



Tesis

Modelado numérico de un tubo vórtice utilizando Dinámica de Fluidos Computacional

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN
INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

Ing. Fernando Montejo Alvaro

ASESORES

Dr. Sergio Ricardo Galván González

Dr. Carlos Rubio Maya



CONACYT

Morelia, Michoacán, Julio de 2012.
Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

DEDICATORIA

Mi tesis la dedico con todo mi amor y cariño:

A DIOS Que me dio la oportunidad de vivir y regalarme una familia maravillosa.

A MIS PADRES Alicia y Bernabé que me dieron la vida y han estado conmigo en los momentos difíciles. Les agradezco con mucho afecto ya que han sido pieza fundamental en mi vida.

A MIS HERMANOS Magdalena, José, Jaime, Victoria y en especial a Francisco por el apoyo incondicional que siempre me brindó durante la etapa de mi carrera profesional.

A MIS AMIGOS que me han regalado momentos de feliz convivencia. A todos ellos que me han enseñado el verdadero valor de la amistad.

AGRADECIMIENTOS.

A MIS ASESORES: Dr. Sergio Ricardo Galván González y Dr. Carlos Rubio Maya por su apoyo brindado en la realización de este proyecto.

A la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo por permitirme cursar en estos años la maestría.

A la Facultad de ingeniería mecánica y a sus profesores por la dedicación, el trabajo y el tiempo que me brindaron.

Al consejo Nacional de Ciencia y tecnología (CONACYT) por su apoyo fundamental para la realización de este trabajo.

MODELADO NUMÉRICO DE UN TUBO VÓRTICE UTILIZANDO DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

RESUMEN

El tubo Ranque-Hilsch se presenta como un dispositivo alternativo para producir un efecto de enfriamiento. A pesar de la falta de entendimiento de la física del tubo vórtice, se utiliza en diversas aplicaciones industriales para enfriamiento local, ya que presenta ventajas al ser pequeño, simple de fabricar y reparar, además de no requerir potencia química o eléctrica para su operación. A pesar de las diferentes teorías expuestas para explicar el fenómeno de separación de energía, recientemente se ha utilizado la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) para tratar de explicar el principio fundamental detrás de la separación de energía producida por este tubo. En este trabajo se realiza un estudio numérico en dos y tres dimensiones de la operación de un tubo Ranque-Hilsch comercial lo que servirá para implementar el modelo DFC que prediga el comportamiento causado por el efecto de las principales variables que intervienen en el mecanismo de separación de energía. A partir de datos experimentales se asignan las condiciones de frontera respectivas para la presión, temperatura y flujo másico. El modelo se resuelve con mallas estructuradas y como un problema axisimétrico, con flujo compresible utilizando el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ y esquemas de discretización de segundo y tercer orden. En base a esta formulación, el modelo numérico obtenido deberá servir como herramienta base para futuras investigaciones que pretenden entender los efectos de la modificación de la geometría y diferentes condiciones de frontera sobre el efecto de separación de energía, permitiendo la investigación del tubo vórtice en el contexto de nuevas aplicaciones.

ABSTRACT

The Ranque-Hilsch Vortex Tube is an alternative device to produce a cooling effect. The knowledge of the vortex tube physics is not clearly understood, however it is used in many industrial applications for local cooling because it has small size, besides it is simple for manufacturing, for fixing and it does not need chemical or electrical power in the inlet. Despite the various theories advanced to explain the phenomenon of separation of power, has recently been used Computational Fluid Dynamics (CFD) to try to explain the fundamental principle behind the separation of energy produced by this tube. In this paper a numerical study is performed in two and three dimensions of the operation of a commercial Ranque-Hilsch tube which will serve to implement the CFD model that predicts the behavior caused by the effect of the main variables involved in the separation mechanism energy. From experimental data are assigned the respective boundary conditions for pressure, temperature and mass flow. The model is solved as a structured mesh axisymmetric problem with compressible flow using the turbulence model $k-\epsilon$ and discretization schemes of second and third order. Based on this formulation, the numerical model obtained should serve as a tool for future researchers seeking to understand the effects of modifying the geometry and different boundary conditions on the effect of energy gap, allowing the investigation of the vortex tube in the context of new applications.

CAPITULO 1	1
1 Introducción.....	1
1.1 Justificación y motivación.....	2
1.2 Planteamiento del problema.....	4
1.3 Objetivo general.....	4
1.4 Objetivos específicos.....	4
1.5 Hipótesis.....	5
CAPITULO 2	6
2 Teoría del tubo vórtice y el efecto Ranque-Hilsch.....	6
2.1 Introducción.....	6
2.2 El tubo vórtice o de Ranque-Hilsch.....	6
2.3 Aportaciones de Ranque.....	7
2.4 Aportaciones de Hilsch.....	8
2.5 Antecedentes del tubo vórtice.....	9
2.5.1 Estudio experimental.....	9
2.5.2 Estudio numérico.....	13
2.6 Aplicaciones del tubo vórtice.....	15
2.6.1 Soldadura.....	16
2.6.2 Fundiciones.....	18
2.6.3 Metalurgia.....	18
2.6.4 Medicina.....	19
CAPITULO 3	20
3 Herramienta numérica de experimentación.....	20
3.1 Introducción a la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).....	20
3.2 Ecuaciones que gobiernan los fluidos.....	22
3.2.1 Conservación de la masa.....	23
3.2.2 Conservación del momentum.....	23
3.2.3 Conservación de la energía.....	24
3.3 Métodos para la solución de las ecuaciones.....	25
3.4 Discretización de ecuaciones por la técnica de volúmen finito.....	27
3.5 Modelado de la turbulencia.....	30
3.5.1 Cascada de energía.....	31
3.5.2 RANS (REYNOLDS AVERAGE NAVIER-STOKES).....	32
3.5.2.1 Modelos algebraicos (cero ecuación).....	34
3.5.2.2 Modelo de una ecuación.....	34
3.5.2.3 Modelo de dos ecuaciones.....	34
3.5.2.4 Ecuaciones de transporte para el modelo κ - ϵ	35
3.5.2.4.1 Modelo κ - ϵ estándar.....	35
3.5.2.4.2 Modelo κ - ϵ RNG.....	36

3.5.2.4.3	Modelo κ - ϵ realizable.....	36
3.5.2.4.4	Modelo de la turbulencia k- ω	37
3.5.3	RSM (REYNOLDS STRESS MODEL).....	38
3.5.4	ASM (ALGEBRAIC STRESS MODEL).....	40
3.5.5	DNS Y LES.....	41
CAPITULO 4	42
4	Modelado del tubo vórtice mediante DFC.....	42
4.1	Modelo 2D de Skye.....	42
4.1.1	Modelo físico.....	42
4.1.2	Modelo computacional.....	43
4.1.3	Condiciones de frontera.....	44
4.2	Modelo 3D de Skye.....	46
4.2.1	Condiciones de frontera.....	47
4.3	Modelo 3D del prototipo construido en la FIM.....	48
4.3.1	Geometría.....	49
4.3.2	Mallado.....	51
CAPITULO 5	55
5	Resultados.....	55
5.1	Resultados 2D Skye.....	55
5.1.1	Contornos de temperatura.....	55
5.1.2	Vectores de velocidad.....	56
5.1.3	Simulación de las 14 condiciones de frontera de Skye.....	57
5.2	Resultados 3D Skye.....	61
5.3	Resultados 3D Prototipo FIM.....	64
5.3.1	Mass flow inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.....	64
5.3.2	Velocity inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.....	67
5.3.3	Pressure inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.....	68
5.3.4	Mass flow inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas sin boquilla de entrada. 69	
CAPITULO 6	70
6	Conclusiones y perspectivas.....	70
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	72
	APENDICE.....	76

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Esquema básico de un tubo Ranque-Hilsch.	6
Figura 2.2	Tubo vórtice de contra flujo.	7
Figura 2.3	Tubo de vórtice de un solo flujo.	8
Figura 2.4	Sección transversal del tubo vórtice de Ranque	8
Figura 2.5	Tubo vórtice tipo cónico	10
Figura 2.6	Temperatura de la masa fría vs fracción de masa fría a $T=19^{\circ}\text{C}$ (entrada)	12
Figura 2.7	Temperatura de la masa fría vs fracción de masa fría a $T=19^{\circ}\text{C}$ (entrada)	12
Figura 2.8	Temperatura de la salida fría menos la temperatura de entrada. Las configuraciones son: tubo vórtice A, tubo vórtice B y combinación de ambos representados por los símbolos ■, ● y x respectivamente	13
Figura 2.9	Tubo vórtice comercial	16
Figura 2.10	Modelos comerciales de un tubo vórtice	16
Figura 2.11	Robot soldador de carrocerías utilizando un chorro de aire frío directamente en el punto de contacto	17
Figura 2.12	Línea de sellado de tubos plásticos con un tubo vórtice acoplado en las mordazas selladoras.	17
Figura 2.13	Esquema de un tubo vórtice adaptado al traje de un trabajador de una fundición	18
Figura 2.14	Esquema de un tubo vórtice en un taladro	19
Figura 3.1	Método del centro de celda	26
Figura 3.2	Método de los vértices de celda	27
Figura 3.3	Celda típica del método de volumen finito	29
Figura 3.4	Discretización mediante volumen finito	30
Figura 4.1	Tubo RH usado en el experimento de Skye	42
Figura 4.2	Medidas del tubo vórtice	42
Figura 4.3	Esquema del dominio del flujo	44
Figura 4.4	Mallado del dominio	44
Figura 4.5	a) Entrada y salida Frío del tubo vórtice de Skye en 3 dimensiones b) Salida caliente del tubo vórtice	46
Figura 4.6	Geometría del tubo Ranque-Hilsch	49
Figura 4.7	Salida caliente del tubo Ranque-Hilsch	50
Figura 4.8	Salida fría del tubo Ranque-Hilsch	50
Figura 4.9	Entrada tangencial Vista de la entrada tangencial del flujo en la cámara de	51
Figura 4.10	separación de flujos.	51
Figura 4.11	Distribución de nodos en las líneas.	52
Figura 4.12	Nodos en las líneas.	52
Figura 4.13	Mallado en las caras.	53
Figura 4.14	Mallado en los volúmenes.	53
Figura 5.1	Contornos de temperatura estática, K.	55

Figura 5.2	Contornos de temperatura total, K.	56
Figura 5.3	Vectores de velocidad (m/s).	56
Figura 5.4	Contornos de la magnitud de velocidad (m/s).	57
Figura 5.5	Trayectoria de la velocidad (m/s).	57
Figura 5.6	Temperatura estática (K) de las 14 condiciones de Skye.	58
Figura 5.7	Presión estática (Pa) de las 14 condiciones de Skye.	59
Figura 5.8	Flujo reversible (m/s) de la prueba N.	60
Figura 5.9	Modelo DFC que predice la presión requerida en función de la fracción de masa fría.	60
Figura 5.10	Predicción de la potencia de separación caliente y frío en función de la fracción de masa frío.	61
Figura 5.11	Contornos de Temperatura estática (K).	61
Figura 5.12	Contornos de Temperatura total (K).	62
Figura 5.13	Contornos de Temperatura total (K) en 3D.	62
Figura 5.14	Contornos de Temperatura total (K), de Abdol Reza Bramo [50].	63
Figura 5.15	Vectores de velocidad en el plano x-z en m/s.	63
Figura 5.16	Vectores de velocidad en 3D (m/s).	64
Figura 5.17	Contorno de temperatura estática del Prototipo de la FIM (°C).	64
Figura 5.18	Vectores de velocidad del Prototipo de la FIM (m/s).	65
Figura 5.19	Contorno de temperatura estática con P=400,000 a la entrada.	65
Figura 5.20	Contorno de temperatura total con P=400,000 a la entrada.	65
Figura 5.21	Contorno de temperatura estática (K) utilizando RNG.	66
Figura 5.22	Contorno de temperatura total (K) utilizando RNG.	66
Figura 5.23	Contorno de temperatura estática con un flujo de 0.00835 Kg/s	67
Figura 5.24	Modificación de la geometría del tubo vórtice.	67
Figura 5.25	Contorno de temperatura con Velocity inlet a la entrada.	68
Figura 5.26	Geometría del tubo vórtice con longitud de entrada larga.	68
Figura 5.27	Contorno de temperatura con Pressure inlet a la entrada.	69
Figura 5.28	Geometría del tubo vórtice sin la boquilla de entrada.	69
Figura 5.29	Contornos de temperatura estática sin la boquilla de entrada.	69

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Resumen de trabajos numéricos .	2
Tabla 1.2	Resumen de trabajos experimentales.	3
Tabla 3.1	Etapas y actividades en la simulación DFC.	21
Tabla 4.1	Datos experimentales obtenidos por H.M. Skye	43
Tabla 4.2	Condición de frontera en la entrada de flujo 2	45
Tabla 4.3	Condición de frontera de la salida frío 2D	45
Tabla 4.4	Condición de frontera de la salida caliente 2D	46
Tabla 4.5	Tabla 4.5. Condición de entrada de flujo 3D.	47
Tabla 4.6	Condición de frontera de la salida frío 3D.	47
Tabla 4.7	Condición de frontera de la salida caliente 3D.	48
Tabla 4.8	Calidad de malla del modelo de tubo RH	54

CAPITULO 1

1 Introducción

El tubo Ranque-Hilsch (tubo RH), o tubo vórtice, es un dispositivo mecánico que opera como una máquina refrigerante sin ninguna parte móvil, separando un flujo de gas comprimido en una corriente de baja temperatura y una de alta. Tiene una forma cilíndrica, y se le inyecta aire tangencialmente a una presión mayor a la presión atmosférica a una cámara de separación a través de una boquilla. En la cámara de separación el flujo se divide en una corriente de salida caliente y otra fría (respecto a la temperatura del fluido a la entrada); para controlar la temperatura, tanto del flujo frío como del caliente, se usa una válvula cónica posicionada en la salida caliente. El área de aplicación práctica del tubo RH es amplia y abarca el enfriamiento de dispositivos industriales, interconexión de equipos trabajando a diferentes temperaturas, separación de flujos, incluso aplicaciones como el suministro de aire caliente para la cavidad oral [1]. Lo anterior destaca la importancia del tubo RH, además de que representa una alternativa de refrigeración, principalmente cuando el enfriamiento se requiere en zonas específicas. El tubo RH fue descubierto primeramente por Ranque, pero quien reportó la explicación de sus estudios experimentales y teóricos con el objetivo de mejorar la eficiencia de la operación fue Hilsch [2, 3]. El fenómeno de operación es denominado efecto de separación térmica de energía y existen diversas teorías para tratar de explicarlo, pero aún son incompletas. Las más aceptadas se asocian con la expansión y compresión adiabática del gas, con la generación de vórtices libres y forzados que experimentan fricción interna y con efectos del tipo acústico, principalmente [4].

Por otro lado, la literatura indica que los estudios experimentales son complicados debido a que las técnicas de medición son demasiado intrusivas y los resultados son imprecisos, quedando como alternativa el análisis numérico, siendo la técnica DFC la más utilizada [5, 6].

Con esto en mente, es importante para el ingeniero en DFC conocer y entender

los métodos de pre-procesamiento, procesamiento post-procesamiento de esta técnica numérica para poder seleccionar la herramienta correcta para resolver cada problema.

Por tanto, el objetivo global de la investigación que se lleva a cabo es realizar un estudio numérico de la operación de un tubo Ranque Hilsch investigando el efecto de las condiciones de frontera y geométricas que provocan el fenómeno de separación térmica de energía y que a su vez contribuya a establecer una explicación de este fenómeno.

De forma particular, el objetivo de este trabajo es desarrollar la metodología para la construcción de la geometría y definición del mallado multi-bloques y estructurado del tubo Ranque-Hilsch con el software comercial GAMBIT para posteriormente establecer las correctas condiciones de frontera que den como resultado la obtención del campo de flujo y de temperaturas a través de la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC).

1.1 Justificación y motivación.

A pesar de la simplicidad tubo vórtice, el proceso de separación de la energía térmica es bastante complejo y cualquiera que sea este mecanismo de separación, está relacionado al flujo con giro, el incremento de la velocidad angular, la fricción y la turbulencia. Así este fenómeno ha sido estudiado experimental y numéricamente como se muestran en las Tablas 1.1 y 1.2.

Tabla 1.1 Resumen de trabajos numéricos.

Año	Investigador	Flujo considerado	Modelo	Método o Software	Resultado
1971	Linderstrom-Lang	Incompresible	Cero ecuación	Stream-function	Pobre
1982	Schlenz	2D incompresible	Cero ecuación	Galerkin's technique	Pobre pero cualitativo
1983	Amitani et al.	2D incompresible	Neglected	Diferencia finita	Razonable, pero con dudas
1993	Borissov et al.	Incompresible		Campo de velocidades inducido por un vórtice helicoidal	Cualitativo
1999	Guston and Bakken	2D incompresible	k-e	Fluent	Muy bueno
1999	Frohlingdsdorf and Unger	2D incompresible	k-e	CFX	Muy bueno
1999	Promvonge	2D incompresible	ASM y k-e	Volumen finito	Bueno
2005	Behera et al	3D incompresible	K-e y RNG k-e	Star-CD	Muy bueno
2005	Aljuwayhel et al.	2D incompresible	K-e y RNG k-e	Fluent	Muy bueno
2006	Skye et al.	2D incompresible	K-e y RNG k-e	Fluent	Muy bueno
2006	Promvonge	2D incompresible	ASM y k-e	Volumen finito	Bueno

Tabla 1.2 Resumen de trabajos experimentales.

Año	Investigador	Diámetro,mm	Pi atm (abs)	Temperatura total, °C		Fracción frío
				Th-Ti	Tc-Ti	
1933	Ranque	12	7	38	-32	–
1947	Hilsch	4.6	11	140	-53	0.23
1950	Webster	8.7	–	–	–	–
1951	Scheper	38.1	2	3.9	-11.7	0.26
1956–7	Hartnett y Eckert	76.2	2.4	3.5	-40	–
1956	Martynovskii y Alekseev	4.4/28	12	–	-65	–
1957	Scheller y Brown	25.4	6.1	15.6	-23	0.506
1958	Otten	20	8	40	-50	0.43
1959	Lay	50.8	1.68	9.4	-15.5	0
1960	Suzuki	16	5	54	-30	1
1960	Takahama y Kawashima	52.8	–	–	–	–
1962	Sibulkin	44.5	–	–	–	–
1962	Reynolds	76.2	–	–	–	–
1962	Blatt y Trusch	38.1	4	–	-99	0
1965	Takahama	28/78	–	–	–	–
1966	Takahama y Soga	28/78	–	–	–	–
1968	Vennos	41.3	5.76	-1	-13	0.35
1969	Bruun	94	2	6	-20	0.23
1973	Soni	6.4/32	1.5/3	–	–	–
1982	Schlenz	50.8	3.36	–	–	–
1983	Stephan et al.	17.6	6	78	-38	0.3
1983	Amitani et al.	800	3.06	15	-19	0.4
1988	Negm et al.	11.0/20	6	30	-42	0.38
1994	Ahlborn et al.	18	4	40	-30	–
1996	Ahlborn et al.	25.4	2.7	30	-27	0.4
2001	Guillaume y Jolly III	9.5	6	–	-17.37	0.4
2003	Saidi y Valipour	9	3	–	-43	0.6
2004	Promvonge y Eiamsa-ard	16	3.5	–	33	0.33
2005	Promvonge y Eiamsa-ard	16	3.5	25	30	0.38
2005	Aljuwayhel et al.	19	3	1.2	-11	0.1

Sin embargo estos estudios indican que los estudios experimentales son complicados debido a que las técnicas de medición son demasiado intrusivas y los resultados son imprecisos, quedando como alternativa el análisis numérico, siendo la técnica DFC la más utilizada [5, 6].

De esta forma, con la construcción de un modelo numérico del tubo vórtice, se tendrá la oportunidad de manipular, modificar y analizar las condiciones de frontera y la geometría del tubo con el objeto de determinar los parámetros a modificar que más afectan la separación de la energía reduciendo así el número de ensayos experimentales necesarios, el costo y el tiempo de desarrollo.

1.2 Planteamiento del problema.

Para la construcción del modelo numérico, es importante para el ingeniero en DFC conocer y entender las etapas en las que se basa la mayoría de los softwares comerciales (pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento) para que se puedan seleccionar las herramientas numéricas correctas y resolver cada problema específico.

Así para poder llevar a cabo el estudio numérico de la operación de un tubo Ranque-Hilsch se deberá investigar el efecto de las condiciones de frontera y geométricas que provoquen el fenómeno de separación térmica de energía y que a su vez contribuya a establecer una explicación de este fenómeno.

1.3 Objetivo general.

Desarrollar, verificar y validar un modelo numérico del tubo Ranque-Hilsch, partiendo de datos experimentales para un prototipo particular elaborado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH.

1.4 Objetivos específicos.

1. Analizar los datos experimentales de Skye.
2. Desarrollar un modelo numérico en 2D de Skye.
3. Desarrollar el modelo numérico en 3D de Skye.
4. Desarrollar el modelo numérico en 3D del RH de la FIM.
5. Verificar y validar los resultados del modelo numérico con los datos experimentales.

La importancia de estos objetivos, es que inicia un camino para profundizar en la investigación del fenómeno señalado al obtener un modelo numérico validado para ser utilizado en una futura optimización de los parámetros de

diseño.

1.5 Hipótesis.

Skye [7] creó un modelo DFC de un tubo vórtice comercial para usar como una herramienta de diseño en la optimización del comportamiento. Cuando el modelo original fue alterado geoméricamente encontró que los datos obtenidos de presión y temperatura mejoraron en su aproximación a los datos experimentales. Investigar estos parámetros computacionalmente es más económico en tiempo y recursos que construir un modelo y evaluar la variación de los parámetros geoméricos.

Así, el desarrollar e implementar un modelo numérico del tubo vórtice Ranque-Hilsch, partiendo de datos experimentales para un prototipo particular elaborado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH permitiría entender los efectos de las principales variables geométricas sobre el tubo vórtice cuando se prueben nuevos diseños y así contribuir en la teoría sobre el principio fundamental del fenómeno.

De forma particular, este trabajo pretende desarrollar la metodología para la construcción de la geometría y definición del mallado multi-bloques y estructurado del tubo Ranque-Hilsch con el software comercial Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit (GAMBIT) para posteriormente establecer las correctas condiciones de frontera y el modelo numérico que nos como resultado la obtención del campo de flujo y de temperaturas a través del software comercial FLUENT.

