



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS DEL CAMPO DE FLUJO DE UN VENTILADOR
AXIAL MEDIANTE TÉCNICAS DE APROXIMACIÓN
NUMÉRICA.**

BRICEÑO LUIS
FARO CHRISTIAN

VALENCIA, MAYO 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS DEL CAMPO DE FLUJO DE UN VENTILADOR
AXIAL MEDIANTE TÉCNICAS DE APROXIMACIÓN
NUMÉRICA.**

*Trabajo especial de grado presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo para
optar al título de Ingeniero Mecánico*

TUTOR

GRUBER CARABALLO

BRICEÑO LUIS

FARO CHRISTIAN

VALENCIA, MAYO 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el proyecto de grado titulado: “*Análisis del campo de flujo de un ventilador axial mediante técnicas de aproximación numérica*”, realizado por los bachilleres **Christian Faro** y **Luis Briceño**, portadores de la Cédula de Identidad N°: **19.366.732** y **20.029.210**, respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho proyecto.

Prof. Gruber Caraballo

Tutor

Prof. José Velásquez

Jurado

Prof. Nilo Espinoza

Jurado

VALENCIA, MAYO 2012

Agradecimientos

A nuestros Padres, Pedro Briceño y Ana Guanipa, Severo Faro y Gladys de Faro, así como a nuestros hermanos, y demás familiares por brindarnos el apoyo, guía, confianza y amor, que sin ellos no hubiese sido posible la culminación exitosa de nuestros estudios de pregrado, así como otros tantos objetivos y logros personales.

A María Gabriela Goncalves por darme el soporte y compañía durante esta etapa de mi vida, y haberme mostrado el camino mas corto para lograr mis objetivos, aun en los momentos más difíciles y con la capacidad de hacerme ver lo positivo incluso en esos momentos. Le agradezco entre otras cosas, y espero que la vida nos siga guiando juntos.

A Jasna Mata por brindarme el apoyo durante estos 9 años que han pasado, ayudándome a cumplir este y otros objetivos importantes en mi vida. Por su compañía durante todo este tiempo, tanto en las buenas como en las malas, y ayudarme e impulsarme a ser una mejor persona en la vida; a su madre Natacha que también me soporto durante este tiempo y ayudó a cumplir esta meta.

A todos nuestros amigos, que nunca dejaron de estar presentes y ayudarnos durante esta etapa de nuestras vidas, haciendo que este objetivo sea haya hecho más fácil de lograr.

Agradecimientos

A nuestro tutor, el Profesor Gruber Caraballo, por su guía y sus consejos oportunos con cada problema presentado, con su ayuda se hizo posible la culminación exitosa de este trabajo especial de grado, muchas gracias profesor.

A la Universidad de Carabobo, nuestra Alma Mater, por ser nuestro segundo hogar durante esta etapa de nuestra vida, donde obtuvimos los conocimientos profesionales, nuevas amistades, y aprendimos los valores y principios, importantes para nuestra vida profesional y familiar

Gracias a todos

Resumen

El propósito de este trabajo de investigación es estudiar las propiedades físicas y el comportamiento del campo de flujo de un ventilador axial, mediante el análisis numérico a través del dominio fluidizado en dicha turbomáquina, específicamente, modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG a 1.250 rpm; por medio del cual se confirma la confiabilidad del método de dinámica de fluidos computacional (CFD), debido a la similitud de los resultados obtenidos, comparándolos de forma experimental y los sugeridos por el fabricante, lo que permite prescindir físicamente del equipo a estudiar, y analizar sus características funcionales mediante el uso de ordenadores, proporcionando la posibilidad de desarrollar el diseño geométrico del ventilador, teniendo como objetivo el aumento de la eficiencia global, lo que implica un ahorro económico ya que se reduce la necesidad de construir modelos a escalas, todo esto dependiendo de la complejidad del sistema y el margen de error permitido.

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
α_1	Ángulo entre \vec{V}_1 y \vec{U}_1	°
α_2	Ángulo entre \vec{V}_2 y \vec{U}_2	°
β_1	Ángulo entre \vec{V}_1 y \vec{W}_1	°
β_2	Ángulo entre \vec{V}_2 y \vec{W}_2	°
λ	Coefficiente de viscosidad	m ² /s
μ	Viscosidad dinámica	Pa·s
θ_{EAS}	Sesgo de una celda	-
ρ	Densidad del fluido	kg/m ³
ν	Viscosidad cinemática	m ² /s
τ	Esfuerzo cortante	N/m ²
ω	Frecuencia de turbulencia	Hz
F	Fuerza aplicada al hilo de corriente al que pertenece una partícula de fluido	N
h	Entalpía de estancamiento	J
h_{Tot}	Entalpía total	J
k	Conductividad térmica	kg·m/s ³ ·k
k	Energía cinética de turbulencia	J/kg
M	Momento da la cantidad de movimiento	N·m
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
N	Velocidad angular del impulsor	rpm
P	Presión estática	Pa
P_u	Potencia útil	w
\dot{Q}	Caudal	m ³ /s

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
Re	Número de Reynolds	-
SE	Fuente de energía	kg/ms ³
T	Temperatura	°C
t	Tiempo	s
u	Energía interna específica	J/kg
\vec{V}_1	Velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe	m/s
\vec{V}_2	Velocidad absoluta de una partícula de fluido a la salida de un álabe	m/s
\vec{U}_1	Velocidad tangencial del impulsor a la entrada	m/s
\vec{U}_2	Velocidad tangencial del impulsor a la salida	m/s
\vec{W}_1	Velocidad relativa del fluido respecto al alabe en la entrada	m/s
\vec{W}_2	Velocidad relativa del fluido respecto al alabe en la salida	m/s
∇	Operador gradiente	-

Constantes

Constante	Descripción	Valor
C_μ	Constante de homogeneidad dimensional de viscosidad dinámica	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	Constante homogeneidad dimensional de presión	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	Constante homogeneidad dimensional de energía cinética	1,92
σ_k	Constante del modelo de turbulencia k- ω	2
σ_ω	Constante del modelo de turbulencia k- ω	2
σ_ε	Constante del modelo de turbulencia k- ε	1,3
g	Aceleración de gravedad	9,8 m/s ²
α	Constante de homogeneidad dimensional por vórtice	5/9
β	Contante de homogeneidad dimensional para corrección de cantidad de movimiento	0,075
β'	Contante de homogeneidad dimensional para corrección de energía cinética turbulenta	0,04

Índice General

CAPÍTULO I	1
El Problema	1
1.1 Planteamiento del Problema.	2
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivo General del Trabajo:	3
1.2.2 Objetivos Específicos:	3
1.3 Justificaciones de la investigación.	4
1.4 Limitaciones.	5
1.5 Alcance.	6
1.6 Antecedentes.	6
CAPÍTULO II	13
Marco Teórico	13
2.1 Ventiladores [1] [2]	14
2.2 Ventilador axial [1] [2]	14
2.3 Conversión del rendimiento de un ventilador axial [3]	16
2.4 Cambio de la velocidad de giro en un ventilador [3]	17
2.5 Características del flujo en una turbomáquina axial [3] [4]	18
2.6 Ecuaciones de gobierno.	20
2.6.1 Ecuación de continuidad [5] [6].	21
2.6.2 Ecuación de momentum.....	22
2.6.3 Ecuación de la energía total.	23
2.7 Ecuaciones de navier-stokes [6] [7]	23
2.8 Modelo de turbulencia kappa-épsilon $k - \epsilon$.	26
2.9 Método de volúmenes finitos [4]	27
2.10 Procedimiento de Solución [5] [8]	30
2.11 Generación de la malla e independencia de la malla.	32
2.12 Condiciones de frontera [8]	35
2.12.1 Condiciones de Frontera en las superficies sólidas (paredes).....	35
2.12.2 Condiciones de Frontera de frontera de flujo de entrada o flujo de salida.	35
CAPÍTULO III	37

Índice General

Marco Metodológico	37
3.1 Nivel de la investigación.	38
3.2 Técnicas e instrumentos de Recolección de datos.	38
3.2.1 Recursos Materiales y Humanos.	38
3.2.2 Recursos Institucionales.	39
3.3 Diseño de la investigación.	39
3.3.1 Fase 1: Revisión bibliográfica.	40
3.3.2 Fase 2: Seleccionar el ventilador axial comercial a estudiar.	40
3.3.3 Fase 3: Selección de los modelos matemáticos.	40
3.3.4 Fase 4: Selección y aprendizaje del software encargado de la simulación numérica.	41
3.3.5 Fase 5: Realización de las simulaciones numéricas.	41
3.3.5.1 Dibujo del Ventilador Axial.	42
3.3.5.2 Selección del software de diseño.	42
3.3.5.3 Generación del modelo tridimensional en el computador.	43
3.3.5.4 Importación de las dimensiones y proyecciones reales del ventilador seleccionado.	43
3.3.5.5 Generación del álabe del ventilador seleccionado.	44
3.3.5.6 Generación del Rotor del ventilador seleccionado.	45
3.3.5.7 Realización y valoración de malla (grid).	47
3.3.5.8 Configuración del dominio, propiedades del fluido y condiciones de borde.	54
3.3.5.9 Inicialización y configuración del solver.	61
3.3.5.10 Criterios de convergencia.	62
3.3.6 Fase 6 Obtención de la curva característica.	64
3.3.7 Fase 7 Valoración de los Resultados de la Simulación.	65
3.3.7.1 Determinación de la Potencia Útil.	66
3.3.7.2 Cambio de velocidad de giro.	67
3.3.7.2.1 Aplicación de las leyes de semejanza a la curva experimental.	67
CAPÍTULO IV	38
Resultados y Análisis de Resultados.	38
4.1 ESTADÍSTICAS DEL MALLADO. Ángulo.	71
4.2 Convergencia de la simulación.	72
4.2.1 Convergencia por el criterio de desbalances.	72
4.2.2 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia.	75
4.3.2 VISUALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS.	88
4.4 Resultados de Potencia útil del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.	106
4.5 Variación de la Velocidad de Giro del Ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.	109

Índice General

4.6 Variación de la cantidad de álabes del Ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.....	116
4.7 Análisis de los resultados.....	118
Conclusiones y recomendaciones.....	128
5.1 Conclusiones.....	129
5.2 Recomendaciones.....	131
Referencias Bibliográficas.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
APÉNDICES.....	134
APÉNDICE A.....	135
APÉNDICE B.....	146
APÉNDICE C.....	150
APÉNDICE D.....	158

Índice de figuras.

Figura 2.1. Ventilador axial con adición de álabes-guía.	15
Figura 2.2. Representación grafica del comportamiento de los ventiladores axial.....	16
Figura 2.1. Simulación del flujo laminar a través de un álabe.	29
Figura 2.3. Simulación de la velocidad de las corrientes de aire en un edificio de oficinas.	30
Figura 2.4. Mallado estructurado.	32
Figura 3.1. Interfaz de solidwork®	43
Figura 3.2. Importación del plano del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG	44
Figura 3.3. Croquis del álabe del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.	45
Figura 3.4. Geometría resultante del álabe.	45
Figura 3.5. a) Ojo del Ventilador axial b) entrada del ventilador axial	46
Figura 3.6. Geometría de sujetador del álabe.	47
Figura 3.7. Geometría tridimensional del ventilador FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.	47
Figura 3.8. WorkBench y DesignModeler.	48
Figura 3.9. DesignModeler Importación - Exportación de Dominio a mallar.	48
Figura 3.10. Croquis que representa zona de flujo.....	49
Figura 3.11. ExportPoint.	49
Figura 3.12. Importación de dominio DesignModeler-TurboGrid	50
Figura 3.13. "Interface TurboGrid"	50
Figura 3.14. Capas utilizadas para el mallado.....	51
Figura 3.15. Selección de un mallado con 250.000 nodos teóricos.....	52
Figura 3.16. Mallado definitivo con 247835 nodos y 232920 elementos.....	52
Figura 3.17. Refinación de la malla alrededor del álabe.	53
Figura 3.18. Refinación de la malla en el eje del ventilador.	53
Figura 3.19. Superficies del dominio.	54
Figura 3.20. Discretización espacial del campo de flujo del ventilador axial FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.	54
Figura 3.21. Herramienta CFX.....	55
Figura 3.22. Configuración básica de la herramienta TurboMode.	55
Figura 3.23. Definición de Componentes.	56
Figura 3.24. Definiciones físicas.....	57
Figura 3.25. Definición de Interfaces y delimitación del dominio.	57
Figura 3.26. Detalle de la entrada de flujo másico al volumen de control, R1 inlet. Tipo de condición: entrada estacionaria.	58
Figura 3.27. Detalle de la salida de flujo másico al volumen de control, R1 outlet. Tipo de condición: salida estacionaria.	58
Figura 3.28. Detalle de la pared del dominio, R1 shroud. Tipo de condición: Pared rotativa.	59
Figura 3.29. Detalle de la zona del eje en el dominio, R1 HUB. Tipo de condición: pared rotativa.	59
Figura 3.30. Interfaces periódicas rotacionales, R1 to R1 periodic 1. Tipo de condición: pared rotativa.	60
Figura 3.31. Interface Posterior a la Utilización de la Herramienta TurboMode.....	60
Figura 3.32. Control de Solución.	61
Figura 3.33. Definición de Corrida.	63

