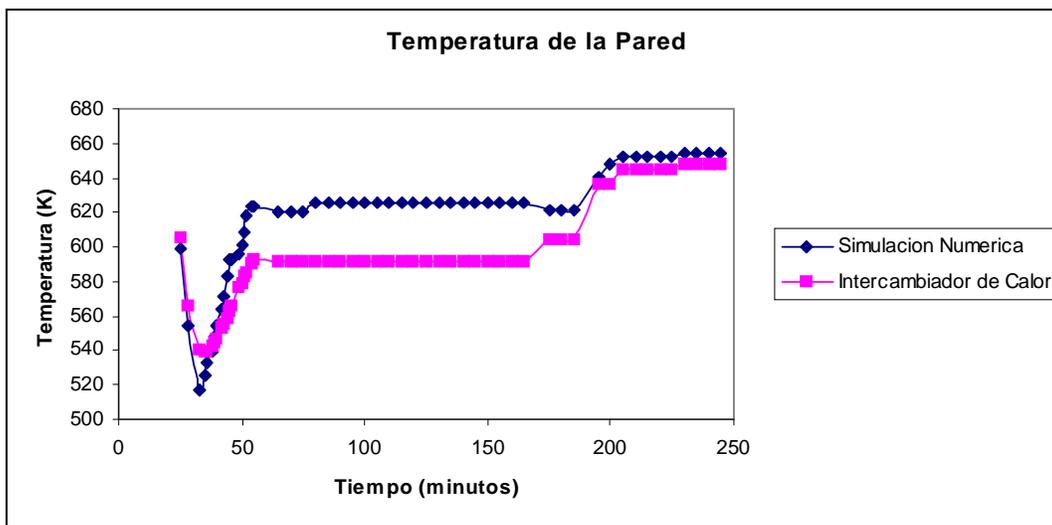


Figura 5.15 Temperaturas de salida del vapor mediante la simulación numérica y mediante la teoría de intercambiadores de calor.

Debido a que se trata de la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados se consideró mostrar los resultados de la variación de temperatura del vapor con respecto al tiempo así como la variación de la temperatura de la pared con respecto al tiempo. Los resultados de las temperaturas para ciertos tiempos de la simulación numérica se muestran en las figuras 5.16 y 5.17.

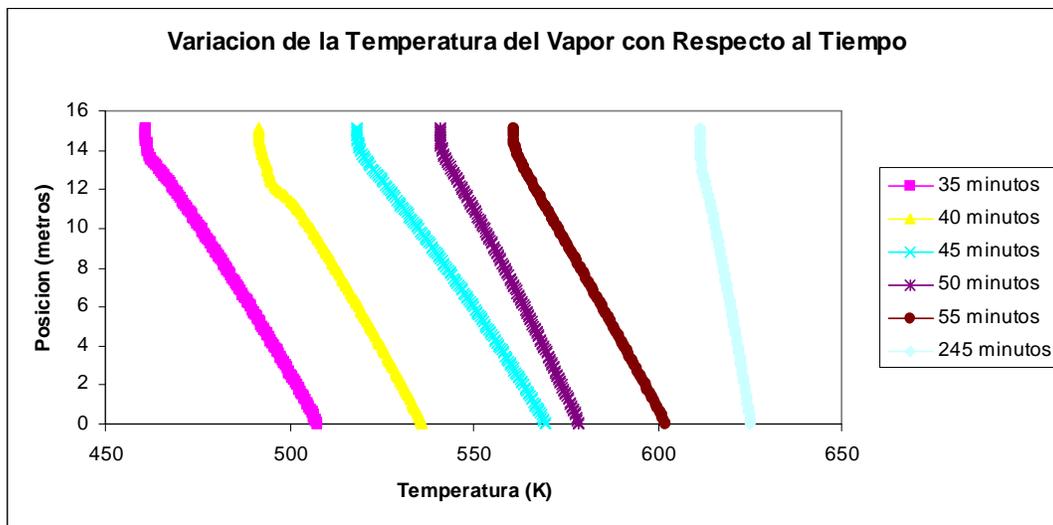


Figura 5.16 Variación de la temperatura de la pared con respecto al tiempo.

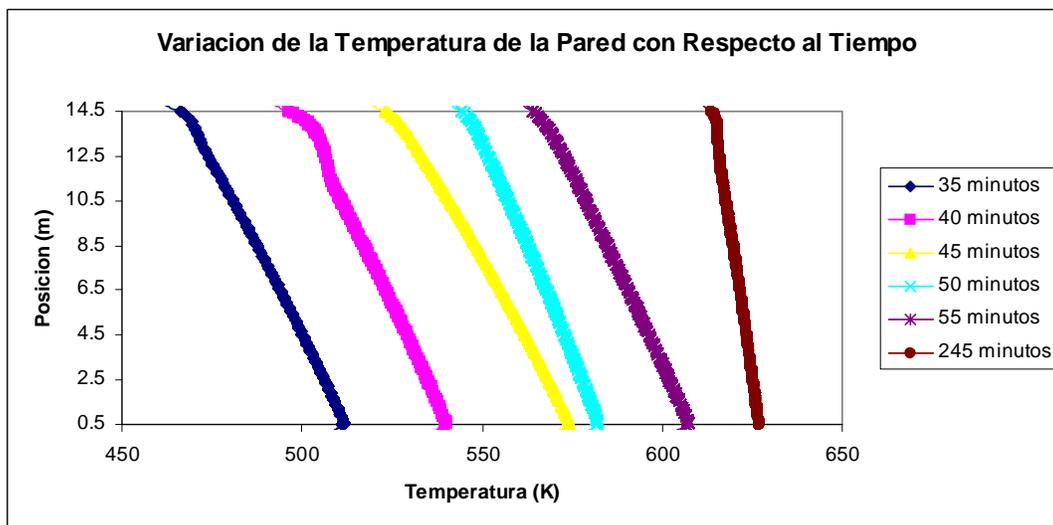


Figura 5.17 Variación de la temperatura de la pared con respecto al tiempo.

5.6 Conclusiones

Se ha demostrado que la simulación numérica y el análisis del intercambiador de calor, coinciden con una desviación promedio del 2.7 % para la salida del gas, del 4.37 % para la salida del vapor y del 3.70 % para la temperatura de la pared. Mediante la simulación numérica se demuestra que Fluent 6.2.16 es una herramienta de CFD útil para el análisis de intercambiadores de calor con tubos aletados.

Se cumplió con los objetivos de realizar la simulación numérica de la transferencia de calor transitoria en intercambiadores de calor con tubos aletados y el de obtener distribuciones de temperatura para diferentes periodos de tiempo considerando la variación de las condiciones de frontera.

5.7 Trabajo Futuro

La simulación numérica de la transferencia de calor en intercambiadores de calor con tubos aletados es bastante compleja y requiere de cuestiones de programación para el cálculo de los coeficientes de convección y la aplicación del flujo de calor a las caras del tubo del intercambiador de calor. Debido a esto se propone como trabajo futuro modelar el intercambiador de calor con los tubos aletados, es decir, sin la simplificación de las aletas.

Una vez que se haya realizado la geometría completa del intercambiador de calor y la simulación numérica, se compararán los resultados con los del modelo presentado en este caso de estudio. Por otra parte, como trabajo futuro se pretende disminuir las secciones de aplicación del flujo de calor para tener coeficientes de convección exterior e interior que se asemejen más al sistema que se esta modelando.

Capítulo VI

Caso De Estudio 2

Simulación Numérica de la Transferencia De Calor En Cilindros Empacados

En este capítulo se explora el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés), específicamente Fluent 6.2.16, como herramienta de modelación y análisis de la transferencia de calor por convección en cilindros empacados con esferas. CFD permite el estudio de los mecanismos de transferencia de calor, la obtención de la temperatura de mezclado del fluido y la temperatura de la pared del cilindro. Estas temperaturas fueron utilizadas para el cálculo del número de Nusselt (Nu). La investigación cubre los distintos regímenes de flujo: Darcy, Forchheimer y Turbulento. Se compararon los valores obtenidos mediante correlaciones empíricas para el número promedio de Nusselt (logradas experimentalmente) con los resultados obtenidos utilizando simulaciones numéricas. Los resultados presentan diferencias promedio menores al 8 %, lo que permite establecer que Fluent 6.2.16 como herramienta de CFD es una buena fuente para predecir el comportamiento de la transferencia de calor en cilindros empacados con esferas.



Figura 6.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 2.

6.1 Introducción

Desde la década de los 70's se ha estudiado la transferencia de calor a través de tubos empacados con esferas. Cientos de trabajos han reportado resultados experimentales y analíticos sobre este tema, sin embargo, los modelos numéricos presentados no son capaces de predecir correctamente los coeficientes de transferencia de calor para diferentes rangos de la variable D/d , donde D y d representa el diámetro de la tubería y el diámetro de la esfera (dimensiones características), respectivamente. Debido a esto, se carece de la información adecuada para el diseño de equipo (distintos rangos de D/d) de transferencia de calor en medios porosos.

Dybbs y Edwards (1975) estudiaron el flujo de líquidos a través de medios porosos utilizando anemometría de láser; distintos líquidos incluyendo el agua fueron utilizados. El número de Reynolds (Re), estuvo dentro del rango de 0.16 a 700. Los resultados mostrados en Dybbs y Edwards (1975) indican que existen cuatro regímenes para el flujo en medios porosos:

- (1) Régimen de Darcy ($Re < 1$) donde el flujo es dominado por fuerzas viscosas.
- (2) Régimen Inercial de Flujo ($1 < Re < 10$) donde las capas límites de la frontera comienzan a ser más pronunciadas y aparece un núcleo inercial.
- (3) Régimen de Flujo Laminar No – Estacionario ($200 < Re < 350$) donde el flujo se caracteriza por oscilaciones de estela laminares seguido de la formación de vórtices.
- (4) Régimen Altamente No- Estacionario ($Re > 350$) asemeja el flujo turbulento.

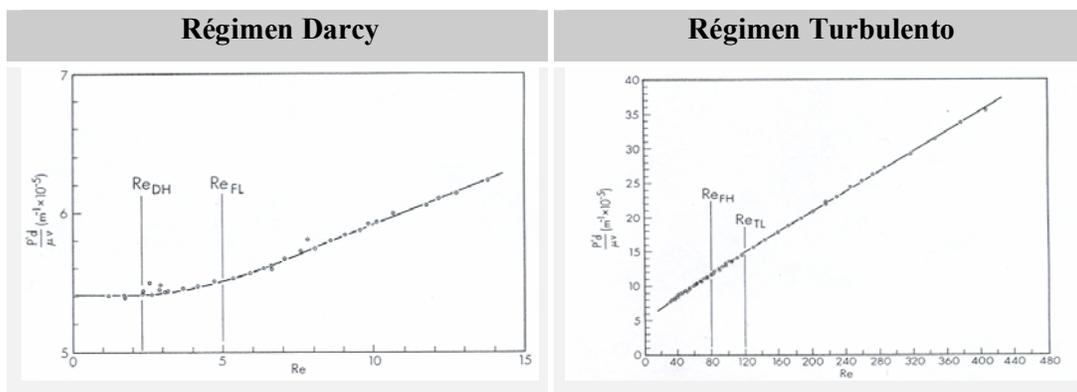
En el mismo trabajo, Dybbs y Edwards utilizaron esferas con empaquetamiento regular hexagonal dentro de sus experimentos para encontrar los regímenes de flujo. Años después Fand et al. (1987) realizaron experimentos donde utilizaron el empaquetamiento de esferas de forma arbitraria. Debido a dicho empaquetamiento los rangos de (Re) para los diferentes regímenes de flujo varían. De acuerdo a dicho estudio Fand et al. (1987) los rangos para los distintos regímenes de flujo son:

- (1) Para matrices compuestas por esferas de diámetro uniforme, el flujo Darcy se presenta para $10^{-5} < Re < 2.3$ y para matrices con esferas de diámetro distinto, el flujo Darcy ocurre cuando $Re < 2.3 (d_h/d_i)$.

- (2) Para matrices compuestas por esferas de diámetro uniforme el flujo Forchheimer ocurre para $5 < Re < 80$, para matrices compuestas por esferas de diámetro distinto, el flujo Forchheimer se presenta entre $5(d_h/d_s) < Re < 80(d_h/d_l)$.
- (3) Para flujo turbulento con matrices compuestas por esferas de diámetro uniforme y matrices compuestas por esferas de diámetro distinto el número de $Re > 120$.

La tabla 6.1 muestra los rangos para los diferentes regimenes de flujo que se presentan en un medio poroso.

Tabla 6.1 Rangos para los diferentes regimenes de flujo (Fand et. al (1987)).



Bear (1972) establece que además de los regimenes anteriores, existe un valor de Re menor en el cual la Ley de Darcy no se cumple. Por tanto, el flujo en el menor rango de Re se denomina flujo Pre-Darcy. La presencia de flujo Pre – Darcy es atribuido al comportamiento no-newtoniano de los fluidos y al potencial de fluencia generado por el flujo, particularmente en un medio poroso fino, el cual produce pequeñas contracorrientes a lo largo de la pared del poro en dirección opuesta al flujo principal Bear (1972). Un aspecto importante del flujo Pre-Darcy es que dentro de esta región un valor finito del gradiente de presión existe debajo de la velocidad Darcian la cual es cero ($Re < 10^{-5}$).

Muchos investigadores han estudiado el efecto de la pared y la fracción de hueco en tubos empaquetados, especialmente Carman (1937), Metha y Hawley (1969), Riechelt, (1972) y Fand et al. (1990).

Carman menciona en su estudio, que el efecto de la pared contra la fracción de hueco se propaga hacia dentro cierto número de diámetros de la esfera, donde el empaquetamiento diverge progresivamente de ser “arbitrario” con valores decrecientes de D/d . De hecho, para $D/d \geq 2$, la fracción de hueco se determina completamente a partir de la geometría. El cálculo de ε para valores de D/d entre 1.866 y 2 es bastante complejo, por lo que Carman recomienda la interpolación.

Carman derivó las siguientes expresiones para la porosidad:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{2}{3} \left(\frac{d}{D} \right)^3 / \sqrt{\frac{2d}{D} - 1} \right], \text{ para } 1 < D/d \leq 1.866; \quad (6.1)$$

y

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{3} \right) = 0.528, \text{ para } D/d = 2. \quad (6.2)$$

Como complemento a la ecuación de Carman, Metha y Hawley tomaron en consideración el efecto de la pared definiendo un radio hidráulico, R_H . Utilizando dicha consideración del efecto de la pared derivaron la siguiente ecuación (6.4) para el factor de fricción:

$$f' = \frac{A}{Re'} M^2 + BM \quad ; \quad A = 150, B = 1.75. \quad (6.4)$$

Metha and Hawley concluyeron que los efectos de la pared no eran significativos si $D/d > 50$. Dicha conclusión, según mencionan, es bastante conservadora, por lo que se puede reducir hasta para $D/d > 40$. Riechelt posteriormente modificó la ecuación (6.4) donde definió el radio hidráulico modificado de la pared como:

$$f_w Re_w = A_w + B_w Re_w \quad (6.5)$$

Fand et al. (1990) continuaron los estudios anteriores, donde encontraron valores para la fracción de hueco en un rango de $D/d \geq 2.033$. La figura 6.1 muestra el valor de la fracción de hueco en función de D/d (coeficiente de dimensión).

Sin embargo, en un estudio posterior de Fand et al. (1993) hicieron notar que la fracción de hueco promedio de un tubo empacutado con esferas depende de otra serie de factores además de la geometría (D/d). Estos factores pueden ser el procedimiento de empacado, la rugosidad de la superficie de las partículas y la elasticidad del material a empacar. Para valores de $D/d < 2$ el empacotamiento es usualmente determinado por la geometría. Pero si la relación D/d es > 2 entonces el empacotamiento por lo general es arbitrario.

En cuanto a la transferencia de calor en tubos empacados con esferas, (Colburn (1931) encontró que el flujo de calor por convección forzada hacia el aire en tubos empacutados es ocho veces mayor que el de un tubo sin empacotar. Desde entonces, distintos investigadores se han dado la tarea de investigar el porque de dicho fenómeno. Leva (1948), Verschoor and Schuit (1952), Plautz and Jhnostone (1955) y Quinton and Storrow, (1956) han publicado correlaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor promedio para el flujo de aire en un tubo empacutado.

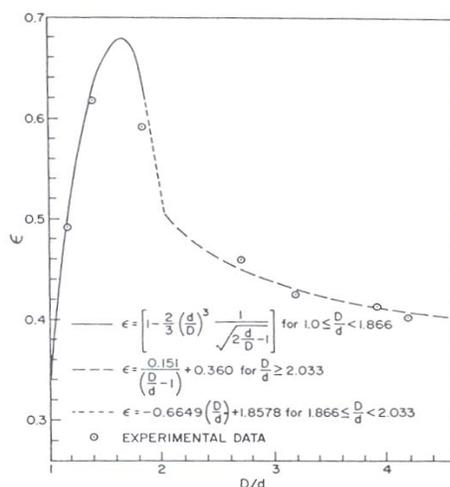


Figura 6.1 Fracción de hueco en función de la razón de dimensión (Fand et al. (1990)).

Estas correlaciones demuestran discrepancias que llegan a ser del 100% entre una y otra investigación. Li y Finlayson (1977) sugirieron que dichas discrepancias se debían a la falta de reconocimiento de la influencia adicional de otros parámetros, como lo podían ser el factor de partícula-diámetro del tubo, el factor del fluido -conductividad térmica de la partícula y al número de Prandtl para el fluido. Ninguna de las ecuaciones consideraba el parámetro de dispersión.

El fenómeno conocido como dispersión puede ser descrito cualitativamente si se compara el flujo laminar uni-dimensional de un fluido a través de una región de espacio en la presencia o en la ausencia de una matriz porosa. En la ausencia de una matriz porosa, el patrón de todas las partículas del fluido es regular (derecho); mientras que en la presencia de una matriz porosa cada una de las partículas del fluido sigue un patrón irregular (tortuoso) a través de los intersticios del medio poroso.

La trayectoria de cada una de las partículas del fluido en un medio poroso es un proceso aleatorio, resultado que produce una migración total transversal o “dispersión”, de las partículas lejos de las líneas derechas, paralelas que hubieran seguido en la ausencia de un medio poroso.

La dispersión afecta la transferencia de calor porque, en adición a la difusión molecular del calor, existe una mezcla debido a la migración transversal mencionada anteriormente. La dispersión es un fenómeno complejo. Una descripción de su tensor de segundo orden se puede encontrar en la referencia Dixon (1979). Los componentes de este tensor para una geometría dada (caracterizada por d en este estudio), es función del número de Reynolds del fluido, la difusividad térmica efectiva, la magnitud de la velocidad del fluido a través de los espacios intersticiales del medio poroso y del tamaño del poro del medio poroso (que es, un medio poroso compuesto por esferas de diámetro uniforme, en función del diámetro de partícula d).

Recientes análisis teóricos de transferencia de calor en tubos empaquetados han sido desarrollados tomando en consideración la ecuación de la energía correspondiente a un modelo simplificado del proceso actual. Dichos modelos asumen un perfil de velocidades plano (constante) el cual no considera una distribución no-uniforme de la velocidad cerca de las paredes del tubo debido al canal. En posteriores estudios Cheng et al. (1987), consideraron el efecto de la pared en la porosidad. Así mismo, se incluyó el efecto de la dispersión en la transferencia de calor con la introducción de la conductividad térmica de dispersión en función del número de Péclet.

Los modelos numéricos presentados en Cheng et al. (1988) utilizan ecuaciones que incluyen la velocidad del fluido, presión y temperatura promediados dentro de un pequeño volumen local. Para que dicho volumen local represente las variaciones globales del flujo y el transporte local entre los poros, la geometría total, es decir, el diámetro del tubo, debe ser lo suficientemente largo para que este sea mayor que la longitud característica de las partículas o poros.

En otras palabras, los modelos propuestos solo son aplicables para modelos con valores lo suficientemente grandes de D/d . La limitación en el rango de aplicación de dichos modelos resulta en discrepancias en el orden del 25 % entre el número promedio de Nusselt presentado por el modelo numérico Chowdhury, (2002) y los experimentos disponibles actualmente para valores de $D/d < 6.7$. Fand et al. (1996) realizaron un estudio donde propusieron una correlación para predecir el número de Nusselt (Nu) y el coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

Recientemente, se han realizado estudios del flujo y de la transferencia de calor en tubos o torres empacadas con esferas. Allen, (1997) en su estudio muestra algunos métodos computacionales para el análisis del flujo en medios porosos. A su vez, Logtengberg (1999) presenta simulaciones numéricas del flujo del fluido y la transferencia de calor en puntos de contacto de la partícula con la pared en una torre empacada. Manz (1999) analiza el flujo y la dispersión en medios porosos mediante estudios lattice-Boltzaman y Nuclear Magnetic Resonante (NMR). Prakash (2000) realiza una modelación CFD de la transferencia de calor y de masa por convección natural en medios porosos.

Posteriormente, Yin (2000) ejecuta estudios experimentales de la mala distribución del flujo líquido en una columna empacada de forma arbitraria. Dixon, (2001) utiliza la modelación CFD como una herramienta de diseño para una cama empacada. Magnito (2003) se enfoca en el análisis de la hidrodinámica y propiedades de transporte en camas empacadas con una relación D/d pequeña, utilizando una aproximación Euleriana y Lagrangiana. Finalmente, Guardo (2005) estudia la influencia de los modelos de turbulencia en la modelación CFD de la transferencia de calor en camas empacadas.

6.2 Objetivo

El objetivo de la presente investigación es comparar los resultados obtenidos experimentalmente y analíticamente con simulaciones numéricas para líquidos (específicamente agua) en un rango de $3.1 \leq D/d \leq 14.93$ tanto para flujo laminar como turbulento.

6.3 Experimentación

El caso de estudio desarrollado se basó en el experimento realizado por Fand et al. (1996) el cual consistió en un túnel de agua de acero inoxidable tipo AISI 304 donde el agua puede ser bombeada a diferentes velocidades a través de un circuito cerrado (figura 6.2). El diámetro del tubo en el interior fue de 0.018542 m con una longitud de 0.5588m.

En la parte superior contiene un orificio a través del cual se inserta un termopar el cual se utiliza para medir la temperatura de mezclado del agua. Secciones de entrada sin calentar de longitud excedente asegura que el flujo este completamente desarrollado hidrodinámicamente antes de alcanzar las porciones calentadas.

Como resultado de la experimentación se propuso una correlación empírica; dicha correlación se basó en la adopción matemática del experimento y después se modificó basándose en el razonamiento físico. Se asumió que el número de Nusselt puede ser expresado como el producto de tres funciones f_1, f_2, f_3 . Primeramente, f_1 representa la influencia de la componente gruesa del flujo (simboliza el flujo que tiene una velocidad en cada punto del campo estudiado) en la transferencia de calor.

Por otra parte f_2 representa la influencia de la componente fina del flujo (hace referencia al flujo super – impuesto de los espacios intersticiales entre las partículas en el medio poroso y permite considerar o realzar el fenómeno considerado como dispersión). Finalmente, f_3 representa la interacción entre el flujo grueso y fino.

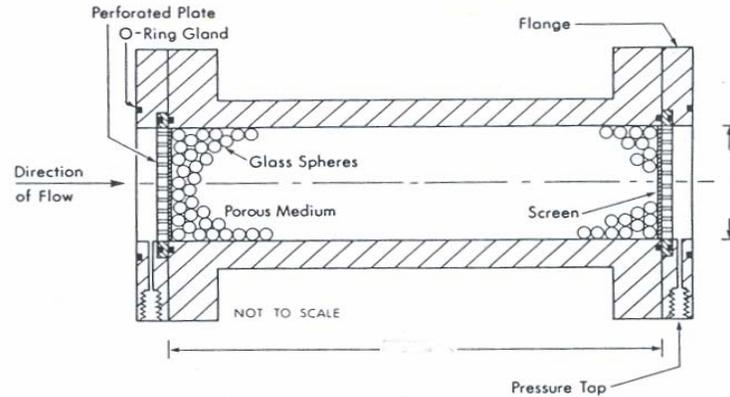


Figura 6.2 Sección de prueba del tubo de agua (Fand et al. (1996)).

Esta suposición puede ser expresada simbólicamente como sigue:

$$Nu = C Re_D^m (Pr^f) (f_w Re_w)^q [\arctan(D/d)^n]^r \quad (6.5)$$

donde los valores de la correlación están dados en la siguiente tabla:

Tabla 6.2 Valores óptimos numéricos en la ecuación (6.5) (Fand et al. (1996)).

Régimen	m	n	C	p	q	r
Darcy	0.5	0.5	0.5016	0.4067	0.1912	0.9117
Forchheimer	0.5	0.5	0.2016	0.3671	0.3329	2.1819
Turbulento	0.5	0.5	0.1853	0.3308	0.3788	2.2416

6.4 Simulación Numérica

El desarrollo de la presente investigación fue basado en el trabajo experimental de Fand et al. (1996). Para la modelación CFD se decidió utilizar Fluent 6.2.16 debido a que permite la simulación del medio poroso sin tener que incluirlo físicamente.

A diferencia de otras herramientas de CFD, Fluent 6.2.16 tiene un modulo especial para la modelación del medio poroso donde se pueden definir los diferentes parámetros requeridos para incluir el efecto que produce en la transferencia de calor por convección. Debido a que se esta tratando con la situación de transferencia de calor por convección para un cilindro empacado con esferas es necesario conocer cómo se pueden incluir dentro de la simulación numérica los diferentes factores que influyen en dicho fenómeno. El factor más importante es la consideración del medio poroso el cual afecta directamente en la transferencia de calor.

El modelo del medio poroso seleccionado durante la simulación numérica puede ser utilizado para una variedad de problemas incluyendo el flujo a través de cilindros empacados con esferas. Cuando se utiliza este modelo, se puede definir una zona (celda) en la cual el modelo es aplicado. El modelo incorpora una resistencia del flujo empírica en una región que fue definida como porosa.

Este modelo para medio poroso no es más que la suma del momentum dentro de las ecuaciones gobernantes. Debido a que el volumen del medio poroso no está representado físicamente en el modelo, Fluent 6.2.16 asume y reporta una velocidad superficial dentro del medio poroso basado en el flujo volumétrico. El medio poroso es modelado con la adición del término de momentum a las ecuaciones del flujo del fluido estándar. Este término de momentum está compuesto por dos partes: el término de las pérdidas debidas a la viscosidad (Darcy) y las pérdidas debidas a la inercia. La ecuación que representa este término es:

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_j \right) \quad (6.6)$$

Este momentum contribuye al gradiente de presión en la celda porosa, creando una caída de presión que es proporcional a la velocidad del fluido en la celda. Para el caso de un medio poroso simple homogéneo se tiene la siguiente expresión:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_i \right) \quad (6.7)$$

donde α es la permeabilidad y C_2 es el factor de resistencia inercial.

Cuando se está modelando una región porosa en Fluent 6.2.16, se debe seguir el siguiente procedimiento:

- (1) Definición de la zona porosa.
- (2) Definición de la formulación de la velocidad en el medio poroso (superficial o física).
- (3) Identificación del material de saturación que fluye a través del medio poroso.
- (4) En caso de existir reacción química, permitir las reacciones para la zona porosa y selección del mecanismo de reacción.

- (5) Introducir los coeficientes de resistencia viscosa y los coeficientes de la resistencia inercial, así como la dirección de los vectores para los cuales aplican dichos coeficientes.
- (6) Especificar la fracción de hueco del medio poroso.
- (7) Seleccionar el material contenido en el medio poroso.

6.4.1. Modelo geométrico

Se modeló un cilindro en tres dimensiones con un diámetro de 0.01854 m y una longitud de 0.5588m (figura 6.3), tal como se desarrolló en el experimento de Fand et al. (1996). Para generar dicho modelo se utilizó el paquete computacional GambitTM, el cual permite realizar geometrías sencillas, construir el mallado para la solución de las ecuaciones gobernantes y definir las condiciones de frontera.

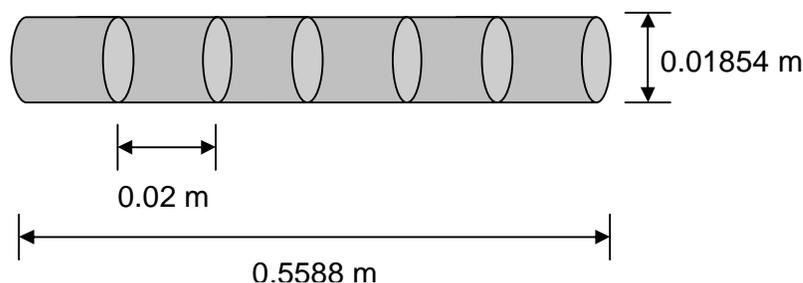


Figura 6.3 Descripción del dominio utilizado para la simulación numérica

El cilindro 3D a modelar fue dividido en 28 partes iguales (0.02m de longitud cada una) con el objetivo de determinar la temperatura de mezclado en cada una de las secciones en la cual fue dividido el cilindro; facilitándose así el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección (h). El cilindro modelado en GambitTM se muestra en la figura 6.4.

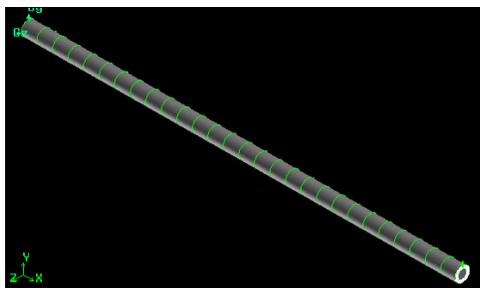


Figura 6.4 Cilindro 3D construido para el modelo geométrico

6.4.2. Ecuaciones Gobernantes

Con el motivo de entender propiamente los mecanismos de transporte estudiados en este caso de estudio, un análisis dimensional bajo condiciones de trabajo de las ecuaciones utilizadas fue desarrollado. Ecuaciones dimensionales correspondientes a la masa, momentum y energía se presentan a continuación:

Ecuacion de Masa

$$\frac{\delta \rho_0}{t_0} \left(\frac{\partial \hat{\rho}}{\partial \hat{t}} \right) + \frac{u_0}{L} \delta \rho_0 \left(\vec{\hat{u}} \cdot \vec{\nabla} \hat{\rho} \right) = \rho_0 \frac{u_0}{L} \left(-\hat{\rho} \vec{\nabla} \cdot \vec{\hat{u}} \right) \quad (6.8)$$

Ecuación de Momentum

$$St \left(\frac{\partial \vec{\hat{u}}}{\partial \hat{t}} \right) + \hat{\rho} \left(\vec{\hat{u}} \cdot \vec{\nabla} \right) \vec{\hat{u}} = Eu \left(-\vec{\nabla} \hat{\rho} \right) + \frac{1}{Re} \vec{\nabla} \cdot \left\{ \hat{\mu} \left[\vec{\nabla} \vec{\hat{u}} + \left(\vec{\nabla} \vec{\hat{u}} \right)^T \right] \right\} \quad (6.9)$$

Ecuacion de Energía

$$St \left(\frac{\partial \vec{\hat{T}}}{\partial \hat{t}} \right) + \left(\vec{\hat{u}} \cdot \vec{\nabla} \right) \vec{\hat{T}} = Ec \frac{1}{Re} \left[\hat{\nu} \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{\hat{\tau}} \right) \right] + \frac{1}{Re} \frac{1}{Pr} \left(\frac{\hat{k}}{\hat{\rho}} \Delta \vec{\hat{T}} \right) \quad (6.10)$$

6.4.3. Diseño de la Malla

Cuando se esta modelando el flujo en un cilindro es importante considerar los efectos de la pared, sobre todo en el caso en el cual el cilindro esta empacado por esferas o con algún medio poroso. Por tal motivo, durante el diseño de la malla se utilizó la técnica de “capa frontera”, la cual permite el refinamiento de los elementos cercanos a la pared. La figura 6.5 muestra la técnica utilizada en el cilindro construido para el modelo geométrico.

Cabe mencionar que la malla no se relaciona en ningún momento con el tamaño de las esferas ya que estas no se están incluyendo físicamente dentro del modelo geométrico de la simulación numérica. Una vez creada la “capa frontera” es posible generar el mallado completo del cilindro. Se decidió utilizar este tipo de malla porque además de incluir el efecto de la pared permite el ahorro de elementos en el mallado mediante la eliminación de elementos no satisfactorios y la reducción de elementos en zonas de bajo interés (zonas lejanas a la pared del cilindro).

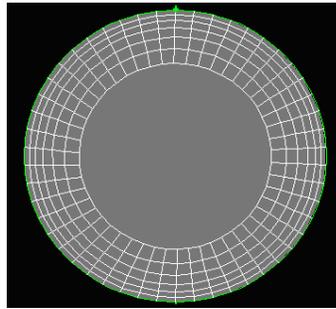


Figura 6.5 Técnica utilizada en el modelo geométrico

Esta reducción y eliminación de elementos permite una ganancia en el tiempo de cómputo y una mayor precisión en los resultados obtenidos durante la modelación. La malla del modelo geométrico se muestra en la figura 6.6.