Finalmente, se prevé que el modelo experimental desarrollado en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH proporcione las condiciones de trabajo para estudiar el fenómeno de separación de energía de manera numérica. Con lo anterior, se pretende alcanzar una mayor separación de energía usando las mismas técnicas de construcción reportadas en la literatura y cambiando los parámetros que más influyen en el fenómeno: la boquilla a la entrada, la geometría de la válvula de regulación del flujo caliente, las presiones de flujo a la entrada y el tipo de fluido de trabajo.

CAPITULO 2

2 Teoría del tubo vórtice y el efecto Ranque-Hilsch.

En este capítulo se abordan los principios básicos, características, diferentes modelos del tubo vórtice desde su invención hasta los trabajos recientes que intentaron explicar el fenómeno de separación de temperaturas. Este capítulo se dividió en dos grandes grupos de investigaciones: experimental y numérica.

2.1 Introducción

El tubo vórtice es un invento ingenioso descubierto por Georges Joseph Ranque en 1928 [8]. El esquema básico de un tubo vórtice se muestra en la Figura 2.1 indicando las partes principales del mismo como son la entrada tangencial, las salidas de aire frío y caliente, respectivamente; y la válvula cónica posicionada en la salida caliente.

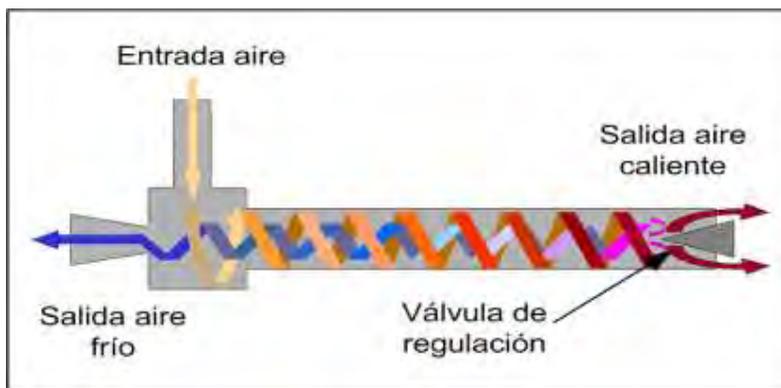


Figura 2.1. Esquema básico de un tubo Ranque-Hilsch.

2.2 El tubo vórtice o de Ranque-Hilsch.

El concepto de tubo vórtice fue otorgado por el Físico James Clerk Maxwell en el siglo XIX. En 1867, Maxwell se imaginó que algún día se lograría tener aire caliente y aire frío en un mismo dispositivo con la ayuda de un pequeño demonio entrenado para abrir y cerrar una válvula diminuta. El demonio abriría la válvula solo cuando se acercaba una molécula muy veloz (caliente) y cerraba cuando se acercaba una molécula lenta (fría). Este dispositivo

imaginario y con la ayuda del demonio de Maxwell separaba los flujos en una corriente de baja temperatura y una de alta [9]. Aunque la hipótesis de Maxwell, en aquel tiempo pudo haber sido una fantasía sin saber que en el siglo XX sería una realidad, que inicialmente se conocía como los tubos de los demonios de Maxwell (Maxwell's Demon Tube).

2.3 Aportaciones de Ranque.

El tubo vórtice fue descubierto primero por Georges Ranque en 1928, solicitando su patente en 1931 y publicado por primera vez en 1933. Ranque investigó acerca de un flujo de aire comprimido que entra por una boquilla tangencialmente dentro de un tubo, encontró que se generan dos corrientes de flujo, en un extremo una de corriente de alta temperatura cerca de la pared y en otro extremo una de baja temperatura cerca del eje longitudinal [8]. En 1943, Ranque presentó dos diseños básicos del tubo: uno denominado “de contra flujo” y otro “de un sólo flujo” [8,10] como se muestran en las Figuras 2.2 y 2.3. En el modelo contra flujo, las dos corrientes de flujos salen en direcciones opuestas, mientras que en el segundo modelo salen en la misma dirección. En la Figura 2.4 muestra un plano de la sección transversal del tubo vórtice obtenida de la patente de Ranque.

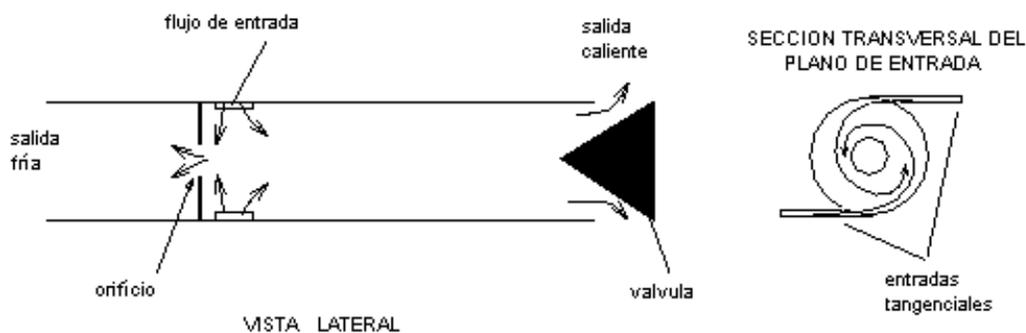


Figura 2.2. Tubo vórtice de contra flujo .

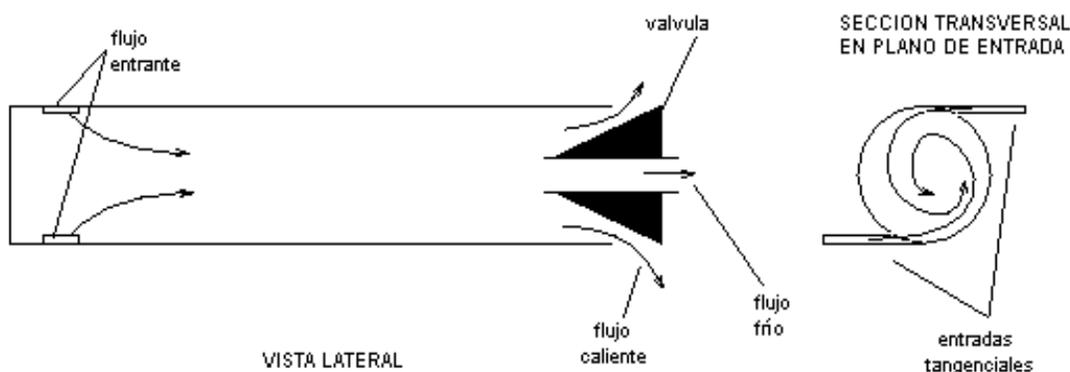


Figura 2.3. Tubo de vórtice de un solo flujo.

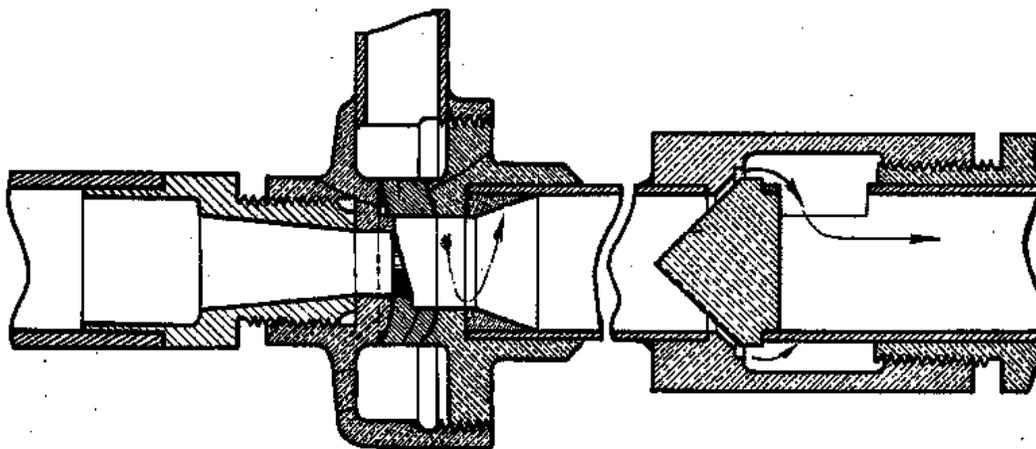


Figura 2.4. Sección transversal del tubo vórtice de Ranque [8].

De los dos modelos realizados por Ranque, el de tipo contraflujo es el que representa mayores ventajas por el aprovechamiento de las dos corrientes de flujo por separado.

2.4 Aportaciones de Hilsch.

En 1943, Rudolf Hilsch científico alemán que estudió también el tubo vórtice, realizó su investigación ignorando el trabajo realizado por Ranque, tomando así su patente. Fue el primero en realizar estudios teóricos y experimentales, examinó algunos parámetros, como el efecto de la presión de entrada y la geometría del tubo vórtice. Publicó sus resultados en 1946, en donde hace mención del trabajo de Ranque en 1933 como la fuente de idea, en ese trabajo describió el comportamiento térmico junto con algunos detalles básicos acerca de su construcción y llegó al mismo diseño que el de Ranque [11].

2.5 Antecedentes del tubo vórtice.

La aportación de estos dos grandes investigadores fue de vital importancia para el comienzo del estudio del fenómeno de separación de temperaturas llamándose desde entonces el “*efecto Ranque-Hilsch*”.

Posteriormente, varios investigadores han intentado explicar el fenómeno de Ranque Hilsch, estudiando los parámetros que más afectan el fenómeno de separación de temperaturas ya sea experimentalmente o en su caso con la Dinámica de Fluidos computacional (DFC).

2.5.1 Estudio experimental.

A fin de mejorar el rendimiento del fenómeno de separación, varios investigadores han intentado explicar el fenómeno con estudios experimentales. En esta sección se presentan algunas investigaciones que han intentado una explicación del fenómeno Ranque-Hilsch.

Scheper (1951) [12], quien midió la velocidad, la presión, y los gradientes de temperatura estática en el tubo vórtice, utilizando sondas y técnicas de visualización. Scheper llegó a la conclusión de que las componentes de velocidad axial y radial fueron mucho menores que la velocidad tangencial. Sus medidas indicaron que la temperatura estática externa disminuye en una dirección radial.

Martynovskii y Alekseev (1956) [13] hicieron investigaciones experimentales sobre la influencia de la geometría del tubo en la máxima diferencia posible de temperatura entre las salidas fría y caliente. Usaron varias boquillas de entrada del aire para esta optimización geométrica del tubo. Además dieron referencias del tipo de trabajo, realizando experimentos con amoníaco, metano y dióxido de carbono. Concluyeron de que para un número de Prandtl mayor que 0.5 ($Pr > 0.5$), debe ocurrir un efecto inverso: un chorro de gas frío saliendo por la periferia en un extremo del tubo y un chorro de gas caliente evacuando cerca del eje longitudinal, en el otro extremo.

Hartnett y Eckert (1956-7) [14,15] midieron perfiles de presión y temperatura en diferentes posiciones del tubo, encontraron que éstos varían significativamente

a lo largo del eje. Esto los llevó a la conclusión de que la longitud del tubo tiene una influencia importante en el mecanismo de separación de energía.

Scheller y Brown (1957) [16] presentaron mediciones de la presión, temperatura, y los perfiles de velocidad en un tubo vórtice estándar y observaron que se disminuía la temperatura estática radialmente hacia el exterior como en el trabajo de Scheper, reforzando la hipótesis de que el mecanismo de separación de energía por la transferencia de calor es por convección forzada.

Takahama y Soga (1966) [17], obtuvo en un estudio experimental datos para el diseño de un tubo vórtice con una alta eficiencia de separación de energía. También formuló los perfiles de velocidad y temperatura del aire que fluyen a través del tubo.

Takahama y Kawamura (1979) [18], utilizaron vapor de agua sobrecalentado, obteniendo resultados similares a los conseguidos con aire, con una leve disminución en la separación de energía por la condensación del vapor. Esto ayudo a comprender mejor el efecto de separación de temperaturas desde el extremo caliente al frío, obteniendo como resultado una caída en este último.

Takamaha y Yokosawa (1981) [19], determinaron un tubo cónico, Figura 2.5, con un ángulo de abertura óptimo de 5.15° , con mejores efectos que uno cilíndrico de igual longitud.

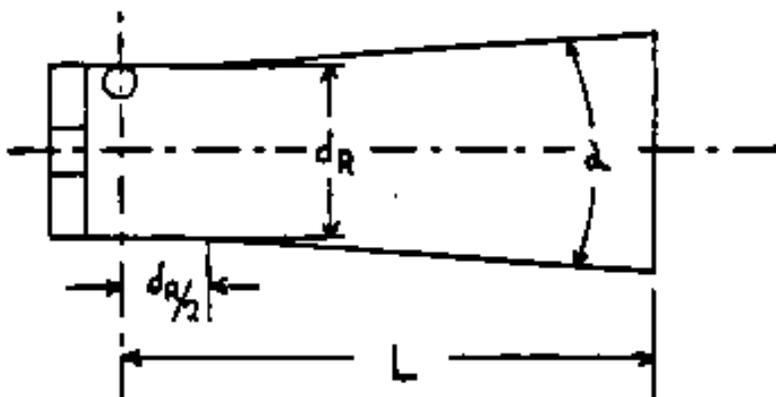


Figura 2.5. Tubo vórtice tipo cónico [18].

Otros autores consideran que la producción espontánea de diferencia de

temperaturas en la corriente de aire parece contradecir la segunda ley de la termodinámica. La segunda ley de la termodinámica establece que el cambio de entropía de un sistema aislado es la suma de los cambios de entropía de sus componentes y nunca es menor que cero. Trabajos como el de Silverman Mark (1982) [20] y Salas Brito 1985 [21] demostraron que la separación de temperatura en alta y baja de una masa de aire a temperatura ambiente es posible sin violar la segunda ley de la termodinámica, considerando que el tubo vórtice sea un sistema aislado y gas ideal cuando haya alcanzado un estado estable.

Ahlborn (1993) [22], presenta otra teoría del funcionamiento del tubo vórtice. Concluye que el efecto de separación de energía se debe a una transformación de energía cinética en calorífica y viceversa y que ambos procesos, calentamiento y enfriamiento, se relacionan a través del campo de presión por medio de la conducción térmica y la viscosidad del fluido. Introduce una caída de presión normalizada $X = (P_0 - P_c)/P_0$, en el plano de entrada, como el causante de esta energía cinética, donde P_0 es la presión de entrada y P_c es la presión de salida fría. De ensayos realizados con este criterio, derivó un límite cuantitativo, $X = 0.7$ para el enfriamiento y calentamiento, combinando diversas presiones de entrada y salida en tubos geoméricamente similares. Puesto que la caída de presión normalizada no es función de la presión absoluta, si no de la diferencia de presiones relativas, determinó que es posible operar tubos vórtice en un amplio rango de presiones, incluso por debajo de la atmosférica, obteniendo el mismo efecto.

Quan M.T (2000) [23], comprobó que la influencia de la presión de entrada del flujo en la separación de temperaturas es muy significativo: a mayor presión mayor temperatura y en el caso de la temperatura de entrada es insignificante. Demostró que la fracción de masa fría juega un papel importante en la máxima separación de temperaturas en un rango de 70-80% como se muestra en las Figuras 2.6 y 2.7.

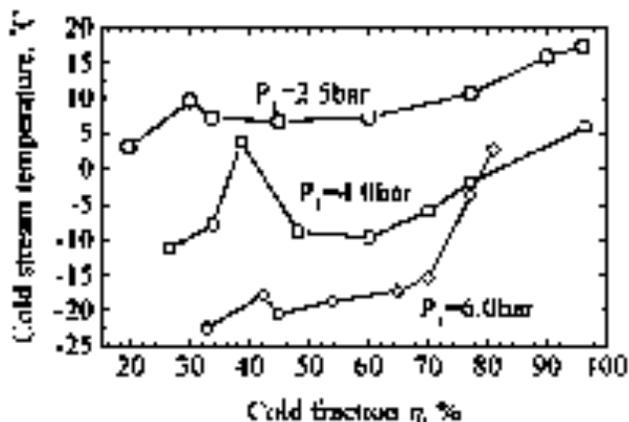


Figura 2.6. Temperatura de la masa fría vs fracción de masa fría a $T=19^\circ\text{C}$ (entrada) [23].

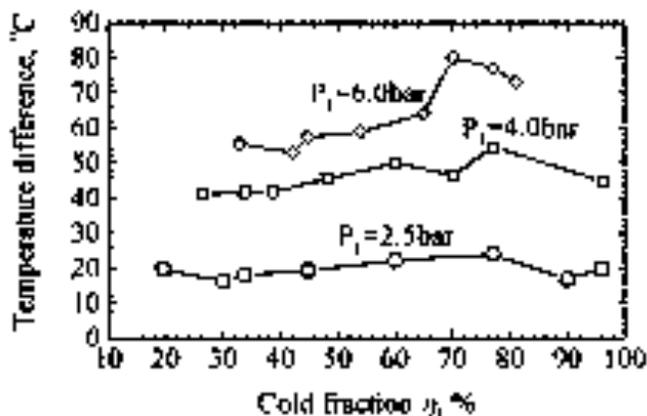


Figura 2.7. Temperatura de la masa fría vs fracción de masa fría a $T=19^\circ\text{C}$ (entrada) [23].

Por otro lado, Guillaume D.W [24] en el 2001, demostró que operando simultáneamente dos tubos vórtice y colocando las salidas en serie mejoran la separación de temperaturas de hasta -19°C , con 90 psi y 21°C a la entrada como se muestra en la Figura 2.8.

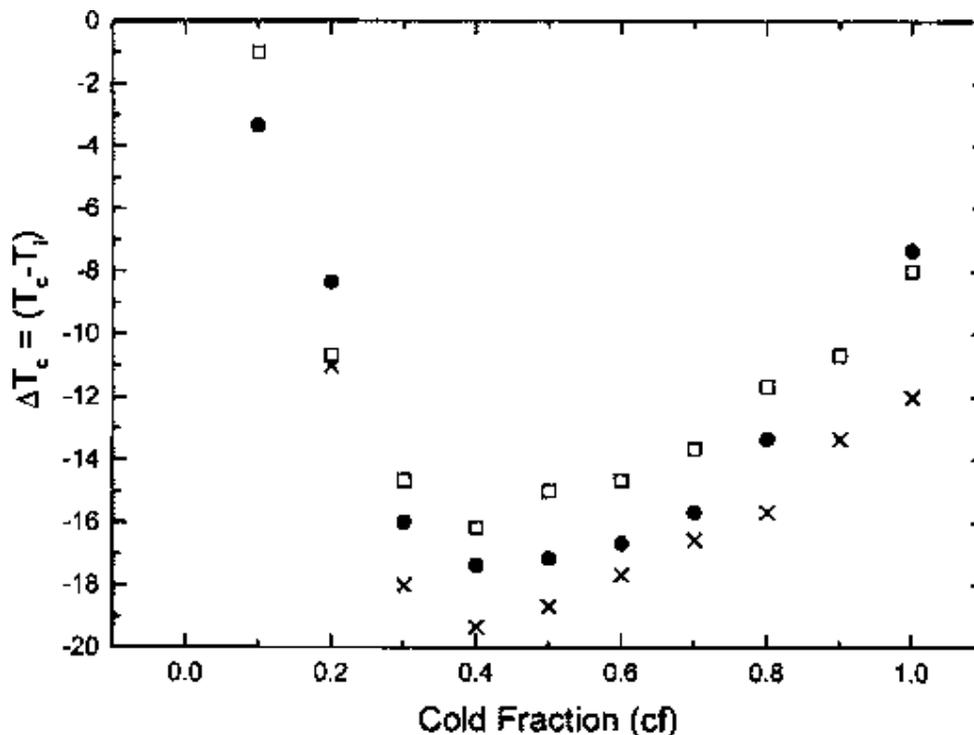


Figura 2.8. Temperatura de la salida fría menos la temperatura de entrada. Las configuraciones son: tubo vórtice A, tubo vórtice B y combinación de ambos representados por los símbolos ■, ● y x respectivamente [24].

Saidi M.H. [24], experimentó varias entradas tangenciales y demostró que es más eficiente el de 3 entradas con una masa de fracción fría de 0.85. Determinó el valor óptimo de la relación de la longitud entre el diámetro interior del tubo ($20 < L/D < 55.5$)

Sing, P.K [25] 2004, concluyó que el efecto de la boquilla de entrada es más importante que el orificio de salida fría, así también, tanto la fracción de masa fría como la eficiencia adiabática depende mucho del tamaño del orificio frío que el tamaño de la boquilla.

2.5.2 Estudio numérico.

Debido a la complejidad del fenómeno de Ranque-Hilsch, trabajos recientes han utilizado Dinámica de Fluidos Computacionales para el modelado tratando de explicar el fenómeno de la separación de energía. En esta sección se mencionan algunos trabajos realizados por investigadores que se han enfocado al estudio numérico del tubo vórtice empleando modelos en 2D y en 3D.

Linderström-Lang (1971) [26] examinó analíticamente el campo de velocidades térmicas en el tubo. Calculó los gradientes axiales y radiales del perfil de velocidad tangencial, la función escrita para un flujo secundario sobre la aproximación de la ecuación de cantidad de movimiento fue de orden cero para un flujo incompresible. Estudió detalladamente la aplicación del tubo vórtice en la separación de gases utilizando diferentes tipos de configuraciones geométricas y diferentes gases. Indicó que el efecto de separación de energía depende principalmente de las proporciones conseguidas de masa de gas frío y caliente.

Cockerill (1998) [27] estudió los tubos de vórtice usando un gas de licuefacción con el fin de determinar las características de rendimiento básico, la relación entre la temperatura del aire frío, la temperatura del aire caliente, y la fracción de la masa fría, así como la variación del calor a la pared del tubo de descarga.

Frohlingsdorf y Unger (1999) [28] estudiaron los fenómenos de la velocidad y la separación de la energía en el interior del tubo de vórtice a través del sistema de código CFX (código comercial de DFC) utilizando un modelo $k-\epsilon$, para modelar la turbulencia.