Índice de figuras

Figura 3.34. Curvas de error relativo de las ecuaciones de dominio.....	63
Figura 3.35. Curvas de imbalance de las ecuaciones de dominio.	64
Figura 3.36. Curva experimental de ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG. 66	
Figura 3.37. Modificación de Número de álabes del ventilador.....	69
Figura 4.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000\text{ m}^3/\text{h}$).	73
Figura 4.2. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500\text{ m}^3/\text{h}$).....	74
Figura 4.3. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000\text{ m}^3/\text{h}$).....	75
Figura 4.4 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000\text{ m}^3/\text{h}$).	76
Figura 4.5 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000\text{ m}^3/\text{h}$).	77
Figura 4.6 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500\text{ m}^3/\text{h}$).	78
Figura 4.7 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500\text{ m}^3/\text{h}$).	78
Figura 4.8 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000\text{ m}^3/\text{h}$).	79
Figura 4.9 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000\text{ m}^3/\text{h}$).	80
Figura 4.10. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 Kg/s ($Q=20.000\text{ m}^3/\text{h}$).	82
Figura 4.11. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500\text{ m}^3/\text{h}$).	83
Figura 4.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000\text{ m}^3/\text{h}$).	84
Figura 4.13. Representación gráfica de los puntos resultantes del análisis numérico	86
Figura 4.14. Comparación de la curva experimental con la curva obtenida del análisis numérico.	87
Figura 4.15. Contorno de Presión en desarrollo cilíndrico a caudal (a) $2.500\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $5.000\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $13.000\text{ m}^3/\text{h}$ (d) $16.500\text{ m}^3/\text{h}$ (e) $18.000\text{ m}^3/\text{h}$ (f) $20.000\text{ m}^3/\text{h}$	88
Figura 4.16. Contorno de Presión en desarrollo cilíndrico a caudal (a) $22.500\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $25.000\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $27.000\text{ m}^3/\text{h}$ (d) $32.500\text{ m}^3/\text{h}$	89
Figura 4.18. Contorno de Presión en vista meridional a caudal (a) $22.500\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $25.000\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $27.000\text{ m}^3/\text{h}$ (d) $32.500\text{ m}^3/\text{h}$	92
Figura 4.19. Variación de la presión estática mediante isosuperficies a un caudal de (a) $2.500\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $5.000\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $13.000\text{ m}^3/\text{h}$ (d) $16.500\text{ m}^3/\text{h}$ (e) $18.000\text{ m}^3/\text{h}$ (f) $20.000\text{ m}^3/\text{h}$ 93	
Figura 4.20. Variación de la presión estática mediante isosuperficies a un caudal de (a) $22.500\text{ m}^3/\text{h}$ (b) $25.000\text{ m}^3/\text{h}$ (c) $27.000\text{ m}^3/\text{h}$ (d) $32.500\text{ m}^3/\text{h}$	94
Figura 4.21. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $2.500\text{ m}^3/\text{h}$	96
Figura 4.23 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de.....	98
$13.000\text{ m}^3/\text{h}$	98
Figura 4.24 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de.....	99

Índice de figuras

16.500 m ³ /h.....	99
Figura 4.25 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 18.000 m ³ /h.....	100
Figura 4.26. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 20.000 m ³ /h.....	101
Figura 4.27. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 22.500 m ³ /h.....	102
Figura 4.29. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 27.000 m ³ /h.....	104
Figura 4.30. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 32.500 m ³ /h.....	105
Figura 4.32 Curva de Potencia útil Numérica en zona estable e inestable.....	109
Figura 4.33 Cambio de rpm de la curva experimental.....	112
Figura 4.34 Cambio de rpm de la curva numérica.....	112
Figura 4.35 comparación entre curva experimental y curva numérica a distintas velocidades de giro.....	113
Figura 4.36 Curva Característica con velocidad de giro de 2.500 rpm.....	114
Figura 4.37. Comparación de las curvas características a 2.500 rpm, mediante Leyes de semejanza y análisis numérico.....	115
Figura 4.38 Curva característica a 1.250 rpm con 12 álabes.....	117
Grafica 4.39. Comparación de las curvas características a 1.250 rpm con 12 y 4 álabes.....	117
Figura A.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 Kg/s (Q=2500m ³ /h).....	134
Figura A.2 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 Kg/s (Q=2500m ³ /h).....	134
Figura A.3 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s (Q=2.500m ³ /h).....	135
Figura A.4. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s (Q=5.000m ³ /h).....	135
Figura A.5. Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s (Q=5.000m ³ /h).....	136
Figura A.6 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s (Q=5.000m ³ /h).....	136
Figura A.7. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,069792 kg/s (Q=13.000m ³ /h).....	137
Figura A.8 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 1,069792 kg/s (Q=13.000m ³ /h).....	137
Figura A.9. Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,069792 kg/s (Q=13.000m ³ /h).....	138
Figura A.10. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s (Q=18.500m ³ /h).....	138
Figura A.12 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 1,357813 kg/s (Q=18.500m ³ /h).....	139
Figura A.13 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s (Q=18.500m ³ /h).....	139
Figura A.14. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s (Q=18.000m ³ /h).....	140

Índice de figuras

Figura A.15 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000\text{m}^3/\text{h}$).	140
Figura A.16 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000\text{m}^3/\text{h}$).	141
Figura A.17. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000\text{m}^3/\text{h}$).	141
Figura A.18 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 2,2218 kg/s ($Q=27.000\text{m}^3/\text{h}$).	142
Figura A.19 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000\text{m}^3/\text{h}$).	142
Figura A.20. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,6744 kg/s ($Q=32.500\text{m}^3/\text{h}$).	143
Figura A.21 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 2,6744 kg/s ($Q=32.500\text{m}^3/\text{h}$).	143
Figura A.22 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,6744 kg/s ($Q=32.500\text{m}^3/\text{h}$).	144
Figura B.1. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s ($Q=2.500\text{ m}^3/\text{h}$).	145
Figura B.2. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s ($Q=5.000\text{ m}^3/\text{h}$).	145
Figura B.3. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,069792 kg/s ($Q=13.000\text{ m}^3/\text{h}$).	146
Figura B.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s ($Q=18.500\text{m}^3/\text{h}$).	146
Figura B.5. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000\text{ m}^3/\text{h}$).	147
Figura B.6. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000\text{ m}^3/\text{h}$).	147
Figura C.2. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	149
Figura C.3. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	150
Figura C.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	150
Figura C.5. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2500 rpm.	151
Figura C.6. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2500 rpm.	151
Figura C.7. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000\text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	152

Índice de figuras

Figura C.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2500 rpm.	152
Figura C.9. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2500 rpm.	153
Figura C.10. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2500 rpm.	153
Figura C.11. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	154
Figura C.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	154
Figura C.13. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	155
Figura C.14. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 Kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	155
Figura C.15. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 Kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	156
Figura C.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.	156
Figura D.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	157
Figura D.2. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	157
Figura D.3. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	158
Figura D.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	158
Figura D.5. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	159
Figura D.6. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	159
Figura D.7. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	160

Índice de figuras

Figura D.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	160
Figura D.9. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	161
Figura D.10. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	161
Figura D.11. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	162
Figura D.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	162
Figura D.13. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	163
Figura D.14. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	163
Figura D.15. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	164
Figura D.16. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	164
Figura D.17. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	165
Figura D.18. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	165
Figura D.19. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión entrada de presión entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	166
Figura D.20. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.	166

Índice de Tablas

Tabla 3.1. Condiciones de borde seleccionadas.	65
Tabla 3.2. Cambio de Velocidad de giro de la curva experimental.	67
Tabla 4.1. Límites permisibles de mallado.....	71
Tabla 4.2. Características de elementos y nodos presente.	71
Tabla 4.3. Resultados de presión estática del ventilador mediante el análisis numérico.	85
Tabla 4.4 Potencia útil experimental.	106
Tabla 4.5 Potencia útil mediante análisis numérico	107
Tabla 4.6 Potencia útil de toda la curva obtenida mediante análisis numérico.	108
Tabla 4.7 Cambio de la velocidad de giro de la curva experimental	111
Tabla 4.8 Cambio de la velocidad de giro de la curva numérica	111
Tabla 4.9 Nuevas Condiciones de Borde.	114
Tabla 4.10 Resultados de la simulación numérica a 2.500 rpm	114
Tabla 4.11. Condiciones de Borde para 12 álabes.	116
Tabla 4.12. Resultados de la simulación. 12 álabes.	116

Introducción

El presente trabajo especial de grado consta de 5 capítulos. En el primer capítulo se realiza el planteamiento del problema, se plantean los objetivos, limitaciones y alcance de la investigación; para luego dar paso al segundo capítulo donde se hace referencia de las bases teóricas fundamentales para el entendimiento de la dinámica de fluidos computacional (CFD), con breve explicación sobre los ventiladores axiales, descripción de sus elementos constitutivos, explicación de las ecuaciones de gobierno y modelos matemáticos que describen el comportamiento del fluido en los ventiladores, y se explica el procedimiento general para realizar la simulación mediante CFD. Posteriormente en el capítulo III se define el tipo de investigación a realizar, se elabora un recuento de los recursos disponibles y se describe el procedimiento empleado para la modelación numérica del campo de flujo a través del dominio fluidizado a través del ventilador axial helicoidal modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG KSB ETA 200 a 1.250 rpm y 2.500 rpm. Llegando al capítulo IV, se presentan los resultados obtenidos del análisis numérico del campo de flujo del ventilador axial estudiado, para esto primeramente se verifican las estadísticas y discretización espacial (mallado) del ventilador axial, para luego mostrar los resultados de la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia, de igual forma se muestra la curva característica de presión en función del caudal, obtenida mediante las simulaciones realizadas; posteriormente se presentan los resultados en forma de gráficas y figuras para finalmente analizar los resultados obtenidos. En el capítulo V, se presentan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo especial de grado, para luego mostrar los apéndices.

CAPÍTULO I

El Problema

Se realiza el planteamiento del problema y a su vez se establecen los objetivos que se deben cumplir en la investigación, permitiendo describir una solución al problema planteado, mediante un análisis comparativo que permita generar diferentes soluciones las cuales serán implementadas en el futuro; por lo cual se justifica la investigación, se plantean las limitaciones u obstáculos que eventualmente pudieran presentarse durante el desarrollo del trabajo, el alcance y una breve descripción de los antecedentes.

1.1 Planteamiento del Problema.

En el ámbito industrial el objetivo principal es reducir los costos de producción sin afectar la calidad del producto fabricado, es decir, que el proceso productivo se realice con el mínimo uso de recursos viable, para ser competitivos tanto a nivel nacional como internacional, es necesario prestar una alta atención al mantenimiento de los equipos, sistema de ventilación, accesorios, ductería, entre otros.

En diversas aplicaciones industriales se requiere el manejo del flujo de fluidos, como es el caso de las industrias petroleras, manufactureras y diversos tipos de plantas; para lo cual se emplea el uso de máquinas hidráulicas, como lo son los ventiladores axiales, centrífugos, entre otros.

Los ventiladores son uno de los equipos más importantes y utilizados en los sistemas de acondicionamiento de ambientes, que engloba la recirculación del flujo de gases en un área determinada, mantener el control de temperatura de un proceso, entre otras aplicaciones, por lo que es necesario manejar tanto los requerimientos del sistema, como la capacidad y funcionamiento del equipo para que exista la mayor eficiencia en la relación equipo-sistema.

El estudio del campo de flujo en los ventiladores comprende modelos matemáticos complejos, lo cual genera la necesidad de elaborar herramientas computacionales especializadas.

La construcción de bancos de ensayos especializados para el estudio del funcionamiento y eficiencia de ventiladores axiales, resulta una alta inversión de tiempo, conocimiento, mantenimiento, entre otros, que se traduce en un elevado costo, por lo tanto surge la necesidad de realizar

ensayos con herramientas computacionales que se aproximen a los resultados reales, los cuales puedan ser utilizados en la selección e implementación del equipo acorde al sistema requerido.

Generalmente, estos estudios numéricos son realizados en universidades extranjeras y compañías fabricantes de ventiladores, los cuales poseen laboratorios especializados donde buscan mejorar la calidad de sus productos.

El bajo costo en el uso del análisis numérico computacional, hace del mismo una herramienta útil, con un campo de aplicación bastante amplio, como lo es el estudio del comportamiento de materiales sometidos a esfuerzos, simulación de transferencia de calor entre cuerpos; en vista de su gran utilidad esta investigación estará orientada al movimiento del fluido en ventiladores axiales, contribuyendo a la resolución de problemas comunes en este campo de estudio.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo General del Trabajo:

Analizar el campo de flujo de un ventilador axial mediante técnicas de aproximación numérica.

1.2.2 Objetivos Específicos:

1. Aplicar las ecuaciones de gobierno para el campo de flujo a través del rotor de un ventilador axial.

Capítulo I. *El Problema*

2. Realizar una revisión bibliográfica sobre los modelos matemáticos que actualmente están establecidos para el estudio del campo de flujo a través de ventiladores axiales.
3. Establecer el modelo físico-matemático del campo de flujo en condiciones estacionarias.
4. Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo.
5. Simular el campo de flujo y obtener los resultados en forma de data, representaciones gráficas de las variables y/o videos.
6. Ensayar diferentes condiciones de flujo y elaborar una data técnica para un ventilador axial comercial específico.
7. Validar los resultados comparándolos con los obtenidos por los autores en los trabajos antecedentes o en cuyo caso formular las hipótesis o propuestas en base a una interpretación sin violar las leyes físicas.

1.3 Justificaciones de la investigación.

En la actualidad, se observa una mayor implementación de herramientas computacionales diseñadas para realizar tareas específicas. El método de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés “Computational Fluid Dynamics”) brinda la posibilidad de reducir el tiempo de cálculos matemáticos aproximados considerablemente, además de evitar la realización de cálculos manuales. Mediante la investigación se logrará desarrollar una simulación numérica computacional con la utilización y

comparación de los modelos matemáticos que definan el campo del flujo en los ventiladores axiales, que permita observar el comportamiento real aproximado sin la elaboración de ensayos en bancos de prueba reales.