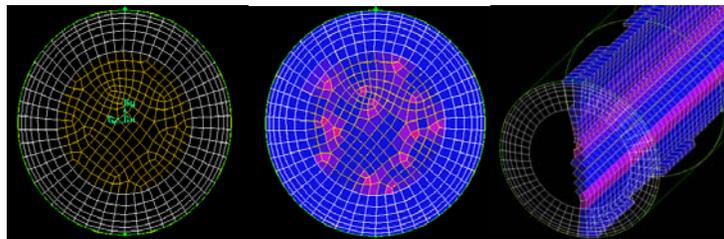


Figura 6.6 Malla del modelo geométrico

Con motivo de estudiar el efecto de la malla en los resultados obtenidos de la simulación numérica se realizó un análisis de sensibilidad de malla en el cual se tomaron en cuenta tres tipos de malla: malla burda, malla regular y malla fina. En la tabla 6.3 se muestra el resultado de dicho análisis donde se compara el porcentaje de error entre el número de Nusselt de la simulación numérica y el número de Nusselt de la correlación.

De acuerdo con el análisis de sensibilidad de malla, la diferencia entre una malla fina y regular es mínima por lo que se optó por utilizar una malla regular en lugar de una malla fina. Esta malla regular consume menos tiempo de cómputo durante las simulaciones numéricas por lo que es más viable.

En esta investigación no se necesita de un mallado de las partículas debido a que no existen físicamente. Guardo (2005) presenta en su estudio el mallado de las partículas en medios porosos.

En dicho estudio, Guardo (2005) establece que el modelo geométrico debe ser construido siguiendo la técnica abajo – arriba (generación de superficies y volúmenes por medio de nodos y líneas) de tal forma que se pueda controlar el tamaño de la malla alrededor de los puntos críticos (partícula – partícula, partícula – puntos de contacto con la pared). Esto es necesario para eliminar cualquier defecto de la malla y ahorrar tiempo computacional mediante la disminución de elementos de poco interés (zonas geométricas lejanas de los puntos de contacto).

Tabla 6.3 Análisis de Sensibilidad de la Malla utilizada en la simulación numérica.

Tipo de Malla	Numero de Nodos	Nu simulación numérica	% de error con respecto al Nu correlación
Burda	59,472	7.8291	5.16 %
Regular	260,848	7.9013	4.29 %
Fina	773,875	7.9147	4.13 %

De acuerdo con Guardo (2005) el diseño de la malla en medios porosos depende de la estrategia de simulación de elementos cercanos a la pared adoptada para la resolución de problemas bajo condiciones de flujo laminar y turbulento.

6.4.4. Caso de Estudio 2

Basándose en el uso de la herramienta computacional FluentTM se realizó la simulación numérica del cilindro empacado con esferas. Durante la simulación numérica se realizaron las siguientes suposiciones:

1. Las dimensiones y geometría fueron basadas en el experimento realizado por [Fand et al., 1996].
2. El flujo del fluido se desarrolla en estado estable y una sola fase.
3. La fracción de hueco es isotrópica.
4. Debido a que el volumen del medio poroso no está representado físicamente se supone y reporta una velocidad superficial.
5. El medio poroso es modelado con la adición del término momentum.
6. Se considera una conductividad efectiva debido a la presencia del medio poroso.

Las condiciones de frontera del modelo propuesto son las siguientes:

1. El flujo en el dominio se encuentra inicialmente a temperatura ambiente.
2. En la pared del cilindro se considera un flujo de calor uniforme.
3. Entrada del fluido (Flujo másico (kg/s) y Temperatura constante (K))
4. Salida del Fluido (Relación ($m_{\text{entrada}} = m_{\text{salida}}$))
5. Se tienen condiciones de no deslizamiento (pared y superficie de las partículas).

La condición de no deslizamiento es tomada desde un inicio por Fluent 6.2.16. Dicha condición puede ser cambiada para especificar la componente tangencial de la velocidad en términos del movimiento traslacional o rotacional de la frontera de la pared. La condición de no deslizamiento indica que el fluido se adhiere a la pared y se mueve a la misma velocidad que está, si existiera movimiento alguno.

En el caso del flujo turbulento, este es afectado seriamente debido a la presencia de la pared y por tanto el campo de velocidad es afectado debido a la condición de no – deslizamiento que tiene que ser satisfecha en la pared. Sin embargo, la turbulencia también cambia con la presencia de la pared en formas no triviales. Estos efectos son corregidos mediante el modelo Spalart – Allmaras el cual fue utilizado para las simulaciones numéricas del flujo turbulento en cilindros empacados.

Dentro de la simulación numérica se consideraron 6 pruebas en las cuales se varió el diámetro de las y el número de Reynolds de las partículas. Los distintos diámetros de las partículas, el límite superior e inferior del número de Reynolds (Re_d) así como la fracción de hueco resultante se muestran en la tabla 6.4.

Tabla 6.4 Pruebas realizadas utilizando distinto diámetro de partículas

Prueba	D	d	D/d	ε	Re_d	
					Límite Inferior	Límite superior
A1	0.018542	0.001242	14.9291465	0.37084058	0.73	98.1
A2	0.018542	0.00201	9.22487562	0.37835894	1.33	313
A3	0.018542	0.002988	6.20548862	0.38900784	9.19	702
A4	0.018542	0.003996	4.64014014	0.40148192	19.7	650
A5	0.018542	0.004992	3.71434295	0.41563041	24.6	785
A6	0.018542	0.005962	3.11003019	0.43156296	41.4	992

Para poder obtener los valores del coeficiente de convección y el número de Nusselt fue necesario calcular el flujo de calor que se le estaba aplicando al tubo y el flujo másico de agua a través de este. De acuerdo a Fand et al. (1996) para la prueba A3 utilizaron un flujo másico de 0.02150 kg/s por lo que el numero de Reynolds de partícula (Re_d) es 266. El flujo de calor total aplicado fue de 26,796.8 W/m².

Conociendo el flujo de calor y el flujo másico así como las dimensiones del tubo y de la partícula se procedió a realizar la simulación numérica para cada una de las pruebas. Posteriormente se siguió la metodología propuesta por Fand et al. (1996) para obtener el coeficiente de convección (h) y el número de Nusselt (Nu). La simulación numérica realizada en FluentTM permite la obtención de la temperatura de mezclado del fluido y la temperatura de la pared. Partiendo del conocimiento del flujo de calor el cual es constante, las temperaturas, el diámetro del tubo y la conductividad térmica efectiva es posible calcular el número de Nusselt de la simulación numérica.

$$Nu_{simulacion} = \frac{\dot{q}''}{T_w - T_f} \frac{D}{k_{eff}}$$

Como ejemplo a dicha metodología se muestran los cálculos realizados para la prueba A1 y A2. La prueba A1 se realizó para determinar la grafica de la ecuacion (6.5) para flujo Darcy en el cual la velocidad del número de Reynolds de partícula (Re_d) es menor a 2.3. Los parámetros utilizados en cuanto al tamaño de la partícula (d), la porosidad del medio (ϵ), el número de prandtl (Pr), el numero de Reynolds de partícula (Re_d), el numero de Reynolds del fluido (Re_D), la conductividad efectiva del material (k_{eff}) así como los resultados obtenidos de realizar dicha prueba se muestran en la tabla 6.5 y en la figura 6.7.

Tabla 6.5 Parámetros utilizados para la prueba A1

Prueba A1			
q (W/m ²)	153.03	M	1.070976
Re _D	10.8982	E	0.370841
Pr	2.6	d	0.001242
fwRew	162.271	D	0.018542
D/d	14.9291	k	5.170106
Re _d	0.73	keff	1.1016
Nu Fluent	8.17549	Nu calculado	8.31

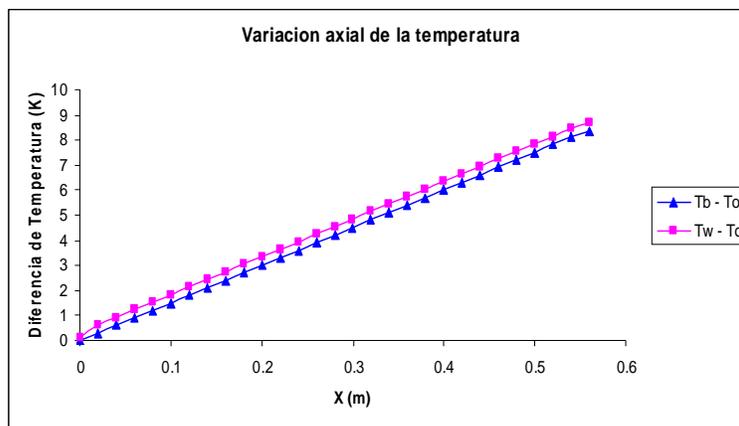


Figura 6.7. Variación axial de la temperatura de la pared y del fluido, prueba A1.

Al igual que la prueba A1 esta prueba se realizó para determinar la grafica de la ecuación (6.5) para flujo Darcy donde los números de Reynolds de partícula son menores a 2.3. Los parámetros que se utilizaron durante la prueba y los resultados obtenidos de la modelación se muestran en la tabla 6.6 y en la figura 6.8.

Tabla 6.6 Parámetros utilizados para la prueba A2

Prueba A2			
q (W/m ²)	172.286	M	1.115346
ReD	12.26908	E	0.373399
Pr	2.6	d	0.00201
fwRew	146.3029	D	0.01854
D/d	9.223881	k	5.055567
Red	1.33	keff	1.1016
Nu Fluent	7.858146	Nu calculado	8.2528

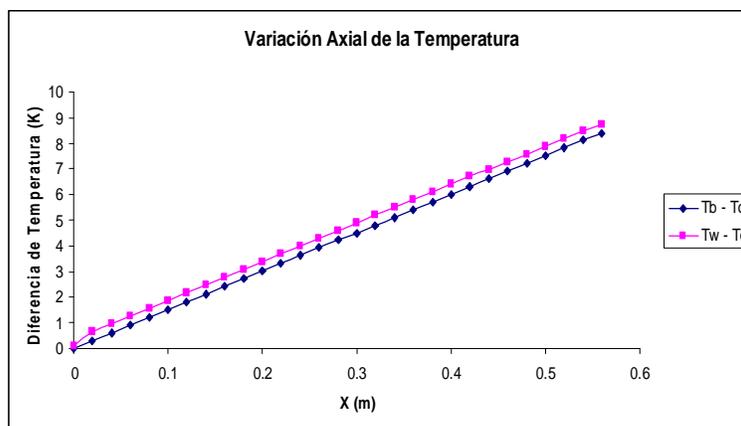


Figura 6.8 Variación axial de la temperatura de la pared y del fluido, prueba A2.

6.5 Resultados

Los resultados obtenidos se muestran en las figuras 6.8.1, 6.9 y 6.10 las cuales son gráficas que muestran el funcionamiento de la simulación numérica para los regímenes Darcy, Forchheimer y Turbulento para $D/d > 3.11$. En estas figuras, los puntos que están en la diagonal principal cuya pendiente es igual a uno indican una perfecta relación con el número de Nusselt obtenido a partir de la correlación.

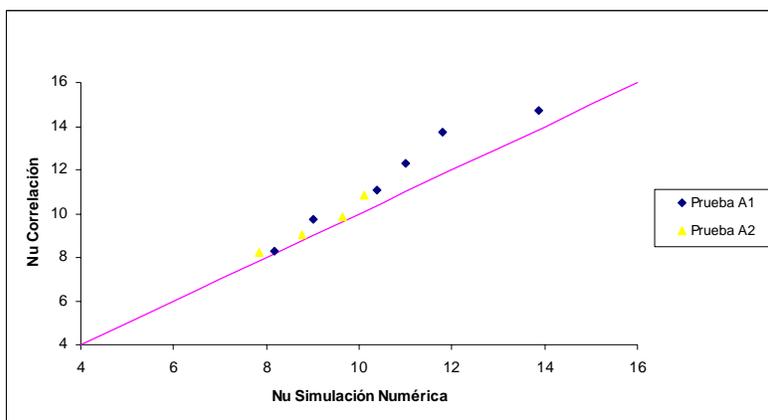


Figura 6.8.1 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Darcy.

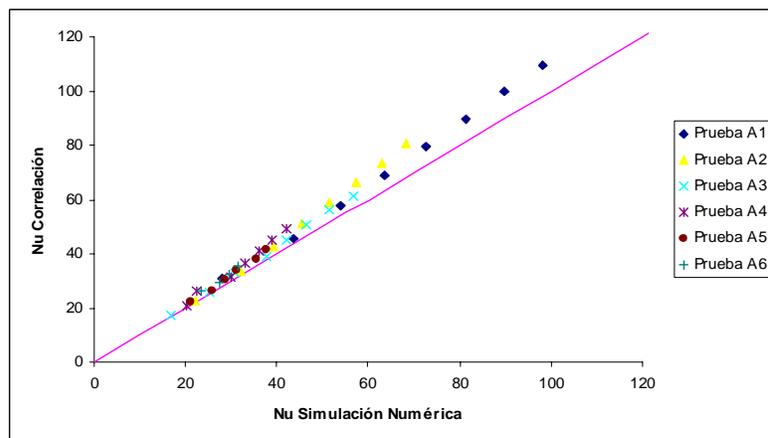


Figura 6.9 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Forchheimer.

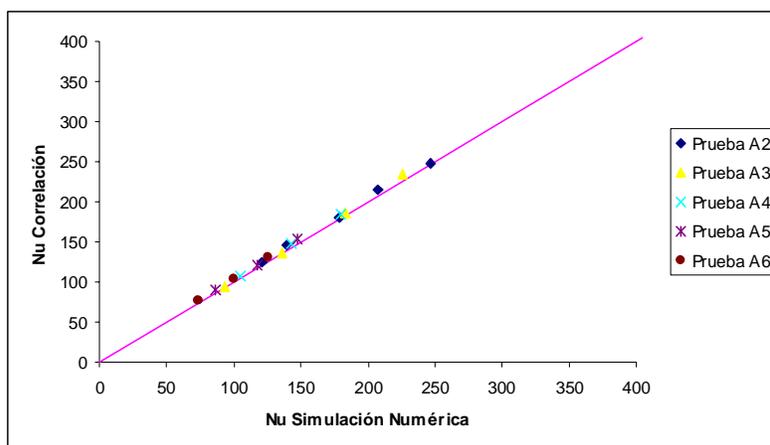


Figura 6.10 Número de Nusselt obtenido de la correlación (ecuación 6.5) contra número de Nusselt obtenido de la simulación numérica para Flujo Turbulento

La magnitud de los errores promedio fue menor al 8% en todos los casos para los regímenes Darcy, Forchheimer y Turbulento. La simulación numérica presentó mejores resultados para el flujo Darcy (errores promedio menores al 6%) y Turbulento (errores promedio menores al 3%) debido al comportamiento del flujo y los modelos seleccionados durante la simulación.

El flujo Forchheimer al encontrarse en una región de transición entre el flujo laminar y turbulento presenta una mayor desviación, sin embargo, el error promedio no es grande (errores promedio menores al 8 %) para considerar que la simulación numérica no es capaz de predecir correctamente la transferencia de calor en tubos empacados con esferas.

6.6 Conclusiones

Se ha demostrado que la simulación numérica y la ecuación (8) propuesta por Fand et al. (1996) para flujo Darcy, Forchheimer y Turbulento, coinciden con un error promedio máximo del 8 %, siendo el flujo Forchheimer el que presenta mayor desviación en los resultados.

Mediante la simulación numérica se demuestra que FluentTM es una herramienta de CFD útil para la estimación de la transferencia de calor de la pared al fluido en cilindros empacados con esferas (medio poroso). Los valores calculados de las temperaturas así como los valores del número de Nusselt tienen una variación mínima con respecto a los experimentos antes realizados y las correlaciones propuestas por Fand et al. (1996).

6.7 Trabajo Futuro

Durante la simulación numérica desarrollada en el caso de estudio 2 se consideró la simplificación del medio poroso. Como trabajo futuro se pretende modelar el sistema (cilindro) sin la simplificación de este. Para ello habría que modelar las esferas de forma arbitraria y posteriormente introducir las dentro del cilindro de tal forma que se represente el cilindro empacado con esferas. En futuro esto resultaría más factible debido a la actualización de las herramientas computacionales. Actualmente, un sistema compuesto por más de 1, 000,000 elementos es difícil de simular debido al tiempo de cómputo. Sin embargo, si la capacidad computacional aumenta este tiempo disminuiría drásticamente.

Habiendo realizado la simulación numérica del cilindro empacado con esferas las cuales están representadas físicamente se comparará el modelo con el presentado en esta investigación. Así mismo, se realizará una comparación de los dos modelos con las distintas opciones que existen para el mejoramiento de la transferencia de calor. Como ejemplo de dichas opciones están los tubos aletados los cuales permiten una mejor transferencia de calor en un sistema.

Capítulo VII

Caso de Estudio 3

Optimización de conectores de cobre en el proceso de soldadura fuerte

El presente caso de estudio tiene la intención de optimizar el proceso de soldadura fuerte de los conectores de filtros fabricados por una EMPRESA. Para la optimización de dicho proceso de soldadura se utilizó la simulación de flujo computacional (CFD) donde las principales variables a considerar son el tiempo y la temperatura que se presentan al momento de aplicar el calor sobre el conector de cobre y una sección del tubo del cliente. La temperatura que se llega alcanzar en la unión entre el conector de cobre y el tubo del cliente es del orden de los 1200°C, lo cual llega a dañar la carcasa del filtro provocando desgaste y deterioró superficial alrededor de la carcasa.

El caso de estudio presentado pretende generar modelos matemáticos que puedan predecir el tiempo óptimo de aplicación de la soldadura fuerte así como la temperatura ideal a la cual se debe de llevar a cabo el proceso de soldadura. Mediante la optimización de estos parámetros, el filtro no sufrirá daño alguno a lo largo del desarrollo del proceso. Así mismo, en este caso de estudio se determinó la geometría del conector de cobre y la distancia que tendrá que introducirse el tubo del cliente (distancia de penetración) para que la resistencia de la soldadura sea la indicada dentro de los estándares.

Finalmente, a través de la simulación numérica del proceso de soldadura del filtro, utilizando la dinámica de fluidos computacional se definieron los parámetros y estándares adecuados para que todos y cada uno de los clientes de la EMPRESA los utilicen a fin de evitar cualquier problema en los filtros que utilizan en sus sistemas de refrigeración y aire acondicionado..

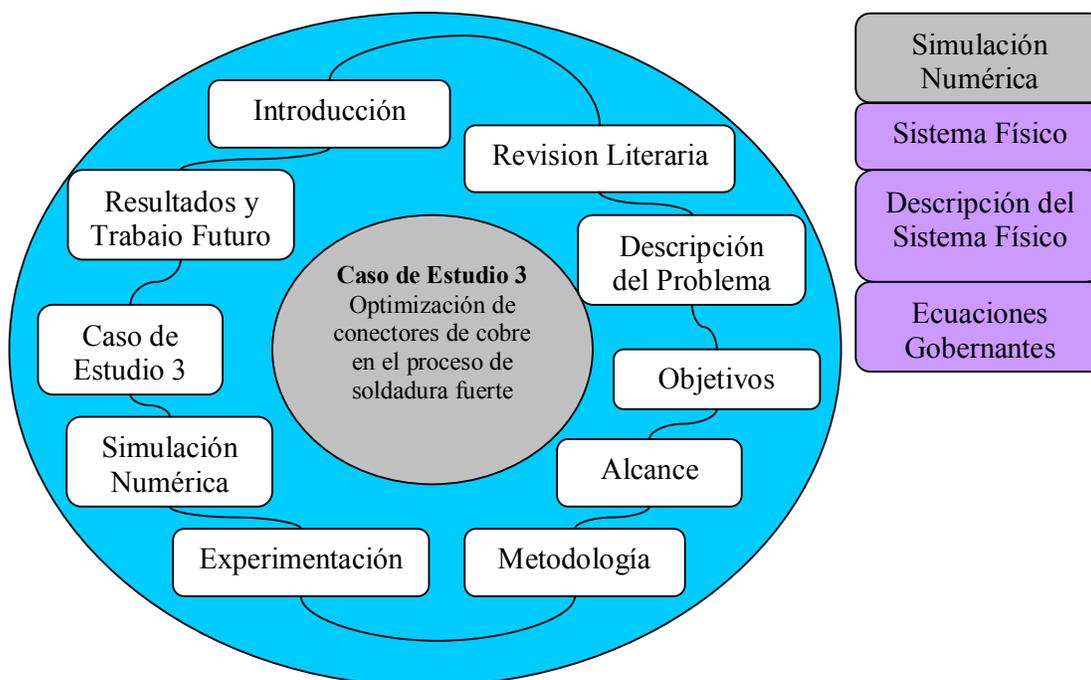


Figura 7.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 3

7.1 Introducción

Hoy en día, los procesos de soldadura son muy utilizados en la industria debido a la facilidad del proceso y al ahorro que representa en cuestiones de manufactura. El proceso de soldadura fuerte se utiliza sobre otros procesos (soldadura débil, soldado por medio de gases inertes, unión por adhesión o unión mecánica) debido a su bajo costo, a la alta dureza que se logra con el soldado, a la poca energía utilizada y al mayor control y flexibilidad durante el proceso. Las empresas han estado utilizando distintos procesos al de soldadura fuerte, los cuales dañan los componentes soldados y por ende el funcionamiento de sus sistemas de refrigeración.

La EMPRESA, es una compañía que se dedica a la fabricación de filtros que se utilizan durante la refrigeración, los cuales están conformados por una carcasa, un núcleo y un conector. El filtro permite limpiar el refrigerante aumentando la eficiencia del sistema mientras que el conector tiene la función de unir el sistema de refrigeración.

Se han realizado experimentos y simulaciones numéricas para predecir el comportamiento de la temperatura en el proceso de la soldadura fuerte. La simulación numérica realizada se basó en modelos de dos dimensiones para distintos diámetros de conectores (1/4, 5/8 y 7/8 de pulgada) cuyo flujo de calor se aplica directamente al conector de cobre (figura 7.1).

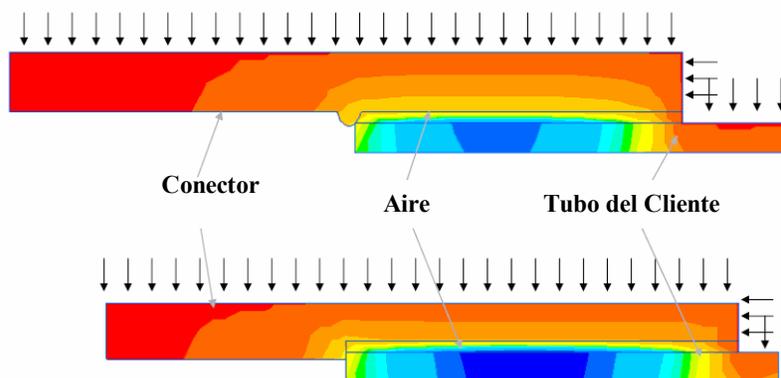


Figura 7.1 Comportamiento del conector durante la soldadura (EMPRESA)

La figura 7.1 presenta dos tipos de conectores de cobre: el primer tipo contiene una clase de tope circular que permite delimitar la penetración del tubo del cliente hacia el interior, el segundo tipo no presenta tope alguno permitiendo distintas penetraciones del tubo del cliente. El resultado muestra que el tope no tiene función alguna y perjudica la transferencia de calor entre el conector de cobre y la carcasa del filtro.

Se han realizado otras experimentaciones para identificar variables que influyen en la transferencia de calor del proceso de soldadura fuerte. La primera de dichas experimentaciones consistió en identificar la influencia de la flama con el objetivo de predecir o detectar el tiempo de soldadura sin dañar la carcasa del filtro. En esta experimentación se utilizaron dos tipos de flamas: flama alta y flama baja; se observó el comportamiento de la soldadura con respecto al porcentaje de penetración del material (figura 7.2).



Figura 7.2 Flama alta y baja en el proceso de soldadura (EMPRESA).

Se realizaron dos experimentos más donde se incluyó el grosor del conector y el tiempo de aplicación de la flama sin considerar la solidificación del material. En un estudio posterior se relacionaron las tres variables y se trató de identificar cual tenía mayor influencia en la transferencia de calor (figura 7.3).

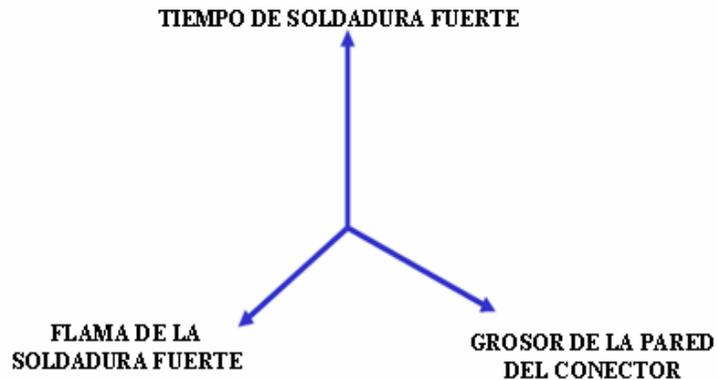


Figura 7.3 Variables involucradas en la Experimentación de la Soldadura (EMPRESA).

Del estudio realizado se concluyó que la penetración del material es completa si el tiempo de aplicación de la flama es cercano a los 20 segundos; cuando se disminuye este tiempo la penetración del material es menor. Si no se considera el tiempo en el proceso de soldadura fuerte, el mejor resultado se obtendría cuando el grosor del conector es pequeño y la flama es alta, alcanzándose una penetración del 56.66 % (tabla 7.1).

Tabla 7.1 Experimentación variando parámetros en la Soldadura (EMPRESA (2005))

Grosor (mm)	Tiempo de Soldadura (seg.)	Flama (Alta / Baja)	Penetración del Material (%)
1.62	10	-1	6.66
1.54	20	1	100
1.54	20	-1	100
1.62	20	1	100
1.62	10	1	16.67
1.54	10	1	56.66
1.54	10	-1	26.66
1.62	20	-1	100

De acuerdo al estudio, el tiempo de soldado es la variable más significativa si se quiere lograr la correcta penetración del material de aporte. Es posible encontrar una combinación entre flama, grosor y tiempo pero para ello es necesario realizar otro tipo de análisis, el cual se desarrollará en la presente investigación.

7.2 Definición del Problema

La EMPRESA como empresa manufacturera busca optimizar el proceso de soldadura fuerte de tal forma que todos y cada uno de sus clientes puedan realizar el proceso en el menor tiempo posible, al menor costo y con el mejor rendimiento en cuanto a su resistencia a la presión y a la corrosión. Así mismo, se busca identificar un diseño para el conector de cobre el cual permita reducir los tiempos de soldadura y minimizar la transferencia de calor hacia la carcasa del filtro. La solución que se proponga estará sujeta a las siguientes condiciones: el diámetro interior del conector de cobre (1/4, 5/8 y 7/8 de pulgada), el proceso de soldadura debe ser realizado con gas natural y oxígeno, el material de aporte debe ser cobre y el gas a utilizar para evitar la oxidación es nitrógeno a bajo flujo.

7.3 Objetivos

- Reducir el tiempo de soldadura fuerte del conector de cobre y optimizar la temperatura en cada uno de los puntos que se realice la soldadura de tal forma que no se dañe la carcasa que esta cubriendo el núcleo del filtro.

- Identificar la geometría óptima del conector de tal forma que se puedan optimizar variables relacionadas con la transferencia de calor, tiempo de soldadura y penetración del material de aporte.
- Validar los diseños propuestos para las distintas dimensiones de conectores de cobre (1/4, 5/8 y 7/8 de pulgada) a través de la modelación de elementos finitos y el análisis experimental.
- Identificar la distancia de penetración del tubo del cliente para tener la mayor resistencia posible y optimizar el tiempo de solidificación a través del uso de un mejor material de aporte.
- Identificar durante el proceso de soldadura fuerte los principales factores que influyen: la transferencia de calor, el tiempo de soldadura y la penetración del material de aporte.
- Elaborar una lista de recomendaciones para optimizar el diseño del conector basándose en los resultados numéricos.

7.4 Alcance del caso de estudio 3

El análisis que se realizará en este caso de estudio involucra el estudio a fondo de la dinámica de fluidos así como los mecanismos de transferencia de calor a través del conector de cobre. En este estudio a fondo se plantearán distintos modelos matemáticos donde se incluyen variables como el tiempo y la temperatura así como las distintas propiedades termodinámicas que se llegan a presentar en el filtro. Se pretende realizar un estudio experimental en el panel de laboratorio localizado en la EMPRESA. El panel de pruebas permite medir las diferentes temperaturas que existen en la superficie del filtro a través de los distintos termopares que se colocan alrededor de éste.

Conociendo los datos experimentales se realizarán distintas simulaciones numéricas. Se tiene como herramienta principal el uso del paquete Fluent™, el cual es una herramienta de dinámica de fluidos computacional muy compleja que permite la solución numérica de las ecuaciones gobernantes por el método de volumen finito. Existen otras herramientas del Fluent™ que serán de gran utilidad para la solución de problemas relacionados con la transferencia de calor hacia la carcasa del filtro que se está soldando.

A su vez, este paquete computacional se vale de otros programas para la modelación geométrica de piezas complejas en 2D y 3D, como lo son GAMBIT™ y GeoMesh™ los cuales facilitan la construcción de los modelos geométricos que se necesitan para este caso de estudio.

En un principio se simularán las condiciones originales leyendo los datos experimentales y tratando de determinar cómo es que se comporta el proceso de soldadura y si es que realmente se está dañando la carcasa del filtro. Para poder encontrar la mejor combinación de variables se simularán distintas condiciones de temperatura y tiempo así como la distancia de penetración de la tubería. Se pretende tener temperaturas entre los 1100°C a los 1500°C con un tiempo de aplicación de la soldadura entre 1 y 3 segundos. La combinación que presente una mejor distribución de calor y un menor daño en la carcasa del filtro será el resultado del estudio que se está realizando.

Habiendo simulado todos los componentes y las variables del sistema y teniendo la óptima distribución de temperatura, se configurará el filtro con el mejor conector de cobre posible y se determinará una lista de recomendaciones a seguir por el cliente para llevar a cabo un correcto proceso de soldadura fuerte.

Dentro de este caso de estudio no se está planteando un cambio de geometría drástico o el uso de otros elementos para mejorar el proceso de soldadura. Se planea que el proceso no sea modificado en cuanto a los componentes sino que se tomen en consideración las variables que intervienen en dicho proceso.

7.5 Metodología del caso de estudio 3

El método que se pretende utilizar para realizar este caso de estudio consiste en una serie de actividades básicas que son: revisión de la literatura, planteamiento y formulación de modelos matemáticos, experimentación, modelación del filtro y conector, simulación numérica de la transferencia de calor existente en el sistema y análisis de resultados.

La revisión literaria incluye una investigación a través de los distintos artículos, publicaciones relevantes, memorias de conferencias internacionales, manuales y estándares, todo ello con el fin de recopilar la mayor información posible referente al proceso de soldadura fuerte de los conectores de cobre y los mecanismos de transferencia de calor existentes durante dicho proceso. Una vez que se tiene la base y el conocimiento necesario, se realizarán distintos modelos matemáticos que incluyan variables como el tiempo, temperatura, dimensiones del filtro y conector, flujo de calor, penetración del material, resistencia mecánica, presión y dureza entre otras variables mas.

Posteriormente se realizará la experimentación del sistema donde se está llevando a cabo la soldadura. Este estudio experimental se realizará en la EMPRESA en una unidad utilizada para medir la temperatura del filtro en distintas partes de su geometría.

Una vez definidos los modelos matemáticos y habiendo realizado la experimentación, se puede proseguir a la modelación del filtro, en donde se dibujará y simulará aplicando las distintas variables que se están estudiando.

Para obtener la simulación del problema se utilizará la siguiente metodología:

- a) Analizar el sistema físico a representar (conector, carcasa y tubo del cliente) y definir el dominio computacional a ser modelado.
- b) Crear la malla computacional con la densidad adecuada de acuerdo a las necesidades del problema, prestándole especial atención a la carcasa del filtro.
- c) Establecer las condiciones de frontera apropiadas.
- d) Seleccionar la ecuación de energía y relaciones constitutivas que se utilizarán en el análisis de transferencia de calor.
- e) Evaluar las técnicas computacionales a través de la validación de los resultados.

Finalmente, se analizarán los resultados obtenidos a través del paquete computacional mediante el uso de la estadística y se generarán las conclusiones pertinentes para poder optimizar el proceso de soldadura fuerte.

7.6 Experimentación

El experimento se realizó dentro del laboratorio de la EMPRESA con el objetivo de determinar las diferentes temperaturas a las cuales se somete la carcasa del filtro. La experimentación realizada consistió en la medición de temperaturas utilizando 4 termopares colocados en distintos componentes del sistema.

El primer termopar se colocó en el conector (Tk1), el segundo de ellos en la carcasa (Tk2), el tercero en la sección horizontal del tubo del cliente (Tk3) mientras que el cuarto termopar se situó en la sección vertical del tubo (Tk4). Montados los termopares se prosiguió a elaborar la prueba del proceso de soldadura fuerte; para ello se accionó la flama (Gas Natural + Oxígeno) y posteriormente se aplicó el calor al conector, después al tubo y finalmente se logró la unión del sistema mediante el calentamiento del material de aporte (figura 7.4).

La prueba de laboratorio se realizó utilizando un filtro de 8 pulgadas de diámetro el cual cuenta con un conector de 3/8 de pulgada de diámetro y 19 milímetros de longitud. La colocación de los termopares utilizados se muestra en la figura 7.5.