Promvong (1997,1999) [29,30] introdujo un modelo matemático para la simulación del vórtice del flujo de aire mediante un modelo algebraico llamado Esfuerzos de Reynolds (algebraic stress model -ASM) y el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ para investigar las características del flujo y energía de separación en el tubo vórtice para un flujo unidimensional. Encontró que la separación de temperatura en el tubo y las predicciones del flujo y los campos de temperatura si concuerdan con las mediciones. El modelo ASM dio la predicción más precisa que el modelo $k-\epsilon$.

Al Behera et al. [31] investigó el efecto de los diferentes tipos de perfiles de la boquilla y el número de boquillas en la separación de temperatura en el tubo vórtice de contra flujo usando el código del sistema Star-CD aplicando el modelo $k-\epsilon$ RNG (Renormalization Group Theory) para un flujo compresible en 3D. Mediante DFC obtuvo la velocidad del remolino, las componentes de la velocidad del flujo axial y radial.

Aljuwayhel et al. [32] reportaron la separación de energía en un tubo vórtice mediante los códigos de DFC (Computational fluid dynamics) FLUENT para un flujo compresible en 2D, y encontraron que el modelo RNG k- ϵ predice las variaciones de velocidad y temperatura mejor que el modelo k- ϵ estándar. Esto es contrario a los resultados de Skye et al. [7] quien afirmó que para obtener un rendimiento del tubo de vórtice, el modelo k- ϵ estándar se comporta mejor que el modelo k- ϵ RNG a pesar de usar el mismo código DFC FLUENT.

Algunos de estos investigadores trataron de emplear modelos de orden superior, pero no pudieron conseguir soluciones convergentes debido a la inestabilidad numérica en la solución de los flujos con efecto vórtice. La aplicación de un modelo matemático para la simulación de la separación térmica en un tubo de vórtice o de Ranque-Hilsch fué reportado por Eiamsa-ard y Promvonge (2006) [33,34], usaron el modelo de turbulencia de los Esfuerzos de Reynolds y el modelo k- ϵ estándar para investigar el efecto de la fracción de masa fría en la separación de temperaturas basándose en el Volúmen Finito para un flujo compresible en 2D. Obtuvieron buenos resultados en la simulación comparados con los datos experimentales.

Wu Y.T (2006) [35] consideró un flujo compresible en 3D en paquete Fluent simulando diferentes tipos de boquilla. Propuso una nueva configuración de la boquilla de entrada desarrollada para reducir las pérdidas de energía.

Arjomandi (2007) [36] afirmó que el tubo vórtice es más eficiente como enfriador que como calentador, calculó la eficiencia térmica usando las ecuaciones de Fulton.

2.6 Aplicaciones del tubo vórtice.

El área de aplicación práctica del tubo vórtice, es amplia como se mencionó en el capítulo 1. Comparándolos con otros sistemas de refrigeración como el caso de los sistemas por compresión de vapor que se obtiene mediante la vaporización de un fluido refrigerante, el tubo vórtice presenta menores rendimientos pero en cambio posee ventajas incomparables: ligero en peso, compacto, sin mantenimiento complicado, costos bajos, controlable a ajustes, no usa un fluido refrigerante, limpio, sin piezas móviles ni desgastes y entrega

en forma instantánea el fluido frío en zonas específicas. Ranque fue el primero en pensar que se puede aprovechar el dispositivo como un refrigerador aunque no logró concretarlo. En la actualidad se construyen accesorios y dispositivos basándose en el efecto Ranque-Hilsch como se muestra en las Figuras 2.9 y 2.10.



Figura 2.9. Tubo vórtice comercial [1].



Figura 2.10. Modelos comerciales de un tubo vórtice [1].

2.6.1 Soldadura.

Una de las principales aplicaciones es suministrar un chorro de aire frío en sitios puntuales de alta temperatura, como es el caso de la soldadura de contacto.

Ejemplos de éste caso es la soldadura de carrocerías de automóviles, Figura 2.11, pues éstas son construidas con materiales cada vez más delgados y resistentes. En la soldadura de carrocerías de automóviles, un chorro de aire frío es dirigido directamente al punto de unión en forma consecutiva a la soldadura, permite mejores superficies terminadas, sin dar lugar a distorsiones o granulaciones posteriores (Figura 2.11).

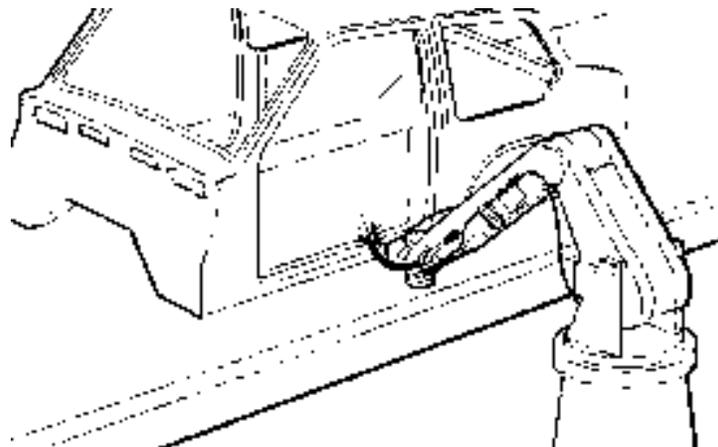


Figura 2.11. Robot soldador de carrocerías utilizando un chorro de aire frío directamente en el punto de contacto.

Otro caso particular es el sellado de los tubos plásticos de pastas dentales; pues debido al calor, el plástico sellado queda pegado a las mordazas, requiriendo otra operación para despegarlos, retardando los tiempos de producción. Esto se soluciona en forma práctica con un chorro de aire frío, Figura 2.12, inyectado directamente a las mordazas sucesivamente al sellado térmico.

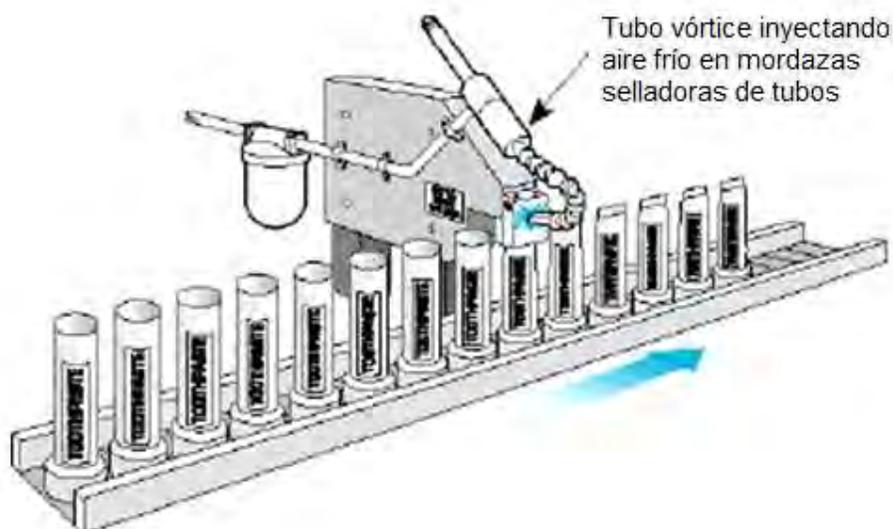


Figura 2.12. Línea de sellado de tubos plásticos con un tubo vórtice acoplado en las mordazas selladoras.

2.6.2 Fundiciones.

Una de las formas de lograr un ambiente fresco para el confort de los trabajadores expuestos a altas temperaturas y sitios confinados sería instalar un tubo vórtice, conducir el aire frío al interior del traje de un trabajador, aunque también se puede adecuar uno al traje, capaz que sea ajustable sin necesidad de remover los guantes (Figura 2.13).



Figura 2.13. Esquema de un tubo vórtice adaptado al traje de un trabajador de una fundición.

2.6.3 Metalurgia.

El empleo de un chorro frío de aire a 0°C en el taladrado de metales, es ideal para refrigerar y limpiar, sobre todo en aleaciones especiales por su tendencia a engomar o pegar a la broca.

El roscado es otro caso, en especial si se trata de un filete tenaz y rugoso o de roscados en un solo punto. La aplicación de un chorro frío, bajo cero, de aire alarga la vida de la herramienta y produce un hilo limpio y seco, sin asperezas, permitiendo aumentar la velocidad de trabajo como se muestra en la Figura 2.14.



Figura 2.14. Esquema de un tubo vórtice en un taladro.

2.6.4 Medicina.

La producción de aire frío en anestesia dental local, enfriamiento de muestras de laboratorio e incluso aplicaciones como el suministro de aire caliente para la cavidad oral.

CAPITULO 3

3 Herramienta numérica de experimentación.

En este capítulo se presenta la descripción de la herramienta numérica utilizada en este estudio, se dará una breve descripción de la Dinámica de Fluidos Computacional (DFC), así mismo se presenta una descripción de las características de la turbulencia y su modelado.

3.1 Introducción a la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

La Dinámica de Fluidos es la rama de la Mecánica de Fluidos que se encarga del estudio del movimiento de los fluidos debido a la acción de fuerzas, su interacción con otros medios y con el contorno que los delimita.

La Dinámica de Fluidos es relativamente reciente se comenzó a desarrollar a inicios siglo XX. Tomó su impulso con los trabajos teóricos de Leonardo Da Vinci como los trabajos de Torricelli, Euler, Bernoulli, entre otros con el fin de representar el movimiento del fluido.

En la actualidad, la Dinámica de Fluidos es una parte medular de muchas áreas de la ciencia, destacando su papel en el diseño de toda clase de vehículos (aviones, barcos, coches, etc.), estudios del flujo del aire atmosférico, medicina y biología (flujo de sangre y otros fluidos), ingeniería industrial, etc.

La Dinámica de Fluidos Computacional, predice el comportamiento del flujo de fluidos, la transferencia de calor y masa, y en algunos casos reacciones químicas; resolviendo numéricamente el conjunto de ecuaciones gobernantes. La estrategia para resolver las ecuaciones es reemplazar el dominio completo del problema con un dominio discretizado utilizando para ello una malla [37].

Los pasos típicos en una simulación DFC incluyen: el pre-procesamiento (PRE), la etapa de solución (SOL) y el post-procesamiento (POST). Las actividades a llevar a cabo en cada paso se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Etapas y actividades en la simulación DFC.

Etapas	Actividad
PRE	Diseño de Geometría
	Mallado
SOL	Modelo físico
	Elección del método de solución
	Prueba de mallado
	Validación de resultados
	Refinamiento del modelo
POST	Visualización de resultados

En la etapa de pre-procesamiento, la generación de la geometría y el mallado son una de las actividades más importantes en el modelado DFC. Ya que la convergencia y la calidad de los resultados obtenidos dependerá del tipo de mallado utilizado.

Una malla de alta calidad es impredecible para una solución de la DFC de buena precisión. Una malla de baja calidad o mala resolución puede incluso llevar a una solución incorrecta.

Por lo tanto, es importante que los usuarios de la DFC prueben si su solución es independiente de la malla. El método estándar para probar la independencia de la malla es incrementar la resolución en un factor de dos en todas las direcciones si es posible y repetir la simulación. Si los resultados no cambian de manera considerable, es posible que la malla inicial sea adecuada. Si, por otro lado surgen diferencias importantes entre las dos soluciones, la malla original es quizá la malla inadecuada. En este caso, debe modificarse la malla a una más fina hasta que se resuelva satisfactoriamente. Este método de probar la independencia de la malla es tardado y por desgracia no siempre es factible, en particular para problemas grandes de ingeniería en donde la solución pone a prueba los recursos de la computadora.

En simulación 2D si se duplica el número de intervalos en cada lado, el número de celdas se incrementa en un factor de $2^2 = 4$; el tiempo de cálculo para la solución de la DFC se incrementa también en aproximadamente un factor de 4. Para flujos tridimensionales, duplicar el número de intervalos en cada dirección incrementa la cantidad de celdas en un factor de $2^3 = 8$. Es posible ver como los estudios de independencia de mallas rebasan con facilidad los límites de capacidad de memoria de una computadora o disponibilidad del CPU, o ambos.

Las ventajas de un código DFC es muy amplio que incluye aplicaciones de procesos industriales y no industriales.

- ❖ Hidrodinámica de barcos
- ❖ Aerodinámica de coches y aviones.
- ❖ Estudios de flujo de aire atmosférico
- ❖ Reacciones químicas
- ❖ Combustión
- ❖ Medicina: simulación del flujo de sangre y otros fluidos.

Ventajas que ofrece el DFC sobre la experimentación de fenómenos:

- ❖ Reducción del número de pruebas y ensayos
- ❖ Reducción significativa de tiempo y costo de nuevos diseños.
- ❖ Habilidad para estudiar en sistemas con cierto nivel de peligrosidad
- ❖ Prácticamente reduce la cantidad necesaria de análisis experimental.
- ❖ Permite obtener resultados ilimitados con detalle acerca del campo de flujo.

3.2 Ecuaciones que gobiernan los fluidos.

La técnica DFC, es una herramienta de modelación numérica que resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes sobre un dominio discretizado de la geometría de interés, con sus respectivas condiciones límite.

Estas ecuaciones de Navier-Stokes son un grupo complejo de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, derivadas de la ecuación de la conservación de masa, momento y energía.

3.2.1 Conservación de la masa.

Esta ecuación, describe la velocidad de variación respecto al tiempo de la densidad del fluido en un punto fijo en el espacio.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.1)$$

Esta ecuación se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -(\nabla \cdot \rho v) \quad (3.2)$$

Si el campo de flujo es incompresible en donde la densidad es constante, entonces por continuidad se expresa:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

La incompresibilidad es una aproximación donde se supone una densidad aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo. Sin embargo, ningún fluido es verdaderamente incompresible. La ecuación 3.3 puede ser expresada de la siguiente forma:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (3.4)$$

En donde $(\nabla \cdot \rho v)$ es la “divergencia de (ρv) ” donde el vector (ρv) es la densidad de flujo de materia.

3.2.2 Conservación del momentum.

La ecuación de cantidad de movimiento es la forma diferencial de la segunda ley de Newton del movimiento para el flujo de fluido. La cantidad de movimiento por unidad de volumen en un punto del fluido, queda determinado por la velocidad de incremento de cantidad de movimiento en la dirección x , y y z dentro del elemento de volumen, lo cual está representado por las ecuaciones siguientes.

Conservación del momento en las tres direcciones espaciales x , y y z .

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + y \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + y \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + y \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

3.2.3 Conservación de la energía.

La ley de Fourier de la conducción de calor, establece que la densidad de flujo de calor por conducción es proporcional al gradiente de temperatura, si la temperatura varía en las direcciones, entonces el flujo de calor queda expresado de la siguiente forma:

$$q_x = -k \frac{\partial t}{\partial x} \quad (3.8)$$

$$q_y = -k \frac{\partial t}{\partial y} \quad (3.9)$$

$$q_z = -k \frac{\partial t}{\partial z} \quad (3.10)$$

La ley de Fourier describe el transporte molecular de calor en medios isotrópicos (el calor se conduce con la misma conductividad térmica en todas las direcciones) [38,39].

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{ grad } u) + S_{Mx} \quad (3.11)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{ grad } v) + S_{My} \quad (3.12)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{ grad } w) + S_{Mz} \quad (3.13)$$

3.3 Métodos para la solución de las ecuaciones.

El objetivo de un código de DFC como se mencionó anteriormente es la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes, la cual constituyen un sistema complejo de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, resolviendo numéricamente el conjunto de ecuaciones gobernantes, se procede a la transformación de dichas ecuaciones en ecuaciones algebraicas. Existen muchos métodos de discretización de las cuales destacan los 3 más usados que son:

- ❖ Método de diferencias finitas.
- ❖ Método de elementos finitos.
- ❖ Método de volúmenes finitos.

El software que se usó para la simulación del tubo vórtice utiliza el método de volumen finito por lo que solo se menciona dicho método.

El método de volumen finito tiene más de treinta años de haber surgido y aún continúa desarrollándose. Según Hirsch [40], fue introducido en el campo de la Dinámica de Fluidos Computacional por McDonald en 1971 y por McCormack y Paullay en 1972 para resolver las ecuaciones de Euler bidimensionales en función del tiempo y fue extendido a tres dimensiones por Rizzi en 1973. Eymard et al. [41] atribuyen su introducción, diez años antes, a Tichonov y Samarskii para la resolución de las ecuaciones de convección difusión. Este método tiene una gran aplicación en un gran número de campos de la ciencia y la tecnología, en donde se utiliza para resolver una gran variedad de ecuaciones diferenciales parciales que modelan diversos fenómenos físicos. Las aplicaciones más notables del método se encuentran en el campo de la dinámica de fluidos computacional, en problemas tales como el análisis de flujos sobre cuerpos aerodinámicos (perfiles, alas, aviones, vehículos terrestres, etc.), flujos en conductos y sus accesorios tales como codos, contracciones, expansiones, y válvulas así como en fenómenos de transferencia de calor y de transporte en medios porosos en los que ha sido utilizado con gran éxito.

Este método realiza una división del espacio físico en volúmenes de control

para la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes en forma integral. Existen dos métodos para la creación de los volúmenes finitos de control:

- ❖ Método del centro de la celda. El punto en cual se resuelven las ecuaciones es el centro de la celda. El volumen de control coincide con la celda (Figura 3.1).

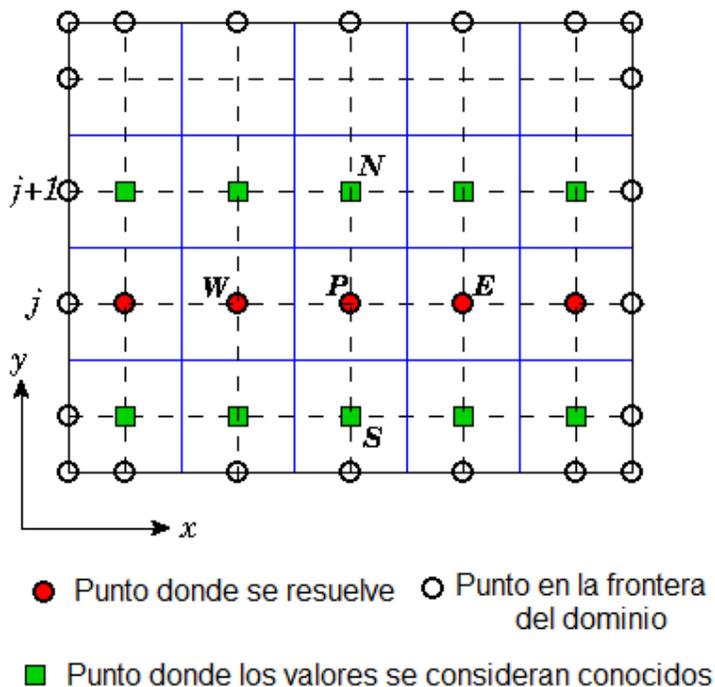


Figura 3.1 Método del centro de celda.

- ❖ Método de los vértices de la celda. Los puntos en los que se resuelven las ecuaciones son los vértices de la celda (Figura 3.2). El volumen de control puede ser bien la unión de todas las celdas que comparten un nodo o bien el volumen cuyo centro es el nodo.

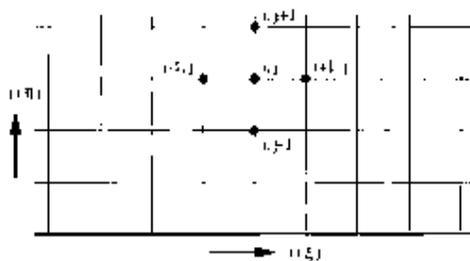


Figura 3.2. Método de los vértices de la celda.

El método de volumen finito fue originalmente desarrollado como una forma especial de formulación de diferencias finitas. El algoritmo numérico consiste básicamente en los siguientes pasos: integración formal de las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos sobre todo el flujo de control finito del dominio de la solución.

La discretización incluye la solución de una variedad de aproximaciones de tipo de diferencias finitas para los términos en la ecuación integrada, representando procesos de flujo como la convección y difusión. Lo cual convierte las ecuaciones integrales en un sistema algebraico de ecuaciones.

La mayoría de los problemas de flujo de flujos se resuelven mediante el método de volúmenes finitos.

3.4 Discretización de ecuaciones por la técnica de volumen finito.

El método de volumen finito es un método de discretización conservativo en la que la formulación de las leyes de conservación fundamentales son discretizadas directamente en el espacio físico y puede ser implementado sobre una malla completamente arbitraria teniendo un gran número de opciones para definir los volúmenes de control sobre los cuales se expresan las leyes de conservación.

El tipo de mallas que emplea el método son las mallas estructuradas, que es el tipo de mallas clásico o las mallas no estructuradas, celdas triangulares y cuadriláteras en dos dimensiones y tetraedros y hexaedros en tres dimensiones, las que le dan mayor flexibilidad al método cuando se analizan geometrías complejas. La capacidad para tener flexibilidad en la forma y ubicación del volumen de control dentro de una malla, junto con la exactitud para evaluar flujos en las superficies de control hacen al método del volumen finito una elección popular para resolver numéricamente ecuaciones diferenciales parciales lineales o no-lineales.

El método de volumen finito fue originalmente desarrollado como una forma especial de formulación de diferencias finitas. El algoritmo numérico consiste básicamente en los siguientes pasos:

1. Integración formal de las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos sobre todo el volumen de control finito del dominio de la solución.
2. La discretización incluye la solución de una variedad de aproximaciones de tipo de diferencias finitas para los términos en la ecuación integrada, representando procesos de flujo como la convección y difusión. Lo cual convierte las ecuaciones integrales en un sistema algebraico de ecuaciones.

El primer paso, la integración del volumen de control, distingue al método de volumen finito de todas las otras técnicas de DFC. Las ecuaciones resultantes expresan la conservación exacta de propiedades relevantes para cada celda finita.

Ésta clara relación entre el algoritmo numérico y el principio de conservación físico subyacente, forma parte de las principales atracciones del método de volumen finito y hace que sus conceptos sean mucho más fáciles de entender, que los métodos de elemento finito y los métodos espectrales.

Los códigos DFC contienen técnicas de discretización convenientes para el tratamiento del fenómeno de transporte dominante, convección (transporte hecho por el flujo de un fluido) y difusión (transporte debido a las variaciones de una propiedad de un punto a otro), al igual que para la generación de términos asociados con la generación o destrucción de una propiedad y la rapidez de cambio con respecto al tiempo.