La resolución de problemas mediante herramientas computacionales es de gran importancia en la ingeniería, debido a sus diversas aplicaciones, como en el campo de los materiales para el cálculo de esfuerzos y en el área térmica para ensayos de transferencia de calor; también utilizado para estudiar el comportamiento de diferentes fluidos en gran variedad de máquinas hidráulicas y térmicas.

Además, de la versatilidad de este método, y sus amplias aplicaciones, existe una alta inclinación hacia este tipo de estudio ya que es posible determinar el equipo que se desee utilizar, lo que implica un gran ahorro tanto económico como de disposición, tiempo, y aumento del conocimiento de los investigadores.

1.4 Limitaciones.

El aprendizaje del software seleccionado (ANSYS CFX 12.1) para la ejecución del proyecto de investigación y además, actualmente en el país no hay variedad de instituciones que brinden una capacitación en la utilización del software, por ende el aprendizaje del mismo debe ser autodidáctico, esto puede generar retrasos en la realización del proyecto.

Por otra parte, es posible que se presenten dificultades en la aplicación de este método (CFD) ya que no hay ninguna materia en el pensum de la carrera, en la cual se usen métodos numéricos aplicados a la dinámica de fluidos.

El movimiento de fluidos reales dentro de un ventilador axial tiene un nivel de dificultad relevante, es posible que haya complicaciones en la construcción del mallado o grid dentro del álabe.

1.5 Alcance.

A fin de culminar el proyecto de investigación en el periodo de tiempo establecido, se ha limitado la misma a la simulación del campo de flujo de un ventilador axial comercial. La simulación estará demarcada, a los modelos numéricos seleccionados y los resultados de la investigación solo serán aplicados al ventilador seleccionado de la industria.

1.6 Antecedentes.

González *et al.*, (2010) [9] realizaron un análisis mediante la simulación numérica del ventilador centrífugo utilizando un código CFD que resuelve las ecuaciones tridimensionales de Navier-Stokes promediadas según las tensiones de Reynolds (URANS). Con el fin de facilitar las posibles modificaciones geométricas del ventilador analizado, el dominio de cálculo se ha dividido en varias regiones: entrada, rodete, voluta y difusor (con conducto de salida). El principal objetivo fue mostrar los resultados numéricos obtenidos en las referencias fija y móvil, destacando las características del flujo y su distribución a lo largo del dominio de cálculo, En particular, dichos autores señalaron que las inestabilidades del flujo comienzan en la entrada, con importantes zonas de la sección circular de la entrada dominadas por la separación. En esta zona, el flujo se ve obligado a girar casi 90° en un

Capítulo I. El Problema

espacio pequeño en la dirección axial y aparece un fenómeno de recirculación antes de entrar en el rodete, y que en la salida del rodete se presentan fenómenos de flujo no estable debido a la restricción ofrecida por la lengüeta que condiciona el flujo a los conductos de impulsión.

Toffolo (2004) [10] investigó el rendimiento del ventilador de flujo cruzado, depende estrictamente de la compleja configuración del campo de flujo no axisimétrico dentro de la máquina. El campo de flujo, a su vez, está profundamente influenciado por los parámetros de diseño tanto de la cubierta y la geometría del impulsor. En este trabajo, la relación entre los parámetros de diseño, de la configuración geométrica y el rendimiento del ventilador se analiza en una perspectiva teórica, analizando las características de los campos de flujo correspondiente. Soluciones de tiempo exacto para un modelo de dos dimensiones viscoso e incompresible del ventilador utilizando una técnica de malla deslizante que se calcularon con un código comercial de CFD. Los resultados numéricos son validados con datos experimentales obtenidos de las pruebas de rendimiento y de las mediciones locales del campo de flujo. Pudieron concluir que el efecto del estudio del campo de flujo en el ventilador de flujo cruzado depende enormemente de la interacción del campo y las medidas de diseño del ventilador pudiendo mejorar estas eficiencias con un mejor entendimiento de estas vinculaciones.

Eberlinc *et al.*, (2009) [11] llevaron a cabo una investigación experimental de la interacción del flujo interno con flujo externo alrededor de la superficie de sustentación de álabes huecos serie NACA en un túnel de viento de baja velocidad. La región cercana al borde posterior de la superficie de sustentación del álabe hueco fue estudiada en detalle y las mediciones de las intensidades de velocidad y turbulencia se realizaron con anemometría

Capítulo I. *El Problema*

de hilo caliente. Determinaron la estructura de flujo en la superficie de sustentación de dicho álabe y se realizó una visualización asistida por ordenador. Dieron a concluir del análisis de medidas, que el aumento de los valores de las velocidades, la disminución de la intensidad de turbulencia y una disminución significativa de los efectos de la recirculación en el lado de succión del álabe hueco, fueron debidos a la introducción de flujo interno. Los resultados obtenidos en el perfil hueco se aplicaron en la rotación del ventilador axial. La Influencia de la corriente interna del álabe hueco en el campo de flujo del ventilador axial, con la introducción del flujo interno resulto en una reducción de los efectos de la circulación en el aspa del ventilador huecas y se logró, una mayor grado de diferencia de presión total y la eficiencia normalizada a través del ventilador completo las condiciones de trabajo.

Ballesteros (1992) [4] el estudio que presentó trataba sobre la modelización del flujo en ventiladores axiales analizando la influencia de ciertos parámetros de diseño, en especial del ángulo de calado de los álabes.

Para ello, realizó un estudio experimental en un ventilador axial. Una primera fase de este estudio consistió en la determinación de las curvas características del ventilador, analizando el efecto sobre ellas de la variación del ángulo de calado, de la solidez de velocidad de rotación. A partir de los datos proporcionados por esta fase, seleccionó una serie de posiciones del ángulo de calado, y para uno de ellos, ciertos caudales de funcionamiento próximos al punto de máximo rendimiento. Para todos estos caudales obtuvo los campos de velocidades a la salida del rodete, para lo cual desarrolló una metodología experimental basada en la anemométrica térmica, que incluyó

tanto el diseño, la construcción y la calibración de sondas triples de hilo caliente, como el desarrollo de las técnicas de adquisición y tratamiento necesarias.

Además de obtener experimentalmente las características del flujo en un ventilador axial, abordo la modelización numérica del mismo. Haciendo repaso de los distintos modelos de flujo y métodos de resolución utilizados habitualmente en turbomáquinas y eligió una formulación cuasi-tridimensional, calculando el flujo, por un lado en superficies álabe a álabe, y por otro, en una sección meridional, imponiendo la condición de equilibrio radial a la salida de los álabes. Para el cálculo del flujo de álabe a álabe acopló un modelo no viscoso, resolviendo las ecuaciones de Euler mediante un método “time-marching” y una discretización por volúmenes finitos, con el cálculo de la capa límite por un método integral acoplado al cálculo no viscoso mediante el concepto de la velocidad de transpiración.

La modelización numérica que realizó se adoptó de forma satisfactoria a la estructura de flujo obtenida experimentalmente en las zonas medias e inferiores del canal; el comportamiento global del ventilador fue modelizado correctamente, aunque las predicciones teóricas fueron algo superiores a las obtenidas experimentalmente.

Hsien *et al.* (2010) [12] Estudiaron las características del campo de flujo y el rendimiento de un ventilador de flujo axial mediante un código comercial (STAR-CD) de la dinámica computacional de fluidos (CFD), además de utilizar el método DFR (downstream flow resistance), resistencia al flujo agua abajo, el cual involucra la resistencia al flujo del banco de pruebas del ventilador en la zona de aguas abajo del dominio computacional. Estos investigadores encontraron que las curvas de rendimiento pueden

Capítulo I. El Problema

alcanzar niveles de error inferiores al 3% y 1,5%, la diferencia de presión estática disminuye con el aumento del caudal y compararon los patrones de flujo mediante la manipulación dinámica y el método DFR, mostrando que la mayoría de las diferencias principales existen en los lugares donde se percibe separación de la capa límite en el álabe del ventilador y en la punta del mismo. Sin embargo, estas diferencias hacen que la precisión del funcionamiento del ventilador simulado, sea ligeramente más alta. En otras palabras, si el funcionamiento del ventilador es la consideración principal, utilizando el método de DFR es suficiente para obtener predicciones de alta precisión.

Hurault *et al.* (2010) [13] Ejecutaron estudios de la influencia del paso del flujo del ventilador axial en el flujo turbulento aguas abajo. Utilizaron dos métodos para la obtención de los resultados, mediante experimentación y la dinámica de fluidos computacional (CFD). Las investigaciones las llevaron a cabo en tres ventiladores, comparando los resultados obtenidos. Mediante el método CFD realizaron una simulación tridimensional (3D) del Reynolds promedio de Navier Stokes (RANS) y el modelo numérico de tensión de Reynolds (RSM) con el modelo de turbulencia. Esto permitió calcular los componentes del tensor de Reynolds y mediciones aguas abajo de velocidades mediante anemometría de hilo caliente. Los valores de las tres componentes de la velocidad del flujo y los seis componentes del tensor de tensión de Reynolds obtenidos de experimentos y simulaciones se compararon. Este estudio mostró que, además de las mediciones de velocidad axial y tangencial, la componente radial se debe medir en la succión turbomáquina. Demostraron que la turbulencia se puede predecir satisfactoriamente.

Capítulo I. El Problema

Jun *et al.*, (2010) [14] Ensayaron los problemas de acoplamiento fluido-sólido en las turbomáquinas que se producen con el paso del fluido. En el estudio consideraron la interacción de la deformación del álabe y el campo de flujo, mediante un análisis de simulación numérica de la elasticidad neumática del álabe.

Observaron que la presión neumática varía: se reduce la presión máxima y la presión mínima aumenta. Igualmente, la distribución de la presión en el frente del álabe mostró un cambio significativo. Indicaron que es necesario tener en cuenta la elasticidad neumática y analizar la elasticidad neumática del álabe, en el diseño y funcionamiento, especialmente para un álabe largo y delgado. La presión negativa máxima se produce principalmente en la parte delantera de la punta del álabe. Concluyeron que existe una distribución de presión complicada, en la superficie del álabe debido a lo complejo del flujo.

Kergourlay *et al.*, (2006) [15] realizaron un estudio experimental, aplicado a los ventiladores axiales con tres diferentes tipos de álabes, tuvo como objetivo cuantificar la estructura tridimensional (3D) del campo de flujo a partir de mediciones de velocidad. Utilizaron la anemometría de hilo caliente para medir las componentes de la velocidad en el campo cercano, aguas abajo, de los ventiladores. El análisis de los datos condujo a un promedio de velocidades y turbulencia; también realizaron un análisis espectral.

Mostraron que la distribución de la componente tangencial de la velocidad a la salida del ventilador está lejos de ser constante, excepto para el ventilador de barrido tangencial cuya velocidad varía entre 8 m/s y 10 m/s

Capítulo I. *El Problema*

desde el centro hasta la punta. Este hecho explicó la dificultad en la predicción de la presión total para este tipo de ventilador., además observaron que el campo de flujo tiene un carácter anisotrópico, especialmente en la punta de los álabes, donde la componente radial de la velocidad está muy lejos de cero.

CAPÍTULO II ***Marco Teórico***

Se presentan las bases teóricas sobre el comportamiento del flujo en turbomáquinas axiales. Donde principalmente se describe el funcionamiento, usos, y rendimiento de los ventiladores axiales, así como las variaciones en la operación de la turbomáquina en cuestión. Se plantean las bases teóricas para la modelación matemática del campo de flujo a través de los ventiladores axiales, y se realiza una descripción del procedimiento utilizado para la simulación de ventiladores axiales mediante la dinámica computacional de fluidos (CFD).

2.1 Ventiladores [1] [2].

Un ventilador es una máquina hidráulica que se utiliza para adicionar energía desde un estado inicial (de menor energía) hasta un estado final (de mayor energía) a un fluido, generalmente en estado gaseoso, para que el mismo realice un trabajo de desplazamiento a través de una tubería, elevándose a un nivel geodésico más alto y/o aumentando su energía elástica en forma de presión.

Son máquinas de fluido hidráulico, las cuales reciben energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, entre otros, y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de velocidad o de presión. Estas máquinas se pueden utilizar para diversas aplicaciones, tales como: ventiladores para el acondicionamiento de ambientes, industriales y comerciales, extracciones de gases nocivos en zonas de atmósfera controlada, o reacciones químicas, recirculación y transporte de gases en general.

2.2 Ventilador axial [1] [2].

El ventilador axial es de diseño aerodinámico; los coeficientes de presión ψ oscilan entre (0,05 - 0,6) pudiendo llegar en algunos diseños hasta 1. Este tipo de ventilador consiste esencialmente en una hélice encerrada en una envolvente cilíndrica.

La adición de álabes-guía, detrás del rotor, convierte al ventilador tubo-axial en un ventilador axial con aletas guía, tal como se muestra en la figura 2.1.



Figura 2.1. Ventilador axial con adición de álabes-guía.

Puede funcionar en un amplio rango de volúmenes de aire, a presiones estáticas que van de 75 mm.c.a a 100 mm.c.a de presión estática y es capaz de desarrollar mayores presiones estáticas que el ventilador tubo-axial y ser más eficiente; los álabes-guía, en la succión o en la descarga, o en ambas partes, se han añadido para enderezar el flujo del aire fuera de la unidad.

Aprovechando la conversión del componente rotativo de la corriente de aire, este ventilador puede alcanzar una presión estática más alta que el de tipo de hélice de aspas rectas, a la misma velocidad axial, y hacerlo con mayor eficiencia

Dentro de la clasificación de los ventiladores axiales, también se pueden encontrar los ventiladores de hélice, este ventilador consiste en una hélice dentro de un anillo o marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es paralela a la flecha del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro, o hacia el ambiente exterior, o para introducir aire fresco. Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja, raramente a presiones estáticas mayores de 25 mm.c.a. Se fabrica en muchos estilos y tipos para trabajos específicos. Los ventiladores de extracción (extractores)

de uso normal, pueden tener desde 2 hasta 16 aspas, dependiendo ello del funcionamiento particular del ventilador.