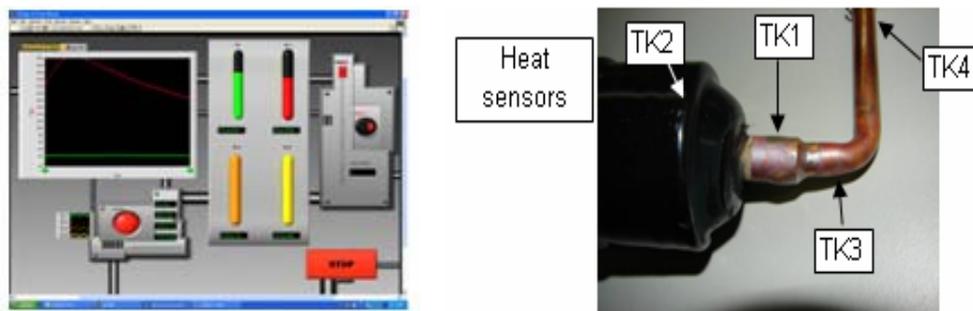


Figura 7.4 Equipo utilizado en la experimentación (EMPRESA).

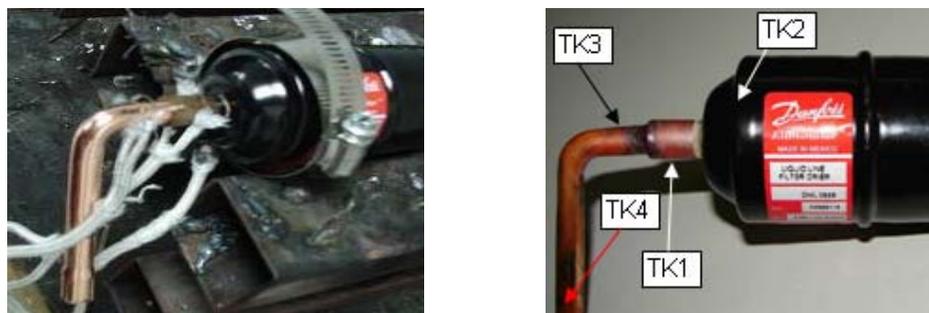


Figura 7.5 Colocación de los termopares en la experimentación realizada (EMPRESA)

Mediante el experimento se conocieron las distintas temperaturas del sistema. La temperatura máxima conector (Tk1) es 1250°C, la temperatura de la carcasa del filtro (Tk2) no es mayor a 200°C por lo que no excede el límite permisible que posee la pintura que esta recubriendo el filtro, la temperatura del tubo del cliente sección horizontal (Tk3) llega a ser de 1250°C en el momento en que se aplica calor al tubo, la temperatura del tubo del cliente sección vertical (Tk4) no es mayor a 250°C debido a la lejanía que existe entre la sección y el punto de aplicación del calor (figura 7.6).

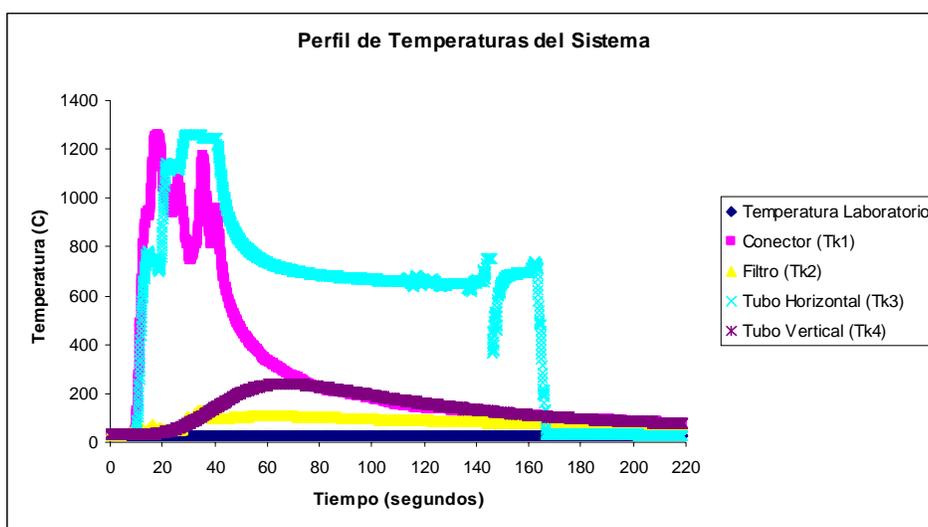


Figura 7.6 Perfiles de temperatura de los componentes del sistema (EMPRESA).

La figura 7.6 muestra las variaciones considerables de aplicación de calor tanto en el conector (Tk1) como en el tubo del cliente (Tk2). Esto se debe al movimiento de la flama que se realiza cuando se aplica la soldadura.

De acuerdo con las temperaturas resultantes se calcularon los coeficientes de calor para los tres componentes (carcasa, conector y tubo) en sus dos distintas secciones (interior y exterior). Para el cálculo de los coeficientes de calor se utilizaron las correlaciones de convección natural sobre superficies (cilindro horizontal) y las correlaciones de convección natural sobre recintos (cilindros concéntricos).

En el caso de los cilindros horizontales (conector exterior, carcasa exterior y tubo exterior) se puede determinar el número promedio de Nusselt (Nu) sobre la superficie con base en la ecuación 7.1:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left\{ 1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right\}^{8/27}} \right\}^2 \quad (7.1)$$

Para los cilindros concéntricos (conector interior, carcasa interior y tubo interior) se determina el número promedio de Nusselt mediante la ecuación 7.2 donde el número de Rayleigh no depende del diámetro sino de la longitud característica.

$$Nu = 0.11 Ra^{0.29} \quad (7.2)$$

Conociendo el número promedio de Nusselt es posible calcular el coeficiente de convección mediante la ecuación 7.3.

$$h = \frac{k}{\delta} Nu \quad (7.3)$$

Dadas las temperaturas del experimento, los coeficientes de convección natural se muestran en la figura 7.7.

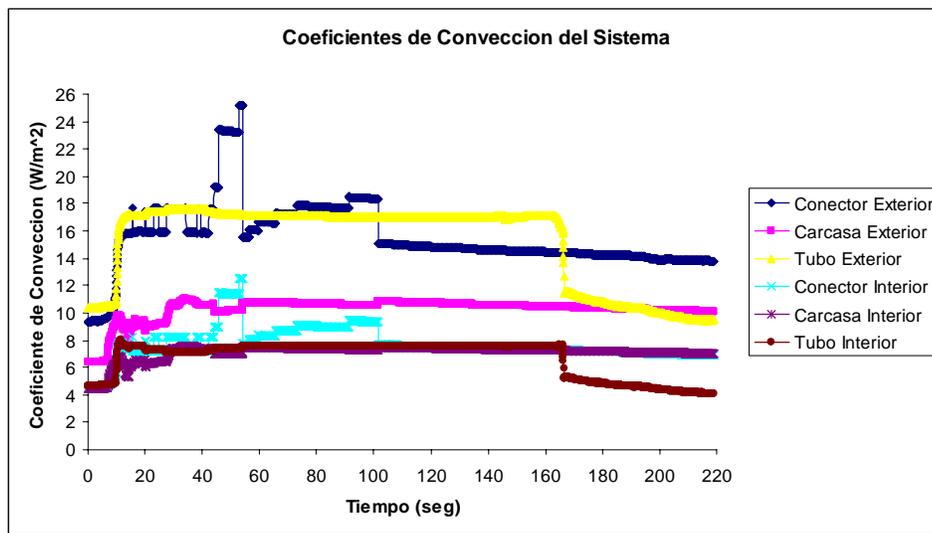


Figura 7.7 Perfiles de temperatura de los coeficientes de convección natural.

Debido al tipo de calentamiento en el cual se aplica calor por determinado tiempo al sistema y a que se considera un mecanismo de transferencia de calor por convección natural los coeficientes de convección son constantes a lo largo del tiempo para todos los componentes del sistema exceptuando el conector.

7.7 Simulación numérica

7.7.1. Sistema físico

El sistema utilizado para el proceso de soldadura está constituido por 3 elementos principales que son: conectores tanto izquierdo como derecho, carcasa del filtro y tubo del cliente. El sistema a simular es un filtro el cual está siendo soldado por el proceso de soldadura fuerte a una temperatura de 1200°C donde ocurre transferencia de calor entre las superficies del filtro, tanto en dirección del tubo del cliente como en dirección de la carcasa del filtro.

Para asegurar un funcionamiento óptimo del sistema de refrigeración éste deberá estar limpio y seco. Dicha labor es realizada por un filtro el cual se utiliza para recoger y eliminar la suciedad y humedad. El filtro está compuesto por: molecular sieves (támiz molecular), gel de sílice y alúmina activada así como una malla de poliéster insertada en la salida del filtro (figura 7.8)

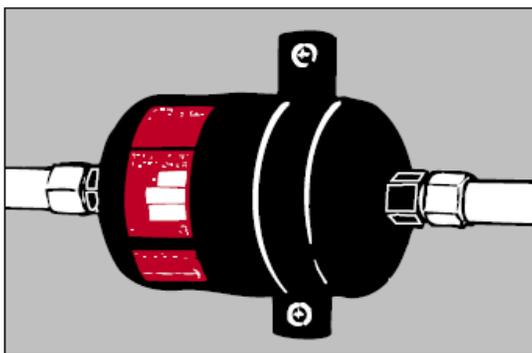


Figura 7.8 Representación del sistema físico que se está utilizando (EMPRESA)

7.7.2. Descripción del sistema físico

La figura 7.9 muestra el esquema del sistema físico utilizado en la simulación numérica; este sistema es una representación del sistema original utilizado en la EMPRESA. Este esquema, a diferencia del mostrado en la figura 7.1, se presenta en tres dimensiones (3D) e incluye la carcasa del filtro.

La figura 7.10 muestra las características geométricas del sistema utilizado para el proceso de soldadura fuerte. La longitud del conector es de 0.019 m con un diámetro interno de 0.0047625 m; la carcasa del filtro tiene una longitud de 0.108 m con un diámetro interior de 0.038 m; el grosor de cada uno de los elementos se mantiene constante y es de 0.0015 m; la longitud del tubo del cliente es de 0.100 m con un diámetro interior de 0.0032625 m.

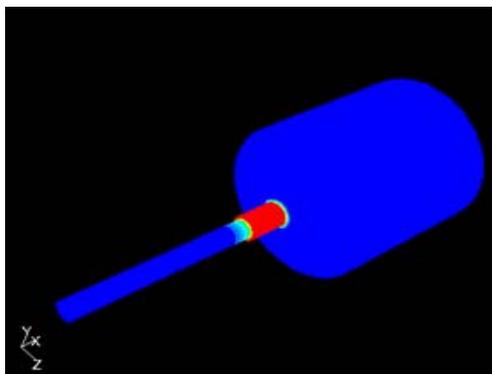


Figura 7.9 Esquema del sistema físico utilizado para la simulación.

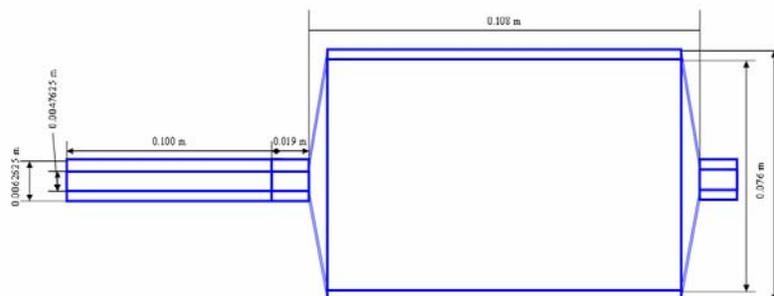


Figura 7.10 Geometría del Sistema utilizado durante el soldado fuerte.

7.7.3. Ecuaciones gobernantes

Los diversos fenómenos físicos que ocurren en la vida diaria, pueden ser representados mediante ecuaciones gobernantes. Estas ecuaciones están integradas por leyes físicas: conservación de la materia, conservación de la energía y conservación de cantidad de movimiento; y por las relaciones constitutivas: transferencia de calor, transferencia de masa y transferencia de cantidad de movimiento.

Para poder modelar el comportamiento de un sistema, los principios generales así como las relaciones constitutivas, se presentan con ecuaciones parciales. Para esta modelación se utilizará el principio de la conservación de la energía debido a la transferencia de calor que existe en el sistema cuando se está llevando a cabo el proceso de soldadura fuerte.

La ecuación de la energía para el flujo bidimensional estacionario de un fluido con propiedades constantes y esfuerzos cortantes viscosos despreciables, se puede expresar mediante la ecuación 7.4.

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (7.4)$$

La ecuación 7.4 expresa que la energía neta transferida por convección por el fluido hacia fuera del volumen de control es igual a la energía neta transferida hacia este volumen por la conducción de calor. Para el caso de un fluido estacionario donde $u = v = 0$, la ecuación se reduce, a la ecuación bidimensional de conducción de calor en estado estacionario, ecuación 7.5.

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (7.5)$$

7.7.4. Ecuación general de conducción de calor

La mayor parte de los problemas de transferencia de calor que se encuentran en la práctica se pueden aproximar como si fueran unidimensionales aunque a veces se necesita considerar la transferencia de calor también en otras direcciones, es decir, que la conducción de calor es multidimensional.

La ecuación de conducción de calor se obtiene a partir de un pequeño elemento sobre el cual se realiza un balance de energía, durante un pequeño intervalo de tiempo (Cengel (1998)). Este balance de energía se puede expresar mediante la ecuación 7.6.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \dot{g} \right) \quad (7.6)$$

Se puede obtener la ecuación general de conducción de calor en coordenadas cilíndricas a partir de un balance de energía sobre un elemento de volumen en coordenadas cilíndricas.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(kr \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{g} \quad (7.7)$$

7.8 Caso de estudio 3

El caso de estudio 3 desarrollado tiene como objetivo determinar los parámetros óptimos para diseñar un sistema compuesto por un filtro y un tubo del cliente sin daño alguno y sin reducción en su eficiencia. Dicho caso de estudio está subdividido en 3 casos de estudios cuyos objetivos son los siguientes:

- Caso de estudio 3.1 – determinar la temperatura de la carcasa del filtro utilizando valores experimentales para comprobar que el modelo propuesto es el adecuado.
- Caso de estudio 3.2 - determinar el tiempo y temperatura óptima considerando que la aplicación de calor únicamente se realiza en el conector.
- Caso de estudio 3.3 – determinar el tiempo y temperatura óptima considerando que el calor se está aplicando en dos secciones del sistema tanto en el conector como en una sección pequeña del tubo del cliente.

Para la realización del caso de estudio 3 se utilizaron dos software. El primero de ellos es GambitTM el cual se utiliza para la construcción del modelo, el segundo es FluentTM donde se simulan los mecanismos de calor. El procedimiento realizado en GambitTM y FluentTM se muestra a continuación:

Procedimiento realizado en Gambit™:

1. Se construyó el modelo 3D del sistema, el cual está compuesto por el tubo del cliente, la carcasa del filtro y los conectores derecho e izquierdo del filtro.
2. Se realizó la malla del sistema tomando en cuenta un diseño triangular en cada una de las caras. El número de nodos en los elementos pequeños (conector y tubo del cliente) fue de 50 nodos por cada una de las caras mientras que para la carcasa del filtro se utilizó un total de 100 nodos por cara.
3. Se establecieron las condiciones del sistema en donde se tomó en consideración que los componentes son sólidos y se determinó el contexto de cada una de las caras.
4. Se exportó el mallado 3D al Fluent™ donde se analizaron los mecanismos de transferencia de calor (conducción y convección).

Procedimiento realizado en Fluent™:

1. Se leyó el archivo que fue exportado por Gambit™, lo cual permitió introducir los mecanismos de calor utilizados.
2. Se definió el modelo en donde se especifica el tipo de régimen a utilizarse estacionario o transitorio además de la solución de la ecuación de la energía, la cual permite la determinación de la temperatura del sistema.
3. Se establecieron las condiciones de frontera de cada una de las caras definidas anteriormente en Gambit™. Las condiciones de frontera utilizadas dentro de los casos de estudio se muestran en la figura 7.11.
4. Se definió el tiempo de la simulación dependiendo del número de pasos.
5. Se resolvió el caso de estudio correspondiente obteniéndose los diferentes perfiles de temperatura para los diferentes componentes del sistema.

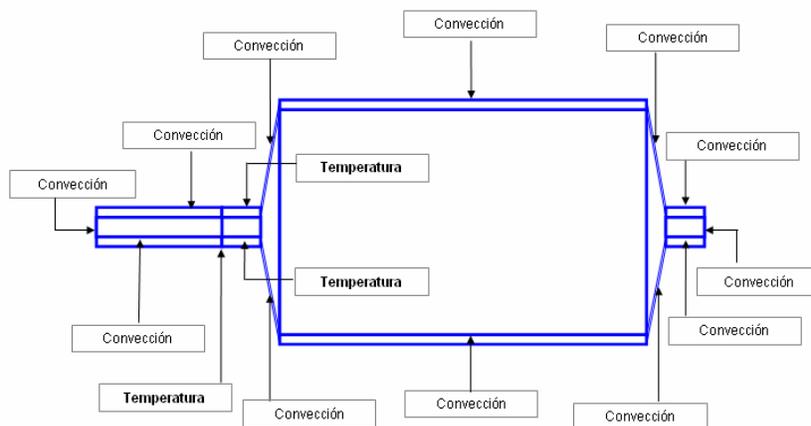


Figura 7.11 Condiciones de frontera utilizadas dentro de los casos de estudio.

7.8.1. Suposiciones

Se realizaron algunas suposiciones en el caso de estudio 3, con el fin de simular el proceso de soldadura fuerte de conectores de cobre. Las suposiciones realizadas son:

1. La transferencia de calor en el sistema debe ocurrir únicamente por medio de la conducción debido al calentamiento provocado por la flama durante la soldadura y por convección debido al contacto directo del sistema con el aire.
2. Los materiales que se están utilizando en el sistema son: cobre tanto para el conector derecho como para el izquierdo así como para el tubo del cliente y acero para la carcasa.
3. El sistema es calentado mediante la aplicación de calor al conector durante un periodo de tiempo determinado para posteriormente retirar el calor y dejar que ocurra la solidificación del sistema.
4. La duración de los casos realizados tiene un máximo de 60 segundos, en cual se cree que es el tiempo suficiente para llevarse a cabo el proceso completo de la soldadura.
5. Los conectores poseen una pequeña barrera que sirve como punto de referencia para la introducción del tubo del cliente. Este punto se encuentra en la mitad de los conectores permitiendo que la distancia de penetración del tubo sea constante.
6. Durante los casos, el proceso de soldadura se realiza de manera horizontal de tal forma que no existe ayuda por parte de la gravedad para lograr solidificación más rápida.
7. El filtro que se utiliza para los casos de estudio tiene 8 pulgadas de diámetro, con un conector de 3/8 de pulgada de diámetro y 19 milímetros de longitud.

7.8.2. Caso de estudio 3.1

Demostrar lo que se ejecuta experimentalmente siempre es importante antes de empezar a realizar cualquier cambio en una simulación numérica ya que permite demostrar que el modelo propuesto es el adecuado para predecir el comportamiento del sistema que se está analizando. Este primer caso de estudio consistió en la demostración del valor de temperatura de la carcasa del filtro. El caso de estudio 3.1 se dividió en dos secciones; en la primera sección se plantea al tubo del cliente como una sola sección en la cual la temperatura experimental se aplica para toda la sección del tubo; en la segunda sección se divide el tubo del cliente en dos secciones de tal forma que la temperatura experimental únicamente se aplica sobre la segunda sección del tubo.

7.8.2.1. Caso de estudio 3.1.1

En el caso de estudio 3.1.1, con el objetivo de predecir la temperatura de la carcasa del filtro se fijaron las condiciones de frontera de acuerdo a las reportadas por el experimento realizado en el laboratorio de la EMPRESA., en el cual la temperatura del tubo ($Tk3$) se aplica a toda la sección del tubo; las condiciones de frontera utilizadas se muestran en la figura 7.12.

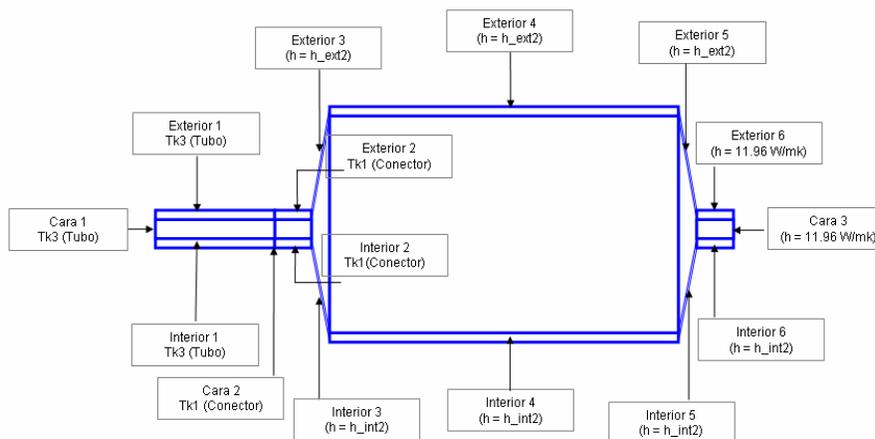


Figura 7.12 Condiciones de frontera utilizadas dentro del caso de estudio 3.1.1.

donde,

$Tk1$, $Tk3$	temperatura del conector y tubo respectivamente
h_ext2	coeficiente de convección exterior del filtro
h_int2	coeficiente de convección interior del filtro

Habiendo definido las condiciones de frontera se realizó la simulación pertinente dentro de FluentTM, donde el comportamiento que seguirá este caso de estudio se muestra en la figura 7.13, en el cual el conector y el tubo están siendo calentados de acuerdo a las temperaturas experimentales y el sistema está siendo sometido a dos mecanismos de transferencia de calor que son: conducción y convección.

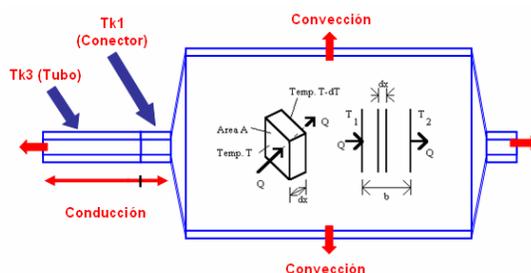


Figura 7.13 Mecanismos de transferencia de calor en el caso de estudio 3.1.1.

7.8.2.2. Caso de estudio 3.1.2

Dentro del caso de estudio 3.1.2 se trató de corregir la temperatura que se le estaba aplicando al tubo del cliente; para ello hubo que dividir la sección del tubo en dos secciones de tal forma que sólo se aplicará calor sobre la segunda sección del tubo y no sobre toda la sección como se planteó en el caso de estudio 3.1.1. Las condiciones de frontera utilizadas durante la realización del caso de estudio 3.1.2 se pueden apreciar en la figura 7.14.

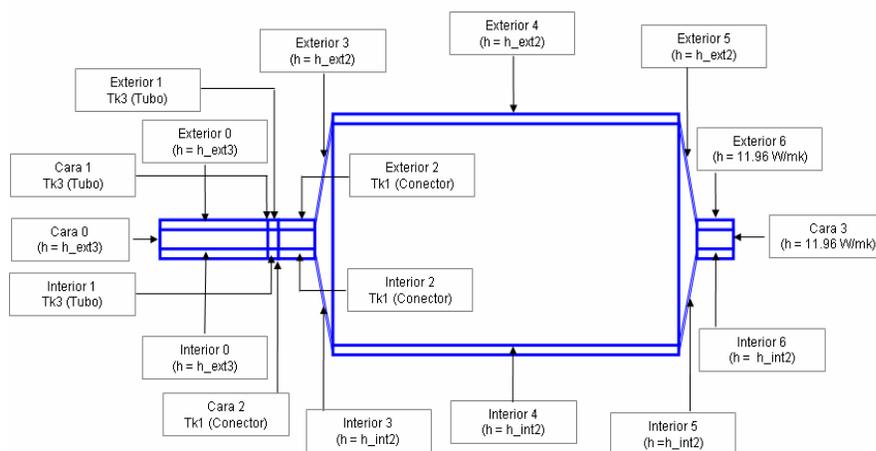


Figura 7.14 Condiciones de frontera utilizadas dentro del caso de estudio no. 3.1.2.

Conociendo las condiciones de frontera, se llevaba a cabo la simulación, en la cual el filtro se irá calentando tanto en dirección vertical como horizontal hacia las diferentes secciones del sistema. Los mecanismos de transferencia de calor que ocurren durante este caso de estudio 3.1.2 se muestran en la figura 7.15.

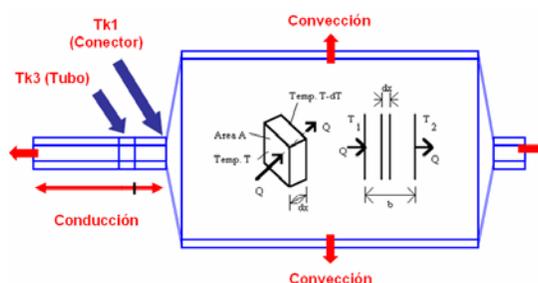


Figura 7.15 Mecanismos de transferencia de calor en el caso de estudio 3.1.2.

7.8.3. Caso de estudio 3.2

El segundo caso de estudio consistió en determinar la temperatura y el tiempo óptimo del sistema. El sistema fue dividido en tres componentes que son: conector, carcasa del filtro y tubo del cliente. En este estudio se fijó la temperatura de calentamiento a un solo componente con el fin de observar si era suficiente la cantidad de calor soportada por el filtro o si se necesitaba una mejor distribución y control del calor que se le estaba aplicando al sistema.

En este segundo caso se llevaron a cabo tres simulaciones numéricas distintas dentro de las cuales se variaron la temperatura y el tiempo de aplicación del calor; los casos que se tomaron en cuenta son:

- Caso 3.2.1 – El conector es calentado a 1200°C por 2 segundos y enfriado por medio de convección debido al contacto con el aire.
- Caso 3.2.2 – El conector es calentado a 1500°C por 1 segundo y enfriado por medio de convección debido al contacto con el aire.
- Caso 3.2.3 – El conector es calentado a 1100°C por 3 segundos y enfriado por medio de convección debido al contacto con el aire.

7.8.3.1. Caso de Estudio 3.2.1

En el caso 3.2.1 se decidió calentar el conector de cobre donde se realiza la unión del sistema; para la simulación del caso 3.2.1 se abordó el siguiente procedimiento:

- Se definieron las condiciones de frontera del sistema, para ello se tomó como referencia la temperatura máxima a la cual se estaba calentando el conector y se calcularon los diferentes coeficientes de convección para cada uno de los componentes. En la figura 7.16 se muestran las condiciones de frontera utilizadas para la simulación de este caso.

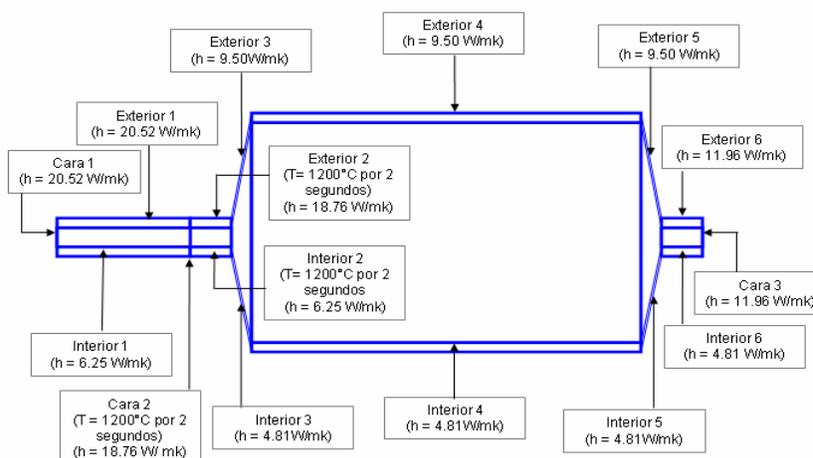


Figura 7.16 Condiciones de frontera utilizadas para los casos de estudio 3.2.

- Se calienta el conector durante los primeros 2 segundos a 1200°C provocando que el calor se expanda a lo largo del sistema y que lentamente se vayan calentando cada uno de los componentes. Los mecanismos de calor que interfieren en el proceso durante el soldado y el punto en el cual se aplicó el calor se muestran en la figura 7.17.

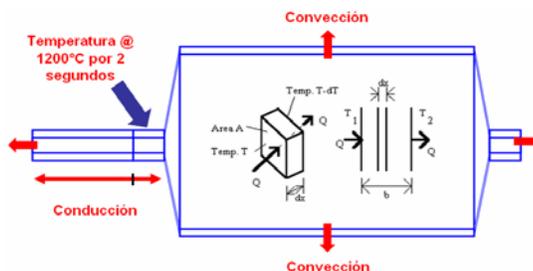


Figura 7.17 Mecanismos de transferencia de calor para los casos de estudio 3.2.

- Se deja de calentar el conector para que se lleve a cabo la solidificación del material de aporte y el enfriamiento correspondiente debido al contacto de las superficies con el aire. Los distintos mecanismos de calor que ocurren durante el proceso una vez que el calor ha sido removido, se pueden apreciar en la figura 7.18.

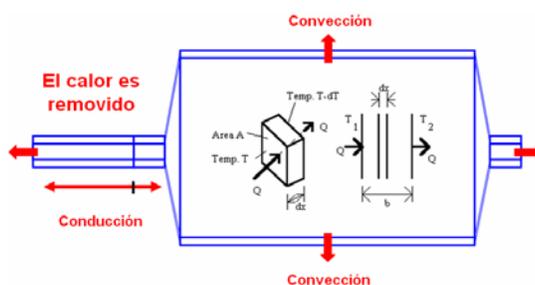


Figura 7.18 Mecanismos de calor una vez que el calor es removido.

7.8.3.2. Caso de Estudio 3.2.2

El caso de estudio 3.2.2 es muy similar al caso anterior solamente que la temperatura que se aplica y el tiempo es distinto al que se aplicó anteriormente. Al igual que en el caso anterior se decidió calentar el conector de cobre donde se realiza la unión del sistema y se adoptó el siguiente procedimiento para la realización de la simulación:

- Se definieron las condiciones de frontera del sistema, tomando como referencia la temperatura máxima del conector y los distintos coeficientes de convección calculados a partir de dicha temperatura. Debido a que los coeficientes de convección natural no varían mucho ante un cambio pequeño de temperatura, se decidió utilizar los mismos coeficientes de convección que el caso 3.2.1.
- El conector del filtro se calentó únicamente durante 1 segundo a 1500°C provocando la expansión del calor a lo largo del sistema y el calentamiento progresivo de cada uno de los componentes.
- Se remueve el calor que se está aplicando al conector, para que posteriormente ocurra el proceso de solidificación del material de aporte y el enfriamiento del sistema (conector, carcasa del filtro y tubo del cliente) debido al contacto existente con el aire.

7.8.3.3. Caso de Estudio 3.2.3

Al igual que los dos casos de estudio anteriores, en este caso 3.2.3 se calentó el conector de cobre del filtro. Se utilizó el siguiente procedimiento para la realización de la simulación del caso:

- Definición de las condiciones de frontera del sistema, tomando como referencia la temperatura máxima que alcanzaba el conector.
- Cálculo de los diferentes coeficientes de convección para cada uno de los componentes.
- Calentamiento del conector durante 3 segundos a 1100°C provocando la expansión del calor a lo largo del sistema y el calentamiento progresivo de cada uno de los componentes.
- Remoción del calor al conector para permitir la solidificación del material de aporte y el enfriamiento de los componentes del sistema debido al contacto con el aire

7.8.4. Caso de Estudio 3.3

Para el tercer caso de estudio se trató de variar el punto de aplicación del calor tratando de tener un modelo más realista con respecto al proceso de soldadura que se está realizando en la EMPRESA. Dentro de este caso de estudio, el calor se aplica tanto al conector como a una pequeña sección del tubo. En el caso de estudio 3.3 se realizaron tres simulaciones diferentes en las cuales se decidió variar la temperatura y el tiempo de aplicación del calor para así determinar la relación existente entre el tiempo y la temperatura del sistema. Los casos que se realizaron son los siguientes:

- Caso 3.3.1 – El conector y una pequeña sección del tubo del cliente son calentados a 1200°C por 2 segundos y enfriados por medio de convección debido al contacto que tienen con el aire.
- Caso 3.3.2 – El conector y una pequeña sección del tubo del cliente son calentados a 1500°C por 1 segundo y enfriados por convección debido al contacto con el aire.
- Caso 3.3.3 - El conector y una pequeña sección del tubo del cliente son calentados a 1100°C por 3 segundos y enfriados por convección debido al contacto con el aire.

7.8.4.1. Caso de Estudio 3.3.1

En el caso de estudio 3.3.1 se calentó tanto el conector de cobre del filtro como el tubo del cliente. Para la realización de la simulación del caso se utilizó el siguiente procedimiento:

- Determinación de las condiciones de frontera del sistema, tomando en consideración la temperatura máxima que alcanzaba tanto el conector como el tubo del cliente.
- Cálculo de los coeficientes de convección para cada uno de los componentes (conector, carcasa y tubo). Las condiciones de frontera que se utilizaron se muestran en la figura 7.19.
- Calentamiento del conector y tubo del cliente durante 2 segundos a 1200°C. Los puntos de aplicación de calor y los mecanismos de calor que ocurren en el proceso se muestran en la figura 7.20.