Los fenómenos físicos son complejos y no lineales, por lo tanto, se requiere de una solución de acercamiento iterativo. Los procedimientos de solución más populares son los TDMA (algoritmo de matriz tridiagonal), resolviendo línea a línea las ecuaciones algebraicas y el algoritmo SIMPLE (método semi implícito para ecuaciones de presión acopladas), para asegurar el acoplamiento correcto entre la presión y la velocidad.

Con el fin de ejemplificar el método del volumen finito (Figura 3.3), considérese un dominio computacional (enrejado o malla) en 2-D formado por cuadriláteros o por triángulos o en 3D por hexaedros, tetraedros o prismas. En el método del

volumen finito, tales formas geométricas (cuadriláteros, hexaedros, etc.) se les denomina comúnmente “celdas” y a un punto del enrejado “nodo”.

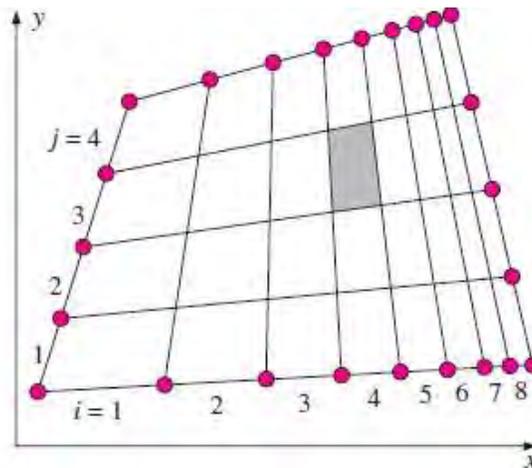


Figura 3.3. Celda típica del método de volúmen finito.

En el enfoque del volumen finito, la forma integral de las ecuaciones de conservación son aplicadas al volumen de control definido por una celda para obtener las ecuaciones discretizadas para dicha celda. Por ejemplo, la forma integral de la ecuación de continuidad para flujo estacionario e incompresible es:

$$\int_s \vec{V} \cdot \hat{n} dS = 0 \quad (3.14)$$

En donde la integración es sobre la superficie S del volumen de control y \hat{n} es la normal hacia afuera de la superficie. Físicamente, esta ecuación significa que el flujo neto a través del volumen de control es cero. Ahora considere la celda rectangular mostrada en la Figura 3.1. La velocidad en la cara i es $\vec{V}_i = u_i \hat{i} + v_i \hat{j}$. La aplicación de la ecuación de conservación de la masa, ecuación (3.14) al volumen de control definido por la celda mostrada en la Figura 3.4 y considerando que en las caras 1 y 2 el flujo es de entrada mientras que en las caras 3 y 4 es de salida, se obtiene:

$$-u_1 \Delta y - v_2 \Delta x + u_3 \Delta y + v_4 \Delta x = 0 \quad (3.15)$$

Esta es la forma discreta de la ecuación de continuidad para la celda y es

equivalente a sumar los flujos de masa a través del volumen de control e igualarlos a cero. Por lo tanto, esto asegura que el flujo neto a través de la celda sea cero, es decir, que la masa es conservada por la celda. Por lo general los valores en los centros de las celdas son los que se almacenan. Los valores en las caras u_1, v_2 , etc. son obtenidos mediante una interpolación apropiada de los valores en el centro de celdas adyacentes.

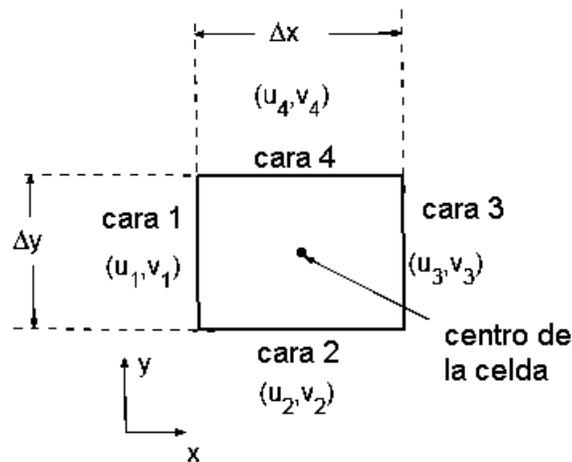


Figura 3.4. Discretización mediante volúmen finito.

Del mismo modo, se puede obtener las ecuaciones discretizadas para la conservación de la cantidad de movimiento y para la energía para la celda. Estas ideas se pueden extender para cualquier forma de celda en 2-D o en 3-D y para cualquier ecuación de conservación. Es conveniente llamar la atención en el hecho de que cuando se utiliza un código para el método del volumen finito, tal como el utilizado por FLUENT, la solución que se encuentra es tal que la masa, la cantidad de movimiento, la energía y cualquier otra cantidad importante para el problema se conservan para cada una de las celdas.

3.5 Modelado de la turbulencia.

Los flujos turbulentos se caracterizan por tener campos de velocidades fluctuantes. Estas fluctuaciones provocan a su vez cambios constantes en cantidades transportadas tales como cantidad de movimiento, energía, concentración de especies, etc. Este fenómeno de pequeña escala y alta frecuencia es muy costoso de simular computacionalmente hablando por lo que es necesario hacer algunas simplificaciones para reducir el tiempo de cálculo.

El flujo turbulento es caótico y es esto lo hace que todo lo que se plantea tenga dificultades. En un flujo turbulento todos los movimientos del fluido que se presentan son violentos y fluctuantes, esto es debido a que los tamaños de los remolinos turbulentos son de varios órdenes de magnitud más grandes que la trayectoria del fluido.

3.5.1 Cascada de energía.

En el desarrollo de la turbulencia, los vórtices de mayor tamaño interactúan con el flujo principal y extraen energía de él. El tamaño o escala de estos vórtices es comparable a la escala del flujo. Sin embargo, estos vórtices son inestables en sí mismos y, por efecto de la cortadura o de la interacción entre ellos, tienden a dividirse en vórtices más pequeños que a su vez tienden a subdividirse. Este proceso de rompimiento se produce en cascada, por lo que en un movimiento turbulento coexisten una gran variedad de escalas, correspondientes a distintos tamaños de vórtices, los cuales son arrastrados y estirados por la acción de los gradientes de velocidad del flujo medio dominante y por su interacción con los demás vórtices. Este proceso de división continúa hasta que la escala de los vórtices es tan pequeña que el número de Reynolds de los mismos no es lo suficientemente grande como para que la inestabilidad persista. En estos vórtices pequeños, la energía cinética contenida en los vórtices se transforma en energía térmica por disipación viscosa. Al proceso completo se le denomina cascada de energía. No existe un modelo de turbulencia que sea universalmente aceptado como el mejor para toda clase de problemas. La elección del modelo de turbulencia dependerá de consideraciones tales como los recursos computacionales de que se disponga, la cantidad de tiempo disponible para simular, el nivel de detalle que se desea alcanzar, etc.

Para la aproximación de la solución de las ecuaciones diferenciales parciales que describen los fenómenos relacionados al flujo de fluidos se utilizan modelos matemáticos, también llamados modelos de turbulencia. Los modelos comúnmente empleados en DFC son los siguientes:

1. RANS.
 - a. Modelos algebraicos (cero ecuación).

- b. Modelo de una ecuación.
 - c. Modelo de dos ecuaciones.
 - d. Modelo k - ϵ estándar.
 - e. Modelo RNG k - ϵ .
 - f. Modelo k - ϵ realizable.
 - g. Modelo de la turbulencia k - ω .
2. RSM (Reynolds Stress Model).
 3. ASM (Modelo de las tensiones algebraicas).
 4. DNS (simulación numérica directa).
 5. LES (Simulación de grandes remolinos).

3.5.2 RANS (*REYNOLDS AVERAGE NAVIER-STOKES*).

Los modelos RAN se basan en resolver las ecuaciones promediadas de Reynolds de conservación de masa, momentum y energía. Tales ecuaciones son promediadas en el tiempo. El utilizar este tipo de modelos, trae consigo la necesidad de agregar ecuaciones o correlaciones a las ecuaciones de Navier-Stokes ya que se tienen mayor número de incógnitas que de ecuaciones.

Los modelos de turbulencia son usados en la técnica DFC, debido al hecho de que las fluctuaciones turbulentas para escalas pequeñas en el campo de flujo, no pueden ser resueltas cuando se utilizan las ecuaciones conservativas antes mencionadas sobre la malla.

El tipo de aproximaciones que con más frecuencia se utiliza en aplicaciones de ingeniería para predecir flujos turbulentos son los basados en métodos estadísticos para su estudio. Surgen así los modelos basados en el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes, o modelos RANS (“Reynolds-Averaged Navier-Stokes”).

Los modelos RANS se derivan de la idea que cada cantidad que sea resuelta este compuesta por una parte promediada y otra parte fluctuante, por ejemplo para la velocidad y presión U_i y P_i , serán descompuestas en base a la superposición de sus componentes de velocidad y presión medias o promedio, que varían de forma mínima y otras componentes fluctuantes que cambian

rápidamente, entonces se tiene que:

$$U_i = (\overline{U_i}) + u_i \quad (3.16)$$

$$P_i = (\overline{P_i}) + p \quad (3.17)$$

En donde U_i y P_i son el resultado de promediar un número de experimentos independientes que “imaginariamente” tienen las mismas condiciones normales. Por otro lado u_i y p son la velocidad y presión fluctuantes respectivamente, mientras que los subíndices i y j indican la dirección en el espacio tridimensional (x , y y z). Ya que cada uno de los supuestos experimentos independientes de flujo turbulento obedecen las ecuaciones de Navier-Stokes para el flujo incompresible.

Las nuevas ecuaciones para el flujo turbulento promediado son:

$$\frac{\partial(\overline{U})_i}{\partial t} + (\overline{U})_j \frac{\partial(\overline{U})_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\overline{P})}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2(\overline{U})_i}{\partial x_j \partial x_j} - \left(\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(\overline{U})_i}{\partial t} + (\overline{U})_j \frac{\partial(\overline{U})_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[-(\overline{P}) \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial(\overline{U})_i}{\partial x_j} + \frac{\partial(\overline{U})_j}{\partial x_i} \right) - (\rho u_i u_j) \right] \quad (3.19)$$

La última ecuación contiene en el lado derecho de la igualdad lo que se conoce como esfuerzos de Reynolds, los cuales involucran momentos de segundo orden de la velocidad fluctuante, y representan el esfuerzo promedio de presión, el tensor de viscosidad promedio y el tensor de esfuerzo de Reynolds promedio respectivamente.

El tensor de Reynolds $(-\rho u_i u_j)$, es precisamente el término clave en la modelación del flujo turbulento. Este tensor simétrico introduce seis variables nuevas en tres dimensiones, las cuales solo pueden ser calculadas a través de un conocimiento detallado de la estructura del flujo turbulento. Sin embargo, esta estructura no es conocida al iniciar los cálculos. Para superar estos problemas se han formulado una serie de hipótesis que permiten resolver el tensor de Reynolds, ya sea al introducir una relación con otras variables como

la energía cinética turbulenta (k) y la razón de disipación (ε): al relacionar algebraicamente los esfuerzos de Reynolds o resolver el tensor de forma directa.

Cada una de estas ideas genera un modelo de turbulencia distinto con una hipótesis de cerradura diferentes, entre estos están:

3.5.2.1 Modelos algebraicos (cero ecuación).

En estos modelos se necesita poco poder de cómputo, por otro lado la exactitud obtenida por medio de estos modelos es algunas veces insuficiente en flujos muy complejos. Entre estos modelos se encuentran el modelo de longitud de mezclado y el modelo de Baldwin-Lomax [42].

3.5.2.2 Modelo de una ecuación.

Es un modelo de una ecuación que utiliza la teoría de Boussinesq para modelar la ecuación de transporte de la energía cinética turbulenta. Este modelo fue diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales. Este tipo de modelos resuelve o modela la ecuación para energía cinética turbulenta (k). Las ecuaciones de longitud turbulenta en este modelo se correlacionan con ecuaciones algebraicas. Entre estos modelos está el Spalart-Allmaras [43].

3.5.2.3 Modelo de dos ecuaciones.

En los modelos de dos ecuaciones, una segunda ecuación es acoplada junto con la ecuación de la energía cinética turbulenta usada en los modelos de una ecuación.

El modelo matemático propuesto por Jones y Launder [43] conocido como $k-\varepsilon$, es un modelo semi-empírico basado en la modelación de ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y su razón de disipación (ε). La ecuación para k se deriva de la ecuación exacta, mientras que la de ε se obtuvo mediante razonamiento físico y mantiene poco parecido con su equivalente matemático exacto. En la derivación $k-\varepsilon$ se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. De esta forma, este modelo es solo aplicable a flujos turbulentos

completamente desarrollados.

3.5.2.4 Ecuaciones de transporte para el modelo κ - ε .

Las ecuaciones para la energía cinética turbulenta y su velocidad de disipación son las siguientes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left\langle \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right\rangle \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon + Y_M + S_k \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left\langle \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right\rangle \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.21)$$

Donde, G_k es la generación de la energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media, G_b representa la generación de energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación, Y_M es la contribución debido a la fluctuación de la dilatación en turbulencia compresible a la disipación total, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$ son constantes, σ_k y σ_ε son los números de Prandtl turbulentos para k y ε respectivamente y S_k y S_ε son términos fuente.

La viscosidad turbulenta o de remolino (μ_t) se calcula combinando k y ε como sigue:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

Donde C_μ es una constante.

Las constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, σ_k y σ_ε tienen los siguientes valores:

$$\sigma_\varepsilon = 1.3, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_{3\varepsilon}, \sigma_k = 1.0$$

Esta segunda ecuación por lo regular es la de la disipación de la energía cinética turbulenta (ε). Entre estos modelos se encuentran K - ε el estándar, el RNG y el realizable.

3.5.2.4.1 Modelo κ - ε estándar.

El modelo κ - ε estándar es un modelo en el cual los esfuerzos de Reynolds son

aproximados a la tasa promedio de deformación [43]. Este modelo resuelve dos ecuaciones de transporte separadas permitiendo determinar la energía cinética de turbulencia (κ) y la disipación viscosa (ϵ) independientemente, bajo la suposición de que el flujo es totalmente turbulento.

Es el modelo más simple de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones. Su robustez, economía y razonable precisión en un amplio rango de flujos hacen que se haya convertido en el caballo de batalla de la mayoría de los flujos turbulentos industriales y transferencia de calor. Con el objetivo de potenciar algunas deficiencias de este modelo, se han derivado dos modelos de turbulencia del modelo estándar k - ϵ : el modelo RNG k - ϵ y el modelo “realizable”.

3.5.2.4.2 Modelo κ - ϵ RNG.

El modelo κ - ϵ Renormalization Group, es un modelo de turbulencia de dos ecuaciones similar al modelo κ - ϵ estándar, que deriva de los métodos de renormalización [44]. Partiendo de la técnica RNG se ha desarrollado una teoría para la turbulencia a gran escala en la que los efectos de las pequeñas escalas son representados por coeficientes de transporte modificados, de tal suerte que incluye algunas modificaciones:

- ❖ El modelo RNG tiene un término adicional en la ecuación de ϵ .
- ❖ El efecto de los remolinos en la turbulencia está incluido en este modelo.
- ❖ La teoría RNG mejora la fórmula analítica de los números de Prandtl mientras que el modelo estándar usa constantes especificadas por el usuario.

Mientras que el modelo estándar funciona en la región del flujo con turbulencia plenamente desarrollada, la teoría RNG consta de una fórmula diferencial derivada analíticamente que tiene en cuenta los efectos en la región donde predominan bajos números de Reynolds turbulento. El uso efectivo de esto, sin embargo, depende del tratamiento que se le dé a la malla cercana a la pared.

3.5.2.4.3 Modelo κ - ϵ realizable

Este modelo es relativamente nuevo y difiere del modelo estándar en dos

puntos importantes:

- ❖ El modelo “Realizable” contiene una nueva formulación de la viscosidad turbulenta.
- ❖ Se ha derivado una nueva ecuación para ε .

3.5.2.4.4 Modelo de la turbulencia k- ω .

Este es un modelo empírico basado, al igual que el k- ε , en las ecuaciones de transporte de la energía cinética k, y la disipación por unidad de la energía cinética turbulenta ω .

La solución para este sistema es dada por las ecuaciones de transporte de la energía cinética turbulenta k, y su rapidez de disipación ω , y el modelo de la viscosidad turbulenta y las ecuaciones empíricas presentadas a continuación.

Viscosidad cinemática de remolino:

$$\mu_T = K / \omega \quad (3.23)$$

Energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.24)$$

Rapidez de la disipación específica ω :

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{\kappa} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.25)$$

Coefficientes de acercamiento y de relajación:

$$\alpha = \frac{13}{25}, \quad \beta = \beta_o f_\beta, \quad \beta^* = \beta_o^* f_{\beta^*}, \quad \sigma = \frac{1}{2}, \quad \sigma^* = \frac{1}{2} \quad (3.26)$$

$$\beta_o = \frac{9}{125}, \quad f_\beta = \frac{1 + 70 \chi_\omega}{1 + 80 \chi_\omega}, \quad \chi_\omega \equiv \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_o^* \omega)^3} \right| \quad (3.27)$$

$$\beta_o^* = \frac{9}{100}, \quad f_{\rho^*} = \begin{cases} 1, & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2}, & \chi_k > 0 \end{cases}, \quad \chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.28)$$

$$\varepsilon = \beta^* \omega k \quad y \quad \ell = k^{1/2} / \omega \quad (3.29)$$

3.5.3 RSM (REYNOLDS STRESS MODEL).

El modelo de los esfuerzos de Reynolds (RSM) fue desarrollado en 1975 por Launder [43]. Pretende corregir los defectos del modelo k - ε . Establece una ecuación diferencial para cada tensión de Reynolds modelizando los términos de producción, difusión, transporte y rotación. Hay que añadir una ecuación para ε (la misma del modelo k - ε).

Este modelo presenta un esquema de mayor nivel que los anteriores, además presenta una “cerradura” de segundo orden, por esto se requiere un mayor poder de computo.

Este modelo abandona la hipótesis de la isotropía de la viscosidad de remolino y usa las ecuaciones de los modelos RANS para resolver las ecuaciones de transporte de los esfuerzos de Reynolds, junto con una ecuación de rapidez de la disipación. Las ecuaciones exactas para los esfuerzos de Reynolds pueden ser expresadas como:

Ecuaciones de transporte de Reynolds.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \langle u_i' u_j' \rangle \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho u_k \langle u_i' u_j' \rangle \right) = & - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \left(u_i' u_j' u_k' \right) + \left\langle \rho \left(\delta_{ij} u_i' + \delta_{ik} u_j' \right) \right\rangle \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \left(u_i' u_j' \right) \right] \\ & \mathbf{C}_{ij} \qquad \qquad \qquad \mathbf{D}_{T,ij} \qquad \qquad \qquad \mathbf{D}_{L,ij} \\ - \rho \left(\langle u_i' u_k' \rangle \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \langle u_i' u_k' \rangle \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta \left(g_i \langle u_j' \theta \rangle + g_j \langle u_i' \theta \rangle \right) + p \left(p \left\langle \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right\rangle \right) - 2\mu \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k} \right) \\ & \mathbf{P}_{ij} \qquad \qquad \qquad \mathbf{G}_{ij} \qquad \qquad \qquad \mathbf{\Phi}_{ij} \qquad \qquad \qquad \mathbf{\varepsilon}_{ij} \\ - 2\rho \Omega_k \left(\langle u_j' u_m' \rangle \epsilon_{ikm} + \langle u_i' u_m' \rangle \epsilon_{jkm} \right) \\ & \mathbf{F}_{ij} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Los términos en esta ecuación, C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} y F_{ij} no requieren de modelación, sin embargo $D_{T,ij}$, G_{ij} y Φ_{ij} necesitan ser modelados para cerrar las ecuaciones. De otra forma, P_{ij} es la producción de esfuerzos, G_{ij} es la producción de flotación, Φ_{ij} es la presión de deformación, ε_{ij} es la disipación y F_{ij} es un término de producción por rotación.

Modelado de la energía cinética turbulenta (k). En general, cuando la energía cinética se necesita para modelar un término específico, se obtiene al tomar la traza del tensor de esfuerzos de Reynolds como:

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = \frac{1}{2}\overline{u'_i u'_i} \quad (3.31)$$

Una opción disponible es resolver una ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta con el fin de obtener las condiciones de frontera para los esfuerzos de Reynolds. En este caso se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{1}{2}(P_{ii} + G_{ii}) - \rho \varepsilon (1 + 2M_t^2) + S_k \quad (3.32)$$

Donde $\sigma_k = 0.82$ y S_k es un término definido por el usuario.

La ecuación anterior se puede obtener a partir de la contracción de la ecuación modelada para los esfuerzos de Reynolds y es similar a la usada por el modelo k- ε .

Modelado de la disipación de la energía cinética turbulenta (ε). El tensor de disipación, ε_{ij} , se modela de acuerdo a:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\delta_{ij}(\rho\varepsilon + Y_M) \quad (3.33)$$

Donde $Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$, es un término adicional de "dilatación de disipación" de acuerdo al modelo de Sarkar [45]. La velocidad de disipación escalar (ε) se

calcula con una ecuación de transporte similar a la usada en el modelo k- ϵ .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left\langle \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right\rangle \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] C_{\epsilon 1} \frac{1}{2} (P_{ii} + C_{\epsilon 3} G_{ii}) \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.34)$$

Donde $\sigma_\epsilon = 1.0$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $C_{\epsilon 3}$, se evalúan como una función del flujo local relativa a la dirección el vector de fuerza gravitacional, mientras que S_k puede ser un término fuente.

El uso de uno u otro modelo depende fuertemente del problema bajo análisis, por lo que, si para un sistema, un modelo presenta buenos resultados, podría ser completamente ineficaz para otro.

Ventajas:

- ❖ Es el modelo más general de todos.
- ❖ Válido para muchos flujos industriales, incluyendo chorros, conductos no circulares, flujos con mucha curvatura.

Desventajas:

- ❖ Muy costoso (7 ecuaciones diferenciales más que el modelo de longitud de mezcla, y 5 ecuaciones diferenciales mas que el modelo k- ϵ)
- ❖ No tan validado como los modelos anteriores.
- ❖ Problemas en chorros axisimétricos y flujos no confinados con recirculación.