A continuación se representa gráficamente el comportamiento de los ventiladores axiales, mostrando la zona inestable, la eficiencia mecánica, la curva característica de dicha turbomáquina, el comportamiento del ruido producido y la potencia de accionamiento.

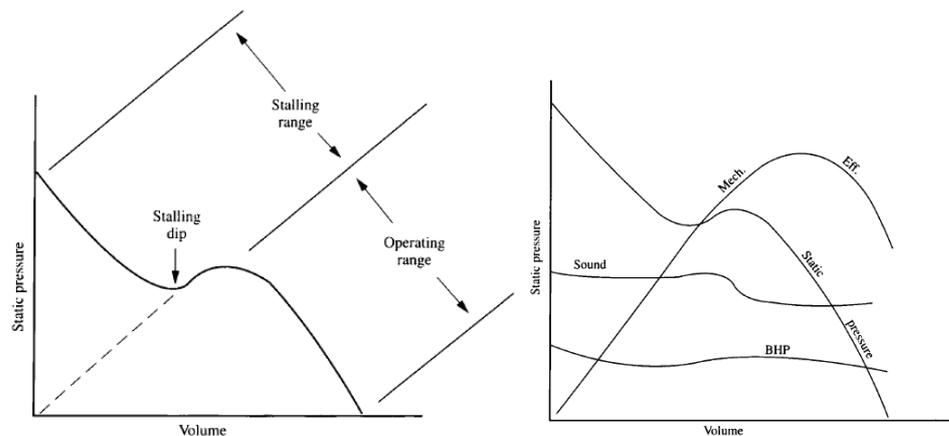


Figura 2.2. Representación grafica del comportamiento de los ventiladores axial.

Generalmente las unidades de poco número de aspas se usan en ventiladores de baja presión y los que cuentan con un número mayor de aspas se emplean en aquellas aplicaciones que requieren presión. El ancho de las aspas, su ángulo, su velocidad axial y número de etapas, son factores que intervienen en el diseño y la capacidad.

2.3 Conversión del rendimiento de un ventilador axial [3].

Existen leyes generales en ventiladores que son usadas para convertir el rendimiento del mismo a partir de una serie de variables. Se tiene un

ventilador de cierto tamaño, girando a determinada velocidad y el mismo es ensayado (suponiendo una densidad estándar de 1.20 kg/m^3) en un banco experimental, en donde los resultados son graficados se puede computar los datos extraídos experimentalmente para ser utilizados en otro ventilador geoméricamente similar, convirtiendo, según las leyes de semejanza, las variables deseadas para obtener el rendimiento del ventilador deseado.

Adicionalmente dichos dispositivos permitirían aumentar y mejorar la capacidad técnica-científica, generando así un nuevo antecedente para investigaciones futuras, que al progresar traerán consigo un avance en materia de elaboración de rehabilitadores activos.

2.4 Cambio de la velocidad de giro en un ventilador [3].

Al momento de cambiar la velocidad de giro de un ventilador a otra distinta, ya sea mayor o menor que la inicial, se debe tomar en cuenta que el rendimiento de la turbomáquina cambia; se toma una cierta cantidad de puntos de la curva experimental del ventilador, leyendo los datos respectivos de caudal y presión estática se procede a calcular y graficar los puntos del ventilador a la nueva velocidad de giro, mediante las ecuaciones 2.1 y 2.2:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{rpm_2}{rpm_1} \quad (2.1)$$

Donde Q y RPM son el flujo volumétrico y velocidad de giro, correspondiente.

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1} \right)^2 \quad (2.2)$$

Donde P_e se refiere a la presión estática y rpm la velocidad de giro correspondiente.

2.5 Características del flujo en una turbomáquina axial [3] [4]

El flujo a través de una turbomáquina axial es tridimensional por naturaleza; el flujo llega a los álabes con una componente predominantemente axial y circunferencial y es reflectado tangencialmente, apareciendo una variación de la velocidad entre la cara de la succión y la cara de presión de los álabes, distorsionándose la superficie de corriente por la componente radial inducida; además, la curvatura del cubo y de la carcasa pueden inducir componentes radiales.

Sobre las caras de los álabes se desarrolla la capa límite, dando lugar a la aparición de estelas en su parte posterior generándose un bloqueo del canal de paso entre dos álabes y de pérdidas de energía del fluido. Existe asimismo una interacción entre la capa límite sobre los álabes y la que se desarrolla sobre el cubo y sobre la carcasa. Estas últimas están sometidas a los vórtices y gradientes de presión existentes entre las caras de los álabes. Como la velocidad disminuye en la capa límite, se genera un movimiento radial, acumulándose el fluido de la capa límite en el espacio formado por la cara de succión de los álabes y el cubo o la carcasa, formándose una turbulencia que puede inducir una separación extensiva de la capa límite de los álabes. Por tanto, un flujo secundario se superpone sobre el flujo principal, provocando la aparición de grandes zonas de flujo de baja energía y de importantes cambios locales de velocidad.

El desarrollo de la capa límite sobre los contornos sólidos en una turbomáquina juega un papel importante en su funcionamiento, y por tanto,

Capítulo II. Marco Teórico

en su diseño, en el que el efecto de la capa límite se puede tener en cuenta mediante la introducción de factores de corrección los cuales corrigen la suposición de un flujo envidado. Estos factores de corrección están basados en datos experimentales y dan una estimación empírica del efecto de la capa límite. Sin embargo, con la tendencia hacia máquinas de mayor velocidad de rotación y mayor flujo másico, la influencia de la capa límite se convierte en crítica en la fase de diseño, y allí es donde entra la modelación mediante técnicas de aproximación numérica

El cálculo bidimensional del flujo con capa límite a través de una turbomáquina no proporciona una mayor descripción del fenómeno. La razón es que el comportamiento de la capa límite en álabes de turbomáquinas es muy diferente al comportamiento predicho por la teoría bidimensional, dicha teoría predice las características de un flujo que no varía en dirección radial. En los álabes de una turbomáquina, las variaciones radiales del flujo y de la capa límite no pueden ser ignoradas, esto da lugar a la aparición de flujos secundarios debido a que el flujo posee una componente normal a la dirección principal, y provoca el desplazamiento y acumulación de fluido de baja energía. Estos flujos provienen principalmente de la holgura existente entre los álabes y la carcasa, de vórtices y gradientes de presión, de efectos centrífugos y del movimiento relativos entre los álabes móviles y la carcasa.

Las pérdidas de energía que se producen en la punta de los álabes de un ventilador axial constituyen un porcentaje elevado de las pérdidas totales. Como estas pérdidas son el resultado del desplazamiento y acumulación de fluido proveniente de la capa límite, las mejoras en la eficiencia de la máquina dependerán del esfuerzo realizado en comprender la naturaleza y las causas de estos fenómenos y en la búsqueda de métodos para tenerlos en cuenta en el diseño.

Capítulo II. Marco Teórico

La holgura entre partes móviles y partes fijas produce también un flujo secundario, y la deflexión de la capa límite existente sobre el cubo y la carcasa antes de llegar a los álabes induce un vórtice que modifica la dirección principal del flujo. Un fluido secundario adicional se debe al efecto de la fuerza centrífuga sobre la capa límite de los álabes impulsando al fluido hacia la punta de los álabes.

Pueden existir otro tipo de fenómenos no estacionarios como el bombeo y el desprendimiento rotativo. Estos fenómenos tienen lugar si el caudal de funcionamiento disminuye de forma que el aumento del ángulo de ataque del flujo sobre los álabes hace que se separe la capa límite sobre la cara de succión. La fuerza centrífuga impulsa al fluido de la zona de separación hacia la punta del álabe; en esta zona aumenta la presión y provoca un aumento del flujo a través del espacio formado entre el álabe y la carcasa. Este proceso provoca un régimen inestable de funcionamiento y aparece una fuerza oscilante sobre el álabe que da lugar a una vibración sobre el rodete.

Aunque se han diseñado muchos tipos de turbomáquinas con métodos empíricos, alcanzado un funcionamiento plenamente satisfactorio, sin embargo el uso de técnicas de aproximación numérica y la dinámica de fluidos computacional han contribuido a mejores diseños, más eficientes y menos costosos.

2.6 Ecuaciones de gobierno.

Las ecuaciones de gobierno representan las leyes de conservación de la naturaleza y son aplicadas a un volumen de control. Si V_0 es dicho volumen, que está fijo en el espacio, las ecuaciones simplemente expresan

que el flujo de una determinada magnitud a través de las superficies del volumen de control es igual a la variación temporal de dicha magnitud dentro del volumen. Si $d\mathbf{A}$ es el vector normal de un elemento de superficie del volumen control, las ecuaciones se escriben en forma diferencial como sigue a continuación.

2.6.1 Ecuación de continuidad [5] [6].

La ecuación de continuidad se expresa como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.3)$$

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k} \quad (2.4)$$

Donde $\nabla \cdot \vec{V}$ es la divergencia de la velocidad y el término $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ en realidad expresa la derivada material D/Dt , esta forma de la ecuación de continuidad no hace referencia a ningún sistema de coordenadas en específico, es la forma para expresarla empleando diversos sistemas de coordenadas, en el caso de un **flujo incompresible**, en el que la densidad de una partícula de fluido no cambia durante su trayecto, se puede ver que la **ecuación de continuidad** se expresa en forma diferencial y vectorial según lo muestran las ecuaciones 2.5 y 2.6, respectivamente:

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.6)$$

2.6.2 Ecuación de momentum.

La ecuación de momentum se expresa como lo indica la ecuación 2.7.

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (2.7)$$

Donde el esfuerzo cortante τ , está relacionado con la velocidad de deformación por la ecuación 2.8.

$$\tau = \mu \left(\nabla + (\nabla V)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot V \right) \quad (2.8)$$

Las ecuaciones diferenciales de momentum se pueden escribir para flujos incompresibles, utilizando la derivada material y separando la ecuación vectorial en sus componentes canónicas (ver ecuaciones 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12).

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla p - \rho g + \mu \nabla^2 V \quad (2.9)$$

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g_x + \nu \nabla^2 u \quad (2.10)$$

$$\frac{Dv}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g_y + \nu \nabla^2 v \quad (2.11)$$

$$\frac{Dw}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + g_z + \nu \nabla^2 w \quad (2.12)$$

Se ha añadido tres ecuaciones adicionales a la ecuación de continuidad para obtener cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u, v, w y p. Con las condiciones de frontera iniciales apropiadas, es posible obtener una solución que dé un campo de velocidad y presión para este flujo incompresible.

2.6.3 Ecuación de la energía total.

La ecuación de energía total se observa en la ecuación 2.13.

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (V \cdot \tau) + V \cdot S_M + S_E \quad (2.13)$$

Donde h_{tot} es la entalpía total, relacionada con la entalpía estática h (Tp) por la ecuación 2.14.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 \quad (2.14)$$

El término $\nabla \cdot (V \cdot \tau)$ representa el trabajo debido a los esfuerzos viscosos y es llamado término de trabajo viscoso.

El término $V \cdot S_M$ representa el trabajo debido a las fuentes de momentum externo y se desprecia en la actualidad.

2.7 Ecuaciones de Navier-Stokes [6] [7].

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones que definen el comportamiento dinámico de un fluido. Derivan de aplicar los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica al fluido, de donde se obtiene una formulación integral que generalmente se suele transformar en una formulación diferencial más práctica. Existen diferentes formulaciones para estas ecuaciones, en función del problema que se desea resolver.

Muchos fluidos exhiben una relación lineal entre las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad. Se llaman fluidos newtonianos a tales materiales, que incluyen fluidos comunes tales como agua, aceite y aire. Si

Capítulo II. Marco Teórico

además de la linealidad se exige que el fluido sea isotrópico (las propiedades del fluido son independientes de la dirección) es posible relacionar las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad empleando sólo dos propiedades del fluido, la viscosidad μ y el segundo coeficiente de viscosidad λ . Las relaciones esfuerzo-velocidad-gradiente, conocidas como ecuaciones constitutivas, se observan en la ecuación 2.15.

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= -P + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \nabla \cdot V & \tau_{xy} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \sigma_{yy} &= -P + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \nabla \cdot V & \tau_{xz} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \sigma_{zz} &= -P + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \nabla \cdot V & \tau_{yz} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)\end{aligned} \quad (2.15)$$

Para la generalidad de los gases, y con exactitud para los gases monoatómicos, el segundo coeficiente de viscosidad está relacionado con la viscosidad según la ecuación 2.16:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (2.16)$$

Condición conocida como hipótesis de Stokes. Con esta relación el promedio negativo de los tres esfuerzos normales es igual a la presión (ver ecuación 2.17).

$$-\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}) = P \quad (2.17)$$

Utilizando las ecuaciones 2.15, se puede demostrar que esto siempre se cumple para un líquido en el que $\nabla \cdot V = 0$, y con la hipótesis de Stokes también se cumple para un gas.

Capítulo II. Marco Teórico

Sustituyendo las ecuaciones constitutivas en las ecuaciones diferenciales de momentum 2.7, se obtiene, utilizando las hipótesis de Stokes:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)\end{aligned} \quad (2.18)$$

Donde se ha supuesto un fluido homogéneo, es decir, que las propiedades del fluido (incluida la viscosidad) son independientes de la posición.