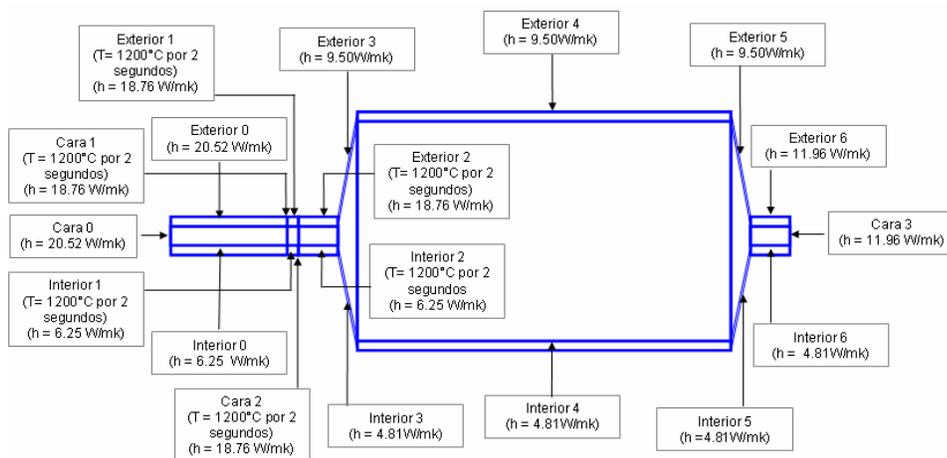


Figura 7.19 Condiciones de frontera utilizadas para los casos de estudio 3.3.

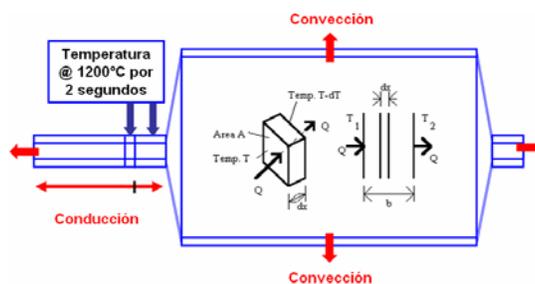


Figura 7.20 Mecanismos de transferencia de calor en los casos de estudio 3.3.

- Eliminación de la aplicación de calor tanto del conector como del tubo del cliente, permitiendo la solidificación del material de aporte y el enfriamiento de los componentes del sistema debido al contacto con el aire. Los mecanismos de calor que ocurren en el proceso se observan en la figura 7.21.

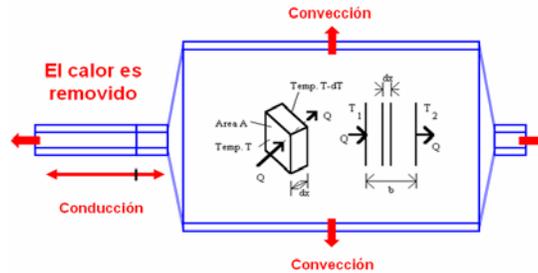


Figura 7.21 Mecanismos de calor una vez que el calor es removido.

7.8.4.2. Caso de Estudio 3.3.2

A diferencia del caso anterior, la temperatura de la soldadura y el tiempo durante el cual se aplica el calor son distintos. El procedimiento para llevar a cabo la simulación de este caso es el siguiente:

- Identificación de las condiciones de frontera (temperatura y coeficientes de convección), tomando como referencia la temperatura máxima del conector y el tubo del cliente.
- Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección para los componentes del sistema.
- Calentamiento del conector y tubo del cliente durante 1 segundo a 1500°C.
- Remoción del calor tanto al conector como al tubo del cliente, permitiendo la solidificación y el enfriamiento de los componentes debido al contacto existente con el aire.

7.8.4.3. Caso de Estudio 3.3.3

La temperatura de aplicación al sistema y el tiempo durante el cual se mantuvo el calor fueron variados con respecto a los dos casos de estudio anteriores. En la simulación de estos parámetros se utilizó el siguiente procedimiento:

- Reconocimiento de las condiciones de frontera (temperatura y coeficientes de convección), tomando la temperatura máxima que se presenta en el conector y el tubo del cliente al momento de calentarlos.
- Obtención de los coeficientes de transferencia de calor por convección para el conector, carcasa y tubo del cliente.
- Calentamiento del conector y tubo del cliente durante 3 segundos a 1100°C.
- Retiro del calor al conector y al tubo del cliente, permitiendo la solidificación de la soldadura y el enfriamiento de los componentes debido al contacto con el aire.

7.9 Resultados

A lo largo del capítulo se ha tratado de cumplir con los objetivos planteados por la EMPRESA, con respecto a la optimización del proceso de soldadura de los conectores de cobre. Los resultados presentados están divididos en tres secciones: la primera sección discute los resultados obtenidos a partir de los casos de estudio donde se definen temperatura y tiempo óptimo resultantes, la segunda sección analiza los resultados de los casos de estudio con el objetivo de determinar cual de los casos propuestos se propondrá como solución al problema y la tercera sección presenta los resultados obtenidos de los modelos matemáticos de la literatura.

7.9.1 Resultados de los Casos de Estudio

El caso de estudio se dividió en 3 sub - casos generales a través de los cuales se trató de determinar los parámetros óptimos con respecto al tiempo y temperatura del proceso de soldadura. Los resultados que se obtuvieron de los casos de estudio se presentan a continuación.

7.9.1.1. Resultados del Caso de Estudio 3.1

A partir de los valores obtenidos experimentalmente se pudo determinar la temperatura que alcanza la carcasa cuando se aplica calor al conector y la temperatura cuando se aplica calor tanto al conector como al tubo del cliente. Para conocer dicha temperatura se colocaron termopares en el modelo propuesto, los cuales permiten determinar la temperatura a lo largo del proceso de soldadura (figura 7.22).

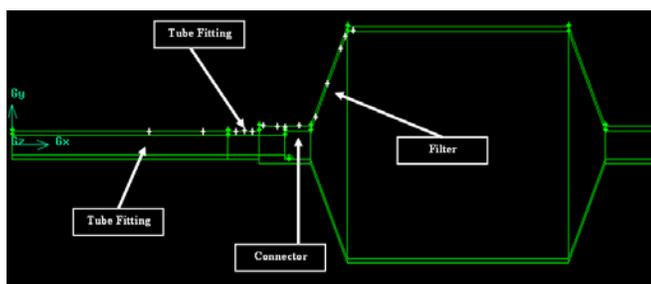


Figura 7.22 Termopares utilizados para la medición de las temperaturas del sistema.

Habiendo definido los puntos donde se realizan las mediciones de temperaturas, los resultados tanto del caso de estudio 3.1.1 como del caso de estudio 3.1.2 se muestran en las figuras 7.23 y 7.24 respectivamente. Dentro de estas figuras se pueden observar 4 perfiles de temperaturas que conciernen a la carcasa, al tubo del cliente y al conector. Debido a que se trató de identificar la temperatura de la carcasa se presentan dos perfiles, donde el primero corresponde al resultado obtenido por medio de FluentTM durante la simulación y el segundo al resultado experimental encontrado en el laboratorio de la EMPRESA.

La figura 7.23 nos muestra gráficamente el perfil de la temperatura de los diferentes componentes del filtro a través del tiempo. La temperatura de la carcasa debido a la aplicación del calor sobre el conector alcanza los 150°C por aproximadamente 5 segundos; tiempo después pierde calor debido al enfriamiento del sistema para finalmente estabilizarse.

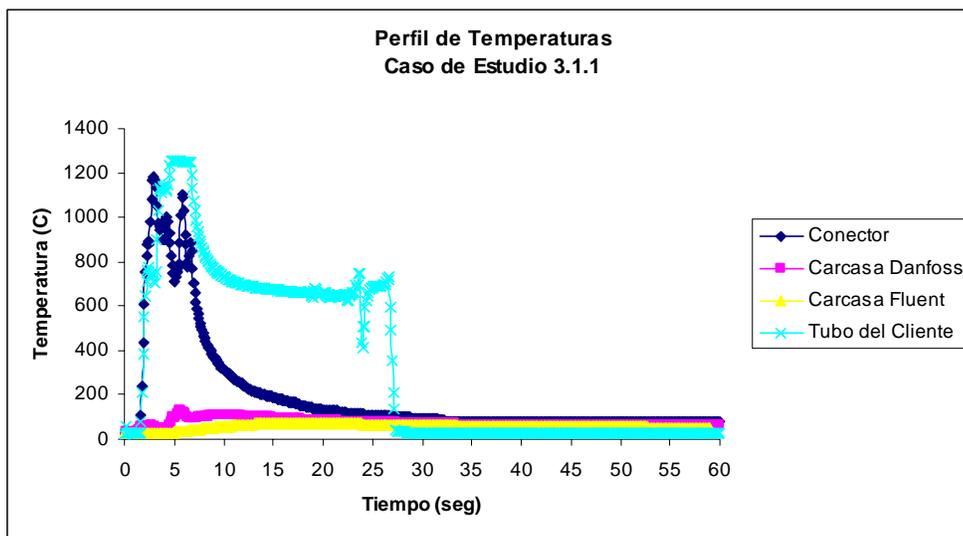


Figura 7.23 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.1.

La figura 7.24 a diferencia de la figura 7.23 presenta un perfil de temperatura de la carcasa menor; esto se debe principalmente a la mejor distribución del calor a lo largo del sistema. Durante 5 segundos la temperatura aumenta drásticamente aunque tiempo después la carcasa pierde calor debido al contacto con el aire.

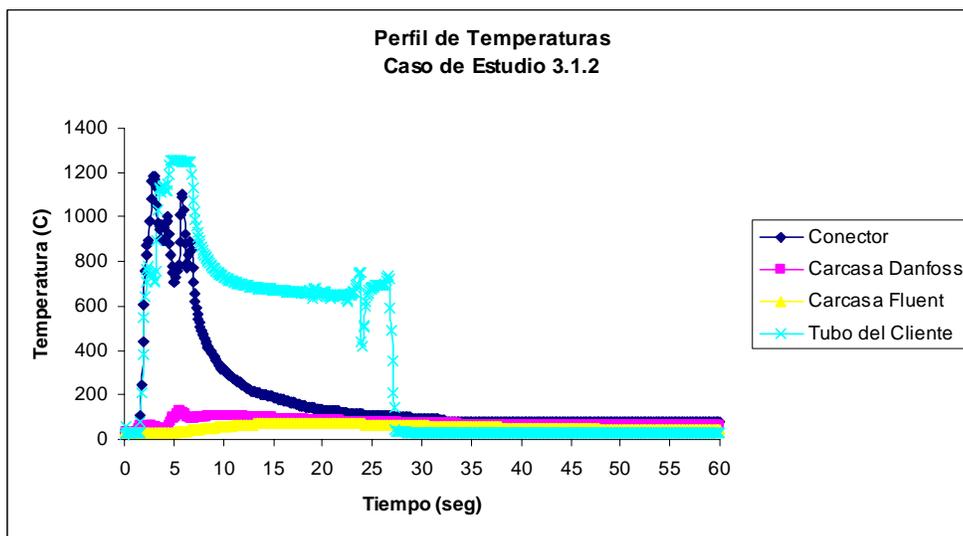


Figura 7.24 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.2.

El perfil encontrado dentro de la simulación utilizando Fluent™ presentó algunas variaciones con respecto al perfil experimental; aunque se considera que la simulación fue correcta debido a que la diferencia de temperaturas no es grande. Si únicamente se grafican los perfiles de temperatura de la carcasa tanto del experimento como de la simulación numérica, se puede observar que no existe gran diferencia (figura 7.25)

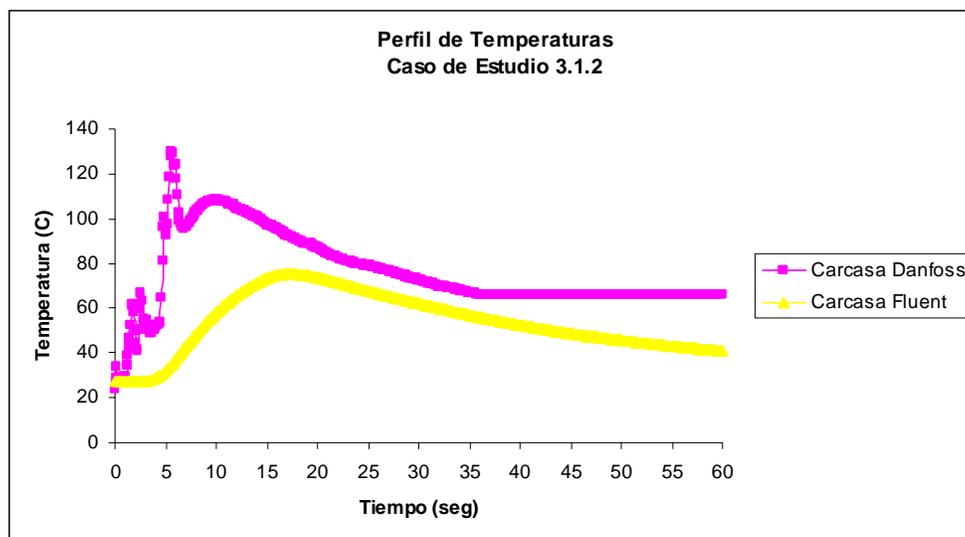


Figura 7.25 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.1.2.

En la figura 7.25, el perfil de temperatura de la carcasa encontrado durante la simulación se acerca en gran medida a la temperatura obtenida experimentalmente. La temperatura de la carcasa no excede en ningún momento los 200°C por lo que no sufrirá daño alguno a lo largo del proceso.

7.9.1.2. Resultados del Caso de Estudio 3.2

El caso de estudio 3.2 consistió en determinar la temperatura y el tiempo óptimo del sistema. Al igual que en el caso de estudio 3.1, para poder conocer los perfiles de temperatura se colocaron termopares en el modelo propuesto los cuales permiten determinar la temperatura que se va presentando a lo largo del proceso (figura 7.26).

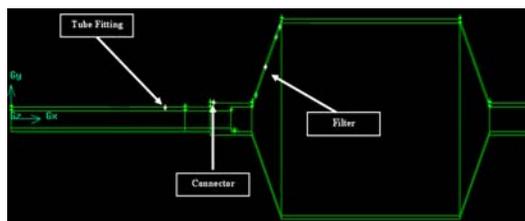


Figura 7.26 Termopares utilizados para la medición de temperaturas del sistema.

El caso de estudio 3.2 arrojó los siguientes resultados los cuales se pueden apreciar dentro de las figuras 7.27, figura 7.28 y figura 7.29. En dichas figuras se muestran los perfiles de temperaturas encontrados para el conector, la carcasa y el tubo del cliente.

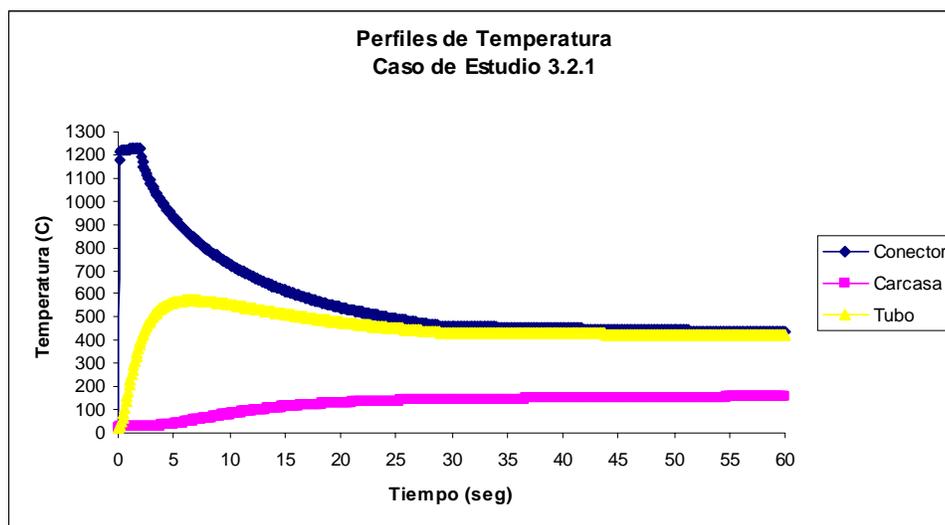


Figura 7.27 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.1.

Dentro de la figura 7.27 se puede observar como se comporta el sistema a lo largo del proceso de soldadura. En un inicio el conector se encuentra a 1200°C, tiempo después disminuye su temperatura drásticamente hasta los 400°C. La temperatura de la carcasa se encuentra en todo momento por debajo de los 200°C, por lo que no habría daño alguno en el sistema utilizando esta propuesta.

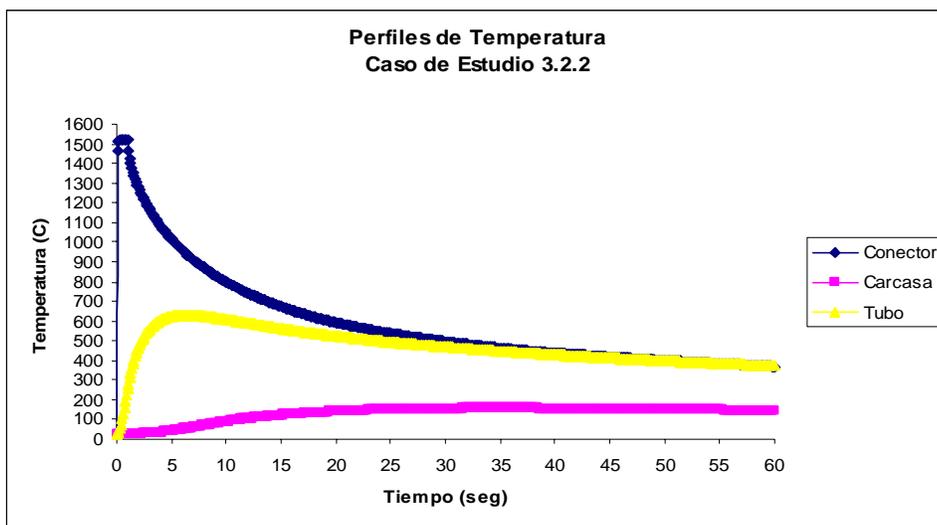


Figura 7.28 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.2.

Para la figura 7.28, la temperatura del conector aumenta hasta los 1500°C aunque dicha temperatura se mantiene por un tiempo menor. La temperatura disminuye drásticamente hasta los 350°C mientras que la temperatura de la carcasa se mantiene casi constante y por debajo del límite permisible de 200°C.

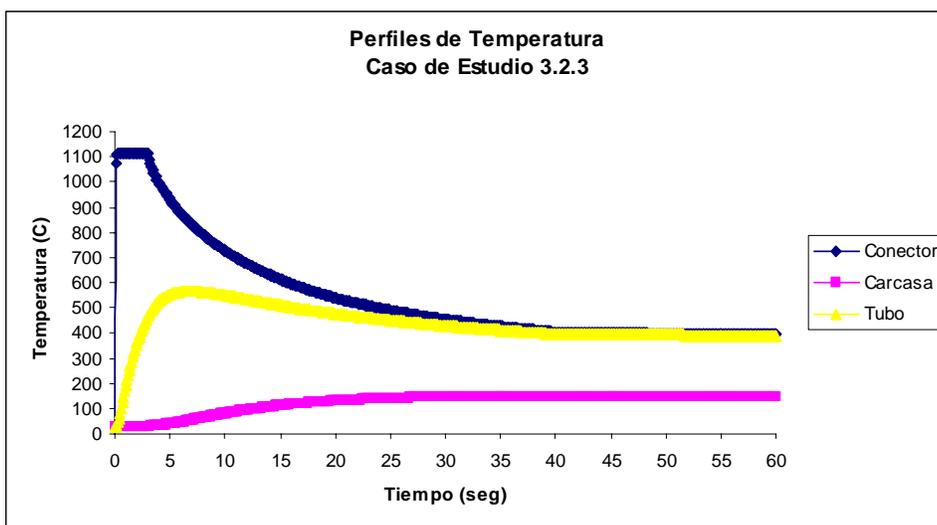


Figura 7.29 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.2.3.

En la figura 7.29 la temperatura del conector es de 1100°C y disminuye a partir de los 3 segundos debido a que se retira el calor que se está aplicando. La temperatura del conector disminuye hasta los 400°C mientras que la temperatura de la carcasa no alcanza los 200°C.

7.9.1.3. Resultados del Caso de Estudio 3.3

En el caso de estudio 3.3 se varió el punto de aplicación del calor tratando de obtener un modelo más realista con respecto al proceso de soldadura. En las tres simulaciones que se realizaron se varió la temperatura y el tiempo de aplicación para poder determinar la relación existente entre el tiempo y la temperatura del sistema. Los resultados que se obtuvieron en este caso de estudio se muestran en la figura 7.30, 7.31 y 7.32.

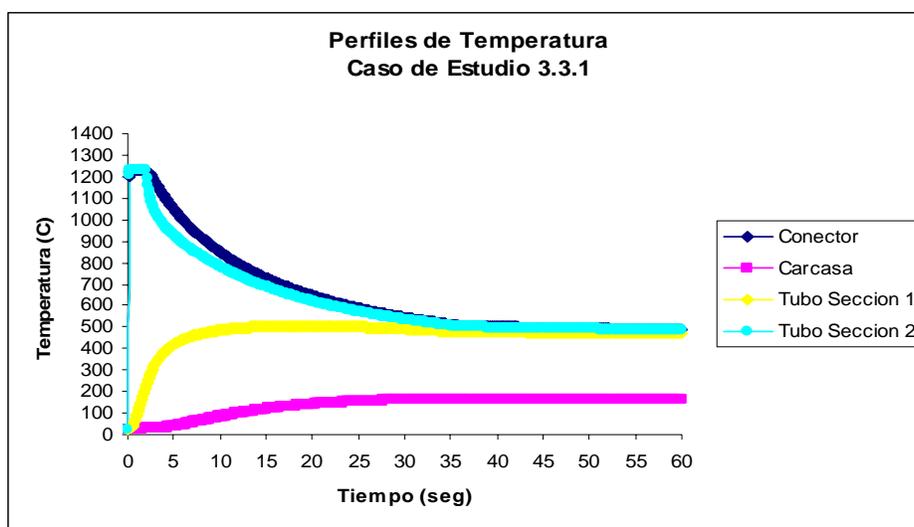


Figura 7.30 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.1.

La figura 7.30 muestra los perfiles de temperatura del sistema incluyendo dos secciones del tubo del cliente. La primera sección del tubo se encuentra a una temperatura de 500°C mientras que la segunda sección alcanza los 1200°C por dos segundos y después pierde calor para llegar a los 500°C después de determinado tiempo. La temperatura de la carcasa no sobrepasa el límite de los 200°C por lo que la carcasa no sufre daño alguno.

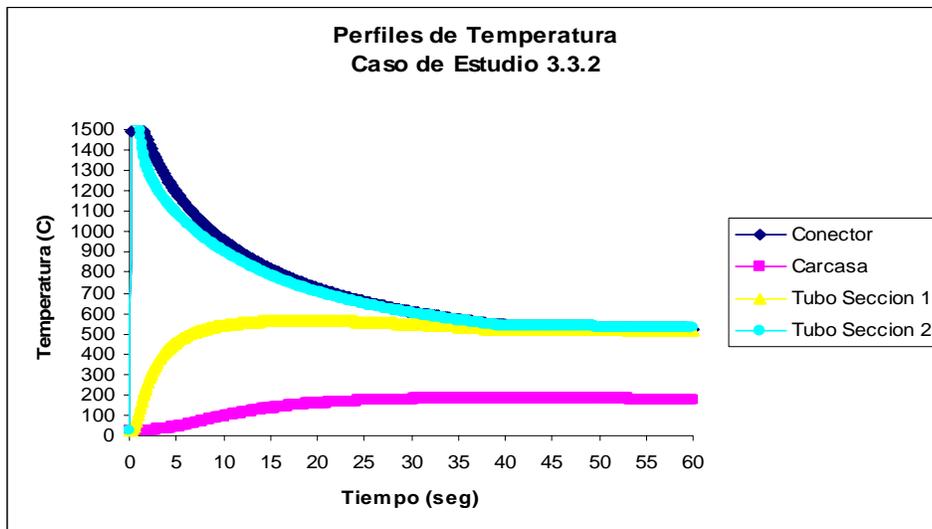


Figura 7.31 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.2.

En la figura 7.31 se puede observar el comportamiento del sistema cuando se está calentando a 1500°C por 1 segundo. El conector y el tubo del cliente (sección 2) presentan la misma temperatura a lo largo de los 60 segundos. El tubo del cliente en la sección 1 está por encima de los 500°C mientras que la temperatura de la carcasa esta muy cercana a los 200°C.

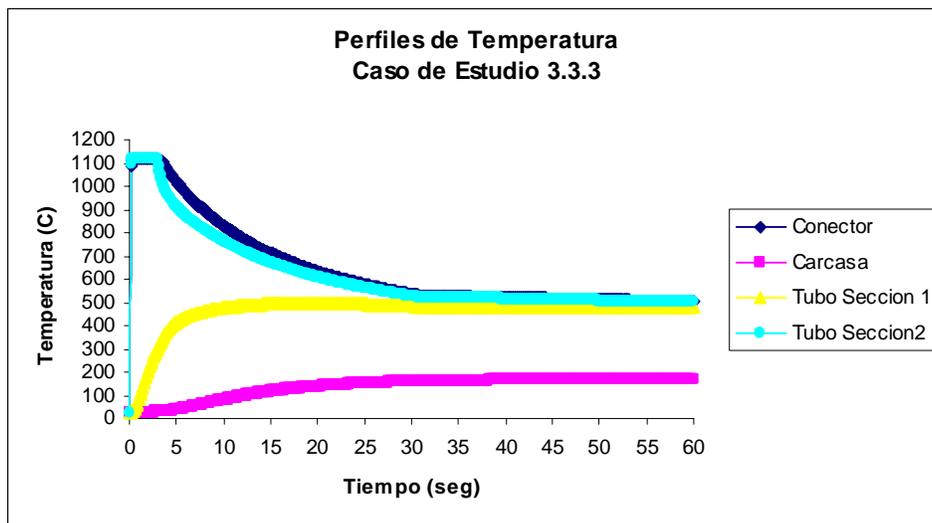


Figura 7.32 Resultados obtenidos del caso de estudio 3.3.3.

La figura 7.32 representa el comportamiento del sistema cuando éste es calentado a 1100°C por 3 segundos. Las temperaturas del conector y el tubo del cliente (sección 2) son las mismas, mientras que el tubo del cliente (sección 1) se encuentra a 500°C. La temperatura de la carcasa no excede el límite de diseño.

7.9.2. Análisis de resultados

En total se realizaron 3 sub - casos de estudio generales con el objetivo de determinar los parámetros óptimos con respecto al tiempo y temperatura del proceso de soldadura. Cada uno de estos sub - casos de estudio generales incluye sub – casos los cuales permitieron variar el tiempo, temperatura y punto de aplicación del calor.

En el primer caso de estudio se simularon dos alternativas; los resultados de dichas alternativas fueron comparados para poder determinar cual alternativa era la más aproximada con respecto a los datos obtenidos experimentalmente en el panel de la EMPRESA. La comparación de los datos obtenidos en Fluent™ y de forma experimental se muestra en la figura 7.33.

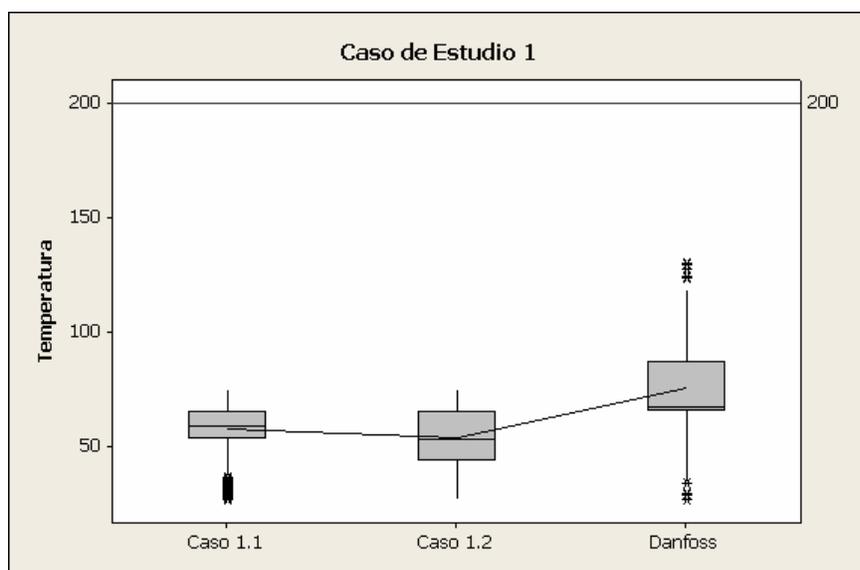


Figura 7.33 Comparación de los resultados del caso de estudio 3.1¹.

¹ Los casos 1.1 y 1.2 mostrados en la figura corresponden a los casos de estudio 3.1.1 y 3.1.2 respectivamente.

En la figura 7.33 se puede observar la relación que existe entre los datos encontrados a partir de las simulaciones y de los obtenidos de forma experimental. El caso de estudio 3.1.2 es el que se acerca más al comportamiento del experimento, por lo que se cree que una mejor distribución del calor podría permitir una menor temperatura en la carcasa del filtro.

Los casos de estudio 3.2 y 3.3 presentan distintas condiciones de temperatura y de tiempo así como de aplicación del calor. Los 3 sub – casos de los dos casos de estudio fueron comparados y los resultados obtenidos de la comparación se muestran en la figura 7.34.

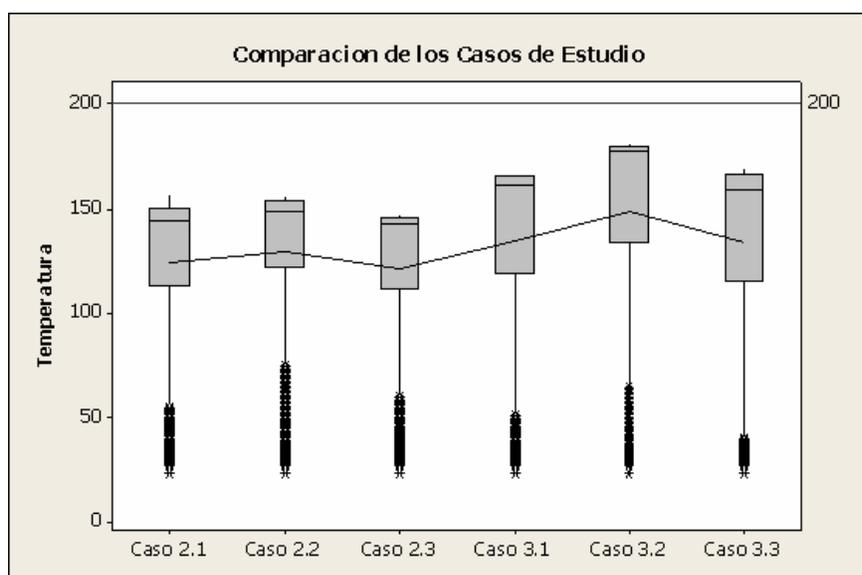


Figura 7.34 Comparación de los resultados del caso de estudio 3.2 y 3.3².

En la figura 7.34 se pueden apreciar 6 sub – casos donde el caso 3.2.3 es el que presenta una menor temperatura global, aunque no una mejor distribución de calor. Por otra parte, el caso 3.3.3 presenta una mejor distribución de calor aunque la temperatura promedio se encuentra por encima de otros casos. Debido a que ninguno de los casos excede la temperatura de la carcasa, todos y cada uno de ellos se puede llevar a cabo como proceso de soldadura; dependerá de la empresa el tipo de caso que quiera utilizar.

² Los casos de estudio 2.1, 2.2, 2.3, 3.1, 3.2 y 3.3 mostrados en la figura corresponden a los casos de estudio 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3, 3.3.1, 3.3.2 y 3.3.3 respectivamente.

Tomando en consideración que uno de los objetivos que se solicitó durante de la investigación era reducir el tiempo de soldadura, se optó por seleccionar el caso 3.3.2 donde se eleva la temperatura hasta 1500°C con un tiempo de aplicación del calor de 1 segundo.

7.9.3. Resultados de los modelos matemáticos de la literatura

En la literatura se encontraron dos modelos matemáticos los cuales permiten predecir parámetros que se presentan durante el proceso de soldadura. El primer modelo matemático permite determinar el tiempo de solidificación de la soldadura a partir de la capa – intermetálica. Aplicando el modelo para predecir el tiempo de solidificación se obtuvo un tiempo de 11.28 segundos en el cual el conector de cobre y el tubo del cliente quedaran totalmente unidos, esto se muestra en la ecuación 7.8:

$$t = \frac{\pi W_0^2}{16 D_\alpha} \left(\frac{C_B}{C_{al}} \right)^2 = \frac{\pi (10(10)^{-4})}{16 (1.7240(10)^{-8})} (1)^2 = 11.28 \text{seg.} \quad (7.8)$$

El segundo modelo matemático permite diseñar la unión del conector de cobre con el tubo del cliente. Mediante este modelo se calculó la distancia de penetración del tubo del cliente de tal forma que no se afectará la resistencia de la unión y por ende la resistencia del sistema.

El resultado de la distancia de penetración que se obtuvo teniendo como material base y material de aporte al cobre es de 1.5 veces el grosor del material menos grueso de la unión. El cálculo del resultado obtenido se muestra en la ecuación 7.9:

$$X = \frac{tW}{0.8L} = \frac{30,000(0.059)}{0.8(25,000)} = 0.0885 \text{in} \quad (7.9a)$$

$$\text{Distancia} = \frac{X}{W} = \frac{0.0885}{0.059} = 1.5 \text{veces} \quad (7.9b)$$

7.10 Conclusiones

El caso de estudio presentado mostró un análisis de la transferencia de calor existente en los filtros de refrigeración cuando son sometidos al proceso de soldadura fuerte. El análisis se basó en la variación del tiempo y la temperatura a lo largo del sistema con el objetivo de determinar los parámetros adecuados para llevar a cabo el proceso de soldadura eficientemente.