3.5.4 ASM (ALGEBRAIC STRESS MODEL).

El modelo de las tensiones algebraicas, desarrollado en 1982 por Rodi [46] se eliminan o modelizan los términos de convección y difusión de R_{ij} , que supone un gran esfuerzo de cálculo. Tiene en cuenta la anisotropía de estas tensiones:

Ventajas:

- ❖ Tiene en cuenta la anisotropía de las tensiones de Reynolds.
- ❖ Combina la generalidad del modelo RSM con el menor costo del k- ϵ .

- ❖ Buenos resultados en capas de cortadura.

Desventajas:

- ❖ Más costoso que el modelo $k-\epsilon$, aunque menos que el RSM.
- ❖ No tan validado como los modelos anteriores.
- ❖ Válido para las hipótesis de la modelización de los términos de convección y difusión.

3.5.5 DNS Y LES.

Una simulación numérica directa (DNS) es una simulación de dinámica de fluidos computacional en el que las ecuaciones de Navier-Stokes son numéricamente resueltas sin turbulencias modelo. Esto significa que toda la gama de escalas espaciales y temporales de la turbulencia se debe resolver. Todas las escalas espaciales de la turbulencia se deben resolver en la malla computacional, desde la escala más pequeña disipativa (escalas de Kolmogorov), hasta la integral escala L , asociados con las propuestas de resolución que contiene la mayor parte de la energía cinética.

Simulación de grandes remolinos (LES) es una técnica muy popular para la simulación de flujos turbulentos. Una implicación de Kolmogorov's (1941) teoría de la auto-similaridad es que los remolinos grandes del flujo dependen de la geometría, mientras que las escalas más pequeñas más universal *subgrid-scale model*. Esta característica permite resolver de forma explícita para los remolinos grandes en un cálculo e implícitamente en cuenta para los remolinos pequeños usando un modelo de escala subescala (modelo SGS). Matemáticamente, se puede pensar en separar el campo de velocidades en un resuelto y en la parte sub-red. La parte resuelta del campo representan los "grandes" remolinos, mientras que la subescala de la velocidad representan las escalas "pequeñas", cuyo efecto sobre el campo está incluido resuelto a través del modelo subescala.

CAPITULO 4

4 Modelado del tubo vórtice mediante DFC.

En este capítulo se presenta una reproducción del estudio del tubo Ranque-Hilsch hecho por Skye [7], utilizando DFC. El modelado numérico en 2D es hecho con el objetivo de conocer y analizar la imposición de las condiciones de frontera y establecer el modelo numérico a utilizar con el tubo RH construido en la FIM.

4.1 Modelo 2D de Skye.

Las dimensiones del modelo de Skye fueron tomadas de un tubo RH comercial como se muestra en la Figura 4.1.

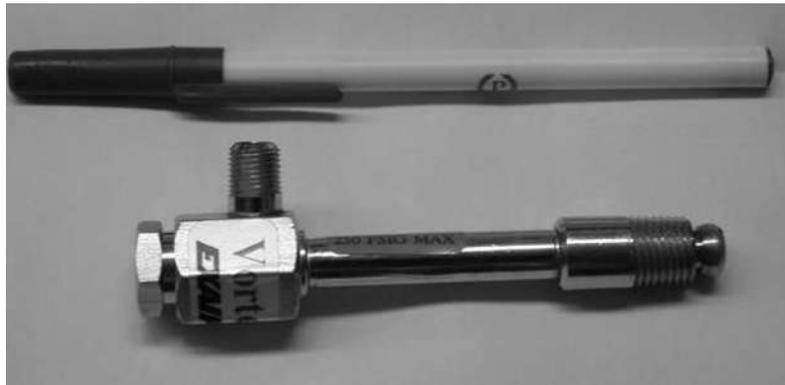


Figura 4.1. Tubo RH usado en el experimento de Skye [7].

4.1.1 Modelo físico.

Las medidas de tubo vórtice se muestran en la Figura 4.2:

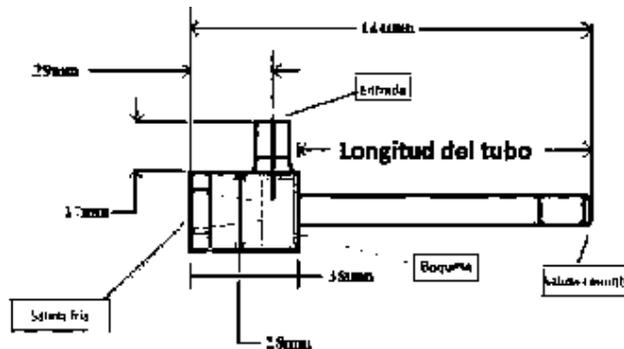


Figura 4.2. Medidas del tubo vórtice.

El modelo físico es un tubo vórtice comercial que está construido de acero inoxidable como se muestra en la figura 4.1. La salida fría y caliente tienen un área de 30.2 mm² y 95.0 mm² respectivamente.

En la tabla 4.1 se muestra los resultados obtenidos por H.M. Skye, realizó varios experimentos a un mismo flujo volumétrico regulando la salida caliente con la válvula cónica.

Tabla 4.1. Datos experimentales obtenidos por H.M. Skye [7].

Prueba	Flujo Volumétrico [L/s]			Temperatura [°C]			Presión manométrica [kPa]		
	Entrada	Fría	Caliente	Entrada	Fría	Caliente	Entrada (total)	Fría (estática)	Caliente (estática)
A	1.22	3.53	3.57	21.3	-12.9	60.2	473	13.79	79.98
B	1.24	4.21	3.03	21.3	-10.5	65.6	472.3	15.86	87.91
C	1.24	4.17	2.77	21.4	-9.1	69.2	473	17.24	91.7
D	1.23	4.36	2.47	21.4	-7.7	75.2	472.3	15.17	93.08
E	1.22	4.78	2.2	21.4	-5.8	79.1	475.7	15.86	96.53
F	1.22	5.15	1.98	21.4	-4.3	83.8	474.4	17.24	96.53
G	1.23	5.03	1.79	21.3	-2.7	88	473	17.93	98.6
H	1.22	5.22	1.62	21.3	-1.2	91.8	471.6	17.93	98.6
I	1.25	1.26	5.58	20.6	-20.3	29.5	468.8	31.03	72.39
J	1.25	3.11	3.74	21.1	-15.9	52.1	465.4	13.1	72.39
K	1.25	2.66	4.21	21.1	-18.5	46.4	465.4	10.34	62.05
L	1.25	2.21	4.63	21.1	-21.3	46.9	461.9	9.895	51.71
M	1.25	1.73	5.14	21.1	-21.7	35.8	461.9	15.86	58.61
N	1.25	1.39	5.32	21.1	-21.5	32.1	461.9	19.99	65.5

4.1.2 Modelo computacional.

En la Figura 4.3 se muestra el esquema del dominio de flujo con la definición de los tipos de frontera utilizados. La longitud y el radio del tubo vórtice están establecidos en 100 mm y 5.7 mm respectivamente. La entrada de gas tiene una dimensión de 0.7 mm, mientras que la salida caliente es de 1 mm. El diámetro de la salida frío $D=6.2$ mm por lo tanto la dimensión de la salida fría es de 3.1 mm. La creación de la geometría ha sido en 2D con mallado estructurado como se muestra en la figura 4.4.

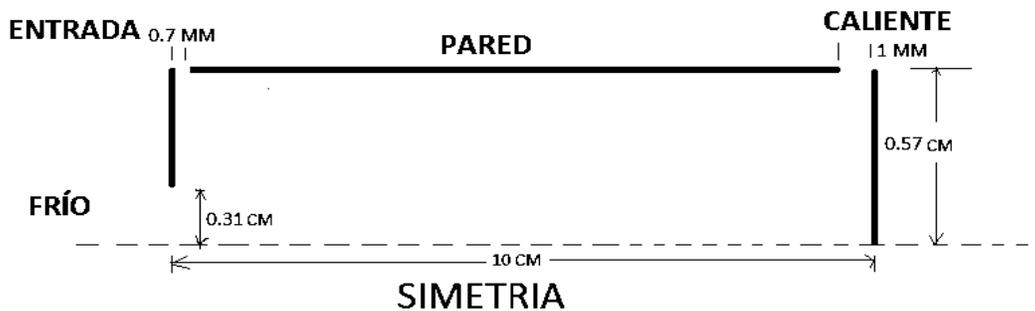


Figura 4.3. Esquema del dominio del flujo.



Figura 4.4. Mallado del dominio.

El mallado estructurado interno del sistema está compuesto por un total de 2,000 elementos. La longitud del tubo es de 10 cm. La entrada es de 0.7 mm. La salida fría es de 3.1 mm mientras que la salida caliente es de 1 mm.

4.1.3 Condiciones de frontera.

El modelo numérico se resolvió en estado estable con las siguientes condiciones (referenciada en la Figura 4.3).

- ❖ **En la entrada:** se modeló como *mass flow inlet* y se especificaron el flujo másico, la temperatura y la dirección de los vectores.
- ❖ **En las salidas fría y caliente:** se modelaron con *pressure outlet*, especificando las presiones.
- ❖ **En las paredes:** se tomó en cuenta la condición de no deslizamiento.

Las condiciones que se implementaron en el programa Fluent® fueron:

- 1.- El modelo utilizado es 2D.
- 2.- El resolvidor basado en la presión (flujo compresible) activando el *axisymmetric swirl*.
- 3.- Se activó la ecuación de la energía.
- 4.- Modelo viscoso es $k-\varepsilon$ estándar.
- 5.- Se consideró un gas ideal.

En la Tabla 4.2 se muestra las condiciones de frontera a la entrada del tubo vórtice con los valores. En la Tabla 4.3, la condición de frontera a la salida frío la presión y la temperatura se va variando de acuerdo a los datos experimentales obtenidos por Skye [7] al igual que las condiciones de la salida caliente mostrada en la Tabla 4.3.

Tabla 4.2. Condición de frontera en la entrada de flujo 2D.

Boundary Condition	Value
<i>Mass Flow</i>	<i>8.35 e-03 Kg/s</i>
<i>Total Temperature</i>	<i>294.2 K</i>
<i>Supersonic/Initial Gauge Pressure</i>	<i>120000 Pa</i>
<i>Axial Velocity</i>	<i>0</i>
<i>Radial Velocity (Vr)</i>	<i>-0.25</i>
<i>Tangential Velocity (Vθ)</i>	<i>0.97</i>
<i>Inlet Area</i>	<i>25.1 mm²</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Turbulence Intensity</i>	<i>5%</i>
<i>Hydraulic Diameter</i>	<i>0.35 mm</i>

Tabla 4.3. Condición de frontera de la salida frío 2D.

Boundary Condition	Value
<i>Gauge Pressure</i>	<i>variable</i>
<i>Backflow Total Temp</i>	<i>variable</i>
<i>Backflow Direction Specification Method</i>	<i>From Neighboring Cell</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Backflow Turbulence Intensity</i>	<i>5%</i>
<i>Backflow Hydraulic Diameter</i>	<i>1.55 mm</i>

Tabla 4.4. Condición de frontera de la salida caliente 2D.

Boundary Condition	Value
<i>Gauge Pressure</i>	<i>variable</i>
<i>Backflow Total Temp</i>	325 K
<i>Backflow Direction Specification Method</i>	<i>From Neighboring Cell</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Backflow Turbulence Intensity</i>	5%
<i>Backflow Hydraulic Diameter</i>	0.5 mm

4.2 Modelo 3D de Skye.

En el modelo 3D de Skye, la investigación numérica se realizó en el software Fluent. Se tomaron las dimensiones reales del tubo vórtice comercial para la construcción de la geometría en Gambit® como se muestra en la Figura 4.5 con un mallado estructurado.

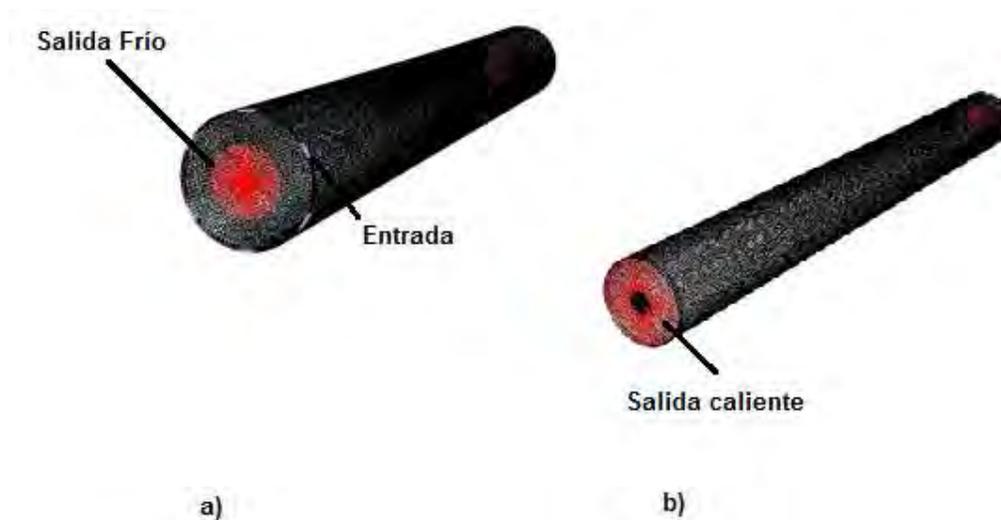


Figura 4.5. a) Entrada y salida Fría del tubo vórtice de Skye en 3D
b) Salida caliente del tubo vórtice.

Las salidas fría y caliente son orificios axiales, en el caso de la salida fría con un diámetro de 6.2 mm con un área de 30.2 mm² mientras que la salida

caliente es de 95 mm^2 . El análisis que se sigue es para un tubo vórtice con 6 boquillas de entrada tangencial con un área total de 8.2 mm^2 .

4.2.1 Condiciones de frontera.

Tabla 4.5. Condición de entrada de flujo 3D.

Boundary Condition	Value
<i>Mass Flow</i>	<i>8.35 e-03 Kg/s</i>
<i>Total Temperature</i>	<i>294.2 K</i>
<i>Supersonic/Initial Gauge Pressure</i>	<i>120000 Pa</i>
<i>Axial Velocity</i>	<i>0</i>
<i>Radial Velocity (Vr)</i>	<i>-0.25</i>
<i>Tangential Velocity (Vθ)</i>	<i>0.97</i>
<i>Inlet Area</i>	<i>25.1 mm²</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Turbulence Intensity</i>	<i>5%</i>
<i>Hydraulic Diameter</i>	<i>1.66 mm</i>

Tabla 4.6. Condición de frontera de la salida frío 3D.

Boundary Condition	Value
<i>Gauge Pressure</i>	<i>50000</i>
<i>Backflow Total Temp</i>	<i>325 K</i>
<i>Backflow Direction Specification Method</i>	<i>From Neighboring Cell</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Backflow Turbulence Intensity</i>	<i>5%</i>
<i>Backflow Hydraulic Diameter</i>	<i>6.2 mm</i>

Tabla 4.7. Condición de frontera de la salida caliente 3D.

Boundary Condition	Value
<i>Gauge Pressure</i>	<i>20000</i>
<i>Backflow Total Temp</i>	<i>294.2 K</i>
<i>Backflow Direction Specification Method</i>	<i>From Neighboring Cell</i>
<i>Turbulence Specification Method</i>	<i>Intensity and Hydraulic Diameter</i>
<i>Backflow Turbulence Intensity</i>	<i>5%</i>
<i>Backflow Hydraulic Diameter</i>	<i>0.4 mm</i>

4.3 Modelo 3D del prototipo construido en la FIM.

Blamer [47] (1950) propuso un procedimiento para la construcción de un tubo RH con un material denominado Perspex, el cual inyectó aire a temperatura ambiente a una presión de 4 atm., alcanzando una temperatura máxima de 88 °C y una mínima de -20 °C.

Adaptando el procedimiento de Blamer antes citado, se construyó el prototipo de la FIM como se indica en Figura 4.6. Para este caso particular el material original se reemplazó por acrílico y las piezas fueron maquinadas en un torno mecánico.

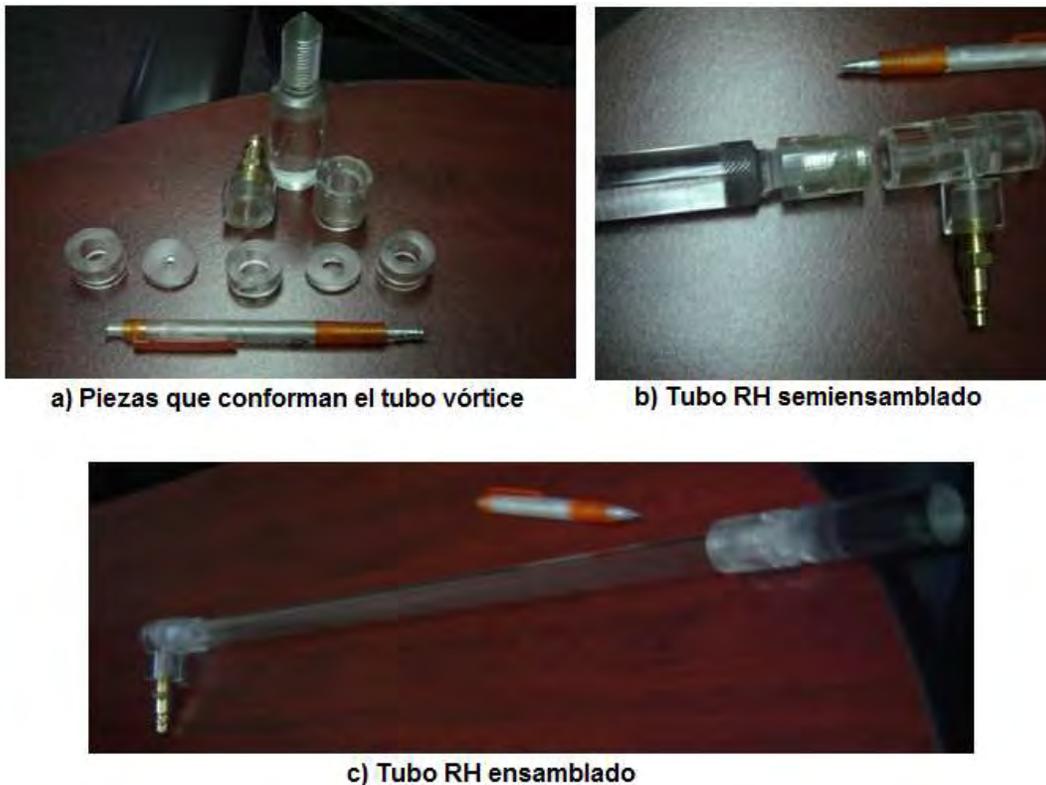


Figura 4.6. Tubo vórtice construido en la FIM.

4.3.1 Geometría.

Para la generación de la geometría se siguió el criterio de dividir el tubo RH en varios elementos que posteriormente puedan ser fácilmente modificables en sus magnitudes geométricas. Estos elementos se crearon de forma separada y posteriormente se unieron a través de un archivo que puede leerse en la aplicación GAMBIT.

Primero se crearon vértices, en un sistema de coordenadas cartesiano. Posteriormente se crearon líneas, a través de la unión punto a punto de estos vértices. Las caras se crearon uniendo diferentes líneas y con las caras se crearon los volúmenes o bloques.

En la Figura 4.7 se muestran los volúmenes en una vista completa del dominio computacional del tubo Ranque-Hilsch en el sistema global de coordenadas. Aquí se puede notar la topología del dominio computacional resultando en un dominio multi-bloques requisito para poder realizar un mallado estructurado.

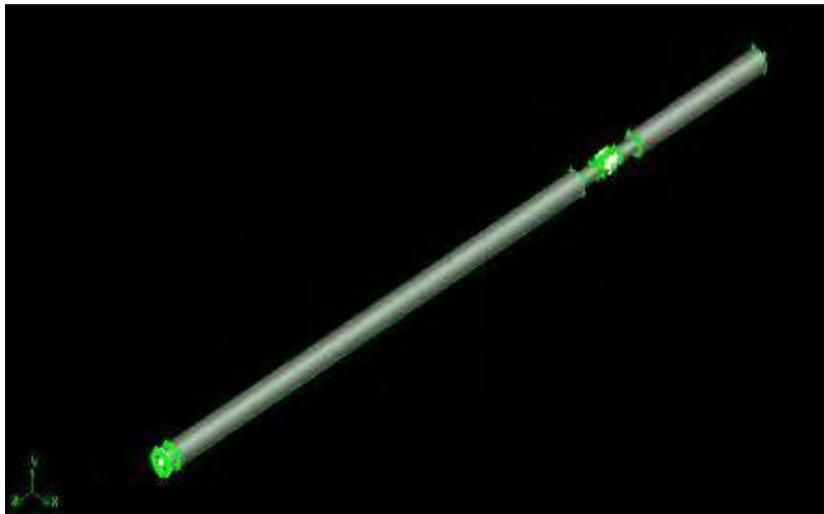


Figura 4.7. Geometría del tubo Ranque-Hilsch.

En las Figuras 4.8 y 4.9 se muestran diferentes secciones de la geometría del tubo Ranque-Hilsch. En cada sección se establece el tipo de frontera a utilizar y que en la etapa de solución del problema se impondrán las condiciones a la frontera. Con este tipo de topología se logrará mantener la mayor ortogonalidad de las celdas, que a su vez dará como resultado una malla de alta calidad y que se verá reflejado en un menor esfuerzo computacional. Nótese el pequeño bloque en el centro del tubo el cual fue necesario para poder establecer la condición de flujo axisimétrico en coordenadas cilíndricas.

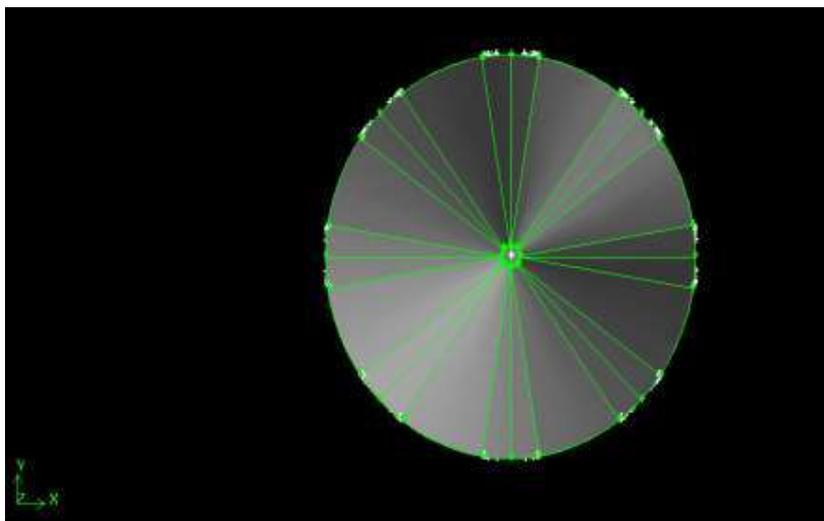


Figura 4.8. Salida caliente del tubo Ranque-Hilsch.