En el caso de un flujo incompresible la ecuación de continuidad permite reducir las ecuaciones anteriores a:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)\end{aligned} \quad (2.19)$$

Éstas se denominan **ecuaciones de Navier-Stokes**; con estas tres ecuaciones diferenciales y la ecuación diferencial de continuidad se tienen cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u , v , w , y p . Se supone que las propiedades de viscosidad y densidad del fluido se conocen. Con las condiciones de borde apropiadas, es de esperar que se puedan resolver las

ecuaciones. Varias geometrías relativamente sencillas permiten soluciones analíticas; aunque para muchos flujos de interés ingenieril se han determinado soluciones numéricas. Puesto que las ecuaciones son ecuaciones diferenciales parciales no lineales, no se puede confiar en que la solución que se obtenga se pueda reproducir realmente en el laboratorio; es decir, las soluciones no son únicas. Por ejemplo un flujo laminar y uno turbulento pueden tener condiciones iniciales y de frontera idénticas, a pesar de que los dos flujos (las dos soluciones) son muy diferentes.

2.8 Modelo de turbulencia kappa-épsilon $k - \varepsilon$.

El modelo de turbulencia empleado para el flujo multifásico es una generalización del modelo $k - \varepsilon$ para una sola fase. Implementando el modelo $k - \varepsilon$ sólo para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua.

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha \varepsilon) = \nabla \left(r_\alpha \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + P_k - \rho_\alpha \varepsilon \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha \varepsilon) = \nabla \left(r_\alpha \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho_\alpha \varepsilon) \quad (2.21)$$

$$P_k = 2\mu_t \varepsilon(u); \varepsilon(u) \quad (2.22)$$

$$\mu_{sff1} = \mu_t + \mu_1 \quad (2.23)$$

$$\mu'_{eff\beta} = r_\beta \mu_\beta + r_1 \mu_{eff1} \quad (2.24)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho_\alpha \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.25)$$

Capítulo II. Marco Teórico

El modelo $k-\varepsilon$ tiene cinco constantes, que garantizan la homogeneidad dimensional. Las cuales son:

$$C_{\mu} = 0,09; C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92; \sigma_k = 1,0; \sigma_{\varepsilon} = 1,3$$

Las principales ventajas e inconvenientes del modelo son las siguientes:

Ventajas:

- Sólo se necesita fijar las condiciones iniciales y de contorno.
- Se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos.
- Es el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de flujos en aplicaciones industriales.
- Resultados satisfactorios para una gran cantidad de flujos.

Inconvenientes:

- Implementación más compleja que los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales.
- Pobres resultados en casos como: flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales, flujos turbulentos completamente desarrollados en conductos no circulares.

2.9 Método de volúmenes finitos [4].

Este método fue introducido en la dinámica de fluidos independientemente por McDonald (1971) y por McCormack y Paullay (1972) para la resolución de las ecuaciones de Euler bidimensionales en su

formulación no estacionaria. Su aplicación a flujos en turbomáquinas se debe al trabajo de Denton (1974), primero en cascadas y luego en flujos tridimensionales.

Según este método, el dominio físico del flujo se discretiza en elementos de tamaño y formas arbitrarias al cual se le aplican directamente las leyes de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en forma integral.

Este método implica la resolución directa de las ecuaciones de Euler y por tanto no es necesaria la hipótesis de flujo isentrópico, pero habitualmente la de flujo adiabático. Este método es lento, pero su ventaja radica en que al hacer menos hipótesis no está limitado en las aplicaciones, en particular, es posible calcular flujos supersónicos con ondas de choque.

La flexibilidad de este método junto con el decreciente costo de la potencia de cálculo ha llevado a un continuo aumento del uso de programas para resolver las ecuaciones de Euler.

2.10 Introducción a la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)[8].

Existen dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos; experimentación y cálculo.

La Dinámica de fluidos computacional (CFD) es el campo de estudio dedicado a solucionar ecuaciones del flujo de fluidos con computadora (o, en fechas recientes usando computadoras que trabajan en paralelo). La dinámica de fluidos computacional se emplea para abreviar el ciclo de diseño por estudios paramétricos que son controlados con cuidado, de modo que se reduce la cantidad necesaria de análisis experimental.

Capítulo II. Marco Teórico

Se observa que los aspectos físicos de los flujos de fluidos son gobernados por tres principios fundamentales: conservación de masa, segunda ley de Newton (ecuación de la cantidad de movimiento), y la conservación de la energía. Esos principios fundamentales pueden ser expresados en términos de ecuaciones matemáticas, generalmente en ecuaciones integrales o ecuaciones diferenciales parciales. La dinámica de fluidos computacional es el arte que reemplaza las integrales y derivadas parciales, en ecuaciones algebraicas discretizadas, que a su vez son resueltas para obtener los valores del campo de flujo en puntos discretos en el tiempo y/o el espacio. La finalidad de la CFD es coleccionar un conjunto de números en contraste con una solución analítica cerrada. Sin embargo, el objetivo en la mayoría de los análisis de ingeniería son soluciones cerradas o también una descripción cuantitativa del problema.

En las figuras 2.1 y 2.2 se muestra la simulación de un álabe mediante CFD, se muestra las líneas de corriente a través del mismo.

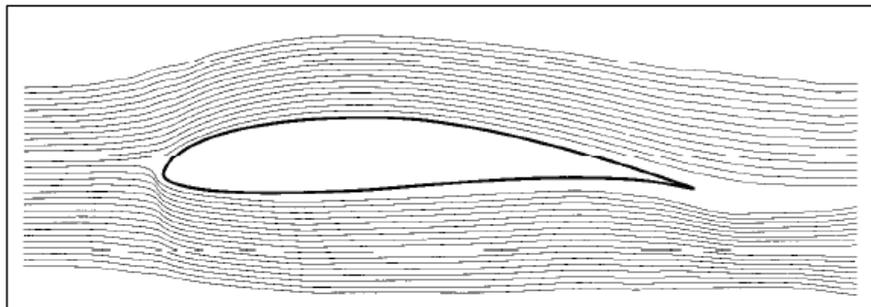


Figura 2.1. Simulación del flujo laminar a través de un álabe.

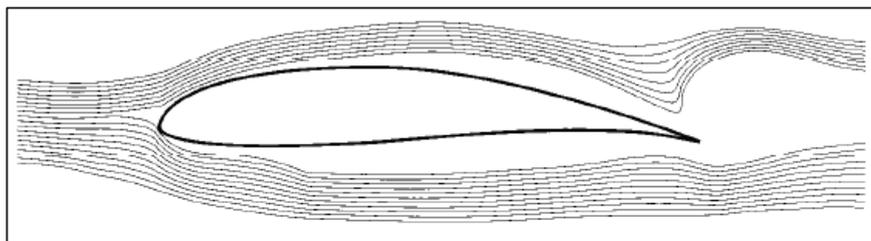


Figura 2.2. Simulación del flujo turbulento a través de un álabe.

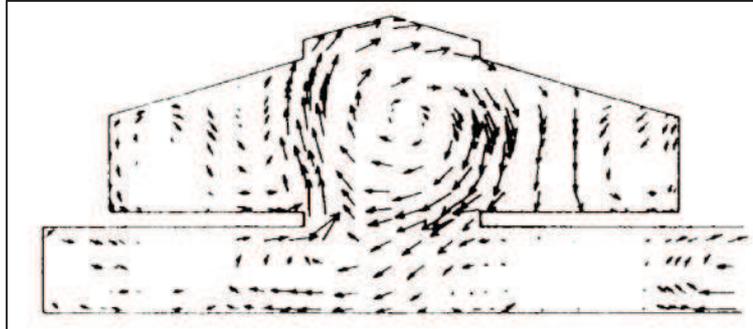


Figura 2.3. Simulación de la velocidad de las corrientes de aire en un edificio de oficinas.

Las soluciones de las CFD requieren de la manipulación de miles, incluso millones de datos y números, una tarea que humanamente es imposible sin la ayuda de un computador. Para ello, los avances en CFD, y su aplicación a problemas complejos, están íntimamente relacionados con los avances tecnológicos de microprocesadores y lo que respecta a almacenamiento.

Luego de obtener las ecuaciones antes mencionadas, formas particulares son usadas en la formación de la solución mediante CFD. Finalmente se establecen las condiciones de contorno apropiadas que cumplan con el fenómeno en estudio. Las ecuaciones deben ser resueltas en base a las condiciones de contorno que se hayan establecido.

La naturaleza física de las condiciones de contorno es fundamentalmente independiente de la forma que posean las ecuaciones de gobierno.

2.10 Procedimiento de Solución [5] [8].

- ❖ Se Elige un **dominio computacional** y se genera una malla (conocida también como red de nodos); el dominio se divide en muchos elementos

pequeños llamados celdas. Para un dominio de dos dimensiones (2-D), las celdas son áreas, mientras que para dominios tridimensionales (3-D) las celdas son volúmenes. Puede considerarse a cada celda como un pequeño volumen de control en el que se resuelven las versiones separadas de las ecuaciones de conservación y transporte.

- ❖ **Especificar las condiciones de frontera** en cada lado del dominio computacional (flujos 2-D) o en cada cara del dominio (flujos 3-D).
- ❖ **Seleccionar las propiedades del fluido** (agua, aire, gasolina, entre otros) junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad, viscosidad, etc.).
- ❖ **Especificar los parámetros numéricos y los algoritmos de solución.**

Introducir los valores para la primera aproximación de las variables que definen el campo de flujo. Éstas son condiciones iniciales, que podrían ser correctas o no, pero son necesarias como punto de partida, para que el proceso de iteración pueda proceder. Se nota que para los cálculos apropiados de flujo no estacionario, las condiciones iniciales deben ser correctas.

Al ejecutar los valores de la primera aproximación, las formas diferenciales de las ecuaciones se resuelven por iteración, por lo general en el centro de cada celda, si se trasladara todos los términos de la ecuación a un lado para obtener cero del otro lado de la ecuación, entonces la solución sería “exacta” cuando la suma de todos estos términos, llamada **residuo**, se volvería cero para cada celda del dominio. Sin embargo, en una solución de la CFD dicha suma nunca es igual a cero, pero es de esperar que disminuya conforme se efectúen las iteraciones.

Analizar la convergencia de la solución, mediante la representación gráfica de las variables de campo de flujo como la velocidad y la presión. La mayoría

de los paquetes de CFD tienen integrado postprocesadores, diseñados para analizar el campo de flujo de manera gráfica y rápida.

Obtener las propiedades globales del campo de fluido, como la caída de presión y las propiedades integrales, como las fuerzas y los torques que actúan sobre un cuerpo, a partir de la solución que resultante de la convergencia.

2.11 Generación de la malla e independencia de la malla.

El primer paso (y posiblemente el paso más importante) en una solución de CFD es generar una malla que define las celdas en las que se calculan las variables del flujo en todo el dominio computacional, existen tres tipos de mallas, la estructurada, no estructurada y la híbrida.

La malla estructurada consta de celdas planas con cuatro lados (2-D) o celdas volumétricas con seis caras (3-D). Aunque la forma rectangular de las celdas podrías estar distorsionada, cada celda se numera de acuerdo con los índices (i, j, k) que no necesariamente corresponden a las coordenadas x, y, z. en la figura 2.4 se ilustra una malla estructurada 2-D.

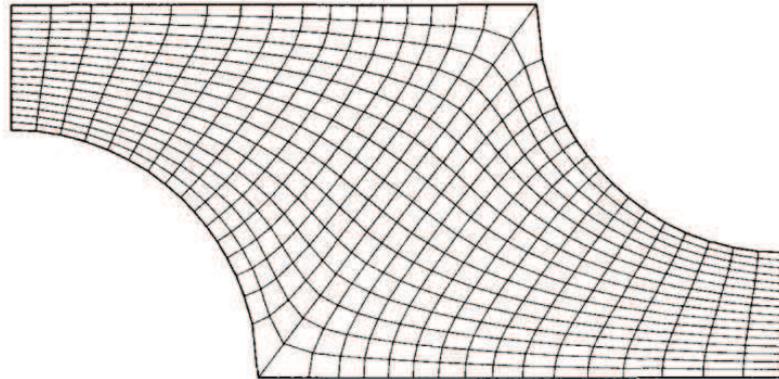


Figura 2.4. Mallado estructurado.

La malla no estructurada consta de celdas de varias formas, pero por lo común se emplean triángulos o cuadriláteros (2-D) y tetraedros o hexaedros (3-D). A diferencia de la malla estructurada, en la no estructurada no puede identificarse a las celdas de manera única mediante los índices i, j ; en cambio, las celdas se enumeran internamente de alguna otra manera por el paquete de la CFD. En la figura 2.5 se ilustra una malla no estructurada.

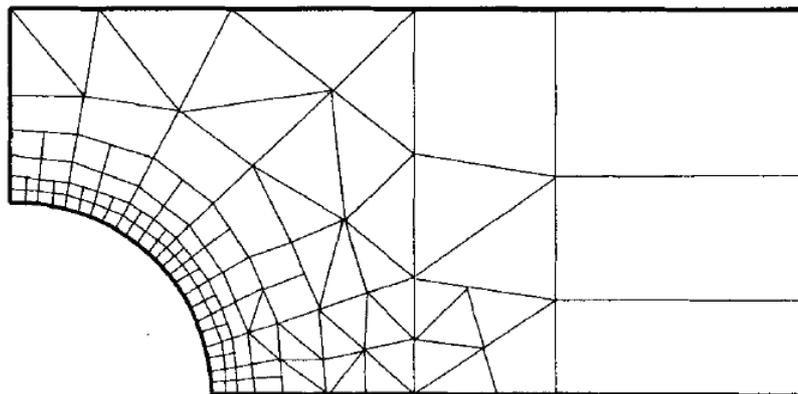


Figura 2.5. Mallado no estructurado.

Capítulo II. Marco Teórico

Para configuraciones geométricas complejas, por lo general es mucho más fácil para el usuario del paquete de generación de malla crear una del tipo no estructurada.