La dinámica de fluidos computacional es una buena herramienta para predecir la transferencia de calor en los filtros utilizados en la refrigeración. La ventaja de utilizar esta herramienta es una relativa simplicidad a bajo costo, si se considera que es posible realizar variaciones de los parámetros del problema, así como de sus condiciones de frontera.

El modelo computacional desarrollado en este caso de estudio puede ser tomado como base en análisis semejantes aprovechando las experiencias obtenidas; de esta forma los nuevos cálculos serán más rápidos una vez que se conocen algunos detalles de las características que deben tener los modelos computacionales, tales como, condiciones de frontera y algoritmos de solución.

Se definieron tres casos de estudio de los cuales se pudo determinar las condiciones óptimas de temperatura y tiempo. Se encontró que en ninguno de los casos de estudio se excedía la temperatura por encima de los 200°C por lo que, cualquiera de ellos se puede llevar a cabo sin que exista algún daño en la carcasa.

Debido a que el objetivo de la EMPRESA es reducir el tiempo del proceso de soldadura se propuso implementar el caso de estudio 3.3.2, en el cual se aplica el calor tanto al conector como al tubo del cliente a una temperatura de 1500°C por 1 segundo. Este calentamiento permitirá una mejor distribución de calor a lo largo del sistema y por ende no daña la carcasa del filtro.

7.11 Recomendaciones

La siguiente lista de recomendaciones tiene la intención de mejorar el proceso de soldadura fuerte que se realiza actualmente en la EMPRESA. Las recomendaciones a seguir son las siguientes:

1. Seguir el procedimiento de aplicación de la soldadura propuesto por la American Welding Society (AWS), donde se corta el tubo a soldar, se realiza el rebanado y la limpieza del tubo, se aplica el fundente sobre el tubo y el conector, se acoplan las piezas, se calienta la unión, se aplica la soldadura y se eliminan los posibles residuos.
2. En el proceso de soldadura se debe calentar primero el conector y después una sección pequeña del tubo del cliente para obtener una mejor distribución del calor a lo largo del sistema.
3. La temperatura de calentamiento puede ser entre los 1100°C y los 1500°C; dependiendo del tiempo que se tenga para realizar el proceso. Entre mayor sea la temperatura menor será el tiempo que se requiera para llevar a cabo el proceso. De acuerdo con la modelación y simulación se puede realizar el proceso utilizando una temperatura máxima de 1500°C por 1 segundo.
4. La distancia de penetración del tubo del cliente tiene que ser dos veces el grosor del elemento menos grueso del sistema. Por lo que, no resulta necesario introducir en mayor proporción el tubo del cliente ya que no contribuye a mejorar la resistencia de la unión; por el contrario, perjudica el tiempo de solidificación debido a que la distancia que tiene que recorrer el material de aporte es mayor.
5. El tiempo de solidificación para el cobre suele ser de 12 segundos, por lo que el proceso de soldadura no deberá tardar un tiempo mayor a éste.

7.12 Trabajo Futuro

En este caso de estudio quedan líneas abiertas para trabajos futuros que complementen el desarrollo que aquí se presenta. Algunas de las líneas de investigación a seguir son:

1. **Mejora del modelo global.** El modelo global utilizado en esta investigación únicamente está considerando los parámetros de tiempo y temperatura. Aún faltan por considerar la distancia de penetración del tubo del cliente y el flujo de nitrógeno, el cual se utiliza para prevenir la corrosión durante el proceso de soldadura.
2. **Simulación del proceso de soldadura.** La aplicación de calor únicamente se consideró entre 1 y 3 segundos. Se puede incrementar este tiempo de aplicación de calor y dividirlo en etapas para obtener una mejor aproximación del proceso real.
3. **Cambio de geometría.** El cambio de geometría puede ser una opción que influya mucho en la transferencia de calor y por ende permita reducir el tiempo de la soldadura fuerte. Habría que analizar que tan viable es el cambio de geometría no únicamente con respecto a la transferencia de calor sino en cuestiones de manufactura y los estándares establecidos.
4. **Simulación del material de aporte.** En esta investigación no se está incluyendo el material de aporte dentro de la simulación. Sería conveniente modelar el tiempo en que el material de aporte se solidifica para determinar hasta que punto se puede reducir el tiempo del proceso de soldadura.
5. **Simulación de diferentes distancias de penetración.** A través de los modelos de la literatura se predijo la distancia de penetración adecuada para mantener la misma resistencia sin que la solidificación del material de aporte retrase el proceso de soldadura. Habría que determinar cual es la distancia de penetración óptima considerando los efectos de la transferencia de calor y los posibles daños que se lleguen a generar en la carcasa del filtro.
6. **Comprobación con diferentes dimensiones.** En la investigación únicamente se modeló y simuló el filtro de 8 pulgadas con un conector de 3/8 de pulgada. Habría que determinar si el tiempo de aplicación y la temperatura que se determinó son adecuadas para todos los filtros que se utilizan en la EMPRESA.

Capitulo VIII
Caso de Estudio 4

Optimización del Flujo en Filtros Desecantes

El caso de estudio descrito en este capítulo pretende la optimización del flujo en filtros desecantes. Para lograr esta optimización del flujo se realizaron simulaciones numéricas las cuales permiten determinar la caída de presión en el filtro desecante. El comportamiento presentado por el fluido es laminar a través del medio poroso (núcleo del filtro desecante) y turbulento en las demás regiones del filtro. El fluido de entrada es agua debido a la complejidad de realizar experimentos utilizando refrigerantes (R22 o R134a). Se simularon 3 distintas configuraciones de núcleo y se comparó la caída de presión en cada una de dichas configuraciones. Las conclusiones encontradas de los resultados de las simulaciones numéricas son presentadas.

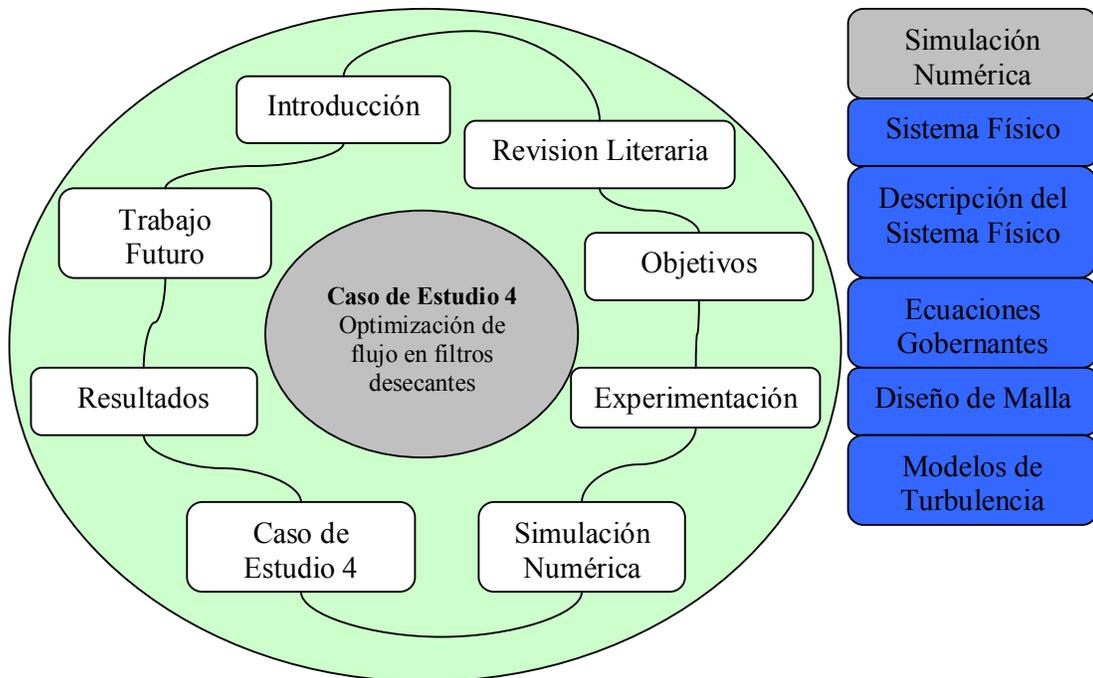


Figura 8.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 4.

8.1. Introducción

Hoy en día, los filtros desecantes son de gran utilidad para los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Estos filtros durante su funcionamiento recogen y eliminan la suciedad y humedad que existe en el sistema que se está utilizando. Los filtros desecantes mediante la eliminación de los contaminantes (ácidos, partículas sólidas, etc.) permiten mantener el sistema funcionando y evitan la presencia de reacciones químicas e impurezas abrasivas.

Los filtros desecantes básicamente están formados por un núcleo sólido el cual está formado por: molecular sieves (támiz molecular), gel de sílice, alúmina activada y una malla de poliéster (figura 8.1) insertada en la salida del filtro. El núcleo sólido puede ser comparado con el funcionamiento de una esponja debido a su capacidad de absorber y retener líquidos.

El tímiz molecular y el gel de sílice se encargan de retener los líquidos (agua) mientras que la alúmina activada retiene los líquidos (agua) y ácidos. El núcleo sólido es el que permite retener las partículas de suciedad grandes mientras que la malla de poliéster retiene las partículas pequeñas.

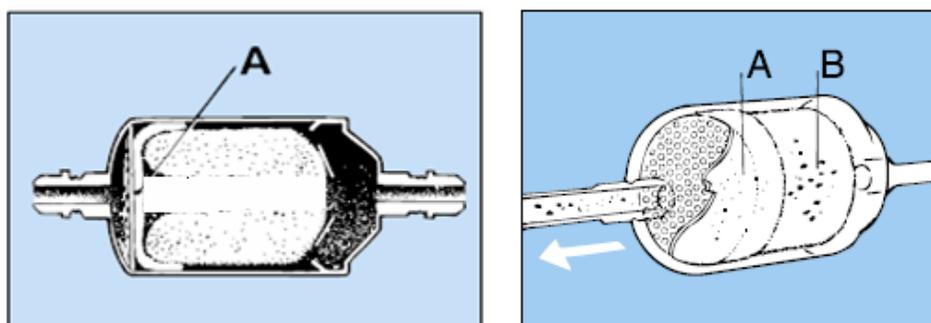


Figura 8.1 Núcleo sólido del filtro desecante (EMPRESA).

Actualmente en la EMPRESA se producen dos tipos de filtros desecantes los cuales presentan variación en la composición del núcleo. El primer tipo se denomina DML donde la composición del núcleo es 100 % molecular sieves mientras que el segundo tipo se conoce como DCL donde el núcleo se compone por 80 % molecular sieves y 20 % alúmina activada.

Este tipo de filtros se fabrican especialmente para sistemas de tubos capilares y se utilizan principalmente en sistemas de refrigeración en los que la expansión se realiza a través del tubo capilar (figura 8.2).

Todos los filtros desecantes tienen un núcleo sólido; la selección del tipo de filtro se basará en el tipo de refrigerante que se utilice en el sistema. El filtro desecante tipo DML se utiliza principalmente con refrigerantes HFC y con aditivos de aceite como lo son el poliéster (POE) y el polialquil (PAG). Los filtros desecantes tipo DML son designados para aplicaciones que requieren de una alta absorción de agua, y pueden estos ser utilizados con cualquier compresor sin importar quien lo está manufacturando.

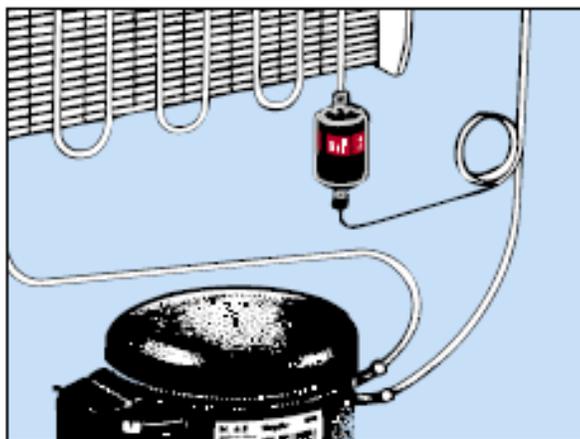


Figura 8.2 Filtro Desecante utilizado en un sistema de refrigeración (EMPRESA).

Por otra parte, los filtros desecantes tipo DCL se utiliza para sistemas que utilizan refrigerantes tipo HFC y CFC así mismo con aditivos de aceite como el aceite mineral (MO) y el alquilbenceno (BE).

Este tipo de filtros son especiales para sistemas en los cuales se opera con altas temperaturas de condensación y donde se requiera de una gran capacidad de secado. En la siguiente tabla se muestra un resumen de las características de los filtros desecantes en cuanto al tipo de núcleo, la carcasa y el filtro mismo (tabla 8.1).

Tabla 8.1 Características de los Filtros Desecantes (EMPRESA).

Núcleo Tipo DML	Carcasa del Filtro
➤ 100 % Molecular Sieves	➤ Ideal para unidades de refrigeración y aire acondicionado. Soporta una presión de 42 bar (610 psig)
➤ Alta capacidad de secado minimizando el riesgo de formación de ácido (hidrólisis)	➤ Disponible con conectores para soldar de cobre o con anillo situado en el conector.
➤ Optimo para refrigerantes HFC (R134a, R404A, R410A, etc.) con aditivos de aceite (POE o PAG). Compatible con R22	➤ Resistente a la corrosión debido al acabado de la pintura. Puede ser utilizado en cualquier ambiente.
Núcleo Tipo DCL	➤ Permite la instalación en cualquier dirección considerando siempre la flecha de la dirección del flujo. Disponible en tamaños desde 3 a 75 pies cúbicos.
➤ 80 % Molecular Sieves y 20 % Alúmina Activada	Filtro
➤ Adecuado para sistemas que operan a altas temperaturas de condensación y que requieren de una alta capacidad de secado	➤ Provee una alta retención con la mínima caída de presión (0.001 in)
➤ Optimo para refrigerantes CFC y HCFC (R22, R502, etc.) con aceite mineral o alquilbenceno.	➤ Estable térmicamente hasta los 120 grados Centígrados (250°F)

La selección de los filtros desecantes para una aplicación particular requiere de varios factores técnicos a considerar. Estos factores incluyen el tipo de sistema, el tamaño de la línea de conexión, la capacidad de agua, la capacidad de flujo (tamaño del sistema), la habilidad de filtración, el material de construcción (acero vs. cobre) y presiones de trabajo por debajo de límite de seguridad.

El filtro desecante debe seleccionarse de forma que se adapte a las conexiones y a la capacidad del sistema. Si se precisa un filtro con conexiones para soldar se recomienda filtros desecantes de la EMPRESA tipo DCL/DML, debido a que cuentan con una capacidad de secado muy elevada la cual prolonga el intervalo entre los cambios de filtro.

Debido a la importancia que representa el filtro desecante para la EMPRESA, durante varios semestres alumnos del ITESM Campus Monterrey han estado trabajando con la simulación numérica del flujo en filtros desecantes. El proyecto comenzó en el periodo Enero – Mayo del 2005 con el programa ESAR (Experimental Station for Air – Conditioning and Refrigeration) donde se fijó la misión principal.

La misión consistió en el entendimiento de los fenómenos físicos que ocurren dentro del filtro desecante utilizado en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado así como la simulación numérica del flujo en filtros desecantes considerando el núcleo poroso.

Para poder cumplir con dicha misión hubo que realizar diversos análisis donde se involucró el estudio a fondo de la dinámica de fluidos principalmente a través de medios porosos. En dicho análisis se utilizó como herramienta de modelación un software computacional.

Este software computacional es una herramienta de CFD muy compleja que permite la solución numérica de las ecuaciones gobernantes de dichos fenómenos además de tener la capacidad de analizar a detalle medios porosos con permeabilidad anisotrópica, resistencia inercial y caídas de presión en superficies de membrana.

Hasta la fecha se han realizado avances importantes en el entendimiento del flujo en filtros desecantes. Se han elaborado diversas simulaciones numéricas del flujo dentro de la carcasa del filtro considerando en primera instancia que la carcasa estuviera completamente vacía y posteriormente agregando el efecto del núcleo poroso. Se tienen modelos y simulaciones numéricas para una placa triangular y de orificios, para la carcasa vacía y para el núcleo de material poroso.

En la EMPRESA existe un departamento de desarrollo e investigación que se encarga de mejorar y alcanzar los niveles óptimos en los productos que se fabrican dentro de la empresa. En dicho mejoramiento de los productos se han presentado distintas necesidades las cuales se muestran en la tabla 8.2.

Tabla 8.2 Necesidades en el departamento de desarrollo e investigación de la EMPRESA.

Research and Development Department			
Necesidades	Recursos	Conocimientos	Temas
dP / Flujo Másico	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Fluent™ ➤ Inventor ➤ Algor ➤ PIV Panel * 	Adsorción de Agua Mecánica de Fluidos Núcleo Desecante Tecnologías Difusión de Agua	Optimización de Flujo
Adsorción de Agua			Análisis de Adsorción / Difusión
PIV			Flujo en Medio Poroso
Paneles de Refrigeración			Panel de Adsorción

Analizando las necesidades, se eligió por el tema de Optimización de Flujo debido a que éste considera dos de las cuatro necesidades (dP/ Flujo Másico y PIV) presentadas. Por otra parte, los filtros desecantes que se están utilizando actualmente (DCL / DML) saldrán del mercado y serán sustituidos por otro tipo de filtros desecantes.

A diferencia de los anteriores filtros desecantes, los nuevos filtros poseen un núcleo de distinta configuración donde el funcionamiento del filtro es mejor debido a características del mismo (figura 8.3).

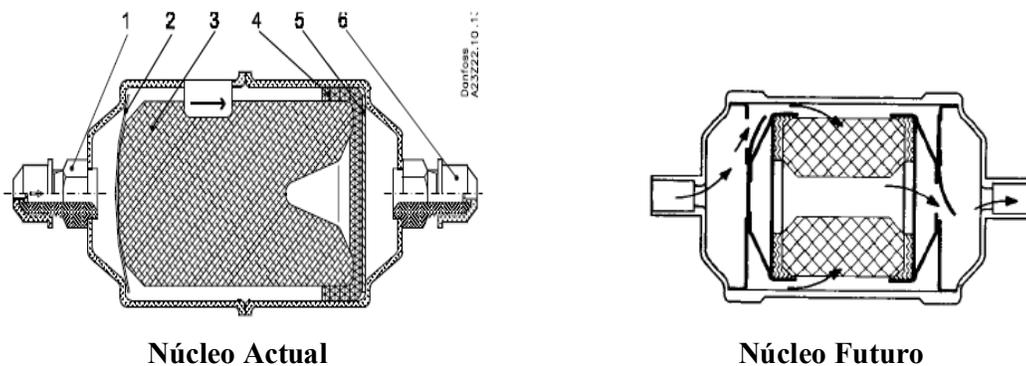


Figura 8.3 Núcleo actual y núcleo futuro (Parker Hannifin, (2003)).

El presente proyecto pretende contribuir a cubrir dichas necesidades mediante la experimentación en el panel PIV y la simulación numérica del flujo dentro del filtro desecante. Dentro de la simulación numérica se tomará en cuenta el nuevo núcleo que presentan los filtros desecantes, las distintas configuraciones de núcleos así como los distintos tamaños de filtros desecantes que se fabrican en la EMPRESA.

Debido a que la característica de flujo de un filtro desecante depende directamente de sus componentes internos así como del diámetro de conexión que se utilice, la intención de este proyecto es evaluar como es que influyen en la característica de flujo los componentes del filtro desecante analizando distintas dimensiones de los filtros y distintas configuraciones del núcleo.

El análisis a realizar se basará principalmente en la simulación con un software de CFD (Computacional Fluid Dynamics) y la experimentación en el panel PIV. El proyecto deberá explicar el comportamiento del flujo a través del filtro desecante así como una serie de recomendaciones basadas en la experimentación en el panel PIV y en los resultados de la simulación numérica para mejorar el flujo a través del filtro desecante.

8.2. Objetivos

- Simular el flujo del fluido en la región del núcleo y a través del filtro desecante.
- Identificar factores que contribuyen a la caída de presión dentro del filtro desecante.
- Validar las simulaciones de flujo del fluido para la configuración de núcleo dada través de la modelación de volumen finito (CFD) y el análisis experimental utilizando el PIV.
- Elaborar lista de recomendaciones basándose en la experimentación y en los recursos numéricos.

8.3. Experimentación

En la experimentación del flujo en filtros desecantes se utilizó como herramienta el Particle Image Velocimetry (PIV), por sus siglas en ingles, el cual es un método óptico que se utiliza para medir velocidades y propiedades relacionadas con los fluidos de tal forma que se pueda realizar una diagnóstico del flujo de un fluido. Para propósitos del PIV se asume que el fluido se desarrolla de acuerdo con la dinámica de los fluidos y el fluido es sembrado con partículas. Es el movimiento de estas partículas lo que se utiliza para calcular la velocidad.

En general, el método PIV presenta un largo grado de no intrusividad lo que permite que no exista distorsión en el flujo del fluido. Las mediciones ópticas evitan la necesidad de otros instrumentos como lo pueden ser los tubos de Pitot, cables o incluso mediciones de flujo intrusivas. Adicionalmente este método es capaz de medir una sección tri – dimensional del campo del fluido simultáneamente. La alta velocidad del procesamiento de los datos permite la generación de largos números de imágenes las cuales pueden ser analizadas mediante una computadora.

A lo largo de los últimos 20 años el método PIV se ha estado utilizando en una amplia gama de aplicaciones referentes a la dinámica de fluidos. Por dicho motivo se ha decidido trabajar con el Panel PIV para validar las simulaciones numéricas realizadas utilizando FluentTM y para observar cómo es el funcionamiento del Filtro Desecante fabricado por la EMPRESA.

8.4. Simulación Numérica

Una de las mayores complicaciones dentro de la simulación numérica es la inclusión del medio poroso. Esto se debe principalmente a que las partículas (esferas) que constituyen el medio poroso no son dibujadas físicamente dentro del modelo geométrico debido a la dificultad y falta de información sobre el empaquetamiento que existe entre dichas partículas.

En FluentTM, el medio poroso es modelado mediante la adición del término de momentum a las ecuaciones del flujo del fluido estándar. El término de momentum utilizado en las ecuaciones de flujo estándar está compuesto por dos partes: el término de las pérdidas debidas a la viscosidad (Darcy) y el término de las pérdidas debidas a la inercia.

El término de pérdidas debido a la viscosidad corresponde a un flujo laminar a través del medio poroso mientras que las pérdidas debidas a la inercia se presentan cuando existe un flujo turbulento a través del medio poroso.

La ecuación que representa el término de momentum es:

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_j \right) \quad (8.1)$$

donde S_i es el término i (x, y o z) para la ecuación del momentum, y D y C son las matrices preescritas.

El término de momentum contribuye al gradiente de presión en la celda porosa, creando una caída de presión proporcional a la velocidad del fluido en la celda. Cuando se considera un medio poroso simple homogéneo se tiene la siguiente expresión:

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_i\right) \quad (8.2)$$

donde α es la permeabilidad y C_2 es el factor de resistencia inercial. Tomando como referencia la ecuación de Ergún se puede definir la permeabilidad y el factor de resistencia inercial como:

$$\alpha = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150 (1-\varepsilon)^2} \quad (8.3)$$

$$C_2 = \frac{3.5 (1-\varepsilon)}{d \varepsilon^3} \quad (8.4)$$

Para el flujo laminar a través de un medio poroso la caída de presión es típicamente proporcional a la velocidad y la constante C_2 dentro de la ecuación (8.2) puede ser considerada como cero. Ignorando la aceleración convectiva y la difusión, el modelo del medio poroso para un flujo laminar se reduce a la ley de Darcy:

La ley de Darcy se puede definir como:

$$\nabla p = -\frac{\mu}{\alpha} \vec{v} \quad (8.5)$$

La caída de presión que Fluent 6.2.16 calcula en cada una de las tres coordenadas cartesianas (x, y y z) en la región porosa está dada por las siguientes ecuaciones:

$$\Delta p_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} v_j \Delta n_x \quad (8.6)$$

$$\Delta p_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} v_j \Delta n_y \quad (8.7)$$

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} v_j \Delta n_z \quad (8.8)$$

donde v_j son las componentes de la velocidad en las direcciones x, y y z, y Δn_x , Δn_y y Δn_z son el grosor del medio en las direcciones x,y y z.

A altas velocidades la constante C_2 provee una corrección para las fuerzas inerciales presentes en el medio poroso.

Esta constante se define como el coeficiente de pérdida por unidad de longitud a lo largo de la dirección del flujo, permitiendo que la caída de presión pueda ser especificada en función de la altura dinámica. En la consideración del efecto de la fracción de hueco en el modelo geométrico de la simulación numérica se puede considerar una velocidad física o superficial. Normalmente, Fluent 6.2.16 calcula la velocidad superficial basada en valor del flujo volumétrico. La velocidad superficial puede ser expresada como:

$$\vec{U}_{\text{superficial}} = \varepsilon \vec{U}_{\text{física}} \quad (8.9)$$

Los valores de la velocidad superficial dentro de la región del medio poroso son los mismos que aquellos fuera de la región porosa. Por otra parte, la formulación de la velocidad física puede expresarse como:

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho\vec{u}\phi) = \nabla \cdot (\varepsilon\Gamma\nabla\phi) + \varepsilon S_\phi \quad (8.10)$$

Asumiendo que se tiene un flujo en una sola fase y la fracción de hueco es isotrópica, las ecuaciones de masa y momentum basadas en el volumen promedio son:

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho\vec{u}) = 0 \quad (8.11)$$

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho\vec{u}\vec{u}) = -\varepsilon\nabla p + (\varepsilon\vec{\tau}) + \varepsilon\vec{B}_f - \left(\frac{\mu}{\alpha} + \frac{C_2\rho}{2}|\vec{u}|\right)\vec{u} \quad (8.12)$$

8.4.1. Sistema físico

Un ejemplo del sistema físico utilizado para la simulación numérica de la optimización de flujo se muestra en la figura 8.4. El sistema físico consta de una carcasa metálica y un núcleo. La carcasa metálica protege al núcleo del medio ambiente mientras que el núcleo se encarga de absorber la mayor cantidad del refrigerante para proteger los sistemas de refrigeración y aire acondicionado de partículas sólidas, ácidos u otros contaminantes presentes en el sistema que puedan contribuir a un mal funcionamiento del mismo y a una reducción en su eficiencia.

Actualmente la carcasa metálica se puede producir en tamaños desde 3 a 75 pies cúbicos dependiendo directamente del tamaño del núcleo y de la cantidad de refrigerante del sistema con el cual se esté trabajando. El núcleo puede trabajar con distintos refrigerantes, como por ejemplo, R22, R502, R134a, R404A, R410A, etc.



Figura 8.4 Sistema físico utilizado para la simulación numérica (EMPRESA).

8.4.2. Descripción del sistema físico

Teniendo el esquema del sistema físico representado en la figura 8.4 se puede realizar el modelo geométrico de la simulación numérica. Para la generación del modelo geométrico del filtro desecante se utilizó el paquete computacional Gambit™.

Dicho paquete computacional sirvió para la importación de la geometría la cual fue generada en otro paquete computacional conocido como Inventor™ y que el cual se utiliza para la modelación de sistemas en 3D. Así mismo, dentro de Gambit™ se realizó el mallado de los volúmenes (núcleo y carcasa) y se establecieron las distintas condiciones de frontera (flujo de entrada, pared del núcleo, salida, etc.).

La figura 8.5 muestra el sistema físico utilizado en la simulación numérica.

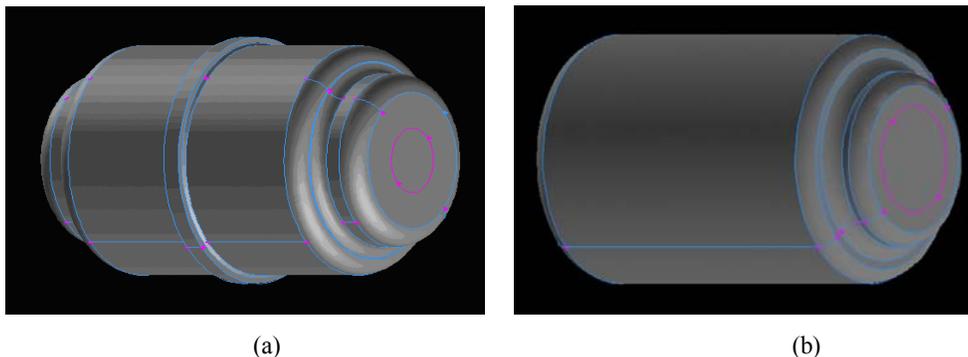


Figura 8.5 Sistema físico modelado en Gambit™, a) carcasa y b) núcleo.

Las características geométricas del sistema se muestran en la figura 8.6. La carcasa tiene un longitud de 66.00 mm mientras que el núcleo es de 50.10 mm. El diámetro de entrada de la carcasa y del núcleo es de 9.00 mm; el diámetro del núcleo de salida es de 12.10 mm mientras que el diámetro de salida de la carcasa es de 15.00 mm. Como se puede observar en la figura 8.6 existe una expansión en el núcleo la cual contribuye a que exista un menor caída de presión.

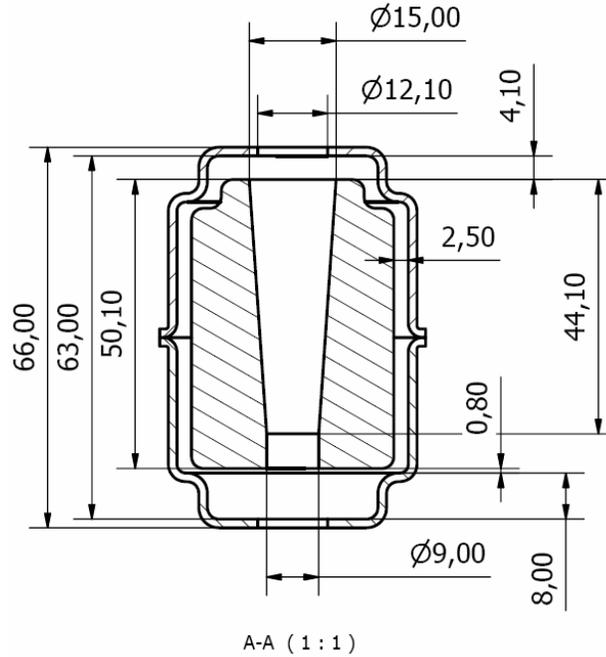


Figura 8.6 Características geométricas del sistema.

8.4.3. Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones gobernantes del sistema son similares a las utilizadas en el caso de estudio 2 correspondiente a la transferencia de calor en tubos empacados con esferas. A diferencia del caso de estudio 2 en este caso de estudio no se simula la transferencia de calor por lo que la ecuación de la energía que descarta. Por tanto, las ecuaciones dimensionales correspondientes a la masa, momentum se presentan a continuación:

Ecuacion de Masa

$$\frac{\delta \rho_0}{t_0} \left(\frac{\partial \hat{\rho}}{\partial t} \right) + \frac{u_0}{L} \delta \rho_0 \left(\hat{u} \cdot \vec{\nabla} \hat{\rho} \right) = \rho_0 \frac{u_0}{L} \left(-\hat{\rho} \vec{\nabla} \cdot \hat{u} \right) \quad (8.13)$$

Ecuación de Momentum

$$St \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} \right) + \hat{\rho} \left(\vec{u} \cdot \vec{\nabla} \right) \vec{u} = Eu \left(-\vec{\nabla} \hat{\rho} \right) + \frac{1}{Re} \vec{\nabla} \cdot \left\{ \hat{\mu} \left[\vec{\nabla} \vec{u} + \left(\vec{\nabla} \vec{u} \right)^T \right] \right\} \quad (8.14)$$

8.4.4. Diseño de Malla

Debido a la complejidad del modelo geométrico es muy difícil lograr una malla regular basada en elementos cuadrilaterales. Habría que dividir el sistema en sub – sistemas pequeños e ir aplicando la técnica de mallado a cada uno de esos sub – sistemas ocasionando problemas de modelación debido a la gran cantidad de caras y volúmenes creados. En respuesta a la complejidad de la geometría, Gambit™ permite utilizar elementos triangulares. Este tipo de elementos conllevan un mayor tiempo de cómputo en la simulación numérica, aunque se pueden utilizar algunos esquemas de discretización que reducen dicho tiempo.