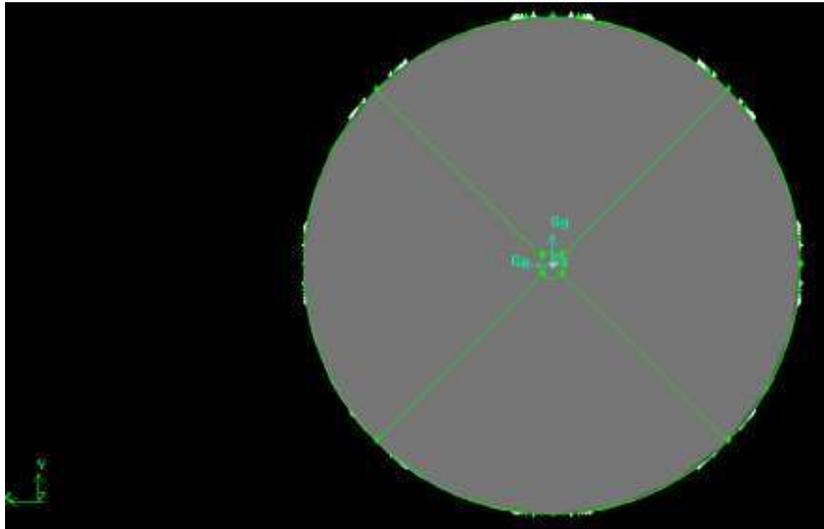


Figura 4.9. Salida fría del tubo Ranque-Hilsch.

La Figura 4.10 muestra también el detalle los bloques geométricos que fueron establecidos en un gran número, para poder definir la cámara de separación. La cámara de separación se encuentra acoplada a los bloques que representan la salida del flujo frío y del flujo caliente.

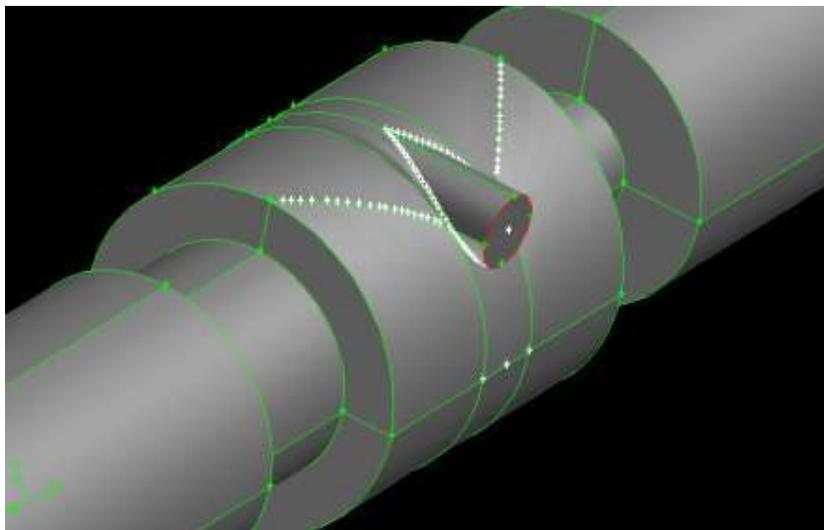


Figura 4.10. Vista de la entrada tangencial del flujo en la cámara de separación de flujos.

4.3.2 Mallado.

En el proceso de mallado, primero se realizó el mapeo, es decir se

distribuyeron los nodos a lo largo de cada línea en el límite de cada bloque. Poniendo especial cuidado en mantener una malla conforme, es decir que todos los nodos en el límite de un bloque coincidan totalmente con el bloque vecino. La Figura 4.11 y 4.12 muestran la distribución de nodos a lo largo de los límites de los diferentes bloques.

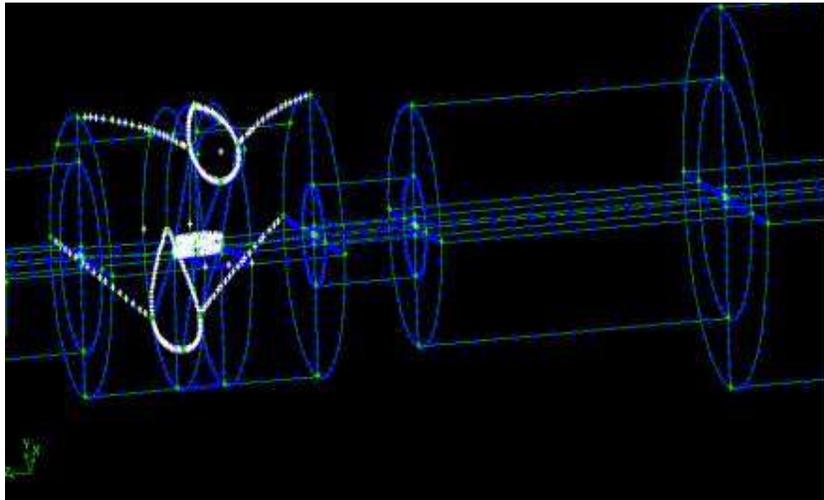


Figura 4.11. Distribución de nodos en las líneas.

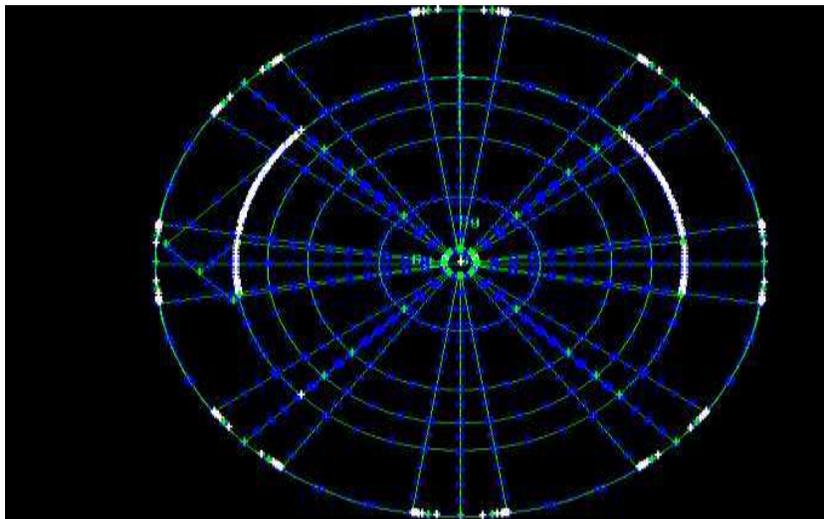


Figura 4.12. Nodos en las líneas.

Finalmente, se mallaron las caras con cuadriláteros (elemento 2D Quads en el software DFC), y los volúmenes con tetraedros, resultando el mallado representado en las Figuras 4.13 y 4.14.

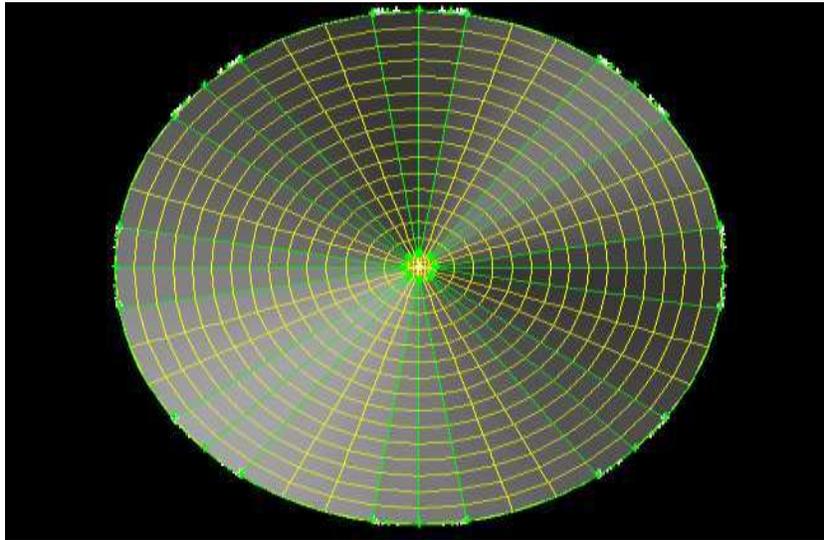


Figura 4.13. Mallado en las caras.

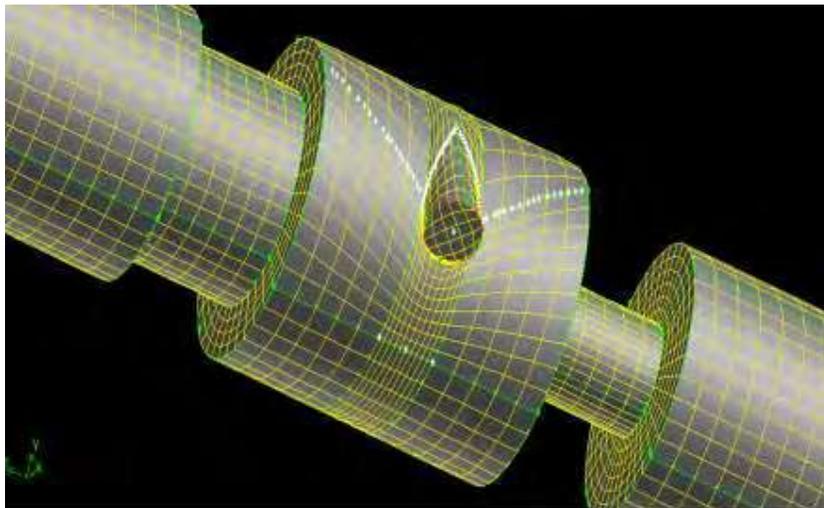


Figura 4.14. Mallado en los volúmenes.

La calidad de la construcción de la malla es automáticamente medida utilizando un juego de herramientas que el software GAMBIT posee. Estas herramientas calculan a base de un criterio local y global la forma del elemento. Con esto es posible detectar valores de parámetros que permiten asegurar la confiabilidad de la malla antes de utilizar el software para el cálculo de los campos de velocidad y temperatura del fluido. Los criterios de calidad que rigen la forma de los elementos incluyen valores máximos y mínimos del volumen del elemento, ángulos internos de las caras y la ortogonalidad del elemento.

Para esta malla el reporte generado se presenta en la Tabla 4.8. El mallado

estructurado interno del sistema está compuesto por un total de 406,645 elementos tetraédricos. En el reporte, también, existen elementos con una ortogonalidad (equisize skew) mayor de 0.97.

Tabla 4.8. Calidad de malla del modelo de tubo RH.

Parámetro	Valor
Volumen mínimo	$2.396829 \times 10^{-13} \text{ m}^3$
Volumen máximo	$2.233035 \times 10^{-09} \text{ m}^3$
Cara mínima	$2.731786 \times 10^{-10} \text{ m}^2$
Cara máxima	$3.958869 \times 10^{-06} \text{ m}^2$

Una de las aportaciones de este trabajo es que la geometría y el mallado se ha construido en un archivo *.jou. Con este archivo, es relativamente sencillo cambiar la densidad de la malla, la distribución de la malla cerca de las paredes y modificar ciertos parámetros geométricos del tubo RH. Este archivo será la base para parametrizar la principales variables geométricas y así poder estudiar, en base a lo propuesto por Skye, el fenómeno de separación de energía en este dispositivo.

CAPITULO 5

5 Resultados.

En este capítulo se presentan los resultados numéricos de los modelos de 2 y 3 dimensiones de Skye y del prototipo construido en la FIM, con lo cual se pretende demostrar como la Dinámica Fluidos Computacional ha sido una herramienta para estudiar este fenómeno de separación.

5.1 Resultados 2D Skye.

El modelo reproducido fue tomado del trabajo de Skye [7] de la prueba L de la Tabla 4.1, teniendo como objetivo el analizar y establecer las condiciones de frontera y el modelo numérico a utilizar.

5.1.1 Contornos de temperatura.

En las Figuras 5.1 y 5.2 muestran los contornos de temperatura, lo cual muestran una congruencia cualitativa comparada con los trabajos de otros investigadores como Pourmahmoud [48] y R.K. Sahoo [49], y cuantitativa comparada con los datos experimentales de Skye [7]. En la Figura 5.1 los gradientes de temperatura altos se presentan cerca de las paredes y pequeños en el centro del tubo.

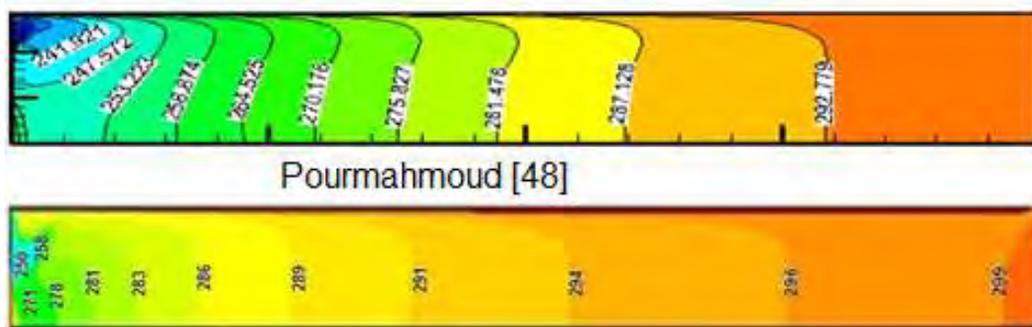


Figura 5.1. Contornos de temperatura estática, K.

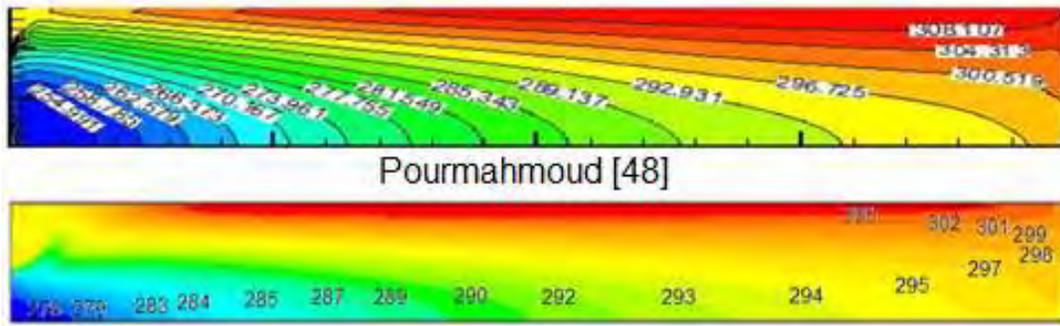


Figura 5.2. Contornos de temperatura total, K.

Las variaciones de temperatura estática a través del tubo son considerablemente pequeñas que las encontrados en la temperatura total. El efecto de separación o la diferencia de temperaturas para la temperatura total es grande en el centro del tubo y decrece cuando se aproxima a la salida.

5.1.2 Vectores de velocidad.

En la Figura 5.3 muestran los vectores de velocidad y se aprecia que en la salida fría la velocidad aumenta considerablemente respecto a la entrada.

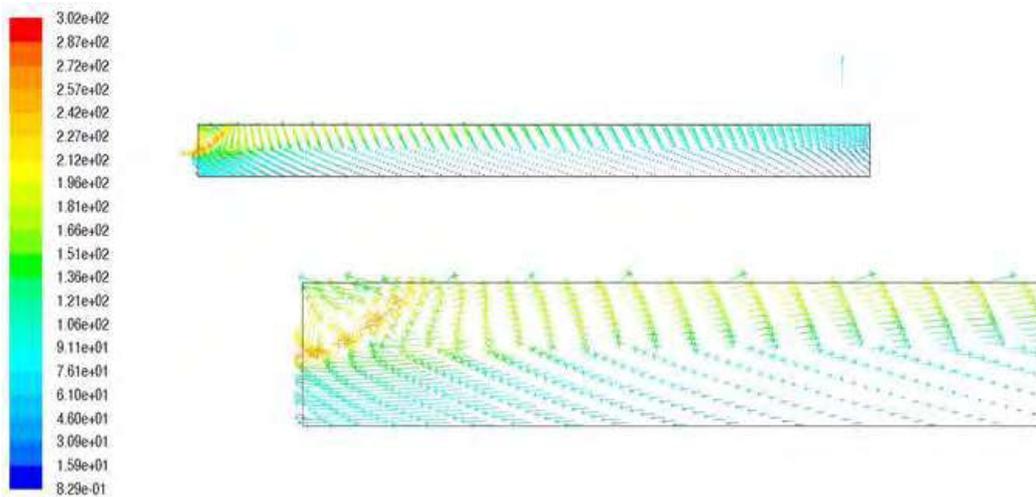


Figura 5.3 Vectores de velocidad (m/s).

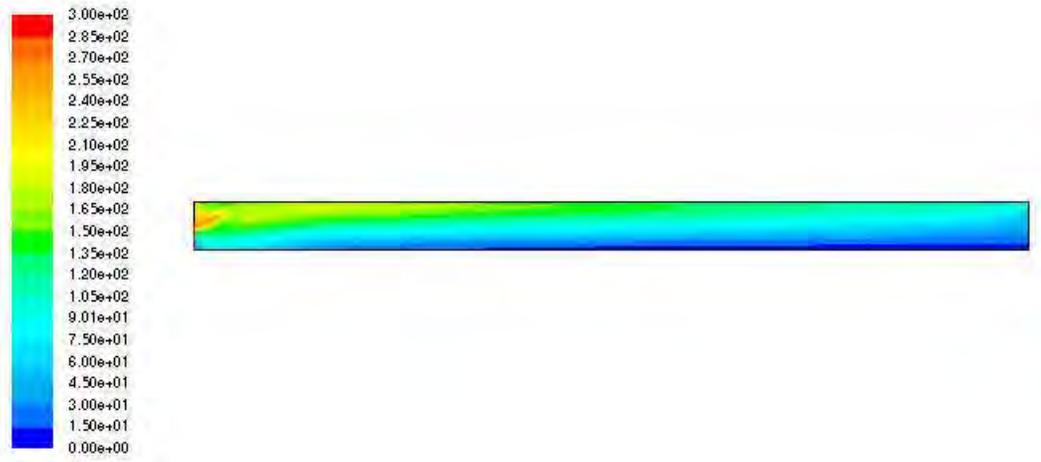


Figura 5.4. Contornos de la magnitud de velocidad en m/s.

En la Figura 5.4, muestra las variaciones de la velocidad a lo largo del tubo RH. En la simulación aparece una recirculación como se indica en la Figura 5.5, la velocidad en el interior del tubo corresponden al comportamiento establecido en las diversas teorías como en el trabajo de Abdolreza Bramo [50]. Las líneas de corriente de flujo fluyen a través de la salida caliente y de la salida fría.

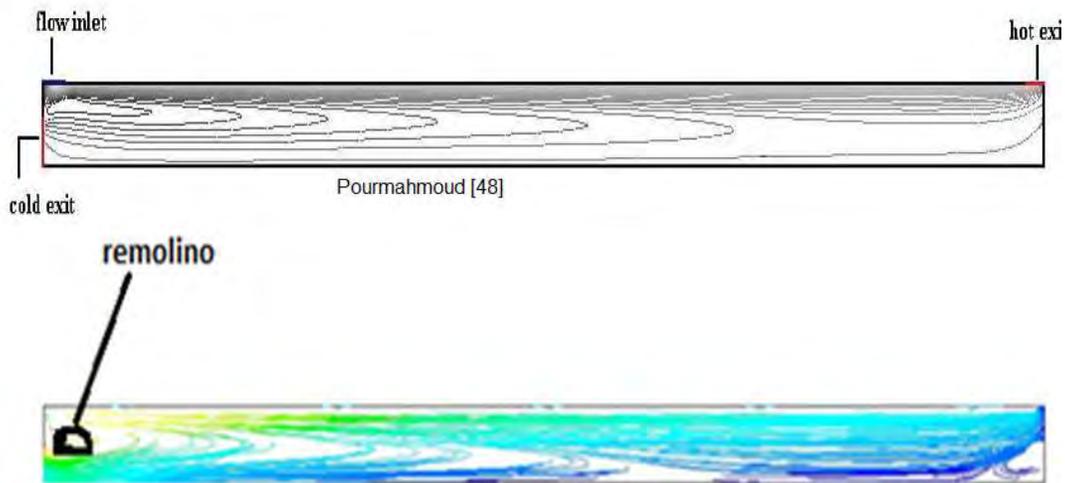


Figura 5.5. Trayectoria de la velocidad.

5.1.3 Simulación de las 14 condiciones de frontera de Skye.

Se simularon las 14 condiciones de los datos experimentales de Skye (Tabla 4.1) variando la presión y la temperatura de las salidas caliente y frío. En la Figura 5.6 se muestra las distribuciones de temperatura para cada caso, obteniendo una máxima temperatura de 307 K y una menor temperatura de

251 K. La distribución de la presión estática a lo largo del tubo vórtice es significativo ya que en la salida caliente es un poco mayor que la salida fría, teniendo la máxima presión estática en la entrada de flujo como se indica en la Figura 5.7.