Se debe enfatizar que sin importar el tipo de malla que se elija, es la calidad de la malla lo que es más imprescindible para soluciones confiables de la CFD. En particular debe tenerse cuidado que cada una de las celdas no este cegada (definido como la desviación respecto a la simetría) porque esto puede ocasionar dificultades e inexactitudes en convergencia en la solución numérica.

Otros factores afectan también la calidad de la malla. Por ejemplo, los cambios abruptos en el tamaño de la celda. También, las celdas con una razón de sus dimensiones muy grande a veces pueden causar problemas.

A veces surgen situaciones en las que se prefiere una malla estructurada, por ejemplo, si el mismo paquete de CFD exige mallas estructuradas, o las regiones de capa límite necesitan alta resolución. La generación de una malla estructurada es directa para configuraciones geométricas con lados rectos. Todo lo que se necesita hacer es dividir el dominio computacional en bloques o zonas de cuatro lados (2-D) o seis lados (3-D). Para configuraciones geométricas complicadas con superficies curvas, se necesita determinar cómo puede dividirse el dominio computacional en bloques individuales que pudieran tener o no lados (2-D) rectos o caras (3-D) planas.

Por último **la malla híbrida** es la que combina regiones o bloques de mallas estructuradas y no estructuradas. Por ejemplo, se puede juntar una malla estructurada cercana a una pared con un bloque de malla no estructurada fuera de la región con influencia de la capa límite.

2.12 Condiciones de frontera [8].

Si las ecuaciones de movimiento, el dominio computacional e inclusive la malla pueden ser los mismos para dos cálculos de la CFD diferentes, el tipo de flujo que se modela se determina mediante las condiciones de frontera impuestas.

2.12.1 Condiciones de Frontera en las superficies sólidas (paredes).

Las condiciones de frontera más simple es la que se formula para una superficie solida (pared). Puesto que el fluido no puede pasar por una superficie sólida la componente normal de la velocidad relativa con respecto a la superficie sólida se iguala a cero a lo largo de aquella cara en la cual se establece la condición de frontera. Si se está resolviendo la ecuación de la energía debe especificarse también la temperatura de la superficie sólida o el flujo de calor en la superficie (pero no ambos).

2.12.2 Condiciones de Frontera de frontera de flujo de entrada o flujo de salida.

Existen varias opciones de definir las condiciones de frontera en aquellas partes de frontera a través de las cuales entra el fluido al dominio computacional o sale del dominio computacional. Si se están resolviendo las ecuaciones de energía o turbulencia, deben especificarse también la temperatura o las propiedades de turbulencia, o ambas, del flujo entrante.

La presión no se especifica en la entrada de velocidad, ya que esto daría lugar a sobre especificación matemática, porque la presión y la velocidad se acoplan en la ecuación de movimiento.

2.13 Criterio de convergencia “RMS” [5].

El Residuo llamado “Raíz Cuadrada Media”, RMS por sus siglas en inglés “Root Mean Squar”, consiste en sumar todos los residuos del dominio, determinar la media de los residuos y por último calcular la raíz cuadrada de la media obtenida. Una medida de cuán bien converge la solución puede ser obtenida por el trazado de los residuos para cada ecuación al final de cada intervalo de tiempo de la simulación (iteración) o “TimeStep”. Para la determinación del valor de RMS razonable para evaluar la convergencia pueden tenerse en cuenta los siguientes lineamientos:

- Valores por encima de 10^{-4} puedan ser suficientes para obtener una evaluación cualitativa del campo de flujo

- 10^{-4} es una convergencia relativamente precisa, pero puede ser suficiente para muchas aplicaciones de ingeniería

- 10^{-5} representa una buena convergencia y usualmente suficiente para la mayoría de aplicaciones de ingeniería.

- 10^{-6} o menor representa una convergencia bastante alta y es ocasionalmente requerida para problemas sensibles a la geometría. En muchos casos no es posible obtener este nivel convergencia, particularmente utilizando un programa de solución de ecuaciones de precisión simple.

CAPÍTULO III

Marco Metodológico

Se define el tipo de investigación a realizar, se hace un recuento de los recursos disponibles y se describe el procedimiento empleado para la modelación y análisis numérico del campo de flujo a través del ventilador axial comercial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

3.1 Nivel de la investigación.

En nivel de la investigación es el grado de la dificultad con la que se aborda un objeto o fenómeno. Hernández Sampieri (2003) en su libro “Metodología de la Investigación” define cuatro niveles de investigación: exploratoria, descriptiva, correlacionar, y explicativa. A su vez, Sabino (1986) define la investigación descriptiva como:

“Su preocupación primordial radica en describir algunas características fundamentales de conjuntos homogéneos de fenómenos, utilizando criterios sistemáticos que permitan poner de manifiesto su estructura o comportamiento. De esta forma se pueden obtener las notas que caracterizan a la realidad estudiada.”

Esta investigación se caracteriza por describir e identificar el comportamiento de los ventiladores axiales, mediante técnicas de aproximación numérica, recurriendo a los avances de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD, por esta razón será una investigación de tipo descriptiva.

3.2 Técnicas e instrumentos de Recolección de datos.

La técnica a utilizar para la recolección de información y datos se basará en el estudio de material bibliográfico de tesis, artículos relacionados con el estudio del campo de flujo en ventiladores axiales.

3.2.1 Recursos Materiales y Humanos.

A continuación se presentan los recursos que son necesarios para el desarrollo de la investigación:

- Computador.

- Tesis.
- Textos, tutoriales, manuales, etc.
- Tutor académico y profesionales en el área.

3.2.2 Recursos Institucionales.

Biblioteca Rental de Ingeniería Mecánica “Ingeniero Carlos Pérez Silva” de la Facultad de ingeniería de la Universidad de Carabobo.

Instituto Venezolano de Investigaciones Científicas (I.V.I.C).

3.3 Diseño de la investigación.

El diseño de la investigación no es más que la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al diseño la investigación se clasifica en documental, de campo y experimental.

La investigación de campo es un método directo para obtener información confiable que permita conocer la situación real del problema e imaginarse las propuestas para solucionarlo.

Esta investigación será del tipo de campo, debido a que se busca describir, interpretar y entender los valores resultantes que se conseguirán aplicando la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD al campo de flujo en los ventiladores axiales.

La investigación está encaminada en las siguientes fases: una revisión bibliográfica orientada a la búsqueda de los principios y fenómenos físicos que intervienen en el campo de flujo de los ventiladores axiales,

selección del ventilador axial comercial a estudiar, establecer los modelos matemáticos que dominan en la simulación numérica, selección y aprendizaje del software a utilizar, realización y post-análisis de la simulación numérica, y culminar con la validación de los resultados.

3.3.1 Fase 1: Revisión bibliográfica.

Revisión bibliográfica de antecedentes, tesis y otras publicaciones relacionadas con el estudio del campo de flujo en los ventiladores axiales, con el fin de determinar los parámetros físicos involucrados en el mismo.

3.3.2 Fase 2: Seleccionar el ventilador axial comercial a estudiar.

Se selecciona un ventilador axial comercial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG cuyo diámetro es de 788 milímetros, tomando como criterio la posibilidad de realizar una validación de los resultados que se obtendrán mediante la herramienta computacional utilizada, aplicación en el ámbito industrial, diámetro superior a 500 mm, manejo de altos caudales, y a su vez poseer planos del modelo y curva característica, para así realizar un análisis específico que se asemeje lo más posible a la experimentación.

3.3.3 Fase 3: Selección de los modelos matemáticos.

Una vez concluida la revisión bibliográfica y la selección del ventilador a estudiar, se procede a la selección de los modelos matemáticos más adecuados tomando como criterio, que la ecuación(es) describan el

fenómeno físico, a su vez no violen las leyes de la dinámica de fluidos. Permitiendo así la correcta ejecución de la simulación numérica.

3.3.4 Fase 4: Selección y aprendizaje del software encargado de la simulación numérica.

En esta etapa, se busca seleccionar un software especializado que permita la resolución de las ecuaciones que describen el fenómeno, mediante iteraciones hasta lograr un error suficientemente bajo como concluir que se ha llegado a una convergencia de los resultados; a su vez el software debe poseer una interfaz que permita el análisis posterior de los resultados. Se selecciona ANSYS® CFX™12.1 como el software a utilizar para la realización de la simulación numérica del campo de flujo en un ventilador axial.

Posteriormente a la selección del software, se procede al aprendizaje del mismo mediante bibliografía especializada, tutoriales, cursos, manuales logrando así, que la utilización de éste sea la correcta y adecuada, evitando obtener resultados incorrectos como consecuencia del mal aprendizaje, manejo y utilización del software.

3.3.5 Fase 5: Realización de las simulaciones numéricas.

Se procede iniciar (mediante ANSYS® CFX™ 12.1) la simulación del ventilador axial seleccionado, con el fin de analizar campo de flujo a través del mismo, y a su vez validar los resultados obtenidos.

A continuación se muestran las etapas para la realización de la simulación numérica del campo de flujo en el ventilador axial seleccionado:

- Dibujo del Ventilador Axial.
- Realización y valoración de malla (grid).
- Configuración del dominio, propiedades del fluido y condiciones de borde.
- Inicialización, configuración del solver y convergencia de la simulación.
- Obtención de resultados.

3.3.5.1 Dibujo del Ventilador Axial.

Para realizar una simulación del campo de flujo a través de un ventilador axial es fundamental poseer la geometría de la turbomáquina a utilizar, de la semejanza con el modelo real dependerán los resultados obtenidos, por ello la importancia de dibujar un modelo tridimensional en el computador que cumpla con las dimensiones y proporciones que modelo real posee.

3.3.5.2 Selección del software de diseño.

Lo complejo del dibujo tridimensional de las turbomáquinas, son los álabes que las mismas poseen, por ello se debe tener como criterio de selección un software versátil y avanzado que permita la generación de geometrías complejas en tres dimensiones.

El software seleccionado es SOLIDWORK® por poseer todas las características de versatilidad y facilidad de manejo, en la figura 3.1 se muestra la interface del programa o software CAD seleccionado.

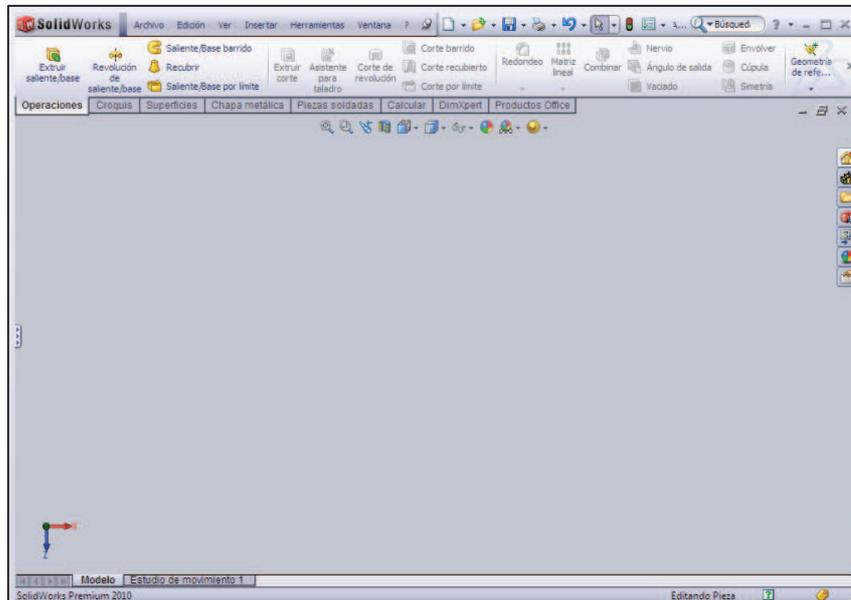


Figura 3.1. Interfaz de solidwork®

3.3.5.3 Generación del modelo tridimensional en el computador.

La geometría del ventilador lleva consigo una cierta cantidad de operaciones de diseño, entre las cuales destacan, copia del perfil del álabe, recubrimiento a partir de las curvas que definen las proyecciones del álabe, extrusiones, matriz circular, etc. Todas ellas hacen posible la formación de una geometría tridimensional del modelo.

3.3.5.4 Importación de las dimensiones y proyecciones reales del ventilador seleccionado.

La Importación de las dimensiones reales del modelo en la interfaz de SOLIDWORK®, garantiza que el modelo tridimensional posea las dimensiones reales del ventilador axial seleccionado, se observa en la figura 3.2 la importación del plano del ventilador seleccionado en la interfaz de SOLIDWORK®.

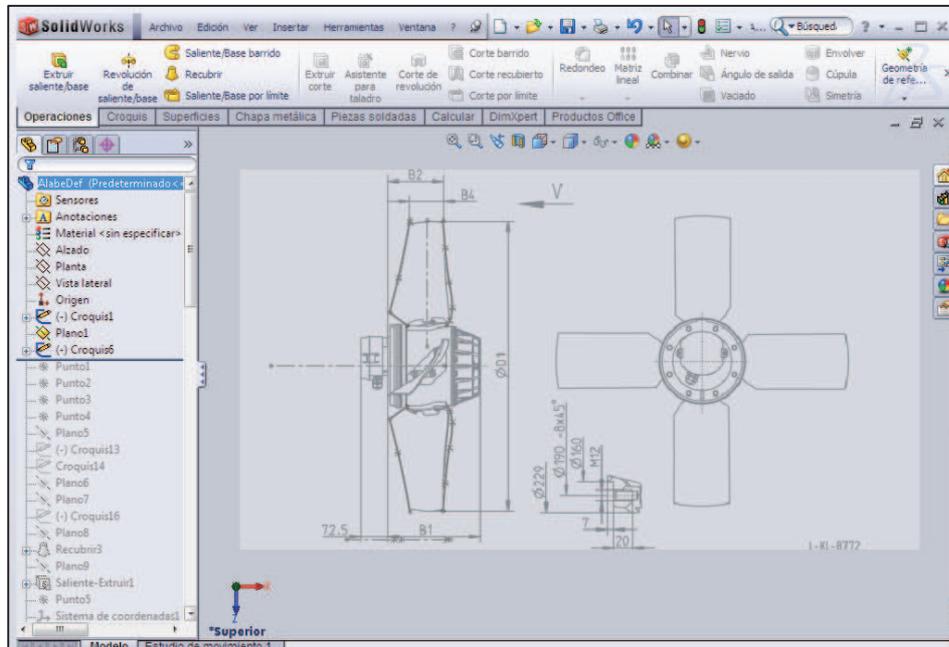


Figura 3.2. Importación del plano del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG-.