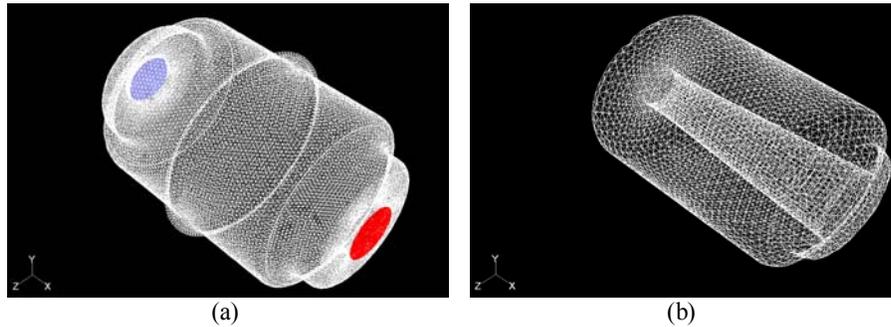
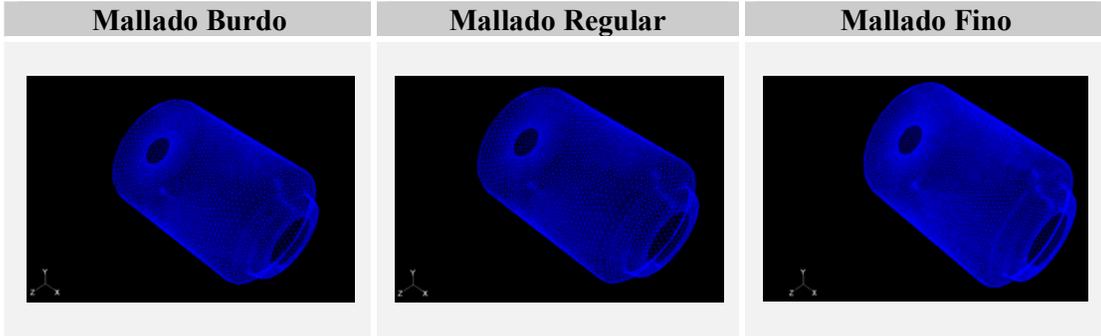


Figura 8.7 Malla del modelo geométrico, a) carcasa y b) núcleo.

Para estudiar el efecto de la malla en los resultados de la simulación numérica se realizó un análisis de malla mediante el cual se logró que los resultados no dependieran del mallado sino de las condiciones de frontera y modelación que se realizó para determinar la caída de presión en los filtros desecantes. Se propusieron tres mallas con distinto número de elementos, de tal forma que se creó un mallado burdo, un mallado regular y un mallado fino. Las tres mallas generadas para la solución de las ecuaciones gobernantes mediante el método de volumen finito se muestran en la tabla 8.3.

Tabla 8.3 Mallas generadas para la solución de las ecuaciones gobernantes.



8.4.5. Modelos de turbulencia

Resulta de gran importancia conocer cuál es el modelo de turbulencia más adecuado para calcular (computar) el flujo del sistema físico que se éste analizando. El sistema de ecuaciones está definido por las ecuaciones del promedio de la continuidad, de momentum y de energía. Fluctuaciones de las cantidades promedio son calculadas por el promedio de los modelos de turbulencia. De esta forma, se obtienen representaciones de la velocidad.

Una larga lista de referencias con la descripción de dichas ecuaciones puede ser encontrada en la literatura. La investigación en este tema ha permitido el desarrollo de una serie de modelos de turbulencia. La clasificación de los modelos de turbulencia que fueron considerados en la modelación CFD de esta investigación, basados en el concepto de la viscosidad turbulenta, se muestra a continuación.

(1) Spalart – Allmaras

Utiliza una sola ecuación diferencial parcial para la escala de la velocidad turbulenta. La cantidad turbulenta modelada es la viscosidad efectiva.

$$\rho \frac{D\tilde{v}}{Dt} = \rho c_{b1} \tilde{S} \tilde{v} + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \rho \tilde{v} \right) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right\} + c_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - c_{w1} \rho f_w \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (8.15a)$$

donde,

$$\mu_t \equiv \rho \tilde{v} f_{v1} \quad (8.15b)$$

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad (8.15c)$$

$$\chi \equiv \frac{\tilde{v}}{v} \quad (8.15d)$$

$$\tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad (8.15e)$$

$$f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (8.15f)$$

$$f_w = g \left[\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right]^{1/6} \quad (8.15g)$$

$$g = r + c_{w2} (r^6 - r) \quad (8.15h)$$

$$r \equiv \frac{\tilde{v}}{S \kappa^2 d^2} \quad (8.15i)$$

(2) k – ε Standard

Utiliza una ecuación diferencial para la escala de la velocidad turbulenta y otra ecuación para la escala de la longitud turbulenta. Las variables modeladas en este modelo son la energía cinética turbulenta (k) y la razón de disipación de la energía cinética turbulenta (ε).

- Energía cinética turbulenta (k)

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (8.16)$$

- Disipación de la energía cinética turbulenta (ε)

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_{1\varepsilon} \mu_t S^2 - \rho c_{2\varepsilon} \varepsilon) \quad (8.17)$$

donde σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ son constantes empíricas determinadas de experimentos previos utilizando flujos simples de aire y agua. Si se incluye al modelo k – ε, la producción boyante y la dilatación de la disipación tenemos:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} - \rho \varepsilon 2 \frac{k}{\gamma RT} \quad (8.18)$$

(3) RNG k – ε

Este modelo es derivado de la ecuación instantánea de Navier – Stokes utilizando los métodos de la teoría “renormalización de grupos (RNG)”. Estos resultados presentan un modelo con constantes diferentes al modelo k-ε Standard y un término adicional en las ecuaciones de transporte.

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_{1\varepsilon} \mu_t S^2 - \rho c_{2\varepsilon}^* \varepsilon) \quad (8.19a)$$

donde,

$$c_{2\varepsilon}^* = c_{2\varepsilon} + \frac{c_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (8.19b)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (8.19c)$$

(4) k-ε Realizable

El término realizable significa que el modelo satisface ciertas limitantes matemáticas en los esfuerzos normales, siendo consistente con la física del flujo turbulento. Este adopta una nueva fórmula para la viscosidad turbulenta y una ecuación nueva para el modelo de disipación (ε).

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_1 S \rho \varepsilon - c_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (8.20a)$$

donde,

$$c_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (8.20b)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (8.20c)$$

(5) k-ω Standard

Este modelo se basa en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y la razón específica de disipación (ω), que también puede ser pensada como una razón de ε a k. Términos de producción se añaden a las ecuaciones del modelo.

Conociendo la clasificación de los modelos de turbulencia, es posible realizar un análisis comparativo donde se presentan las ventajas y desventajas de cada uno de los modelos. Dichas ventajas y desventajas de los modelos de turbulencia se muestran en la tabla 8.4.

Tabla 8.4 Comparación de los modelos de turbulencia.

Modelo	Spalart – Allmaras
Ventajas	Se utiliza para flujo con condiciones de frontera en la pared y para flujos con una separación suave y recirculación.
Desventajas	No se adecua correctamente a flujos separados masivos, flujos sin esfuerzos cortantes, turbulencia simple decreciente.
Modelo	Standard k – ϵ
Ventajas	Preciso para una gran variedad de rangos de flujos
Desventajas	No alcanza a cubrir muchas situaciones por lo que las minimiza. Esto es para flujos con una fuerte curvatura en el sentido del flujo, para flujos con rotación, para flujos de separación o con un bajo numero de Re.
Modelo	RNG k - ϵ
Ventajas	Se puede incluir términos boyantes y de compresibilidad, se utiliza para razones de larga deformación y mejor funcionamiento que los modelos k – ϵ para flujos de mayor rapidez de deformación y para flujos con curvatura en el sentido del flujo.
Desventajas	Sufre de la limitación del modelo de viscosidad isotrópica eddy.
Modelo	k - ϵ Realizable
Ventajas	Su funcionamiento es mejor que el modelo Standard k – ϵ , los términos de boyancia y de compresibilidad pueden ser incluidos, bueno para flujos complejos con razones altas de deformación (recirculación, rotación y separación).
Desventajas	Sufre de la limitación del modelo de viscosidad isotrópica turbulenta.
Modelo	Standard k - ω
Ventajas	Incluye los efectos para pequeños números de Re, efectos de compresibilidad, reduce la sensibilidad de las condiciones de frontera. Se puede utilizar para regiones cercanas a la pared.

8.4.6. Caso de estudio 4

El caso de estudio 4 se desarrolló al igual que los casos de estudio anteriores mediante la herramienta computacional FluentTM. Siguiendo el procedimiento de modelación CFD se seleccionaron los sistemas de discretización adecuados, se efectuaron las suposiciones pertinentes y se establecieron las condiciones de fronteras pertinentes.

Las suposiciones realizadas para evaluar la caída de presión en filtros desecantes son:

1. El flujo en el medio poroso se considera como laminar mientras que en las demás secciones del dominio es turbulento.
2. Las dimensiones y geometría fueron basadas en el filtro desecante de 3 pulgadas cúbicas proporcionado por la EMPRESA.
3. El flujo del fluido se desarrolla en estado estable.
4. Las pérdidas debidas a la inercia fueron calculadas mediante información previa propuesta por la EMPRESA.
5. El medio poroso es modelado con la adición del término momentum.
6. Debido a que el volumen del medio poroso no está representado físicamente, se supone y reporta una velocidad superficial.

Las condiciones de frontera que se establecieron son:

1. La velocidad del flujo en el dominio es inicialmente cero.
2. Entrada del fluido (Flujo másico (kg/s)).
3. Salida del fluido (Presión de Salida (mbar)).

La simulación numérica se realizó para 8 distintos flujo másicos. A partir del flujo másico se calculó la velocidad del fluido, el número de reynolds del fluido y el número de reynolds de partícula. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 8.5. Durante la simulación numérica se realizaron distintas pruebas con el objetivo de determinar la caída de presión en el filtro. En primera instancia se simuló el filtro utilizado por la EMPRESA para realizar el proceso de secado.

Tabla 8.5 Flujo másico, velocidad y número de Reynolds.

Flujo Másico (kg/s)	Velocidad (m/s)	Re	Red
0.0278	0.2319	2861.2103	216.1977
0.0417	0.3479	4291.2489	324.2537
0.0556	0.4638	5722.0085	432.3642
0.0694	0.5798	7152.7682	540.4747
0.0833	0.6958	8583.5278	648.5852
0.9722	8.1179	100142.8745	7566.9567
0.1111	0.9277	11444.0170	864.7283
0.1250	1.0438	12875.8067	972.9167

Posteriormente, se realizó la simulación numérica pensando que el cliente cometiera un error y colocará la dirección del flujo en la dirección contraria. Finalmente, se probó cual sería la caída de presión en el filtro si el núcleo estuviera totalmente cerrado. Los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas se muestran en la siguiente sección.

8.5. Resultados

Los resultados se dividieron en 6 secciones donde: se analizaron los modelos de turbulencia, se realizó la optimización de flujo en el filtro desecante, se efectuó un análisis de la influencia del núcleo, se determinó la variación de presión en el filtro desecante y se obtuvieron los contornos de presión y los vectores de velocidad.

8.5.1. Análisis de los modelos de turbulencia

Se probaron 3 modelos de turbulencia de los 5 antes mencionados. Los modelos de turbulencia utilizados fueron el $k - \epsilon$, RNG $k - \epsilon$, Realizable $k - \epsilon$. Los resultados obtenidos mediante la simulación numérica se muestran en la figura 8.8. Como se puede observar en la figura los 3 modelos de turbulencia siguen el mismo comportamiento que los datos proporcionados por la EMPRESA. Cualquiera de dichos modelos se puede utilizar para predecir el comportamiento de la caída de presión en el filtro desecante. En la siguiente sección se realiza la optimización de flujo donde se selecciona el modelo de turbulencia que más se adecua a la caída de presión.

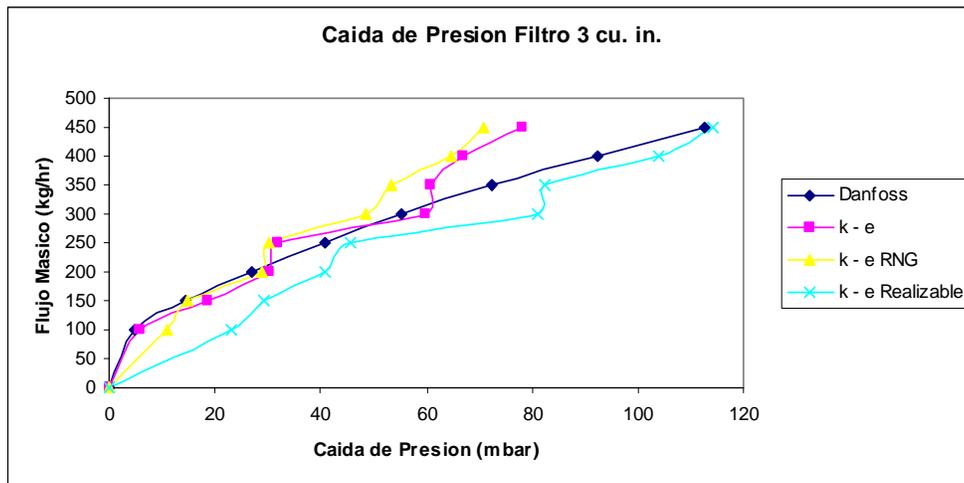


Figura 8.8 Respuesta de la caída de presión para los distintos modelos de turbulencia.

8.5.2. Optimización de flujo en filtros desecantes

Dentro de la optimización de flujo en el filtro se seleccionó el modelo de turbulencia más apropiado para predecir la caída de presión en el filtro desecante. La figura 8.9 muestra la gráfica correspondiente a la optimización de flujo realizada.

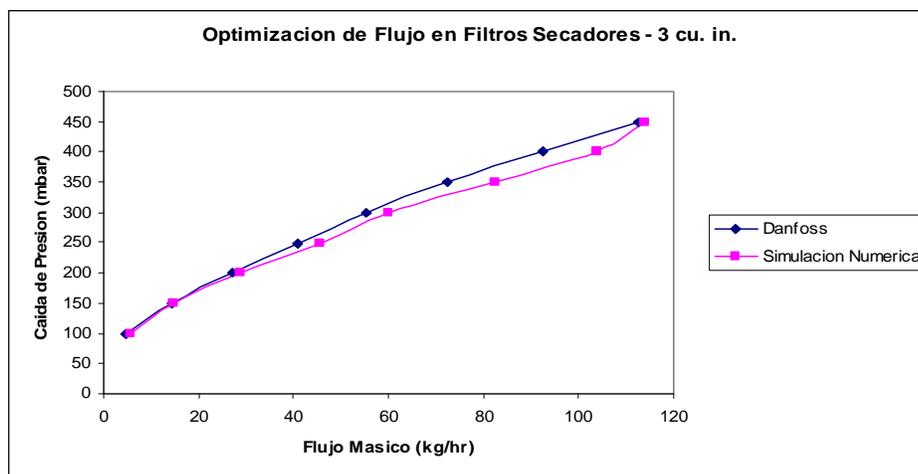


Figura 8.9 Respuesta de la caída de presión después de haber realizado la optimización.

Por otra parte la tabla 8.6 muestra el modelo de turbulencia seleccionado para cada uno de los flujos másicos utilizados durante la simulación numérica. El porcentaje de error máximo que se obtuvo de la diferencia de los resultados de la simulación numérica con los datos proporcionados por la EMPRESA fue del 15 %.

Tabla 8.6 Porcentaje de error de la simulación numérica vs. datos experimentales la EMPRESA.

m (kg/hr)	dp (mbar) EMPRESA	dp (mbar) Simulación Numérica	Malla	Modelo	% Error
100	4.77	5.6369	Fina	k - e	15.38%
150	14.468	14.8847	Fina	k - e RNG	2.80%
200	27.15	28.899	Fina	k - e RNG	6.05%
250	40.74	45.711235	Fina	k - e Realizable	10.88%
300	55.22	59.8973	Fina	k - e	7.81%
350	72.415	82.4473	Fina	k - e Realizable	12.17%
400	92.382	103.7956	Fina	k - e Realizable	11.00%
450	112.717	114.1273	Fina	k - e Realizable	1.24%

8.5.3. Análisis de la influencia del núcleo

En el análisis de la influencia del núcleo se realizó la comparación entre el modelo original y las variaciones correspondientes en el filtro desecante. La primera variación que se realizó fue en el sentido del flujo másico. La caída de presión que se obtuvo debido al cambio en el sentido del flujo se muestra en la figura 8.10.

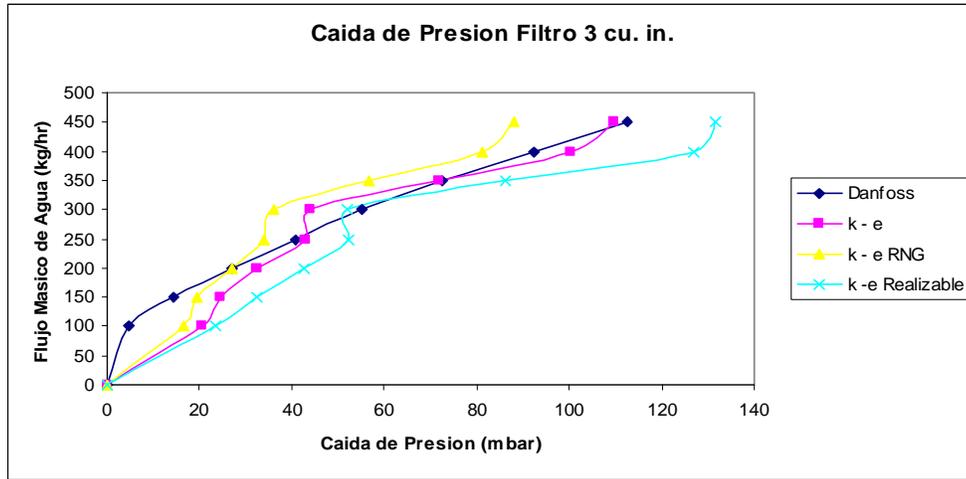


Figura 8.10 Respuesta de la caída de presión de la simulación numérica del filtro desecante.

La segunda variación consistió en considerar el núcleo del filtro desecante totalmente cerrado. Esta variación se realizó principalmente con el objetivo de analizar el aumento en la caída de presión del filtro desecante. La respuesta de la caída de presión de la simulación numérica se muestra en la figura 8.11.

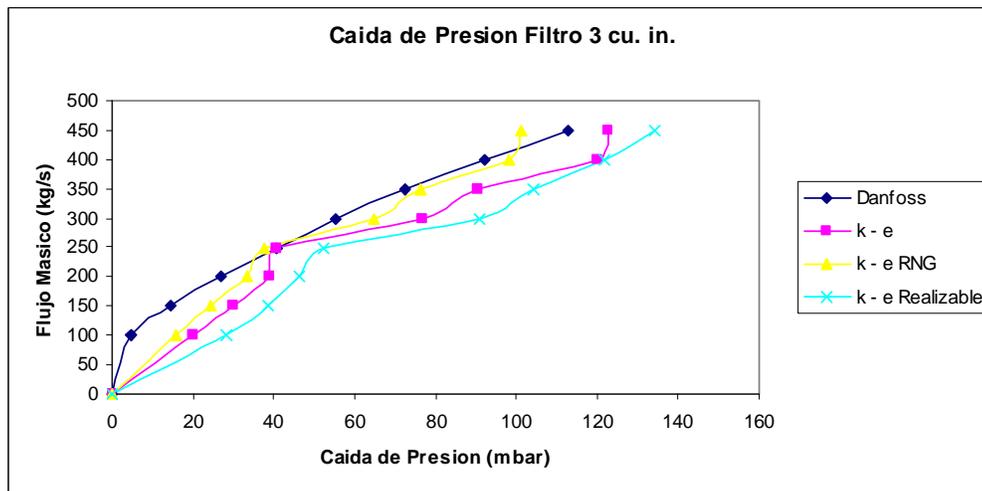


Figura 8.11 Respuesta de la caída de presión de la simulación numérica del filtro desecante.

8.5.4. Variación de presión en el filtro desecante

La variación de presión en el filtro desecante con respecto a la posición para un flujo másico de 150 kg / hr se muestra en la figura 8.12.

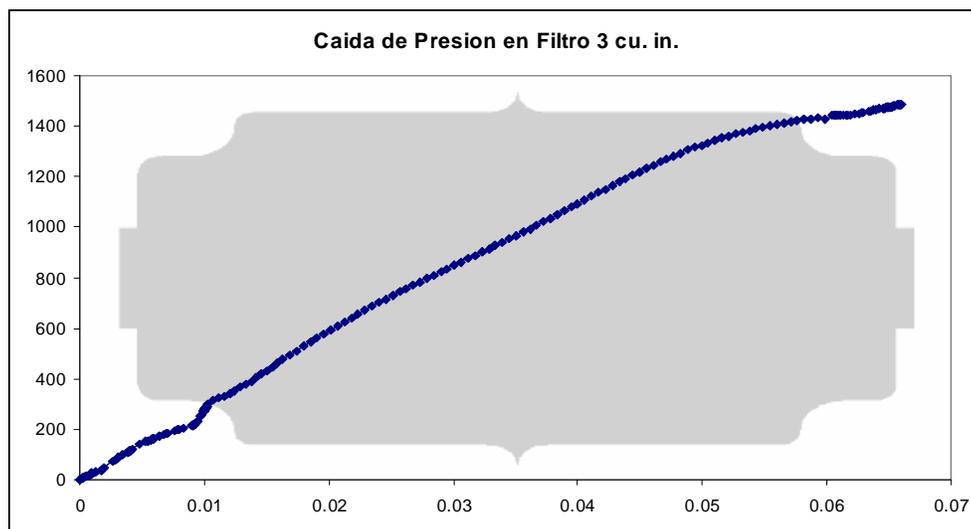


Figura 8.12 Variación de presión estática del filtro desecante con respecto a la posición.

El flujo entra al filtro por la parte derecha. En la entrada del filtro se observa la presión que tiene éste en un inicio y posteriormente se muestra cómo es que se da la caída de presión hasta que sale el fluido. La caída de presión es lineal para el medio poroso debido a que se considera como flujo laminar mientras que en las otras secciones donde el flujo se comporta como flujo turbulento la caída de presión es casi lineal.

8.5.5. Contornos de presión

Los contornos de presión nos sirven para visualizar esa caída de presión a lo largo del filtro desecante. En la figura 8.13 se muestra el contorno de presión para un flujo de 150 kg/hr. En la figura 8.14 se muestra el contorno de presión para un flujo de 150 kg/hr con el núcleo totalmente cerrado.

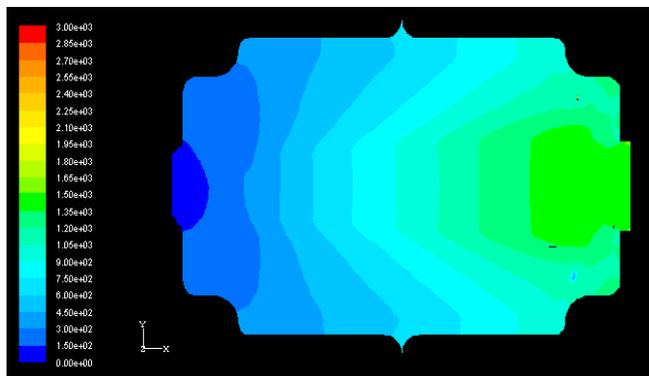


Figura 8.13 Contorno de presión en el rango de 0 a 30 mbar para un flujo de 150 kg/hr.

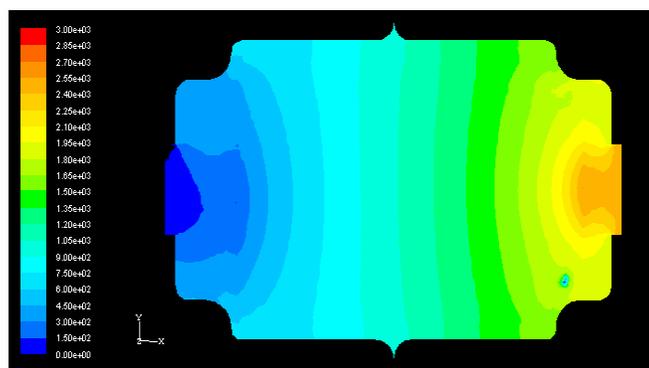


Figura 8.14 Contorno de presión en el rango de 0 a 30 mbar para un flujo de 150 kg/hr con un núcleo totalmente cerrado.

8.5.6. Vectores de velocidad

Mediante los vectores de velocidad se pueda apreciar el flujo del fluido a través del filtro. En la figura 8.15 se muestra los vectores de velocidad del fluido para un flujo de 150 kg/hr. En esta figura se puede observar cómo el fluido va a través del filtro y cómo debido a la velocidad tan pequeña que alcanza el fluido en el medio poroso, no se pueden observar los vectores de velocidad.

En la figura 8.16 se muestran los vectores de velocidad para el filtro con el núcleo totalmente cerrado. En la figura se observa como el fluido se va por las secciones donde no se encuentra el medio poroso.

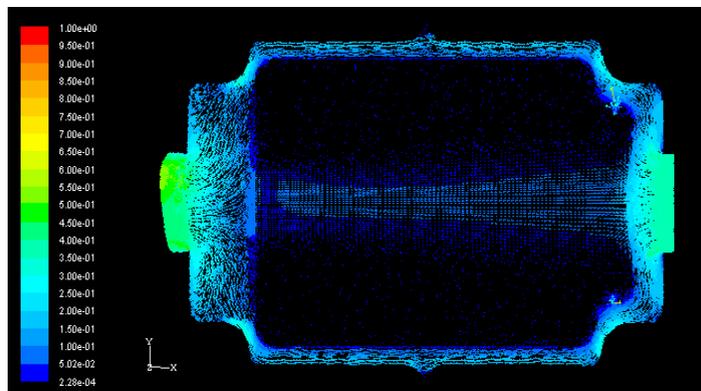


Figura 8.15 Vectores de velocidad para un flujo de 150 kg/hr.

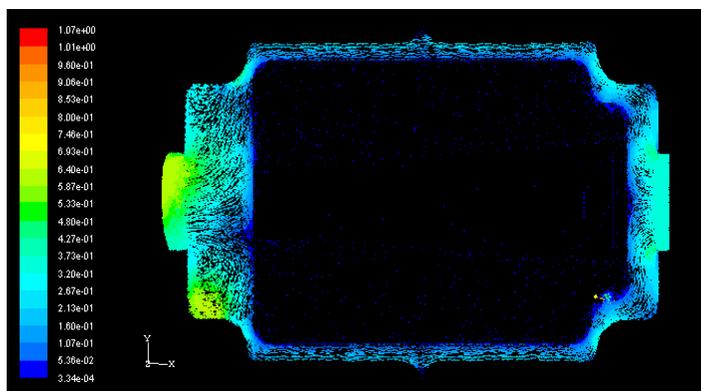


Figura 8.16 Vectores de velocidad para un flujo de 150 kg/hr, filtro desecante con el núcleo totalmente cerrado.

8.6. Conclusiones

Se ha demostrado que la simulación numérica y los datos experimentales dados por la EMPRESA coinciden con el porcentaje de error promedio del 8.41 %. Mediante la simulación numérica se demostró que FluentTM es una herramienta de CFD útil para la estimación de la caída de presión en filtros desecantes; específicamente hablando del filtro de 3 pulgadas cúbicas. Se cumplió con el objetivo de simular el flujo del fluido en la región del núcleo y a través del filtro desecante, identificando la contribución del núcleo a la caída de presión.

La caída de presión, utilizando el flujo en dirección contraria, se ve aumentada en promedio en un 18.2 % mientras que la caída de presión utilizando un núcleo totalmente cerrado se ve aumentada en promedio en un 26.74 %.

Se realizó una comparación entre el núcleo propuesto por la EMPRESA, el mismo núcleo pero con el flujo en dirección contraria y el núcleo totalmente cerrado, encontrándose que existe una menor caída de presión en el núcleo propuesto por la EMPRESA.

8.7. Trabajo Futuro

La simulación numérica del caso de estudio 4 ha sido terminada durante esta investigación, sin embargo, aún falta la sección experimental del caso de estudio. Como trabajo futuro se pretende realizar el trabajo de experimentación utilizando la técnica de PIV, donde se analizará el flujo del fluido a través del filtro desecante. Obteniendo resultados experimentales se validarán con los resultados de la simulación numérica. Finalmente, ya que se ha demostrado que existe una relación entre los resultados numéricos y experimentales se propondrán cambios en la configuración del núcleo para una reducción en la caída de presión.

Capítulo IX

Caso de Estudio 5

Convección natural en sistemas interconectados: experimentación mediante la técnica Particle Image Velocimetry (PIV)

La dinámica de fluidos en una configuración de un sistema interconectado fue estudiada experimentalmente. La configuración consiste en un sistema donde el fluido es calentado por medio de una resistencia cilíndrica y otro sistema mediante el cual el calor se disipa. El fluido circula entre los dos sistemas debido a las fuerzas boyantes presentes. La mecánica de la convección natural es importante debido a sus aplicaciones en el enfriamiento de transformadores de potencia, equipo eléctrico y componentes electrónicos. El equipo PIV (Particle Image Velocimetry) fue utilizado para obtener la medición de las velocidades del fluido. El efecto en los patrones de flujo debido a la variación en la configuración y condiciones de los sistemas interconectados es investigado. Las Conclusiones obtenidas del análisis de los datos experimentales son presentadas.

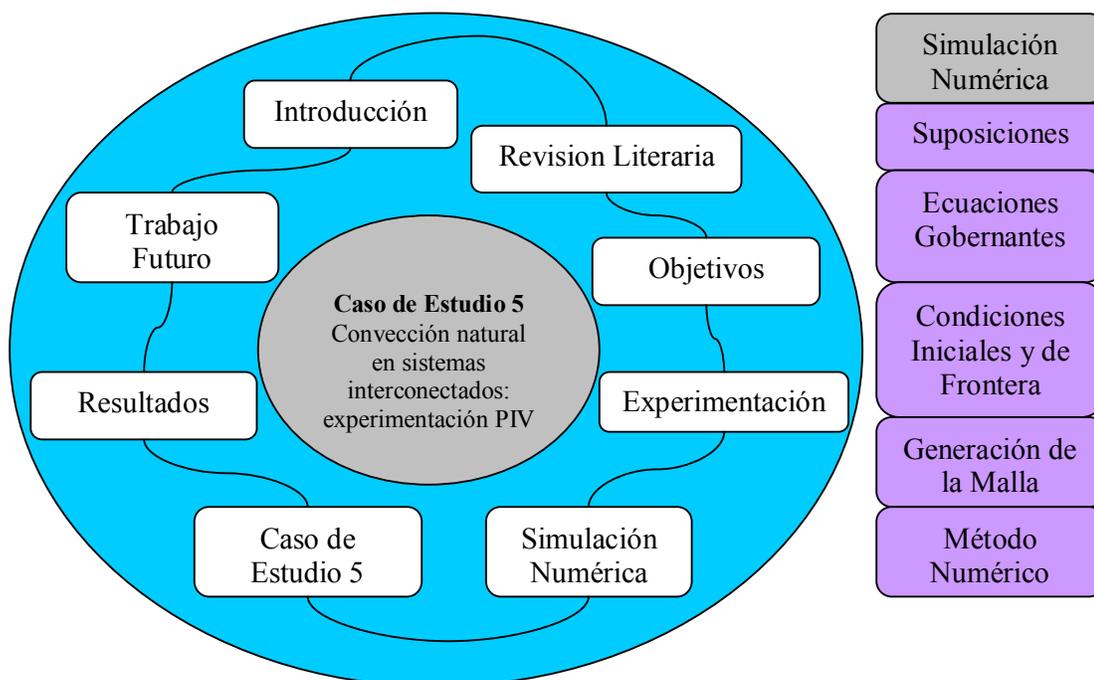


Figura 9.0 Diagrama de flujo del caso de estudio 5.

9.1. Introducción

Los transformadores de potencia son dispositivos que convierten la potencia eléctrica de corriente alterna, de un voltaje determinado a otro, el cual puede ser más bajo o más alto a través de la acción de un campo magnético. Los transformadores llegan a tener eficiencias superiores al 99 %.

Sin embargo, debido a que las pérdidas pueden ser muy grandes, la energía perdida podría dañar de manera permanente el transformador o disminuir su vida útil. La forma más común de evitar el calentamiento del transformador es mediante el enfriamiento a través de fluidos (aire para transformadores de pequeña capacidad y aceite para transformadores de alta capacidad). Estos fluidos circulan dentro del transformador debido a la convección natural.

En la actualidad el proceso de transferencia de calor por convección natural en sistemas interconectados tiene una gran aplicación en calentadores o transformadores de aceite y equipo eléctrico y electrónico. Estos equipos están formados por un sistema principal el cual está conectado a uno o varios sistemas auxiliares mediante ductos.

La convección natural en cavidades o sistemas cerrados ha sido estudiada ampliamente. Se han desarrollado una gran cantidad de experimentos, simulaciones numéricas y estudios referentes a este fenómeno de la transferencia de calor. La mayoría de los trabajos experimentales relacionados con la convección natural en cavidades han sido desarrollados en modelos a escala donde los resultados principales son el campo del flujo y los parámetros de transferencia de calor en el sistema cerrado. Por otra parte, los estudios numéricos tratan de resolver el problema de convección natural de forma numérica para diferentes configuraciones de distintas escalas.

Weber (1980) construyó un modelo a escala de un sistema cerrado. Utilizó refrigerante R12 como fluido y configuró sus experimentos con diferentes temperaturas de pared. Aunque, en su estudio no realizó ninguna visualización del flujo, reportó mediciones de temperaturas. Weber, (1980) fue uno de los primeros en utilizar R12 como fluido, el cual según su estudio reacciona mejor a la convección natural que otros fluidos.

Bejan et al. (1981) realizaron estudios experimentales de convección natural, utilizando agua como fluido principal con números de Rayleigh entre $2 \cdot 10^8 > Ra < 2 \cdot 10^9$, en un sistema cerrado cuyo coeficiente de (H/L) es de 0.0625. Reportaron mediciones de temperaturas y visualización de flujo. Así mismo, mencionan que la estructura del flujo es dominada por la presencia de capas de intrusión horizontales las cuales fluyen a lo largo de las dos paredes aisladas. Encontraron que la temperatura del fluido en la región interior varía de forma lineal con la profundidad y ésta es independiente de la posición longitudinal. Bejan et al. (1981) no identificó el flujo como laminar o turbulento aunque debido a los altos números de Ra se supone un flujo turbulento.