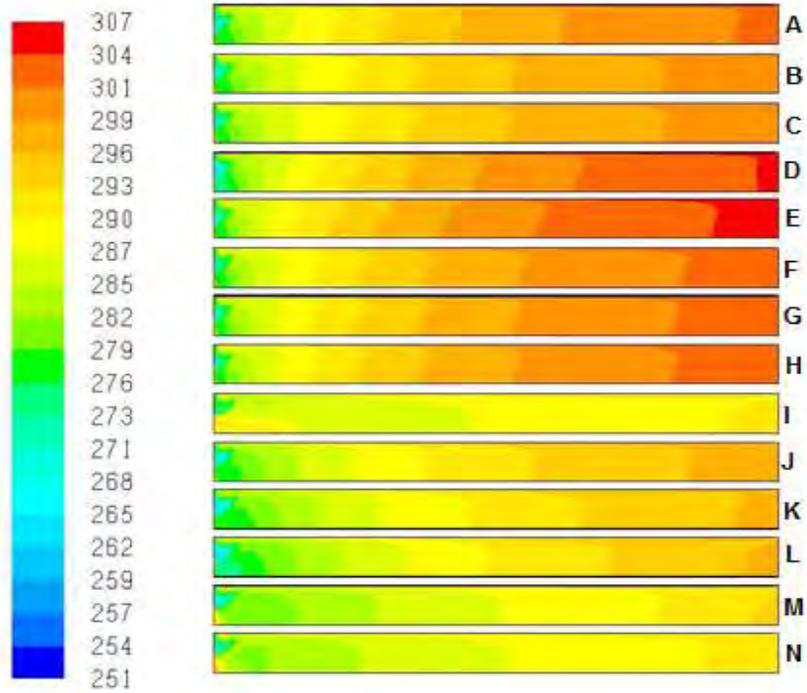


Figura 5.6. Temperatura estática (K) de las 14 condiciones de Skye.

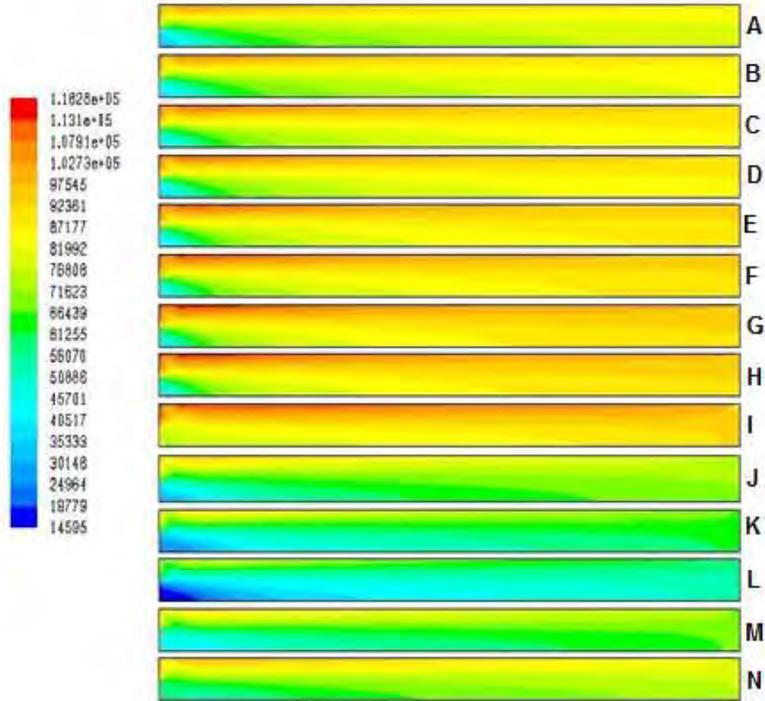


Figura 5.7. Presión estática (Pa) de las 14 condiciones de Skye.

En la simulación se presentaron casos donde el flujo de salida frío succionaba aire atmosférico por la salida como en las pruebas J, M y N. La Figura 5.8 muestra el caso del inciso N y se aprecia como el aire atmosférico entra por la salida fría.

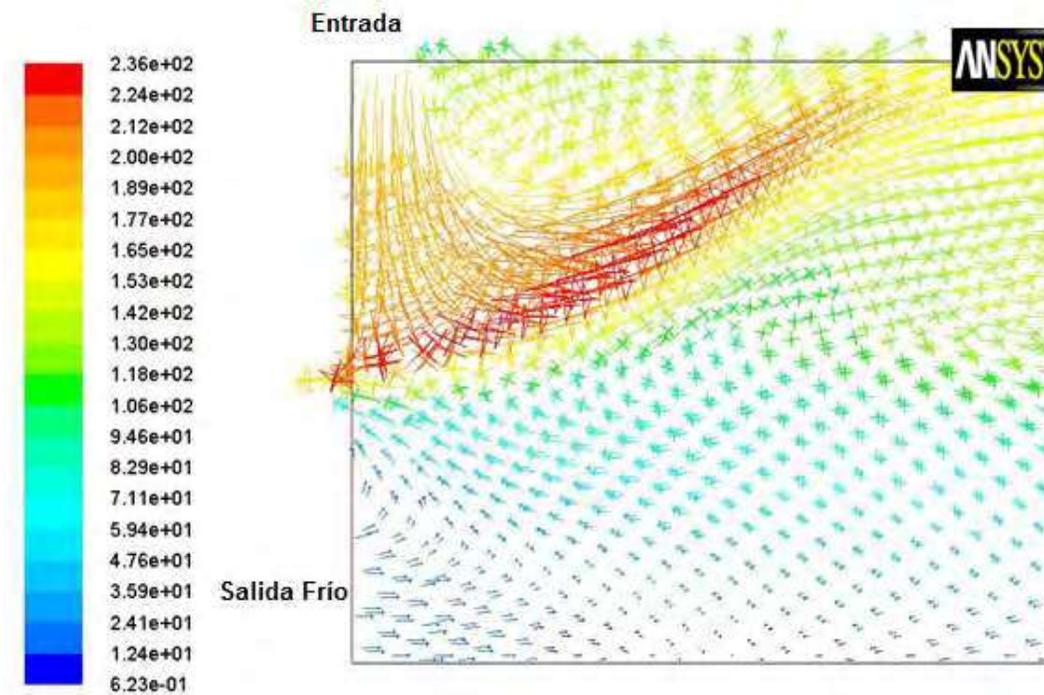


Figura 5.8. Flujo reversible (m/s) de la prueba N.

En el modelo DFC, la condición de frontera de la presión de la salida caliente ha sido especificada de acuerdo a los datos experimentales y de acuerdo a los resultados se aprecia una ligera diferencia por los que habría que jugar con las presiones para coincidir con la fracción de masa fría experimental como se muestra en la Figura 5.9.

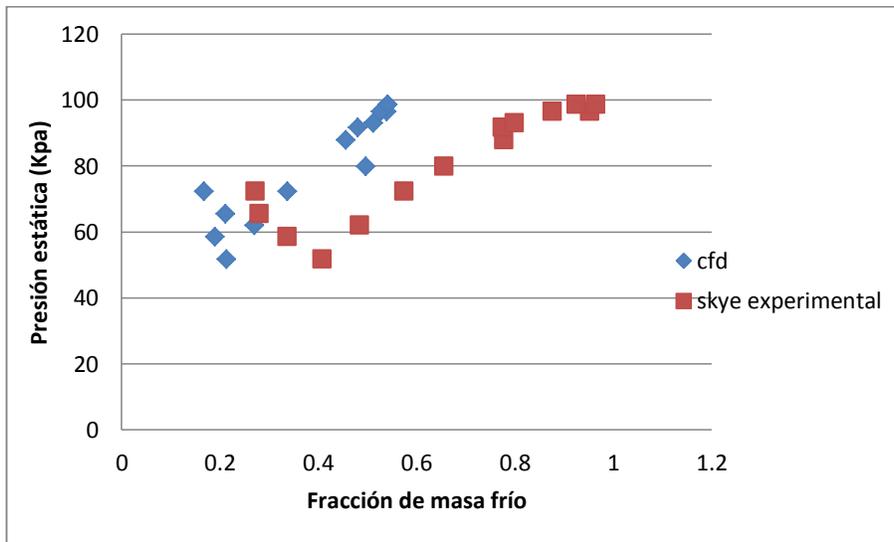


Figura 5.9. Modelo DFC que predice la presión requerida en función de la fracción de masa fría.

La energía de separación fue evaluado basado en los datos experimentales de Skye comparada con las predicciones del modelo DFC como se muestra en la Figura 5.10. La curva de la potencia de separación de la salida frío tiene la misma tendencia tanto experimental como en el modelo DFC.

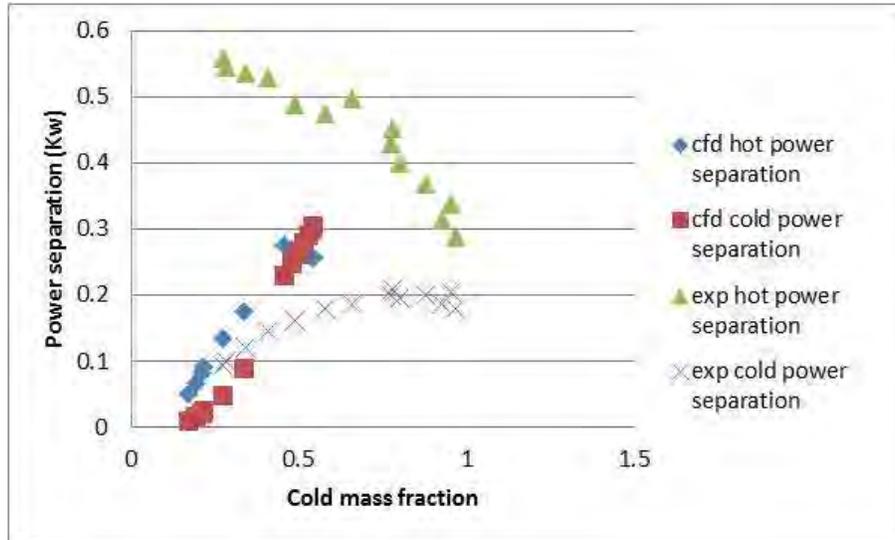


Figura 5.10. Predicción de la potencia de separación caliente y frío en función de la fracción de masa frío.

5.2 Resultados 3D Skye

En esta sección se muestran los resultados del modelo DFC. En la figura 5.11 se muestra los contornos de temperatura estática que es similar a los resultados del modelo 2D Skye mostrada en la en figura 5.1. El rango de temperaturas va de 174 K a 329 K, con una mayor temperatura en la salida caliente y la menor temperatura en el lado frío.



Figura 5.11. Contornos de Temperatura estática (K).

La figura 5.12 muestra los contornos de temperatura total, en donde se aprecia

que en el centro del tubo se localizan las temperaturas más bajas, mientras que en las paredes, las mas altas.



Figura 5.12. Contornos de Temperatura total (K).

En la figura 5.13 claramente se aprecia que el flujo cercano a las paredes está caliente mientras que el flujo localizado en el eje longitudinal del tubo está frío. La temperatura más alta es de 330 K y la temperatura más baja es de 241 K, la distribución de temperatura total coincide con los trabajos de Abdol Reza Bramo [51] como se muestra en la Figura 5.14.

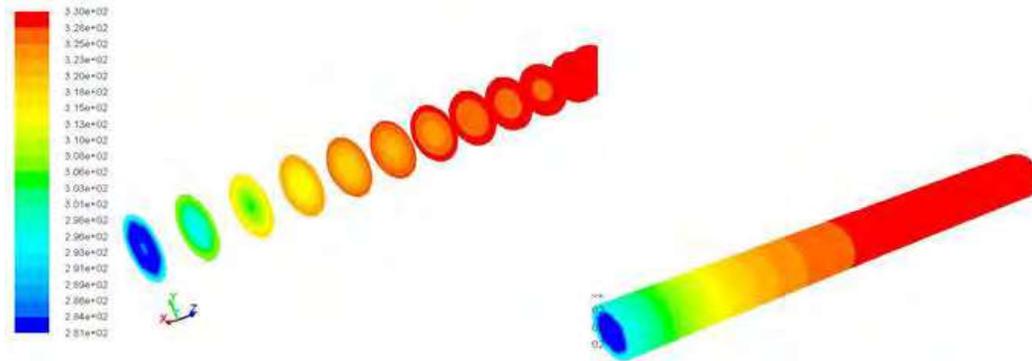


Figura 5.13. Contornos de Temperatura total (K) en 3D.

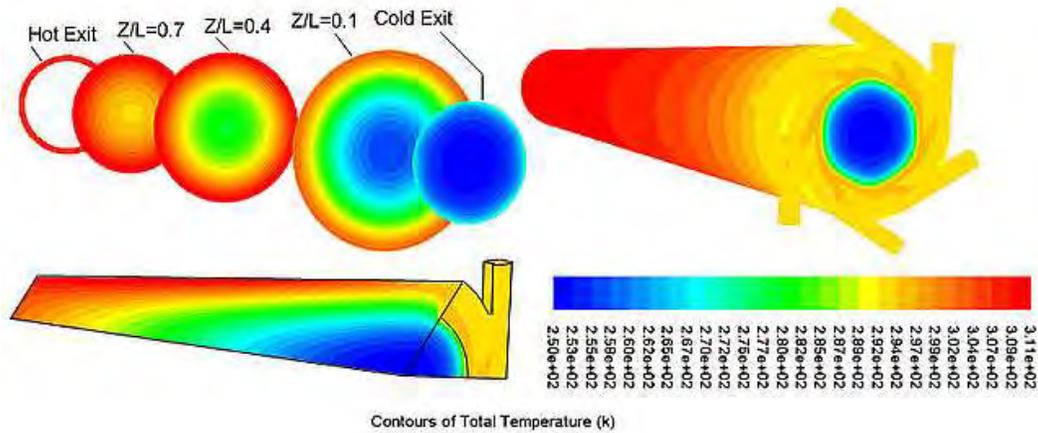


Figura 5.14. Contornos de Temperatura total (K), de Abdol Reza Bramo [50].

La Figura 5.15 muestra los vectores de velocidad en el plano x-z, lo cual se observa que en el centro del tubo se regresa el flujo con dirección a la salida frío. En Figura 5.16 muestran los vectores de velocidad en 3D, a partir de la entrada se forma los remolinos con dirección a la salida caliente, una parte de los vectores empieza a tomar otra ruta con dirección a la salida frío. Lo que indica que no llegan a chocar con la válvula tipo cono.

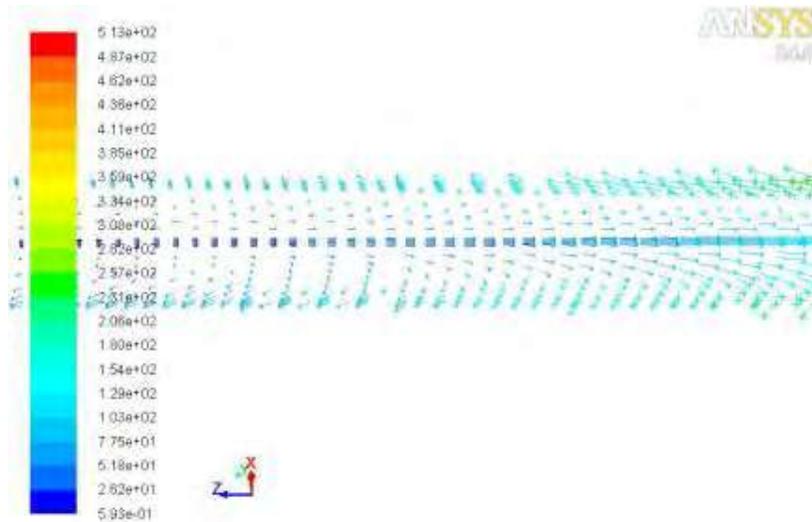


Figura 5.15. Vectores de velocidad en el plano x-z en m/s.

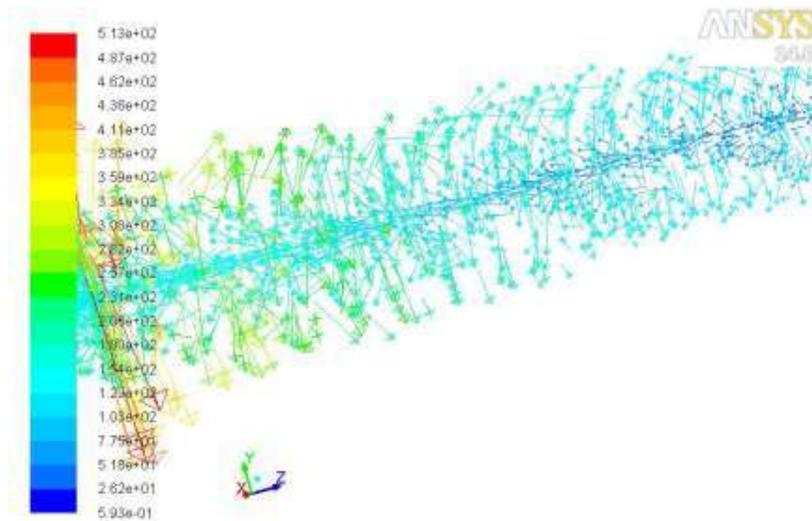


Figura 5.16. Vectores de velocidad en 3D (m/s).

5.3 Resultados 3D Prototipo FIM.

En esta simulación, se probaron diferentes condiciones de frontera, en la entrada simulamos tres casos: Mass flow inlet, Pressure inlet y velocity inlet.

5.3.1 Mass flow inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.

En el primer caso, se simuló con 0.0012 Kg/seg y 200,000 Pa a la entrada y a las salidas con pressure outlet. El modelo de turbulencia se seleccionó el K-e. Los resultados se muestran en la figura 5.17, con un rango de temperaturas que va de 0 K a 40 K. El flujo entra tangencialmente y se empieza a generar vórtices con una velocidad máxima de 628 m/s y una mínima de 0.5 m/s como se indica en la Figura 5.18.

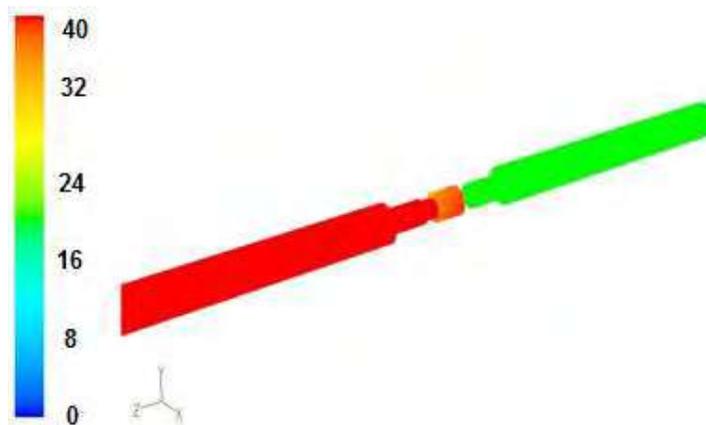


Figura 5.17. Contorno de temperatura estática del Prototipo de la FIM ($^{\circ}$ C).

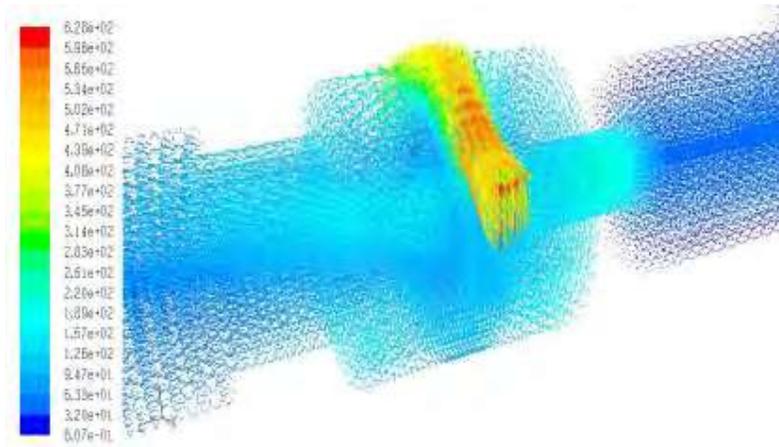


Figura 5.18. Vectores de velocidad del Prototipo de la FIM (m/s).

Se estuvieron cambiando las presiones tanto en la entrada como en las salidas frío y caliente respectivamente. En la salida caliente se aumentó de 200,000 Pa a 400,000 Pa los resultados se indican en las Figuras 5.19 y 5.20.

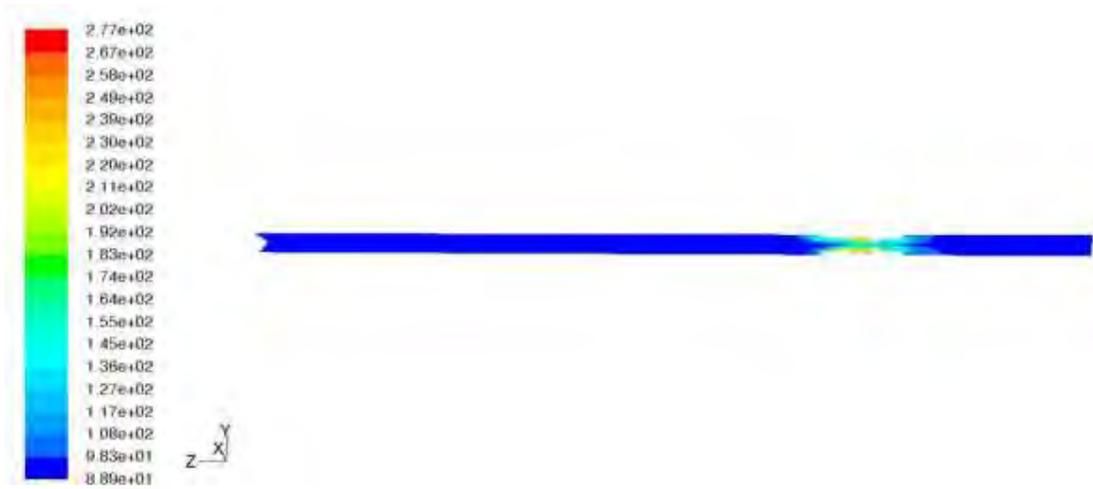


Figura 5.19. Contorno de temperatura estática con $P=400,000$ Pa a la entrada.