3.3.5.5 Generación del álabe del ventilador seleccionado.

Mediante el plano importado del modelo, se dibujó el perfil respectivo del álabe, siguiendo el patrón que muestra el fabricante.

El perfil dibujado, como lo muestra la 3.3, muestra la similitud geométrica entre el plano y el croquis generado en el software CAD, logrando así un recubrimiento que a partir de las curvas generadas por las proyecciones del álabe, genera un sólido que corresponde y se aproxima a la geometría que posee el álabe del ventilador seleccionado (Ver figura 3.4).

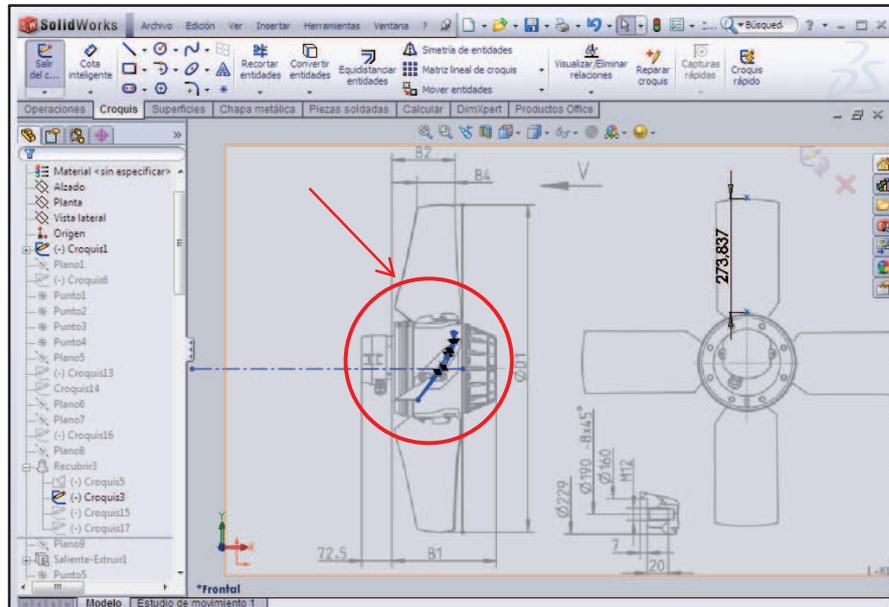


Figura 3.3. Croquis del álabe del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

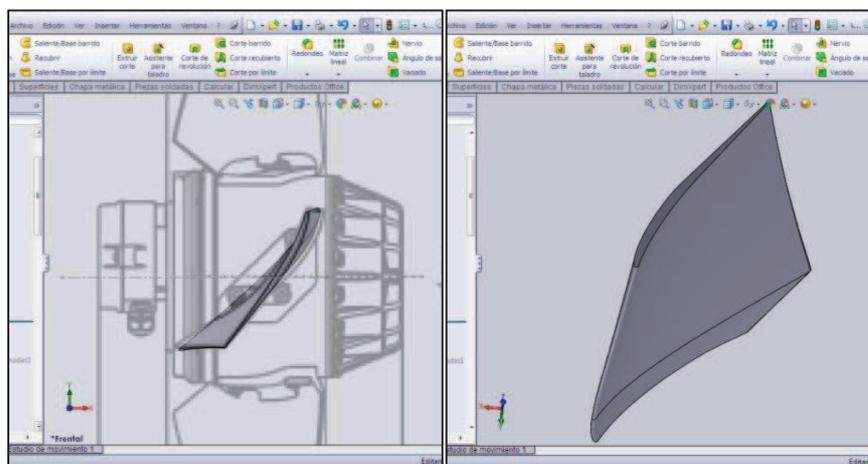


Figura 3.4. Geometría resultante del álabe.

3.3.5.6 Generación del Rotor del ventilador seleccionado.

El rotor del ventilador axial no está formado sólo por los álabes del mismo, es necesario generar el ojo del ventilador (en inglés HUB) donde estarán sujetos los álabes, básicamente se forma a partir de un cilindro; y a su vez la geometría correspondiente a la entrada del ventilador cuya forma

se asemeja a un cono truncado, cuya función es la de aumentar la velocidad del flujo para así ser aprovechado por la turbomáquina.

Siguiendo los patrones y dimensiones del plano se genera la geometría correspondiente al ojo y la entrada del ventilador, ver figura 3.5.

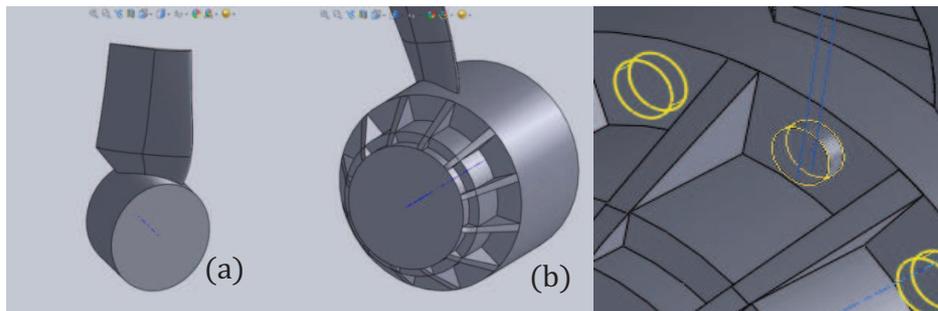


Figura 3.5. a) Ojo del Ventilador axial b) entrada del ventilador axial

La sujeción del álabe en el ojo del rotor del ventilador axial seleccionado, no se aprecia con gran detalle en el plano del modelo, además es notable que la generación de presión del ventilador debido a esta geometría (sujeción) es irrelevante por no agregar energía al flujo sino una pequeña pérdida que puede ser despreciada, por estas dos razones no se toma en cuenta para el análisis del campo de flujo.

Sin embargo, la sujeción si fue representada geoméricamente en el dibujo tridimensional en el computador para cumplir con el requerimiento de similitud geométrica con el ventilador real, tal como se muestra en la figura 3.6.

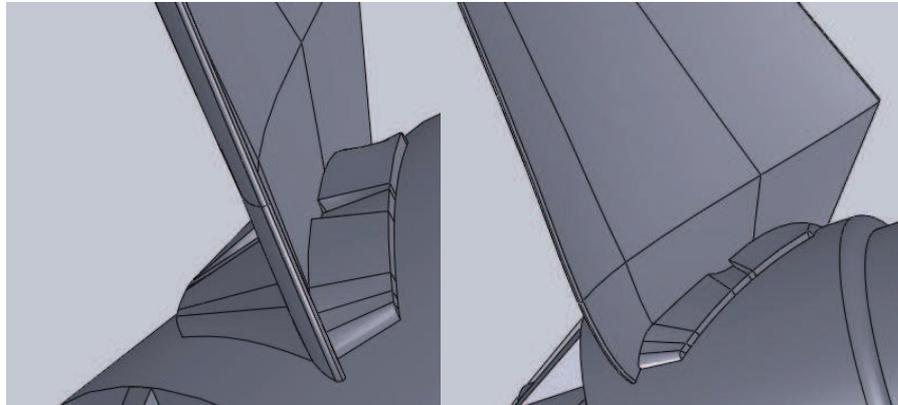


Figura 3.6. Geometría de sujetador del álabe.

El aprovechamiento de la simetría que posee el ventilador seleccionado, hace que con generar una porción de rotor permita realizar una matriz circular de la cantidad específica de álabes que posee, que para este caso son cuatro (4) álabes, ver figura 3.7.

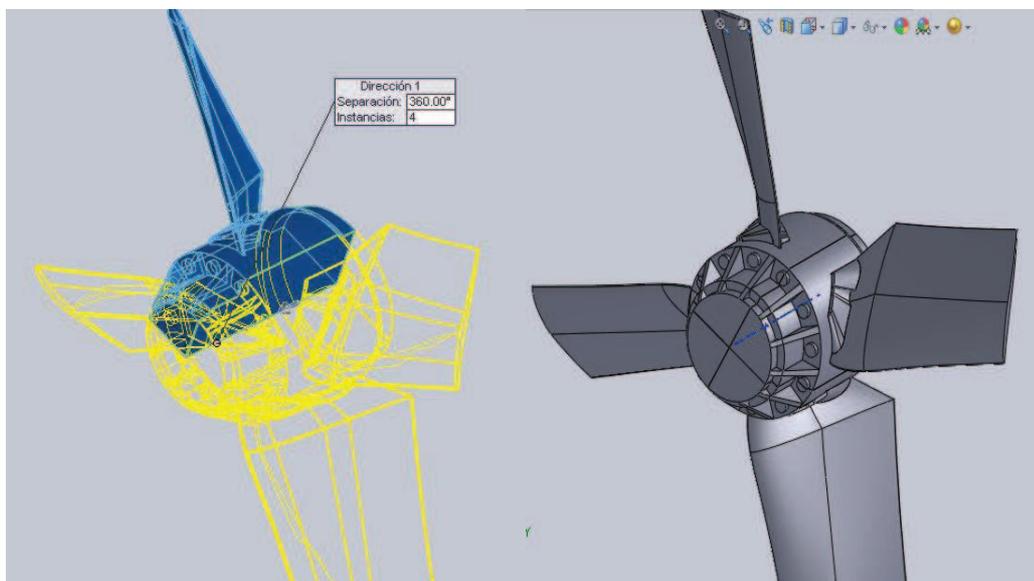


Figura 3.7. Geometría tridimensional del ventilador FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

3.3.5.7 Realización y valoración de malla (grid).

Antes de poder elaborar el mallado del ventilador seleccionado se importa la geometría elaborada en el programa CAD, para esto se debe

Capítulo III. Marco Metodológico

seleccionar el DesignModeler™ del WorkBench™ del ANSYS® 12.1, la herramienta CAD del mismo, como muestra en la figura 3.8, posterior a esto se importa el archivo CAD del diseño, en este estudio se utilizó como extensión Parasolid (.x_t) debido a que tiene excelente compatibilidad con el DesignModeler™.

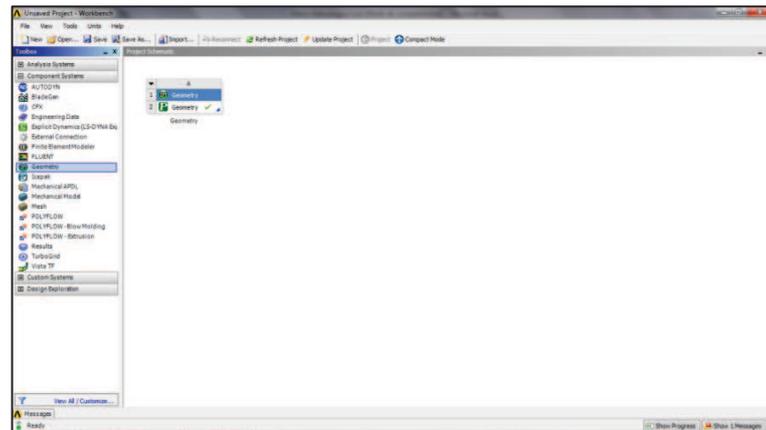


Figura 3.8. WorkBench™ y DesignModeler™.

Luego de haber importado el modelo CAD, se realiza un croquis en la vista meridional del álabe para utilizar las aplicaciones FlowPath™ y ExportPoints™ que permiten la exportación de la geometría del álabe al TurboGrid™, aplicación necesaria para el mallado del sólido y aplicada únicamente a las turbomáquinas. Ver figura 3.9 y 3.10.

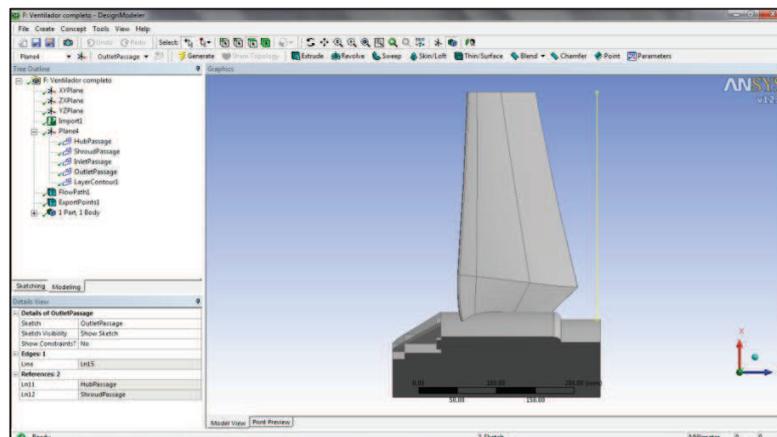


Figura 3.9. DesignModeler™ Importación - Exportación de Dominio a mallar.