Ferm (1985) construyó un cuarto rectangular, cuya altura (H) es 3m, $A_L = H/L = 0.3$ y $A_w = H/W = 0.6$. El fluido con el cual se está trabajando es aire, y los números de Rayleigh son del orden de 10^{10} . Ferm (1985) realizó pruebas de visualizaciones de flujo en el cuarto rectangular y sus resultados muestran la existencia de capas frontera turbulentas a lo largo de las paredes verticales con flujo horizontal cerca del techo y piso del cuarto rectangular. Ferm (1985) reporta la existencia de dos flujos secundarios a lo largo del techo y piso del cuarto rectangular (figura 9.1).

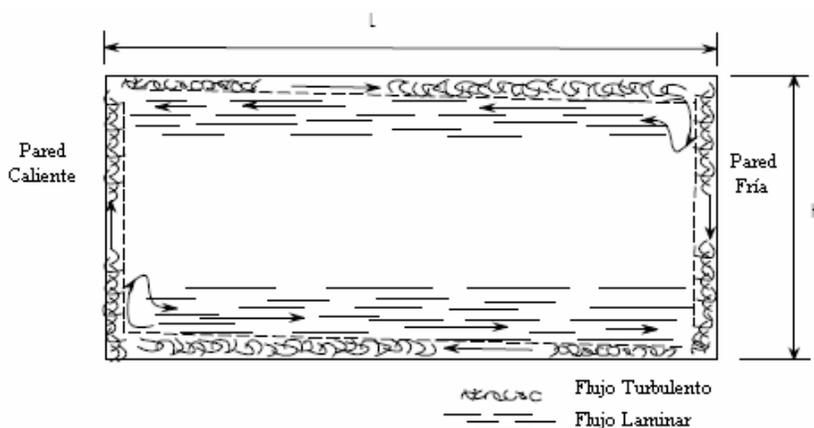


Figura 9.1 Visualización del flujo dentro de un cuarto rectangular (Olson (1990)).

Olson (1986) continuó los experimentos de Ferm (1985) utilizando como fluido principal R114, en un modelo a escala (1:5). Olson, (1986) utilizó condiciones de operación similares a las utilizadas por Ferm (1985) y fue capaz de alcanzar números de Rayleigh del orden de 10^{10} .

Los experimentos de Olson (1986) concuerdan con los resultados obtenidos por Ferm (1985). Para la visualización del flujo dentro del cuarto rectangular utilizó humo. Sus resultados para los perfiles de temperatura y velocidad, así como, para los números de Nusselt son similares a los presentados por Ferm (1985).

Cheeswright y Zial (1986) estudiaron la distribución de temperaturas y coeficiente local de transferencia de calor en una larga cavidad rectangular. La cavidad esta rellena de aire donde no existe obstrucción alguna y donde W / L es de 2 a 1 mientras que H / L es de 6 a 1. El número de Grashof (Gr) es del orden de 10^{10} . En su estudio reportaron la distribución de temperatura a través del sistema cerrado y el coeficiente de transferencia de calor por convección. Sus resultados demuestran la existencia de una región donde la el gradiente de temperatura vertical es uniforme.

Bohn y Anderson (1986) estudiaron la convección natural en una configuración tri – dimensional. El sistema cerrado cuyas dimensiones interiores son de 30.5 cm fue llenado con agua. El número de Rayleigh utilizado fue de 10^{10} . Realizaron pruebas para dos configuraciones diferentes. En la primera configuración una de las paredes es calentada mientras que las otras tres paredes son enfriadas. En la segunda configuración dos paredes son calentadas y dos paredes son enfriadas. En ambos casos la pared superior e inferior son adiabáticas. En su estudio encontraron que incluso para configuraciones tridimensionales el núcleo presenta una estratificación similar al caso bidimensional.

Khalifa y Marshal (1990) condujeron experimentos de convección natural en estado estable para un sistema cerrado cuyo fluido principal es aire. Probaron nueve diferentes configuraciones donde se variaban las temperaturas de calentamiento. Reportaron 36 correlaciones de coeficiente de transferencia de calor para las distintas configuraciones. Estas correlaciones reportadas se basaron en diferencias de temperatura entre la pared y el aire cerca de la pared. No realizaron visualizaciones o mediciones de la distribución de temperatura en el sistema cerrado.

Hsieh y Wang (1994) estudiaron la convección natural en sistemas cerrados tridimensionales con diferentes fluidos: aire, agua y aceite ($0.7 < Pr < 464$). El coeficiente de (H/L) para el sistema cerrado fue entre 1 y 20, mientras que el rango del número de Rayleigh fue entre $8.7 (10)^2$ a $2.0 (10)^9$. Visualizaron la estructura del flujo utilizando fotografías donde se capta el movimiento de las partículas. Para altos números de Ra y un coeficiente de H / L de 10, reportaron la existencia de movimiento multi celular en el centro, rodeado por líneas de corriente de forma helicoidal. Cuando el flujo se acerca a la paredes superior e inferior el flujo principal se convierte en bi – dimensional.

El campo del fluido reportado por Hsieh y Wang (1994) se muestra en la figura 9.2. A su vez, observaron la transición a flujo turbulento para números de Ra mayores a $1.4(10)^7$. Como complemento, indicaron que los efectos tridimensionales son importantes cuando los números de Ra el coeficiente de $H/L (> 5)$ son altos.

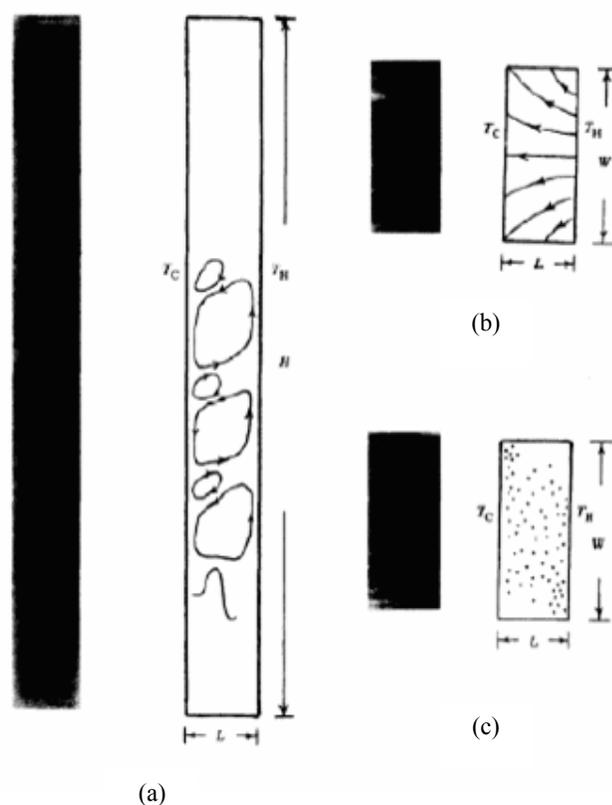


Figura 9.2 Visualización del Flujo ($Pr = 464$) para $H/L = 10$ y $Ra = 1.2 (10)^8$ en diferentes planos (a) Plano XY, $z = W/2$, (b) Plano XZ, $y = H$, (c) Plano XZ, $y = H/2$ (Hsieh y Wang (1994)).

Awbi y Hutton (1999) realizaron experimentos de convección natural utilizando aire en un sistema cerrado cuyo coeficiente de H/L es 0.8. Utilizaron distintas configuraciones de calentamiento mediante diferentes gradientes de temperatura. Reportaron coeficientes de transferencia de calor por convección para varios escenarios y los compararon con los disponibles en la literatura.

Ampofo y Karayiannis (2003) realizaron experimentos de la transferencia de calor turbulenta por convección en una cavidad rellena de aire. La cavidad utilizada es de 0.75m x 0.75m x 1.5m de profundidad, lo cual resulta en un flujo bidimensional. Condujeron mediciones detalladas de la temperatura local del aire utilizando micro termopares y mediciones de velocidades locales utilizando LDA. Presentaron como resultados, el número de Nusselt local y promedio, el esfuerzo cortante de la pared, la energía cinética turbulenta y el coeficiente de disipación de la variación de la temperatura. Mediante comparaciones con resultados obtenidos de CFD, Ampofo y Karayiannis (2003) concluyeron que los modelos de turbulencia LES y $k - \epsilon$ pueden predecir de forma correcta las cantidades promedio, sin embargo, no son capaces de predecir las fluctuaciones y las cantidades de turbulencia.

Elyyan (2005) estudió la transferencia de calor por convección natural. En su estudio realiza mediciones por medio del PIV para un sistema cerrado el cual tiene una pared caliente y otra pared fría (figura 9.3). Elyyan (2005) reporta perfiles de temperatura y compara los números de Nusselt obtenidos mediante el experimento con los de la literatura. Elyyan (2005) presenta visualizaciones de flujo bidimensionales las cuales concuerdan con los resultados obtenidos del perfil de temperaturas del sistema cerrado y la visualización por medio de humo en experimentos previos.

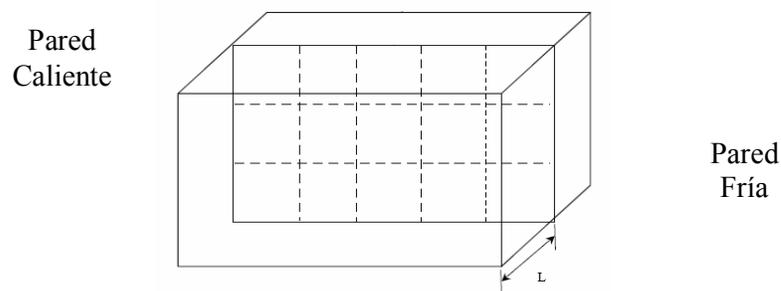


Figura 9.3 Sistema Cerrado utilizado para mediciones mediante PIV (Elyyan (2005)).

Perrin et al. (2005) presentan un análisis experimental y numérico sobre la convección natural en estado estable para flujo laminar alrededor de un cilindro cuadrado dentro de una cavidad rectangular. En su estudio obtienen los campos térmicos en la cavidad mediante el uso del PIV.

Los resultados experimentales obtenidos fueron comparados con simulaciones numéricas utilizando el paquete computacional ONERA CFD. La influencia del coeficiente entre la altura del cilindro y altura de la cavidad en el patrón de flujo fue particularmente investigada.

En general, la mayoría de los experimentos de convección natural utilizan agua y aire como fluido principal. En la tabla 9.1 se muestra una lista de los investigadores que han desarrollado experimentos relacionados con la convección natural en cavidades o sistemas cerrados.

Tabla 9.1 Resumen de experimentos previos de convección natural

Investigador	Fluido de Referencia	Régimen de Flujo	Visualización de Flujo	Tamaño del Modelo
Weber et al. (1980)	R12 y Aire			Pequeño y Grande
Bejan et al. (1981)	Agua	Turbulento	Humo	Pequeño
Ferm (1985)	Aire	Turbulento	Humo	Grande
Olson (1986)	R114	Turbulento	Humo	Pequeño
Bohn et al. (1986)	Agua			Pequeño
Cheesewright et al. (1986)	Aire	Turbulento		Pequeño
Khalifa et al. (1990)	Aire	Turbulento		Grande
Hsieh et al. (1994)	Aire, Agua y Aceite	Laminar y Turbulento		Pequeño
Awbi et al. (1999)	Aire			Grande
Ampofo et al. (2003)	Aire	Turbulento	LDA	
Perrin et al. (2005)	Aire	Laminar	PIV	Grande
Elyyan (2005)	Aire	Turbulento	PIV	Grande

9.2. Objetivos

El estudio de la convección natural en sistemas interconectados tiene los siguientes objetivos:

1. Desarrollar experimentos y simulaciones numéricas para estudiar el fenómeno de convección natural en sistemas interconectados.
2. Determinar la velocidad y distribución de temperaturas para diferentes tiempos.
3. Estudiar el tiempo de respuesta de la temperatura a la entrada del sistema principal.

9.3. Experimentación

La experimentación del estudio de la convección natural en sistemas interconectados se llevo a cabo en el laboratorio de termofluidos perteneciente al departamento de ingeniería mecánica del Tecnológico de Monterrey campus Monterrey. La experimentación consistió en el diseño y construcción de un sistema interconectado el cual esta formado por dos secciones: calentamiento y enfriamiento.

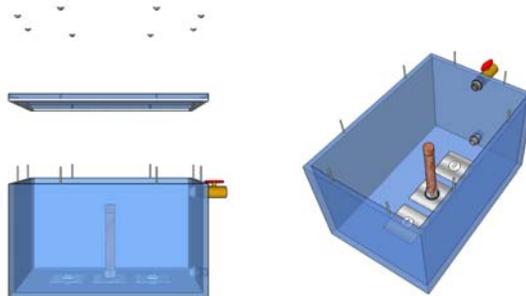


Figura 9.4 Diseño de la cavidad prismática de sección uniforme.

Para la realización del experimento se utilizó un sistema de visualización de flujo conocido como PIV. Dicho sistema permite conocer los vectores de velocidad del fluido de tal forma que se puedan calcular las velocidades locales y por consecuencia los números adimensionales característicos de la convección natural. Este sistema fue adquirido gracias al apoyo de un empresa de la región. El sistema PIV que se utilizó se muestra en la figura 9.5.

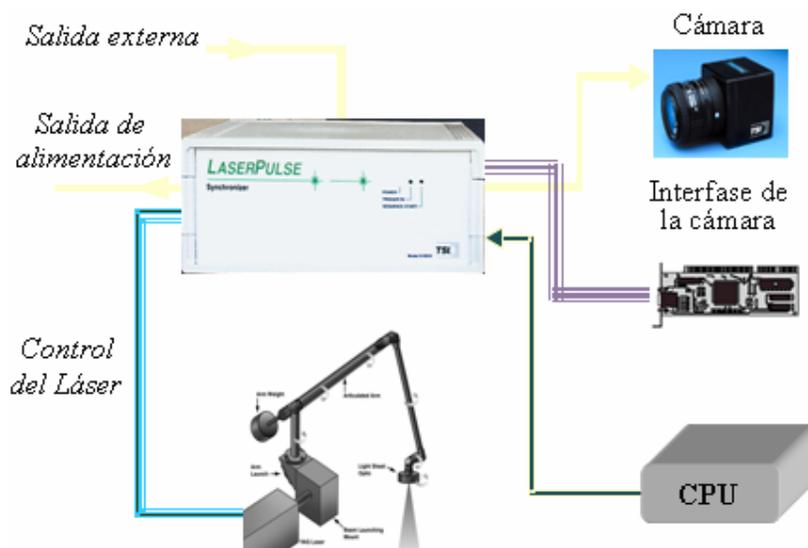


Figura 9.5 Sistema PIV utilizado en la experimentación

El sistema mostrado en la figura 9.5 está compuesto por un láser tipo YAG, una computadora y una cámara fotográfica de alta capacidad. Estos tres elementos están conectados a un sincronizador. Las características del láser tipo YAG se muestran en la tabla 9.2.

Tabla 9.2 Características del láser tipo YAG

Láser tipo YAG	
Duración del pulso	4 ns – 20 ns
Energía / Pulso	15 – 400 mJ
Razón de repetición	15 / seg.
Longitud de onda	532 nm
Velocidades	mm/seg. – supersónicas

El sistema diseñado está compuesto por una serie de elementos los cuales fueron adquiridos después de haber realizado una cotización previa. El sistema interconectado está formado por los componentes mostrados en la Tabla 9.3.

Tabla 9.3 Componentes del sistema interconectado.

Equipo	Descripción
Resistencia eléctrica	 <p data-bbox="906 642 1127 751"> Potencia: 1500 W Voltaje: 120 V Longitud: 6 pulgadas Diámetro: 1 pulgada </p>
Regulador de voltaje	 <p data-bbox="915 1041 1114 1094"> Voltaje: 0 – 220 V Amperaje: 40 AMP </p>
Mesa de soporte	 <p data-bbox="826 1451 1205 1587"> Altura: 32 cm Paredes laterales: 38 x 30 x 1.5 cm Pared lateral menor: 73 x 30 x 1.5 cm Pared frontal: 76 x 30 x 1.5 cm Pared superior: 83 x 43 x 1.5 cm </p>
Intercambiador de calor	

Tabla 9.4 Componentes del sistema interconectado (continuación).

Equipo	Descripción
Torre de Enfriamiento	
Bomba de aire lavado	 <p data-bbox="867 995 1166 1079"> Voltaje : 120 V Frecuencia: 60 Hz Flujo volumétrico: 0.65 l/min </p>

Para la medición de las temperaturas del sistema se utilizaron termopares tipo K y tipo T, los cuales están conectados a un adquisitor de datos que permite el procesamiento de las temperaturas del sistema. Los termopares utilizados así como el adquisitor de datos se muestran en la figura 9.6.



Figura 9.6 Adquisitor de datos y termopar tipo K.

El sistema interconectado que se construyó se muestra en la figura 9.7. Este sistema está compuesto por los elementos antes mencionados. La posición del láser tipo YAG coincide con el plano de la resistencia mientras que la cámara se encuentra en otro plano a un distancia de referencia.



Figura 9.7 Experimentación del sistema interconectado.

9.4. Simulación Numérica

El sistema interconectado está formado por dos secciones: la sección de calentamiento la cual esta formada por la resistencia eléctrica cuya potencia máxima es de 1500 W y la sección de enfriamiento la cual tiene la intención de remover el calor del sistema de tal forma que se alcance el estado estable.

Debido a la complejidad geométrica del sistema, se realizó una simplificación del mismo. Para ello se cálculo el calor removido por el sistema de enfriamiento y se le aplicó a una de las paredes del sistema. El sistema utilizado en la simulación numérica se muestra en la figura 9.8.

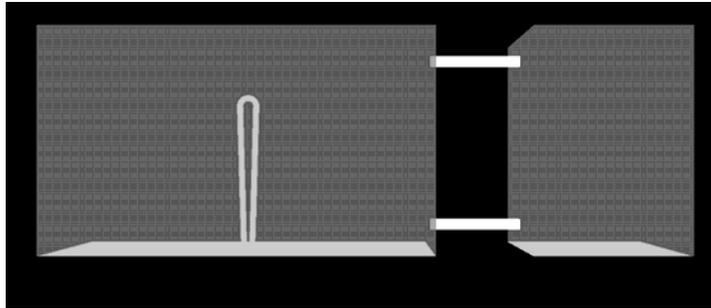


Figura 9.8 Esquema del sistema interconectado utilizado en la simulación.

Las características geométricas del sistema se muestran en la figura 9.9, donde se observa que el sistema de calentamiento es de 45 x 26 x 24 cm mientras que el sistema de enfriamiento es de 18 x 26 x 24 cm.

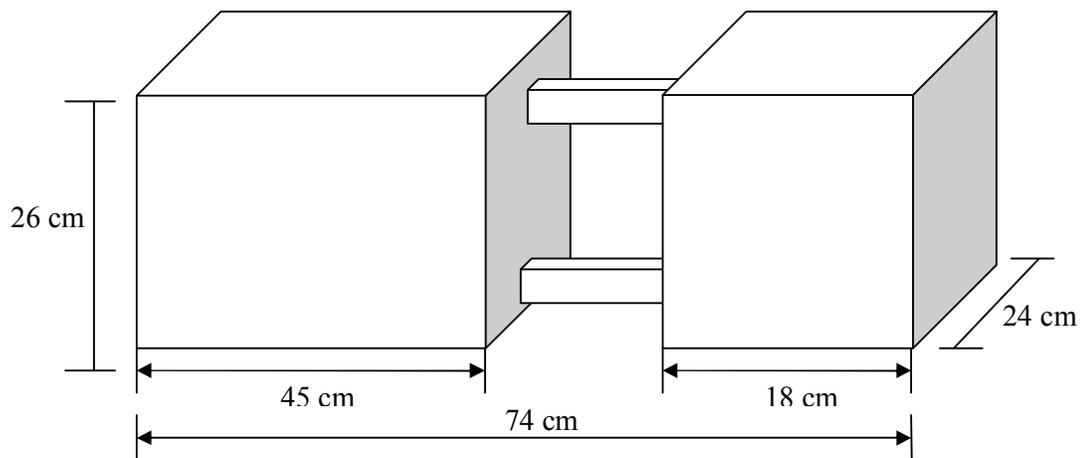


Figura 9.9 Características geométricas del sistema interconectado.

9.4.1. Suposiciones

Un transformador eléctrico es una geometría complicada y por tanto, difícil de representar mediante un modelo. Para la solución del problema de convección natural en sistemas interconectados se decidió hacer algunas suposiciones. Las suposiciones realizadas al modelo son:

1. Las dimensiones y la geometría fueron especificadas de tal forma que se pudiera comparar con un sistema experimental.
2. El núcleo del transformador fue sustituido por una resistencia eléctrica, la cual es un elemento sólido.

3. Se simplificó la geometría del radiador considerando que el sistema interconectado disipa calor por medio de las paredes.
4. El fluido del sistema interconectado es un fluido newtoniano.
5. El fluido a considerar es el agua en lugar del aceite y las propiedades de dicho fluido son dependientes de la temperatura.
6. Se desprecian los efectos debido a la radiación y a la generación de calor ocasionada por los efectos magnéticos.

9.4.2. Ecuaciones gobernantes

En la solución de la convección natural en sistemas interconectados es necesario considerar las ecuaciones de continuidad (o conservación de masa), de momentum y de energía. Las ecuaciones gobernantes en este caso de estudio son:

Ecuación de Continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (9.1)$$

Ecuación de Momentum:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} \right] = -\vec{\nabla} p - \frac{2}{3} \vec{\nabla} (\mu \vec{\nabla} \cdot \vec{V}) + 2 \vec{\nabla} \cdot (\mu \vec{S}) + \rho \vec{g} \quad (9.2)$$

Ecuación de Energía

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T \right] = \vec{\nabla} \cdot (\kappa \vec{\nabla} T) - \frac{2}{3} \mu (\vec{\nabla} \cdot \vec{V})^2 + 2 \mu \vec{S} : \vec{S} + \beta T \frac{Dp}{Dt} \quad (9.3)$$

En estas ecuaciones, \vec{V} y T corresponden a las velocidades y temperaturas del fluido respectivamente. El tensor de esfuerzos esta representado por $\vec{S} = \partial_i V_j$ y p es la presión del fluido.

9.4.3. Condiciones iniciales y de frontera

La temperatura ambiente, T_{amb} , se supone constante y con un valor de 293 K. El agua inicialmente tiene un valor igual a la temperatura del ambiente. Para las paredes del sistema interconectado se tienen las siguientes condiciones de frontera:

1. Para las paredes del sistema principal (sección de calentamiento), las paredes del sistema de enfriamiento exceptuando la pared de remoción del calor y de los ductos que conectan los dos sistemas, se tiene una condición del tercer tipo o mixta :

$$-\kappa(\vec{\nabla}T)_n = h_c(T_{pared} - T_{amb}) \quad (9.4)$$

En donde n , es la coordenada en la dirección normal a la pared y h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

2. El piso del sistema de calentamiento y enfriamiento se considera que está aislado, es decir,

$$q''_{piso} = 0 \quad (9.5)$$

3. En las paredes de la resistencia eléctrica se considera que existe un flujo de calor uniforme positivo mientras que en la pared de disipación de calor hay un flujo de calor uniforme negativo.

$$q''_{resistencia} = q_1 \quad (9.6)$$

$$q''_{paredfria} = -q_2 \quad (9.7)$$

9.4.4. Generación de la malla

Se generó un mallado basado en elementos triangulares y rectangulares, donde se dividió el dominio computacional en 14 volúmenes para obtener una mejor convergencia en los resultados. La mayoría de los volúmenes generados cuentan con una malla rectangular, los volúmenes restantes presentan elementos triangulares debido a la complejidad de la geometría.

Es importante aclarar que los elementos alrededor de la resistencia eléctrica son mucho menores debido a los gradientes de temperatura que se tienen alrededor de ésta. La malla generada para el dominio computacional del sistema interconectado se muestra en la figura 9.10.

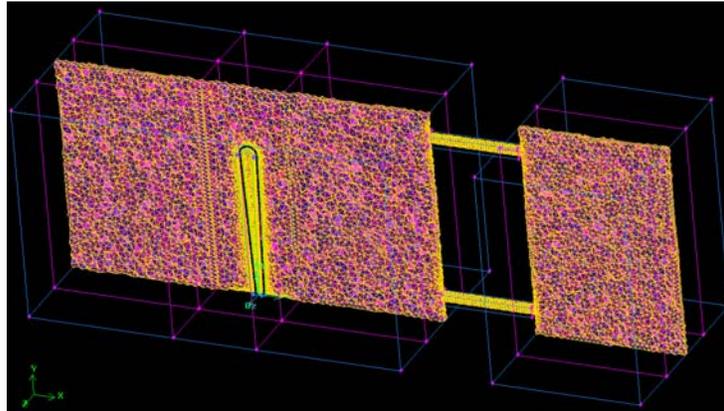


Figura 9.10. Malla utilizada para la solución de las ecuaciones gobernantes.

9.4.5. Método Numérico

El problema que se está resolviendo en este caso de estudio tiene las siguientes características que dificultan su solución numérica. Primero, el dominio computacional que se generó es tridimensional y la discretización de éste es complejo debido a la conexión de dos sistemas con diferentes geometrías y en donde existe un elemento (resistencia eléctrica) dentro de uno de ellos. Segundo, es un problema transitorio (dependiente del tiempo) el cual requiere de un gran número de iteraciones (tiempo de cómputo) para poder observar la evolución del campo de velocidades y la distribución de temperaturas tanto en el sistema de calentamiento como en el de enfriamiento.

Tercero, las propiedades del fluido (agua) son dependientes del tiempo por lo que la convergencia será aún más complicada. Finalmente, las variaciones de temperatura que se presentan son importantes por lo que se debe de resolver las ecuaciones de Navier – Stokes y la de la energía de forma acoplada.

En cuanto a la selección de los métodos numéricos seleccionados se optó por un sistema de contracorriente de primer orden para minimizar la difusión artificial que se presenta en este tipo de problemas.

9.5. Resultados

La prueba de visualización del flujo se realizó durante 100 minutos. En este tiempo se observó el movimiento del fluido dentro del sistema interconectado. Se obtuvieron algunas imágenes por medio de las cuales se puede comprobar que el sistema interconectado está funcionando correctamente. La figura 9.11a muestra el flujo existente en la parte superior de la resistencia eléctrica; como es de esperarse los vectores van en la dirección positiva del eje y (hacia arriba). La figura 9.11b es el procesamiento mediante el paquete computacional INSIGHT 3G de la imagen obtenida con el PIV. Este paquete computacional permite calcular la magnitud de las velocidades del fluido.

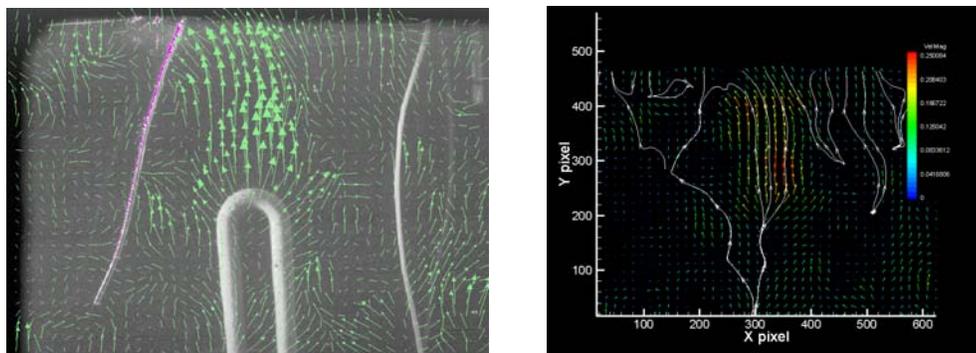


Figura 9.11. (a) Visualización del flujo en la parte superior de la resistencia (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.

En la figura 9.12a se observa como es que el flujo se dirige hacia la parte superior derecha de la región de enfriamiento. Esto se debe principalmente al cambio de densidades en el sistema, donde el fluido caliente permanece en la parte superior y el fluido frío en la parte inferior. La figura 9.12b representa el procesamiento de la figura 9.12a.

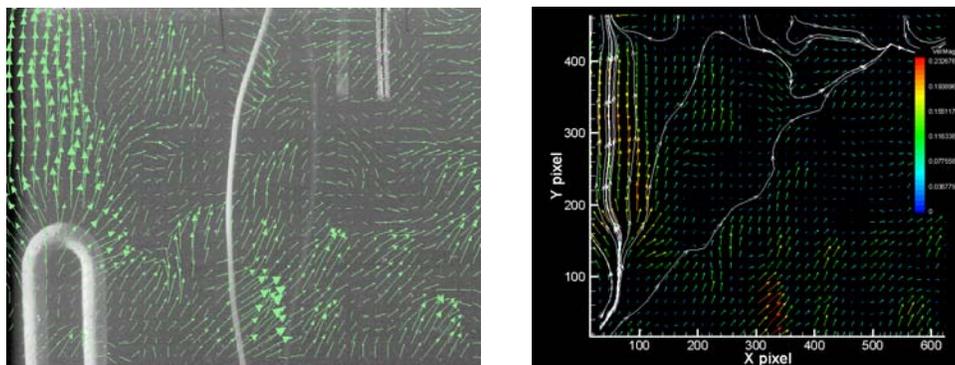


Figura 9.12. (a) Visualización del flujo en la parte izquierda de la resistencia (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.

La figura 9.13 nos permiten observar las direcciones del flujo en la entrada y salida del sistema de calentamiento. A través de la figura 9.13 se pudo comprobar que el proceso de convección natural dentro del sistema interconectado se estaba llevando a cabo.

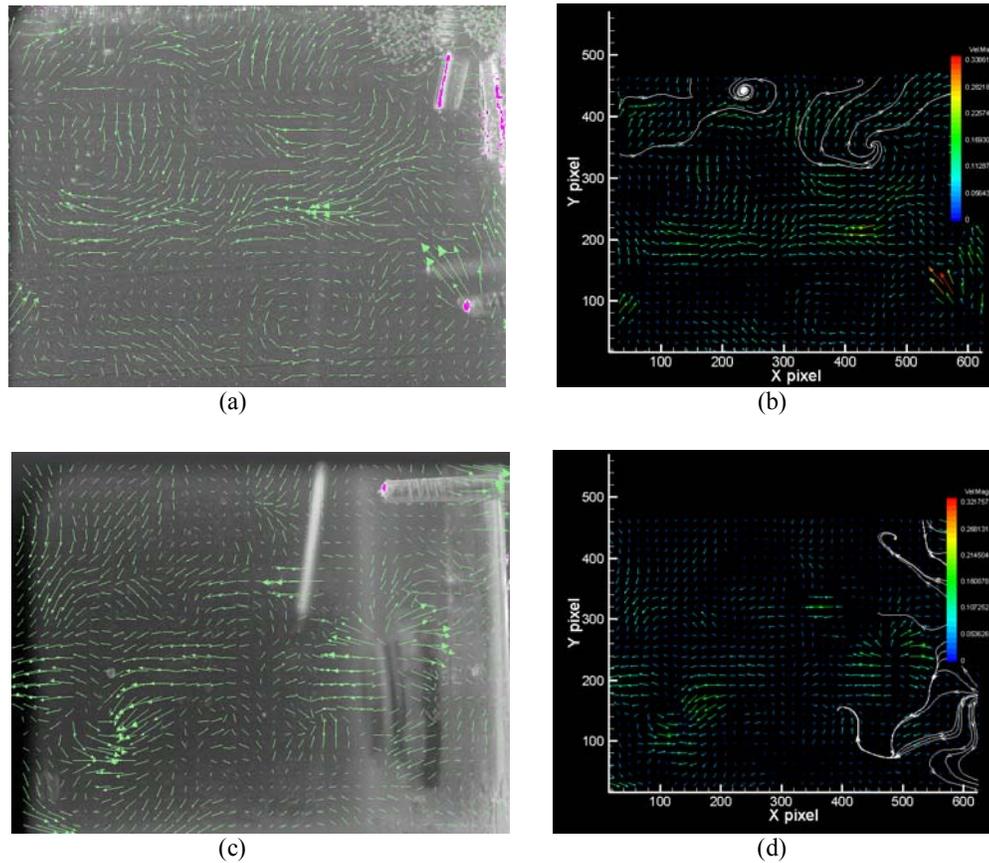


Figura 9.13. (a) Visualización del flujo en la salida del sistema de calentamiento (b) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV, (c) Visualización del flujo en la entrada del sistema de calentamiento, (d) Procesamiento de la imagen obtenida a través del PIV.

Los contornos de temperaturas obtenidos de la simulación en el plano longitudinal XY para los siguientes tiempos: $t = 5$ minutos, 10 minutos, 15 minutos y 20 minutos se muestran en la figura 9.14. En la escala de colores, el rojo representa la máxima temperatura y el azul marino la mínima temperatura del fluido. Inicialmente la temperatura del agua en todo el dominio computacional se encuentra a 291 K. Para $t > 0$, después de que se aplicó un flujo de calor uniforme a las paredes de la resistencia eléctrica, se empieza a calentar el fluido que está en contacto con el núcleo.