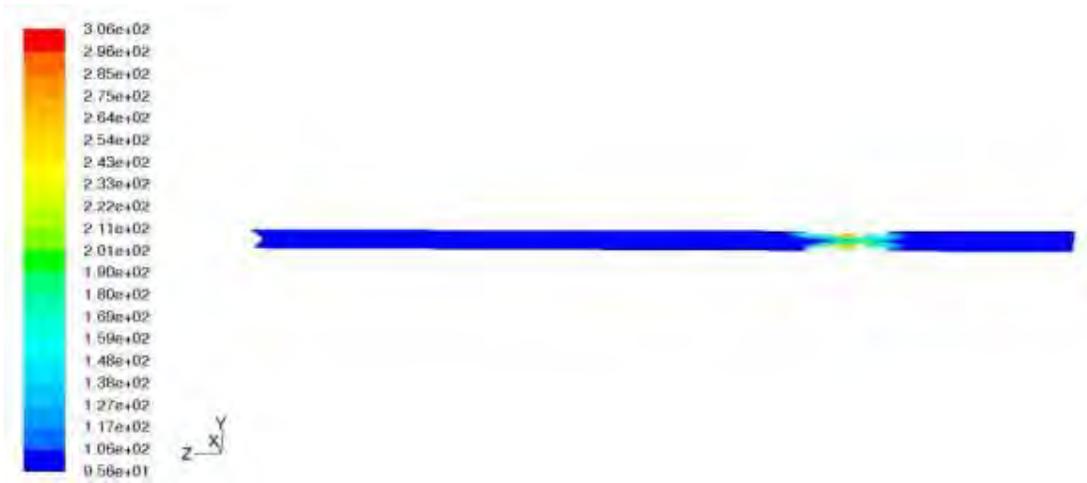


Figura 5.20. Contorno de temperatura total con $P=400,000$ a la entrada.

La temperatura es muy baja de 88 K por lo que se tuvo que seleccionar el modelo de turbulencia RNG con las mismas condiciones de frontera. Los resultados se muestran en la Figura 5.21 y 5.22. La temperatura más baja se localiza en el tubo caliente y la más caliente en el extremo frío.



Figura 5.21. Contorno de temperatura estática (K) utilizando RNG.

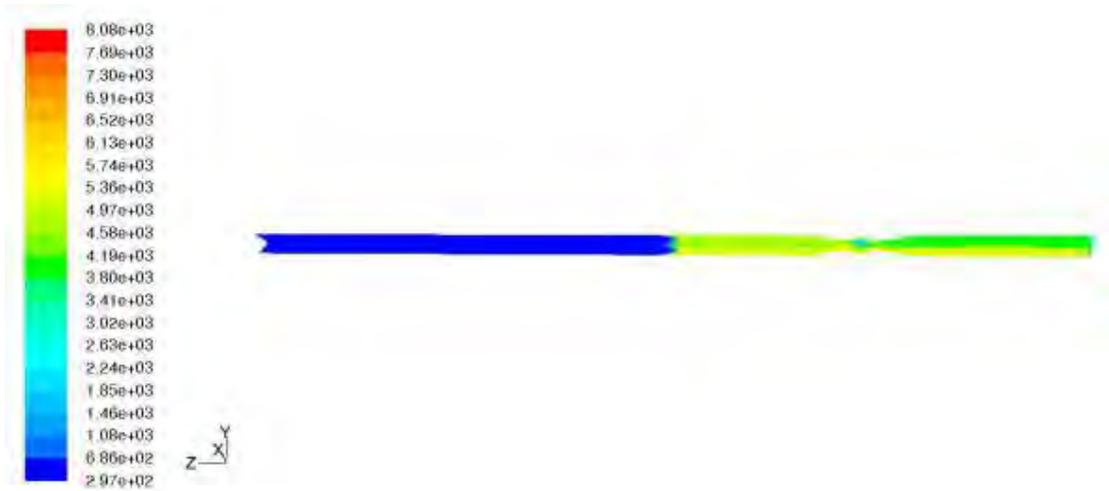


Figura 5.22. Contorno de temperatura total (K) utilizando RNG.

Por último se simuló con un flujo másico alto de 0.00835 Kg/s con la finalidad de observar como es la distribución de temperaturas a lo largo del tubo vórtice como se muestra en la Figura 5.23. La temperatura más baja fue de 134 K y la más alta de 297 K.

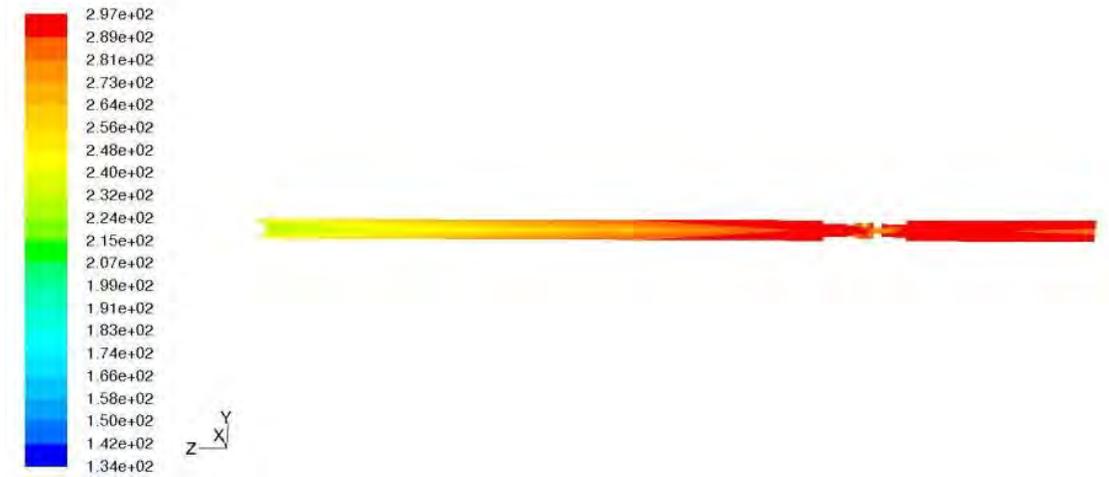


Figura 5.23. Contorno de temperatura estática (K) con un flujo de 0.00835 Kg/s.

Cabe destacar que se pretendía alcanzar un rango de temperaturas de 275 K a 315 K, la temperatura menor en el tubo frío y la temperatura mayor del lado caliente.

5.3.2 Velocity inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.

Con estas condiciones se simuló un caso con la geometría mostrada en la Figura 5.24, en donde se acortó la geometría del tubo frío con el objetivo de

tener menos elementos y menos costo computacional y así acelerar la convergencia de malla.

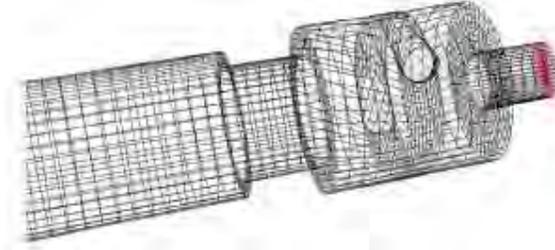


Figura 5.24. Modificación de la geometría del tubo vórtice.

La condición a la entrada fue de 200 m/s y los contornos de temperatura se muestran en la Figura 5.25 en donde la mínima temperatura es de 300 K y la máxima de 332 K.



Figura 5.25 Contorno de temperatura (K) con Velocity inlet a la entrada.

Con esta condición no convergieron los resultados por lo que se optó usar la condición de pressure inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.

5.3.3 Pressure inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas.

Con esta condición se simuló con geometría mostrada en la Figura 5.26 aumentando la longitud de la entrada de flujo. La temperatura máxima fue de 324 K en la parte del tubo caliente y la menor temperatura se registró en la entrada de flujo con un valor de 268 K como se indica en la Figura 5.27.



Figura 5.26. Geometría del tubo vórtice con longitud de entrada larga.



Figura 5.27 Contorno de temperatura con Pressure inlet a la entrada.

5.3.4 Mass flow inlet a la entrada y pressure outlet a las salidas sin boquilla de entrada.

En esta simulación con la con la geometría sin la boquilla de entrada mostrada en la Figura 5.28, el rango de temperaturas fue de 19.5 K a 141 K como se indica en la Figura 5.29.

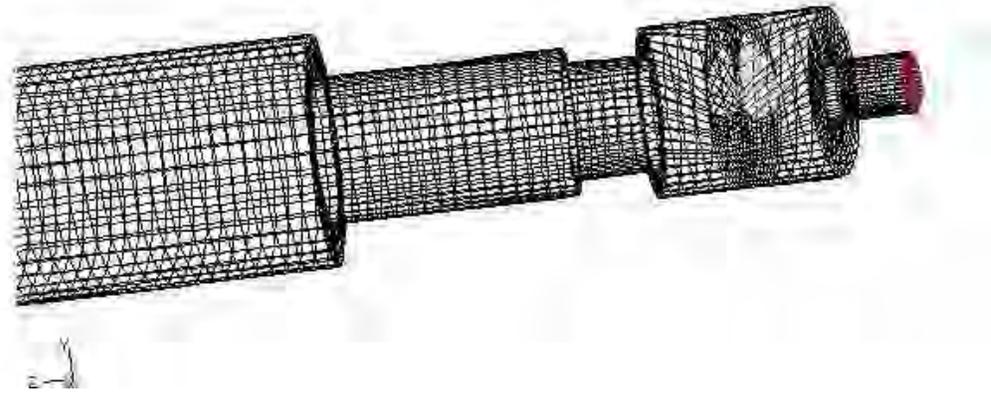


Figura 5.28. Geometría del tubo vórtice sin la boquilla de entrada.

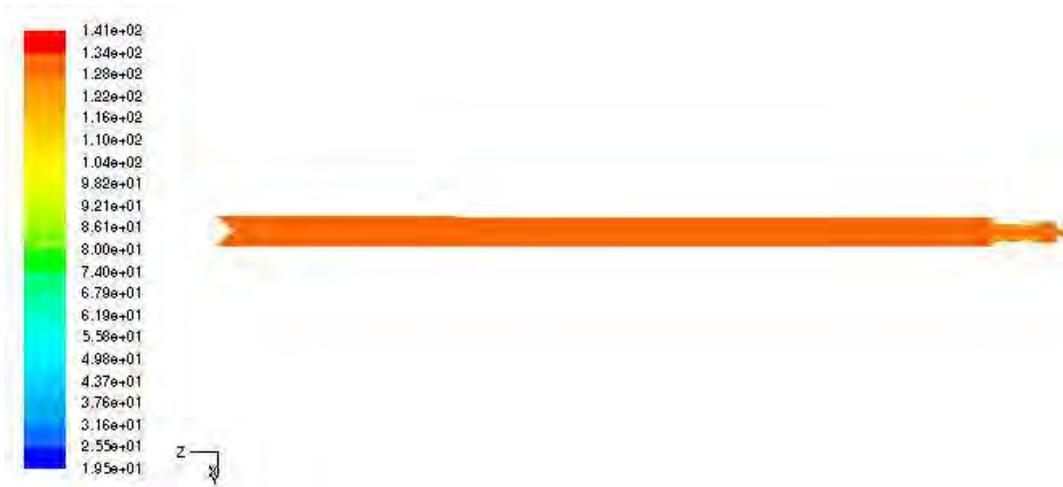


Figura 5.29. Contornos de temperatura estática sin la boquilla de entrada.

CAPITULO 6

6 Conclusiones y perspectivas.

Este trabajo presentó un estudio numérico del modelo de Ranque-Hilsch para analizar el flujo y el mecanismo del efecto de separación dentro del tubo vórtice. En esta aproximación se ha establecido diferentes tipos de geometría y el flujo en estado estable, en la simulación también se realizó con diferentes fracciones de masa fría con diferentes presiones a las salidas caliente y fría respectivamente.

El establecimiento de los diferentes tipos de condiciones de frontera ha arrojado resultados que permiten entender la importancia del buen establecimiento de éstas.

Se realizaron ejecuciones de solución con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ estándar por ser el más adecuado (menos problemas de convergencia).

Es importante señalar que se tuvieron problemas como:

- ❖ Establecer las condiciones de frontera adecuadas
- ❖ Determinar correctamente el flujo másico de entrada
- ❖ Determinar correctamente la presiones a las salidas frío y caliente
- ❖ Variación de los factores de relajación
- ❖ Establecer los esquemas de discretización.

Se tuvo que hacer una simulación completa de los trabajos de Skye para establecer las condiciones de frontera.

El trabajo se realizó un estudio numérico en 2 y 3 dimensiones de la operación de un tubo Ranque Hilsch comercial lo que servirá para implementar el modelo DFC del tubo vórtice construido en la FIM.

La geometría juega un papel muy importante en la distribución de temperaturas. No se logró implementar las condiciones de frontera del prototipo de la FIM pero si se logró implementarlas en un modelo 3D de Skye por lo que

permite suponer que esto se podrá llevar acabo.

En el presente trabajo fueron simulados mediante DFC de forma muy superficial para representar la separación de la energía térmica a lo largo del tubo vórtice. Sin embargo, con un estudio de mayor profundidad se pueden considerar otros aspectos como lo es la capa límite en las paredes.

Sería interesante hacer un estudio exhaustivo de los modelos de turbulencia a utilizar y hacer varias ejecuciones de solución, lo cual complementaría el trabajo.

Ésta implementación servirá para representar el tubo vórtice de la FIM a un modelo numérico que era el objetivo principal pero por la implementación de las condiciones de frontera no se alcanzó.

El interés final del trabajo servirá de herramienta base para futuras investigaciones que pretenden entender los efectos de la modificación de la geometría y diferentes condiciones de frontera sobre el efecto de separación de energía, permitiendo la investigación del tubo vórtice en el contexto de nuevas aplicaciones.

Al poder establecer las condiciones de frontera en el modelo 2D y 3D de Skye será posible establecerlas en el prototipo construido en la FIM.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] Vortex tubes and spot cooling products, Exair Corporation. Acceso: Mayo 2010. Desde: <http://www.exair.com>
- [2] Ranque, G.J., Experiences sur la détente giratoire avec simultanes d'un echappement d'air chaud et d'un enchappement d'air froid, Journal de Physique et Le Radium, 4 (1933), pp. 112-114
- [3] Hilsch, R., Die expansion von gasen im zentrifugalfeld als kälteproze, Z. Naturforschung 1(1946), pp. 208-214
- [4] Gao, C. M., Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Technische Universiteit Eindhoven, 2005.
- [5] Eiamsa-ard, S. and P. Promvonge, Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. 12(7): p. 1822-1842.
- [6] Secchiarioli A, et al. Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque-Hilsch vortex tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009), p. 5946-5511.
- [7] H.M. Skye, G.F. Nellis, S.A Klein. Comparision of CFD analysis to empirical data in commercial vortex tube. International Journal Refrigeration 29, 2006: 71-80.
- [8] Ranque, G.J. Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air. Also translated as General Electric Co., Schenectady Works Library 1947; T.F. 3294. Journal de Physique et Le Radium Paris 4:112-115
- [9] Stong, C. L., The "Hilsch" Vortex Tube. The Amateur Scientist, Heinemann Educational Books, Chapter IX, Section 4, 1962, pp. 514-519.
- [10] Ranque, G.J. Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two outputs of fluid at different temperatures. US patent 1934.
- [11] Hilsch R. The use of expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. Review of Scientific Instruments; Vol. 18, No. 2, 1947, pp. 108-113.
- [12] Scheper GW (1951) The Vortex Tube; Internal Flow Data and a Heat Transfer Theory. Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering 59, 985-89.
- [13] Martynovskii VS and Alekseev VP (1956) Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for gases and Vapors. Soviet Physics-Technical Physics 1, 2233 - 43.
- [14] Hartnett J.P, Eckert ERG. Experimental study of the velocity and

- temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University Press; 1956; 135–50.
- [15] Hartnett J.P, Eckert ERG. Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. Trans ASME Journal Heat Transfer 1957; 79, 751–8.
- [16] Scheller W.A, Brown GM. The Ranque–Hilsch vortex tube. Journal of Industrial Engineering Chemistry 1957; 49 (6), 1013–6.
- [17] Takahama H, Soga N. Studies on vortex tubes 2nd report, Reynolds no. the effects of the cold air rate and partial admission of nozzle on the energy separation. Bull Japan Society Mechanical Engineering 1966;9 (33),121–30.
- [18] Takahama H, Kawamura M, Kato B, Yokosawa H. Performance characteristics of energy separation in a steam operated vortex tube. International Journal Engineering Science 1979; 17, 735–44.
- [19] Takahama H, Yokosawa H. Energy separation in vortex tubes with a divergent chamber. Trans ASME Journal Heat Transfer 1981; 103, 196–203.
- [20] Silverman M. The vortex tube: a violation of the second law?. European Journal Physics. 3 1982. 88-92.
- [21] Salas B. Una demostración para cursos de termodinámica: El tubo de Ranque-Hilsch. Revista Mexicana de Física 32 No. 2 1986. 357-367.
- [22] Ahlborn B, Keller JU, Staudt R, Treitz G, Rebhan E. Limits of temperature separation in a vortex tube. Journal of Physics D: Applied Physics 1994; 27, 480–8.
- [23] Ting-Quan MA. Experimental Investigation on Energy Separation by Vortex Tubes. The Ministry of Science and Technology.2000.
- [24] Guillaume D.W. Demonstrating the achievement of lower temperatures with two-stage vortex tubes. Review of scientific instruments Vol. 72 No. 8 2001, 3446-48.
- [25] Sing, P.K. An Experimental Performance Evaluation of Vortex Tube. IE (I) Journal MC 2004. 149-53.
- [26] Linderstrom-Lang CU. The three-dimensional distributions of tangential velocity and total-temperature in vortex tubes. Journal Fluid Mechanical 1971; 45: 161–87.
- [27] Cockerill TT. Thermodynamics and fluid mechanics of a Ranque–Hilsch vortex tube. PhD thesis. University of Cambridge, 1998.
- [28] Frohlingsdorf W, Unger H. Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube.

- International Journal Heat Mass Transfer 1999; 42:415–22.
- [29] Promvong P. Numerical simulation of turbulent compressible vortex-tubes flow. The third ASME/JSME Joint Fluid Engineering, San Francisco, USA, 1999.
- [30] Promvong P. A numerical study of vortex tubes with an algebraic Reynolds stress model. PhD thesis. University of London, 1997.
- [31] Behera U, Paul PJ, Kasthuriengan S, Karunanithi R, Ram SN, Dinesh K, et al. CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube. International Journal Heat Mass Transfer 2005;48(10):1961–73.
- [32] Aljuwayhel NF, Nellis GF, Klein SA. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. International Journal Refrigeration 2005; 28(3):442–50.
- [33] Eiamsa-ard S, Promvong P. Numerical prediction of vortex flow and thermal separation in a subsonic vortex tube. Journal of Zhejiang University SCIENCE International Applied Physics Engineering J 2006;7 (8):1406–15.
- [34] Eiamsa-ard S, Promvong P. Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. International Journal Heat Mass Transfer 2007;50(5–6):821–32.
- [35] Wu Y.T, Ding Y, Ji Y B , Ma C F, Ge M C. Experimental research on vortex tube. 2002.
- [36] Arjomandi Maziar, Xue Yunpeng. An investigation of the effect of the hot end plugs on the efficiency of the Ranque-Hilsch vortex tube. Journal of Engineering Science and Technology 2007; Vol. 2, No. 3 211 – 217.
- [37] Guan H. Y., Jiyuan T. Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach. Butterworth-Heinemann. 2007.
- [38] Edwin N. Lightfoot R. Byron Bird, Warren E. Stewart. Fenómenos de Transporte, volume 1. John Wiley and Sons INC., Balderas 95, México D.F., segunda edition, 2008.
- [39] Irving H. Shames. Mecánica de Fluidos. Santa de Bogotá Colombia, 3 edition, Enero 1995.
- [40] Hirsch, C. Numerical computation of internal and external flows (Volume I. Fundamentals of numerical discretization), John Wiley & Sons, Chichester. 2000.
- [41] Eymard, R.; Gallouet, T. & Herbin, R. Finite volume methods, Prepublication No. 97-19 of LATP, umr 6632, Marseille. To appear in Handbook of Numerical Analysis, P.G. Ciarlet and J.L. Lions eds. 1997.
- [42] Baldwin, B. S. and Lomax, H. Thin Layer Approximation and Algebraic

- Model for Separated Turbulent Flows, 78-257.1978.
- [43] Launder, B.e; Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows. Computer methods in applied mechanics and energy. Vol. 3, pp.269-289. 1974.
- [44] Yakhot, V y Orszag, S.A. Renormalization group analysis of turbulence. I Basic Theory, Journal of Scientific Computing, vol. 1, pp.3-51.1986.
- [45] Sarkar A. An improved near-wall k^{ω} model for the calculation of wall-bounded turbulent flows. Master's thesis, Arizona State University, Temple, Arizona.1995.
- [46] Rodi, W. Turbulence models and their application in hydraulics. A state of the art review. International Association for Hydraulic Research, The Netherlands, 1980.
- [47] Blamer, M. P. A simply constructed vortex tube for producing hot and cold air streams."J. Sci. Instrum. 27: 168-169. 1950
- [48] N. Pourmahmoud, S. Akeshmesh. Numerical investigation of the thermal separation in a vortex tube. World engineering and technology 43. 2008.
- [49] R.K. Sahoo. Numerical Analysis in a Ranque-Hilsch vortex tube. Department of mechanical engineering national institute of technology Roukela. 2010.
- [50] Abdolreza Bramo, N. Pourmahmoud. A numerical study on the effect of length to diameter ratio and stagnation point on the performance of counter flow Ranque-Hilsch Vortex Tubes.Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 4(10): 4943-4957.2010.
- [51] Abdolreza Bramo, N. Pourmahmoud.CFD simulation of length to diameter ratio effects on the energy separation in a vortex tube. Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran.

APENDICE.

Publicaciones presentadas durante el desarrollo de la tesis.

1. MEMORIAS DEL XVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM 22 al 24 DE SEPTIEMBRE, 2010 MONTERREY, NUEVO LEÓN, MÉXICO.

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL FENÓMENO RANQUE-HILSCH EN UN TUBO VÓRTICE.

Cervantes García, A. 1, Velázquez Aguilar, J. G.1., Montejo Alvaro, F.1, Rubio Maya, C.2, Solorio Díaz, G.2, Gutiérrez Sánchez, H.C.2

¹Estudiantes de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, UMSNH.
alcegarcia84@hotmail.com, jose.1960umsnh@hotmail.com, fernado1217_@hotmail.com

²Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH. Edificio W, Ciudad Universitaria, Morelia, Michoacán, México.
rmaya@umich.mx, hcgsan@umich.mx

2. CONGRESO NACIONAL INGENIERÍA-ARQUITECTURA 2010.

ASPECTOS BÁSICOS DEL MODELADO DE UN TUBO VÓRTICE CON LA TÉCNICA CFD.

Fernando Montejo Alvaro*, Carlos Rubio Maya, Sergio R. Galván González.

* Estudiante de Maestría
Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH.
Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER).
fernado1217_@hotmail.com, rmaya@umich.mx