En la figura 9.14a, para $t = 5$ minutos, se puede apreciar como asciende el agua que está en contacto con la resistencia eléctrica, formándose un pluma de agua caliente sobre esta. Por otra parte, para este tiempo pequeño el calor no se ha transferido al resto del fluido, por lo que su temperatura sigue siendo similar a la temperatura inicial. Para $t = 10$ minutos, se puede observar en la figura 9.14b que el fluido en la parte superior se ha calentado y empieza a salir por el ducto que entra al sistema de enfriamiento. El calor en el sistema interconectado se ha extendido a una mayor región y la pluma caliente se ha intensificado. En la figura 9.14c, la temperatura ha aumentado a un más debido a que el calentamiento por parte de la resistencia eléctrica es mayor que el calor dissipado por el sistema de enfriamiento y las paredes.

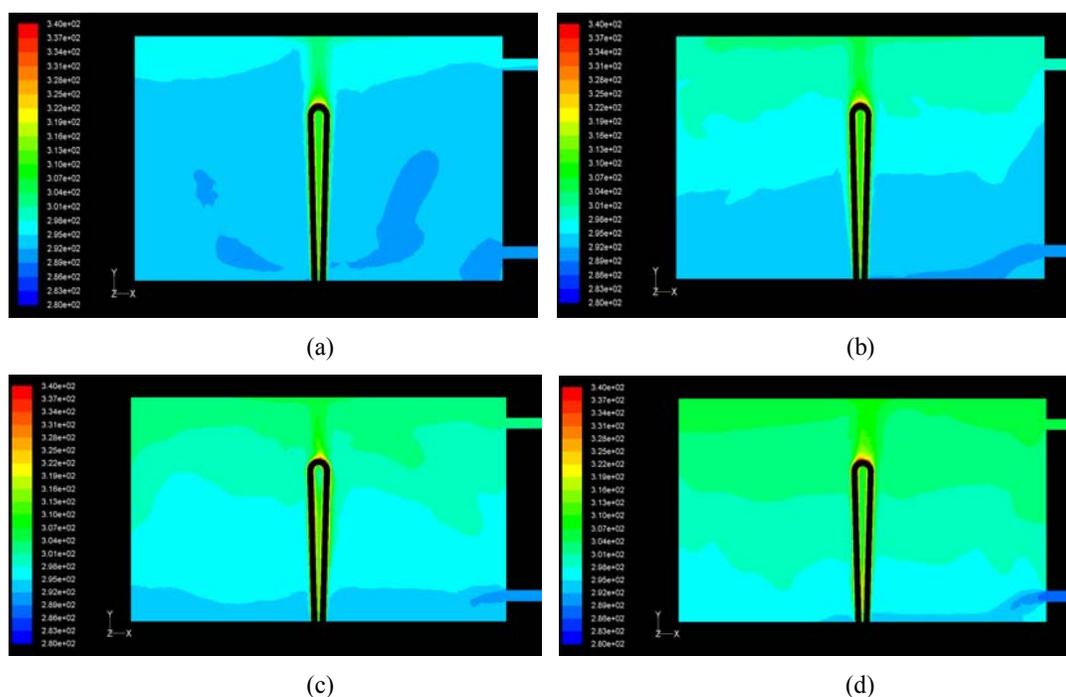


Figura 9.14. Contornos de temperatura para el sistema de calentamiento (a) $t = 5$ minutos, (b) 10 minutos, (c) 15 minutos y (d) 20 minutos.

Así mismo, se puede observar como es que el fluido del sistema de enfriamiento entra al sistema de calentamiento. Este fluido tiene la intención de disminuir la temperatura del sistema de calentamiento, sin embargo, para este tiempo el sistema no ha llegado aún al estado estable. Para $t = 20$ minutos (figura 9.14d) se observa que el fluido dentro del sistema de calentamiento sigue incrementando su temperatura.

En la figura 9.15a ($t = 25$ minutos) se observa como es que el sistema continua aumentando su temperatura. Para la figura 9.15b ($t = 30$ minutos) se puede observar una estratificación de la temperatura donde la mayor temperatura se presenta en la parte superior del sistema interconectado. La figura 9.15c ($t = 35$ minutos) muestra que el sistema esta por alcanzar el estado estable, sin embargo, aún se presentan cambios de temperatura. En $t = 40$ minutos (figura 9.15d) la solución se ha aproximado al estado estable y en la mayor parte de la región superior de la resistencia eléctrica se tiene una distribución de temperaturas aproximadamente uniforme.

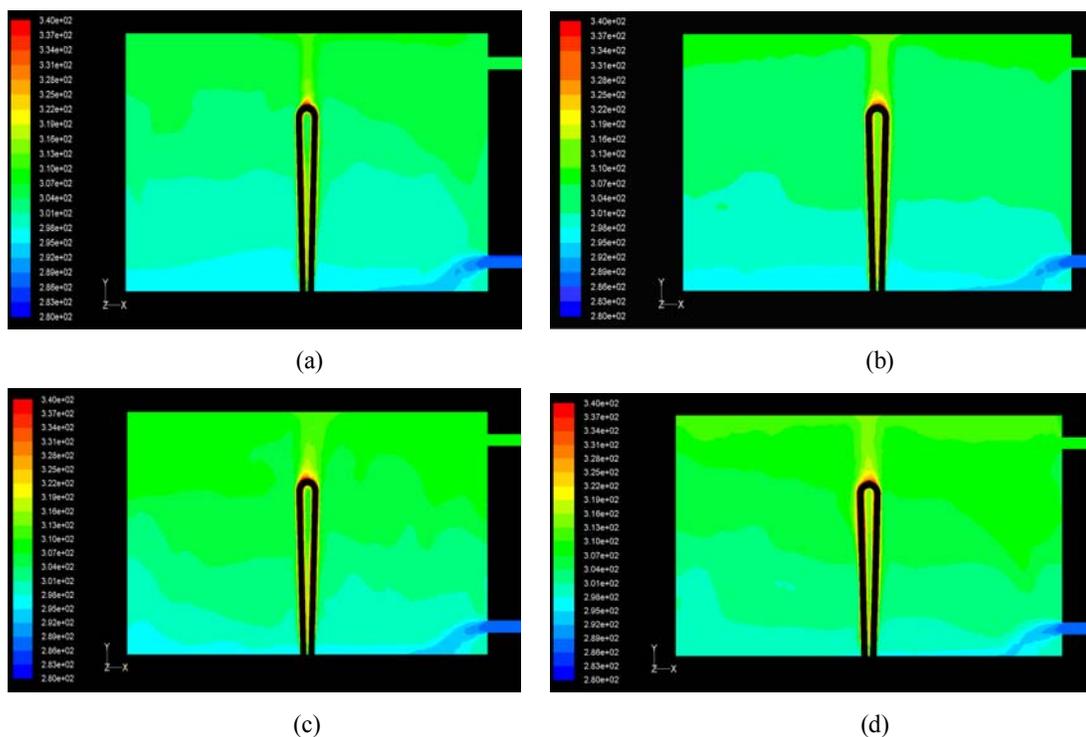


Figura 9.15. Contornos de temperatura para el sistema de calentamiento (a) $t = 25$ minutos, (b) 30 minutos, (c) 35 minutos y (d) 40 minutos.

9.6. Conclusiones

Dentro de este caso de estudio los efectos de los patrones de flujo debido a la variación de condiciones del sistema interconectado fueron presentados. Estas variaciones de condiciones están relacionadas con la potencia de alimentación de la resistencia eléctrica. Las temperaturas experimentales obtenidas a través de los termopares fueron comparadas con las temperaturas de la simulación numérica mostrando buena concordancia.

En general, las temperaturas del sistema interconectado (sección calentamiento – sección enfriamiento) presentan un tiempo de respuesta característico de los sistemas de primer orden. Al darle una perturbación al sistema (calentamiento mediante la resistencia) la temperatura se incrementa de forma exponencial. Cuando el calor generado es igual al calor removido el sistema llega a estado estable por lo que las temperaturas del mismo permanecen constantes.

La temperatura es estratificada en el dominio del sistema principal, donde la parte superior presenta una mayor temperatura que la parte inferior debido a la diferencia de densidades del fluido. En la parte superior del sistema principal para tiempos largos se presenta una distribución uniforme de temperaturas.

Los resultados obtenidos de este caso de estudio servirán como base para trabajos futuros. Este fue solo el comienzo de un proyecto el cual pretende ser publicado posteriormente. Habrá para ello que cambiar la geometría de la resistencia a una geometría conocida (resistencia cilíndrica), encontrar una solución analítica y compararla con los resultados experimentales y numéricos.

9.7. Trabajo Futuro

El trabajo presentado en el caso de estudio 5 es solo el principio de un proyecto que pretende continuarse. Como trabajo futuro, es necesario desarrollar simulación numéricas para diferentes posiciones de la resistencia eléctrica y distintos valores del flujo de calor.

A su vez, habrá que estudiar el caso de diferentes geometrías de fuente de calor ya que la forma de la resistencia eléctrica es bastante compleja como para desarrollar una solución analítica. Falta aún comparar los resultados obtenidos con mayores datos experimentales; esto se debe principalmente a que la prueba de realizada no llegó a estado estable debido a la diferencia entre el calor generado y el calor disipado.

Por último, habrá que estudiar el efecto del tiempo de respuesta para diferentes configuraciones y obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección del sistema utilizando las temperaturas y velocidades locales cerca de la resistencia.

Capítulo X

Conclusiones y Trabajo Futuro

10.1. Conclusiones

La investigación desarrollada se basó en la aplicación de la dinámica de fluidos computacional en casos académicos e industriales. Se desarrollaron 5 casos de estudio donde se analizaron cuestiones relacionadas con la mecánica de fluidos y la transferencia de calor.

El primer caso de estudio resuelve un intercambiador de calor con tubos aletados cuya transferencia de calor es transitoria, sus condiciones de frontera son dependientes del tiempo y las propiedades termodinámicas están en función de la temperatura. Como resultado del caso de estudio se compararon las temperaturas del gas, vapor y pared del tubo obtenidas mediante la simulación numérica con las obtenidas mediante la teoría de intercambiadores de calor.

En el segundo caso de estudio se analiza la transferencia de calor en cilindros empacados. Estos cilindros los cuales están compuestos por esferas cuyo empaquetamiento es de forma arbitraria, pueden ser comparados con tubos aletados debido al mejoramiento de la transferencia de calor. Se realizaron simulaciones numéricas para los distintos regímenes de flujo en medios porosos (Darcy, Forchheimer y Turbulento). Se compararon los resultados de las simulaciones numéricas con los obtenidos por Fand et al. (1996). Las diferencias que se encontraron son mínimas siendo el régimen Forchheimer el que presentaba una mayor desviación con respecto a los resultados de la correlación propuesta por Fand et al. (1996).

Los casos de estudio 3 y 4 están relacionados directamente con la EMPRESA. El primero de estos casos de estudio pretende la optimización del proceso de soldadura fuerte. Para ellos se realizaron distintos sub – casos de estudio donde se variaron el tiempo de aplicación de la flama y la temperatura a lo largo del sistema.

Se encontró que cualquiera de los casos de estudio realizados es factible en cuanto a la realización del proceso, sin embargo, debido a que la intención es reducir el tiempo del proceso de soldadura se optó por seleccionar el caso de estudio 3.3.2, el cual presenta un tiempo menor de aplicación de la flama.

El segundo caso de estudio relacionado con la EMPRESA se realizó con la intención de optimizar el flujo en filtros secadores. Para la optimización del flujo se realizaron simulaciones numéricas de distintos modelos para identificar cual de estos presentaba una menor caída de presión. Se compararon el núcleo propuesto por la EMPRESA, el núcleo con flujo en dirección contraria y el núcleo totalmente cerrado, encontrándose que el que presenta una menor caída de presión es el núcleo propuesto por la EMPRESA.

El quinto caso de estudio presentó la visualización del flujo en un sistema interconectado el cual está formado por una sección de calentamiento y una sección de enfriamiento. Se logró observar los diferentes efectos de los patrones de flujo presentes en el sistema y se compararon las temperaturas experimentales con las temperaturas numéricas mostrándose concordancia.

10.2. Aportaciones

Durante la investigación se desarrollaron 5 casos de estudio relacionados con el área de termofluidos los cuales fueron aplicados a casos industriales y académicos. Cada uno de estos presenta un grado de complejidad debido a los diferentes conceptos que se manejan. Las aportaciones generadas para los casos de estudio son:

- a) En la simulación numérica de la transferencia de calor de un intercambiador con tubos aletados hubo que realizar la programación de los valores de las condiciones de frontera. Para ello se definieron funciones las cuales calculan las temperaturas promedio y velocidades tanto del gas como del vapor. Habiendo realizado el cálculo de dichas variables se obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior. Generados estos valores se propuso un algoritmo de solución para el problema en donde se calcula en un inicio las temperaturas del sistema, después los coeficientes de transferencia de calor y finalmente el calor que se esta generando.

- b) La simulación de la transferencia de calor en cilindros empacados tiene la ventaja de ser un sistema simplificado el cual incluye los efectos debidos a la presencia del medio poroso (esferas). Para poder realizar esta simplificación hubo que investigar las suposiciones que se realizan cuando se selecciona un modelo de medio poroso y determinar los valores que debían utilizarse para considerar el efecto de las esferas en la transferencia de calor. Así mismo se realizó un análisis de sensibilidad de malla el cual pretende eliminar los efectos debido al mallado y se consideró una malla de tipo capa frontera para tomar en cuenta los efectos de la pared.

- c) La optimización del proceso de soldadura fuerte en filtros desecantes fue un proyecto que pretendía cubrir con las necesidades de la EMPRESA. En primera instancia se cumplió con el objetivo principal el cual fue modelar el sistema original. Sin embargo, en este caso de estudio se pretendió ir más allá de la simple simulación del caso original. Para ello, se realizó la variación de las condiciones de operación (tiempo y temperatura). A su vez, se estudio la distancia de penetración y el tiempo en que el material de aporte solidifica. Utilizando estos parámetros se llegó a la selección del modelo óptimo el cual se cree que es recomendable que lleven a cabo.

- d) El estudio del flujo en filtros desecantes se concentró en el análisis de la caída de presión. Esta caída de presión es debida principalmente al núcleo por lo que la forma y tamaño del mismo contribuyen al aumento o disminución de la presión. En este proyecto se simuló el nuevo modelo que se tiene en la EMPRESA, cuyo núcleo cuenta con la característica del orificio central el cual permite la reducción de la caída de presión. Como contribución a este proyecto se probó el filtro desecante con un flujo en dirección opuesta y con un núcleo totalmente cerrado. Estos cambios que se realizaron sirvieron para evaluar que tan efectivo es el filtro desecante si se realizan ciertas variaciones al núcleo.

- e) A pesar de que el caso de estudio 5 es solo el principio de un proyecto de investigación el cual pretende obtener los coeficientes de convección del sistema interconectado (sistema de calentamiento y sistema de enfriamiento) se lograron resultados importantes.

En este caso de estudio se pudieron comparar los valores experimentales y numéricos de las temperaturas. Fue la primera vez que se utilizaba el PIV dentro del ITESM Campus Monterrey y las imágenes logradas fueron bastante buenas si se comparan con la literatura. Así mismo, se utilizaron elementos que no se habían utilizado previamente como el adquirente de datos, el cual es un instrumento bastante útil para la medición de temperaturas.

Finalmente, como aportación principal a esta investigación se generó una metodología para llevar a cabo simulaciones numéricas utilizando un paquete computacional de CFD. La metodología consta de 7 etapas principales, las primeras 3 corresponden al pre - procesamiento del modelo mientras que las siguientes 4 etapas al procesamiento y solución del modelo. En esta metodología se explica claramente los pasos a seguir para llevar a cabo una buena simulación numérica. Esta base serviría en un futuro a estudiantes los cuales estén interesados en solucionar problemas utilizando un paquete computacional de CFD.

10.3. Trabajo Futuro

Los casos de estudio presentados en esta investigación son tópicos que pueden ser resueltos de distintas formas y que aún falta trabajar más en ellos. Se trató que la mayoría de los casos resueltos cumplieran con una parte experimental y una parte numérica. Cabe aclarar que en cada caso de estudio se presentó el trabajo futuro correspondiente por lo que en esta sección únicamente se presentan detalles del mismo. En el caso del intercambiador de calor con tubos aletas no fue posible realizar el experimento debido a las dimensiones y el costo que implica la construcción del sistema. Para el caso de estudio de los tubos empacados con esferas no se realizó el experimento debido a que este se había realizado previamente en la universidad de Hawai. Todos los demás casos de estudio cuentan con la parte experimental. Como trabajo futuro se plantea la construcción de un intercambiador de calor de menor escala el cual pueda ser construido y cuyo costo sea factible. Así mismo, se pretende la modificación de la geometría del filtro desecante, únicamente se realizó la simulación numérica y la experimentación con el filtro de 3 pulgadas cúbicas por lo que falta aún validar los resultados con diferentes tamaños de filtros.

Referencias

Capítulo 1. Introducción

Arcos Medina, Waldo J. Optimización del diseño de un abanico de un motor de corriente alterna para mejorar su eficiencia mediante algoritmos genéticos. Tesis de Maestría, especialidad en Sistemas de Manufactura. ITESM Campus Monterrey, (2006).

Campos Amescua, Alfonso. Estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección en álabes de turbinas de gas utilizando CFD. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Energética. ITESM Campus Monterrey, (2001).

Cueva de León, José María. Automatic shape variations for optimization purposes. Tesis de Maestría, especialidad en Sistemas de Manufactura. ITESM Campus Monterrey, (2006).

De la Cruz y Trejo, Abraham. Obtención de correlaciones de pérdidas de calor y presión para bancos de tubos en calderas de recuperación utilizando simulación de flujo computacional. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Mecánica, ITESM Campus Monterrey, (2003).

González Villafaña, Jesús J. Convección Natural en Sistemas Interconectados. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Energética. ITESM Campus Monterrey, (2006).

Loredo Medrano, José Ángel. Modelación y Simulación de un Horno de Lecho Empacado para la Sinterización de óxido de Magnesio. Congreso de Investigación y Extensión del Sistema Tecnológico de Monterrey XXXII (2002).

Mariño López, Carlos A. Simulación Numérica del flujo de escape de una turbina de vapor de baja presión. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Energética. ITESM Campus Monterrey, (2002).

Pineda Hernández, Guillermo. Desarrollo de un elemento finito placa basado en una forma especial de representación de solución. Tesis de Maestría, especialidad en Sistemas de Manufactura. ITESM Campus Estado de México, (2004).

Pulido Banda, Iván A. Análisis de Fluidos mediante una Formulación Lagrangiana. Tesis de Maestría, especialidad en Sistemas de Manufactura. ITESM Campus Monterrey, (2004).

Silva Sierra, David A. Diseño de un sistema de ósmosis inversa centrífuga utilizando diversas metodologías de diseño para la innovación. Tesis de Maestría, especialidad en Sistemas de Manufactura. ITESM Campus Monterrey, (2006).

Capítulo 2. Revisión Bibliográfica

Brännbacka, Johnny Christer. Introduction to Computational Fluid Dynamics. Akademi University, Faculty of Chemical Engineering, Finland (2006).

Campos Amescua, Alfonso. Estimación del coeficiente de transferencia de calor por convección en álabes de turbinas de gas utilizando CFD. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Energética. ITESM Campus Monterrey, (2001).

Cengel, Yunus A. Fundamentals of Thermal – Fluid Sciences. Part III. Heat Transfer. (2001).

Cengel, Y.A. y Boles M.A., Thermodynamics: An Engineering Approach. Fourth Edition. McGraw-Hill (2002).

Copper Development Association (CDA). The Copper Tube Handbook (2006).

Fernández, P.R. Ingeniería Energética. Ingeniería Térmica y de Fluidos. Disponible en: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/index.html>. (2002).

FLUENT, FLUENT 6 User's Guide. Fluent Inc. Lebanon New Hampshire (2002).

G. Öhman, “Kurskompendium i Strömningsmekanik - Fluid Mechanics”, (2001).

Gyani, Vivek. Finned Tube Heat Exchanger. Indian Institute of Technology, Bombay. Department of Chemical Engineering (2007).

Jacobson, D.M. and Humpston, G. Principles of Brazing. Diffusion Brazing. ASM International. ISBN-10: 0-87170-812-4 (2005).

Kays W. M., Crawford M. E., Weigand B. Convective Heat and Mass Transfer, Ed McGraw-Hill (2005).

Mendoza, Eugenio. Towards an understanding of fluid flow through LTA- zeolite framework. University of Southern Denmark. Master Thesis (2006).

O'Brien, R.L. Manual de Soldadura. Octava Edición. Tomo II, American Welding Society (1996).

Pender, James A. *Soldadura Fuerte*. Editorial McGraw-Hill, Segunda Edición, p 93-102 (1984).

Rivera, Carlos I. Advanced Fluid Mechancis Lecture Notes. ITESM Campus Monterrey (2007).

Bird, R.B., Stewart W.E. and Lightfoot, E.N., “Transport Phenomena”, John Wiley & Sons, New York, (1960).

Soldadura Industrial, *Usos del Cobre*. On line: www.Platex.net (2006).

Sperko, Walter J. (2003). *Brazing Copper Tubing Better and Faster*. Brazing Dimpler Corporation.

Stern, Frederick. Intermediate Mechanics of Fluids Lecture Notes. College of Engineering, The University of Iowa (2005).

S.V. Patankar, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Corporation, (1980).

TSI Incorporated. Particle Image Velocimetry (2007)

Tuah-Poku, I., Dollar, M., and Massalski, T.B., 1988. A Study of the Transient Liquid Phase Bonding Process Applied to a Ag/Cu/ Ag Sandwich Joint, *Metall. Trans. A*, Vol. 19A (No. 3), p 675–686.

White, F.M. Fluid Mechanics. McGraw-Hill, Second Edition (1999).

Capítulo 3. Métodos Numéricos

Bhaskaran, R., Collins, Lance. Introduction to CFD Basis. Cornell University (2006).

B. P. Leonard and S. Mokhtari. ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow. NASA TM 1-2568 (ICOMP-90-12), NASA Lewis Research Center, (1990).

De la Cruz y Trejo, Abraham. Obtención de correlaciones de pérdidas de calor y presión para bancos de tubos en calderas de recuperación utilizando simulación de flujo computacional. Tesis de Maestría, especialidad en Ingeniería Mecánica, ITESM Campus Monterrey, (2003).

Fluent Inc. Fluent Tutorials. (2003).

Fluent Inc. Company Profile. On line: www.fluent.com (2007).

Hernández, Guillermo. El Método de Diferencias Finitas. Departamento de Geofísica. Grupo de Modelación Matemática y Computacional (2007).

J. P. Vandoormaal and G. D. Raithby. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. *Numer. Heat Transfer*, 7:147 (1984).

Ketkar S.P, Numerical Thermal Analysis. ASME Press. ISBN 0791800733. (1999).

Logan DL, A first course in the finite element method, Third Edition, Brooks/Cole, Pacific Grove, CA, USA, (2002).

Reddy JN, An introduction to the finite element method, Third Edition, McGraw-Hill, New York, NY, USA, (2006).

R. I. Issa. Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. *J. Comput. Phys.*, 62:40 (1986).

S.V. Patankar, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Corporation, (1980).

T. J. Barth and D. Jespersen. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, (1989).

Versteeg, H.K. y Malalasekera W., An introduction to Computacional Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. Longman Scientific & Technical, ISBN 0-582-21884-5 (1995).

Capítulo 4. Simulación Numérica

CFD-Online. General CFD: Topic mesh generation On line: <http://www.cfd-online.com> (2007)

Fluent Inc. Fluent Tutorials. (2003)

Thompson, Warsi, Mastin. Numerical Grid Generation: Foundation & Applications. North Holland Press. (2007)

Capítulo 5. Caso de Estudio 1

B. Watel, S. Harmand, B. Desmet, Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular-finned tube, JSME Int. J., Ser. B 42 (1), 56–64 (1999).

Chen, Han – Taw. Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned – tube heat exchangers for various speeds and fin spacings. International Journal Heat and Mass Transfer, 50, 45 – 57 (2007).

D.E. Briggs, E.H. Young, Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. 59 (41),1–10 (1963).

H.J. Sung, J.S. Yang, T.S. Park, Local convective mass transfer on annular cylinder with transverse annular fins in cross flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 39, 1093–1101 (1996).

J. Stasiulevicius, A. Skrinska, Heat Transfer of Finned Tube Bundles in Crossflow, Hemisphere Publishing, (1988).

M.S. Mon, U. Gross, Numerical study of fin – spacing effects in annular – finned tube heat exchangers, Int. J. Heat and Mass Transfer, 47,1953 – 1964 (2004).

Ribeiro, C.P. An algorithm for steady – state simulation of plate heat exchangers. Journal of Food Engineering, 53, 59 – 66 (2002).

Sandar, Mi. Numerical study of fin – spacings effects in annular – finned tube heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 1953 – 1964 (2004).

Seligman, R. J. S. The plate heat exchanger in the food industries – Part I: Genesis of and idea. *Chemistry and Industry*, 38, 1602 – 1603 (1964).

S.L. Jameson, Tube spacing in finned tube banks, *ASME Trans.*, 67, 633–642 (1945).

Tsai, S.F. Heat transfer in a conjugate heat exchanger with a wavy fin surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1735 – 1745 (1999).

V.B. Kuntysh, I.G. Taryan, F.M. Yokhvedov, On the effect of the relative depth of the interfin space on heat transfer from bundles of finned tubes, *Heat Transfer—Sov. Res.* 6 (6), 5–9 (1974).

Wen, Jian. An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate – fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1667 – 1678 (2006).

Capítulo 6. Caso de Estudio 2

Allen, M., Furtado, F. Computational methods in porous-media flows. In: du Pleiss, J.P. (Ed.), *Advances in Fluid Mechanics: Fluid Transport in Porous Media*. Computational Mechanics Publications, Southampton, UK, pp. 255 – 302 (1997).

A. G. Dixon and D. L. Cresswell, Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds, *Am. Inst. Chem. Engrs J.* 25, 663-675 (1979).

A. Chowdhury, A numerical study of mixed and forced convection in a vertical packed tube and a packed channel, Ph.D dissertation in Mechanical Engineering, University of Hawaii, supervised by P. Cheng (1992).

Bear, J., *Dynamics of Fluids in Porous Media*, American Elsevier Pub. Co., Inc., pp. 125-127 (1972).

Carman, P.C., “Fluid Flow through Grannular Beds,” *Trans. Inst. Chem. Engg.*, London, Vol. 15, p.150 (1937).

C. H. Li and B. A. Finlayson. Heat transfer in packed beds a reevaluation, *Chem. Engng Sci.* 32, (1977).

Dixon, A., Nijemeisland, M. CFD as a design tool for fixed-bed reactors. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 40, 5246 – 5254 (2001).

Dybbs, A., and Edwards, R.V., Department of Fluid, Thermal and Aerospace Sciences report, FTAS/TR (Case Western Reserve University) No. 75–117, Workshop on Heat and Mass Transfer in Porous Media (1975).

D. A. Plautz and H. F. Jhonstone, Heat and mass transfer in packed beds, *Am. Inst. Chent. Engrs J.*, 193-199 (1955).

Ergun, S., Fluid Flow through packed columns. *Chemical Engineering Progress*, 48, 89 – 94 (1952).

- Guardo, A., Coussirat, M., Larrayoz, M.A., Recasens, F., Egusquiza, E. Influence of the turbulence model in CFD modeling of wall – to – fluid heat transfer packed beds. *Chemical Engineering Science* 60, 1733 – 1742 (2005).
- H. Verschoor and G. C. A. Schuit, Heat transfer to fluids flowing through a bed of granular solids. *Appl. Sci.* 42, 97 119 (1952).
- J. H. Quinton and J. A. Storrow, heat transfer to air flowing through packed tubes, *Chem. Engng Sei.* 5, 245 - 257 (1956).
- Logtengber, S.A., Nijemeisland, M., Dixon, A.G. Computational fluid dynamics simulations of fluid flow and heat transfer at the wall – particle contact points in a fixed-bed reactor. *Chemical Engineering Science* 54, 2433 – 2439 (1999).
- Magnico, P. Hydrodynamics and transport properties of packed beds in small tube – to – sphere diameter ratio: pore scale simulation using an Eulerian and Lagrangian approach. *Chemical Engineering Science* 58, 5005 – 5024 (2003).
- Manz, B., Gladden, L.F., Warren, P.B. Flow and dispersion in porous media: lattice-Boltzmann and NMR Studies. *A.I.Ch. E. Journal* 45, 1845 – 1854. (1999).
- Metha, D., and Hawley, M.C., “Wall Effect in Packed Columns,” *I & EC Process Design and Development*, Vol. 8, No. 2, pp. 280 – 282 (1969).
- M. Leva and M. Grummer, Heat transfer to gases through packed tubes: effect of particle characteristics, *Ind. Engng Chem.* 40, 415419 (1948).
- Prakash, M., Turan, O.F., Li, Y., Thorpe, G.R. CFD Modeling of natural convection heat and mass transfer in hygroscopic porous media. *Drying Technology* 18, 2175 – 2201 (2000).
- P. Cheng, Wall effects on fluid flow and heat transfer in porous media, *Proceedings of the Second ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, Vol. 2, pp. 297-303 (1987).
- P. Cheng and D. Vortmeyer, Transverse thermal dispersion and wall channeling in a packed bed with forced convective flow, *Chem. Engng Sei.* 43, 2523 2532 (1988).
- P. Colburn, Heat transfer and pressure drop in empty baffled and packed tubes, *Ind. Engng Chem.* 23, 910-923 (1931).
- Riechelt, W., “Zur Berechnung des Druckverlustes einphasig durchstromter Kugel-ung Zylinderhuthungen,” *Chemie. Ing. Tech.*, Vol. 44, No. 18 (1972).
- R. M. Fand, B. Y. K. Kim, A. C. C. Lain and R. T. Phan, Resistance to the flow of fluids through simple and complex porous media whose matrices are composed of randomly packed spheres, *ASME J.Fluids & Engng* 109, 268 273 (1987).
- R. M. Fand and R. Thinakaran, The influence of the wall on flow through pipes packed with spheres, *ASME J. Fluids Engng* 112, 84-88 (1990).

R.M. Fand, M. Sundaram and M. Varahasamy, Incompressible fluid flow through pipes packed with spheres at low dimension ratios, *ASME J. Fluids Engng* 115, 169-172 (1993).

R.M. Fand and Varahasamy M., Heat Transfer by forced convection in pipes packed with porous media whose matrices are composed of spheres. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.39, No. 118, pp. 3931 – 3947 (1996).

Yin, F., Wang, Z., Afacan, A., Nandakumar, K., Chuang, K.T. Experimental studies of liquid flow maldistribution in a random packed column. *Canadian Journal of Chemical Engineering* 78, 449 – 457 (2000).

Capítulo 7. Caso de Estudio 3

Cengel, Y.A., *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill. ISBN 0-07-115223-7 (1998).

Capítulo 8. Caso de Estudio 4

Coussirat, M., Numerical Study of turbulence models for imprinting gas – jet systems. Von Karman Institute of Fluid Dynamics, Internal Report VKI-PR 2001-05 (2001).

Durbin, P.A., Petterson, B.A. *Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows*. Wiley, New York, pp. 138 – 139 (2001).

Parker Hannifin Corporation. Filter Dryers. Climate and Industrial Controls Group (2003).

Capítulo 9. Caso de Estudio 5

Ampofo, F., and Karayiannis, T. G. "Experimental benchmark data for turbulent Natural convection in an air filled square cavity." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **46** (19): 3551-3572 (2003).

Awbi, H. B., and Hatton, A. "Natural Convection from Heated Room Surfaces." *Energy and Buildings* **30** (3): 233-244 (1999).

Bejan, A., Al-Humoud, A., and Imberger, J. "Experimental Study of High Rayleigh Number Convection in a Horizontal Cavity with Different end Temperatures." *Journal of Fluid Mechanics* **109**: 283-299 (1981).

Bohn, M. S., and Anderson, R. "Temperature and Heat Flux Distribution in a Natural Convection Enclosure Flow." *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME* 108 (2):471-475 (1986).

Cheesewright, R., and Zial, S. "Distributions of Temperature and Local Heat Transfer Rate in Turbulent Natural Convection in a Large Rectangular Cavity." *The 8th International Heat Transfer Conference* (1986).

Elyyan, Mohammad. "Design of an Experimental Facility for Building Airflow and Heat Transfer Measurements." Graduate College of the Oklahoma State University. Master of Science Thesis (2005).

Ferm, H. M. "Measurements and Analysis of Natural Convection in Building Enclosures." Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology. S. M. Thesis (1985).

Hsieh, S. S., and Wang, C. Y. "Experimental Study of Three Dimensional Natural Convection in Enclosures with Different Working Fluids." *International Journal of Heat Transfer* **37**(17): 2687-2698 (1994).

Khalifa, A. J. N., and Marshal, R. H. "Validation of Heat Transfer Coefficients on Interior Building Surfaces Using a Real Sized Indoor Test Cell." *International Journal of Heat Transfer* **33**: 2219-2236 (1990).

Olson, D. A. "Scale Model Studies of Natural Convection in Enclosures at High Rayleigh Number." Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology. PhD Thesis (1986).

Olson, D. A., Glicksman, L. R., and Ferm, H. M. "Steady-State Natural Convection in Empty and Partitioned Enclosures at High Rayleigh Numbers." *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME* **112**: 640-647 (1990).

Perrin, L., Menard, V., Reulet, P., Micheli, F., Millan, P. Dynamical and Thermal Behaviour of Confined Natural Convection Flow. 16TH International Symposium on Transport Phenomena (2005).

Weber, D. D., and Kearney, R. J. "Natural Convective Heat Transfer through an Aperture in Passive Solar Heated Buildings." *Proceedings of the 5th National Passive Solar Conference*. **2**: 1037-1041. Amherst, Mass (1980).