Capítulo III. Marco Metodológico

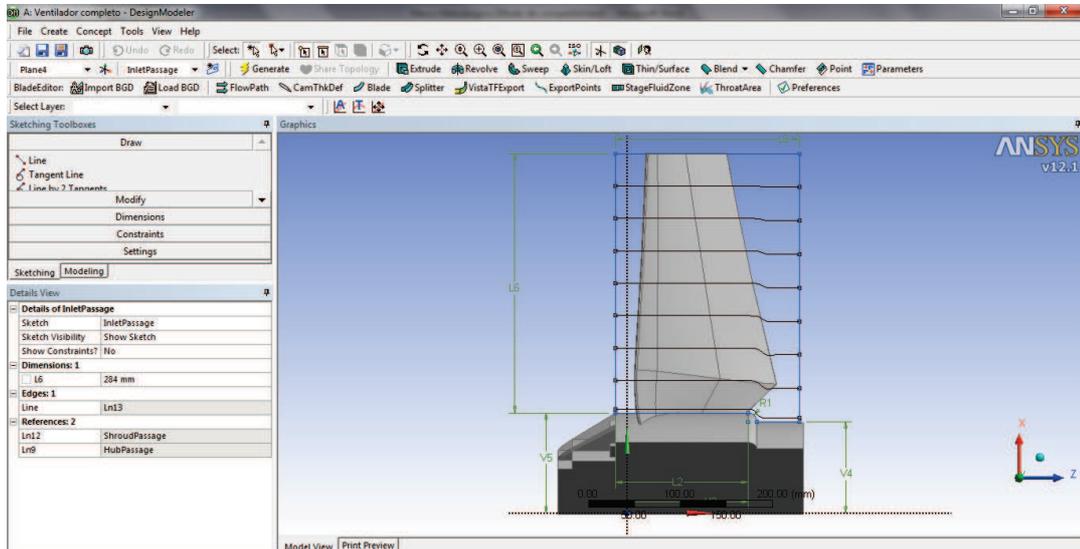
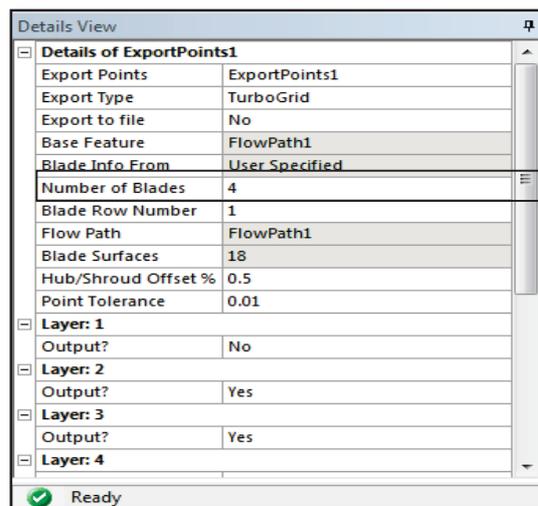


Figura 3.10. Croquis que representa zona de flujo

Luego de realizar los croquis que representan: ojo del ventilador, carcasa, entrada y salida, se inserta el FlowPath™ que determina la zona que es flujo y la zona que es sólidos, para posteriormente ejecutar el ExportPoint™, tal como se muestra en la figura 3.11, el mismo se encarga de simplificar el diseño y a su vez indicar el número de álabes del modelo, para luego ser procesado por el TurboGrid.



Se especifica el número de álabes del ventilador.

Figura 3.11. ExportPoint™.

Capítulo III. Marco Metodológico

Una vez que ya el diseño y la exportación de los puntos esté correcta, se procede a seleccionar la aplicación TurboGrid™ en el WorkBench™ de ANSYS® 12.1, (ver figura 3.12), al ejecutar la aplicación se procede a indicar las especificaciones de la malla, tal como se muestra en la figura 3.13, considerando que una malla con una mayor cantidad de nodos permite un resultado de mayor exactitud y una mejor convergencia de los diferentes modelos matemáticos al comenzar las iteraciones.

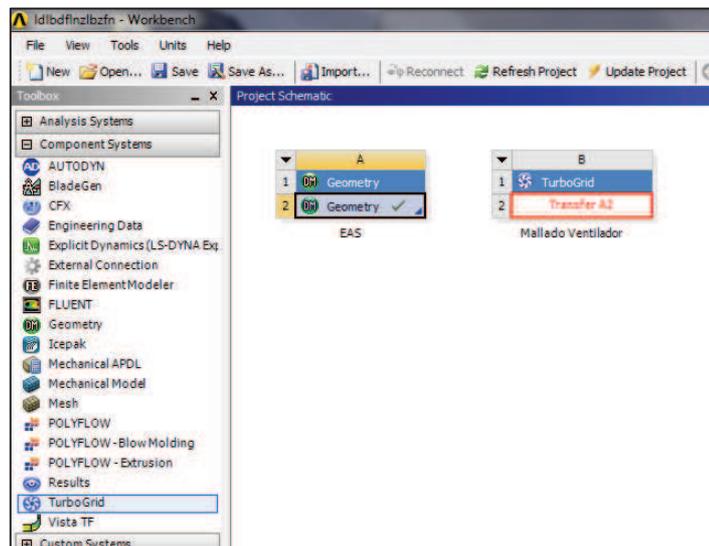


Figura 3.12. Importación de dominio DesignModeler™ -TurboGrid™

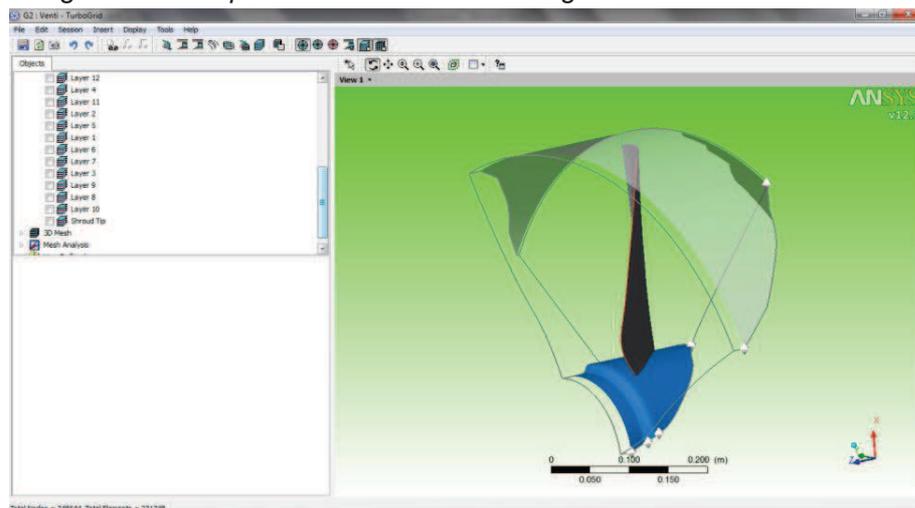


Figura 3.13. “Interface TurboGrid™”

En el TurboGrid™ se especifica la cantidad de capas utilizadas para el mallado (figura 3.14), las cuales indican la estructura base mediante el cual se construye el mallado volumétrico.

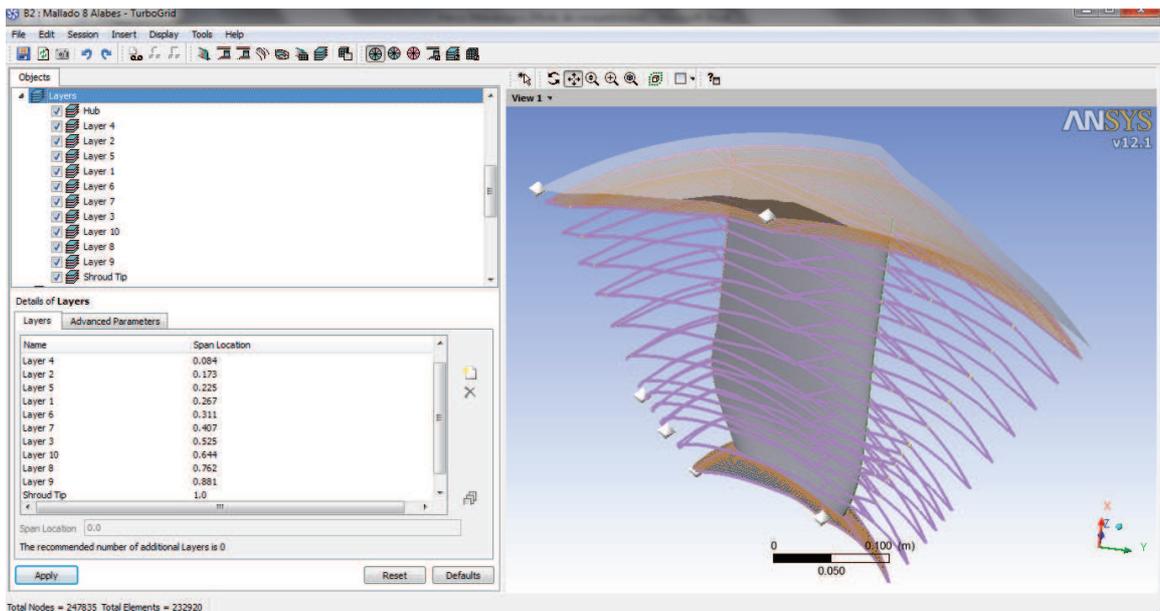


Figura 3.14. Capas utilizadas para el mallado.

Posteriormente es necesario configurar las propiedades de la topología de la malla, en la cual se indica la forma y el método de controlar los ángulos internos de la misma.

En esta etapa se genera una malla tentativa, la cual se va refinando especificando el número de nodos, para así diferenciar entre mallas bajas, medianas, finas y específicas.

Para este estudio se selecciona un mallado fino con inicialmente 250.000 nodos, luego el software realiza un refinamiento del mallado y aproxima lo más que se pueda a la cantidad seleccionada, sin embargo siempre resulta un número de nodos menor debido a la adaptación de la geometría. Ver figura 3.15

Capítulo III. Marco Metodológico

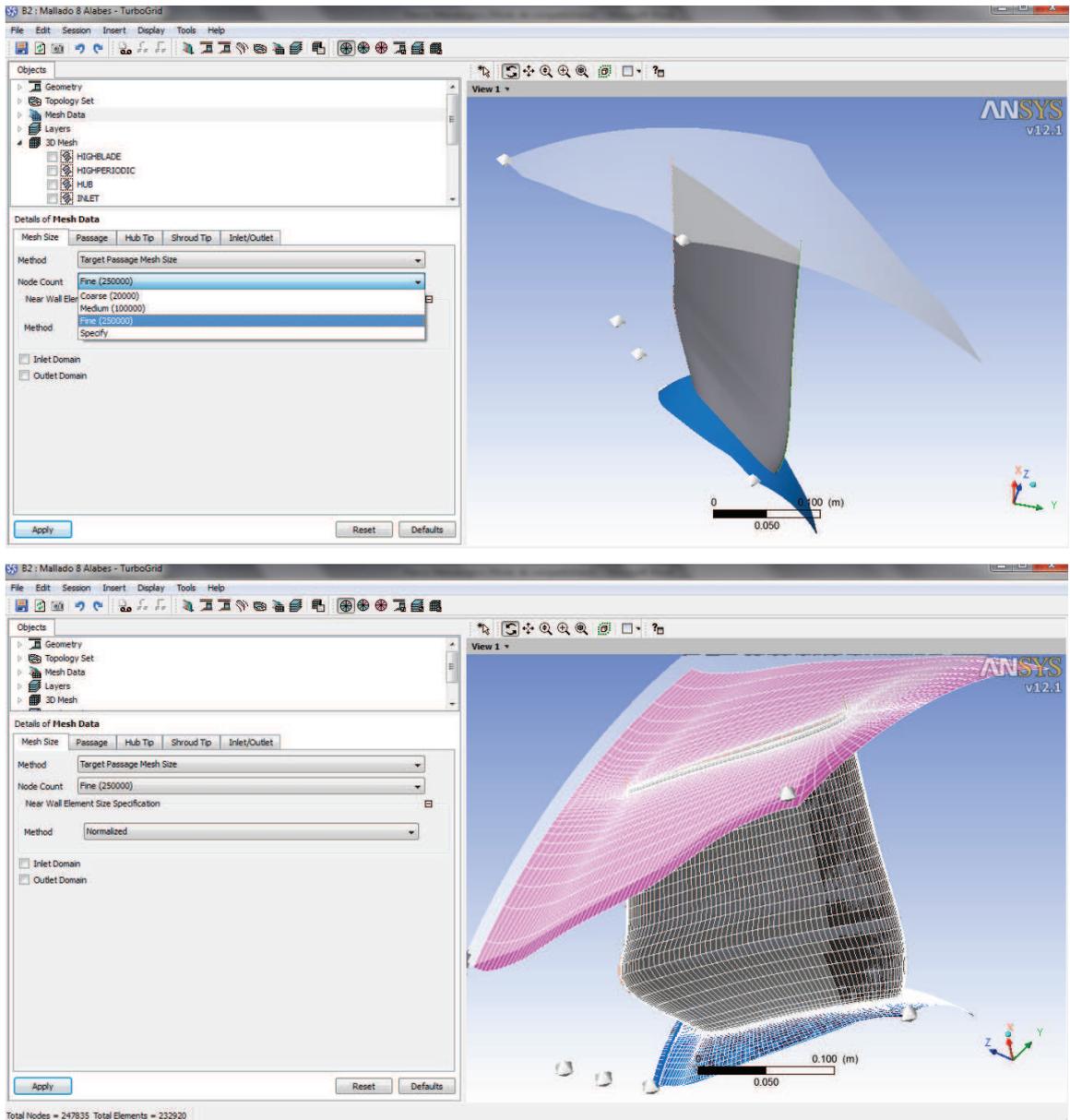


Figura 3.15. Mallado definitivo con 247835 nodos y 232920 elementos

A continuación se muestra en la figura 3.17 y 3.18, el mallado alrededor del álabes y el eje del ventilador axial seleccionado, donde se observa el aumento en los nodos y la refinación que debe poseer en los

radios pequeños de la geometría para así asemejarse lo mejor posible al curva del álabe.

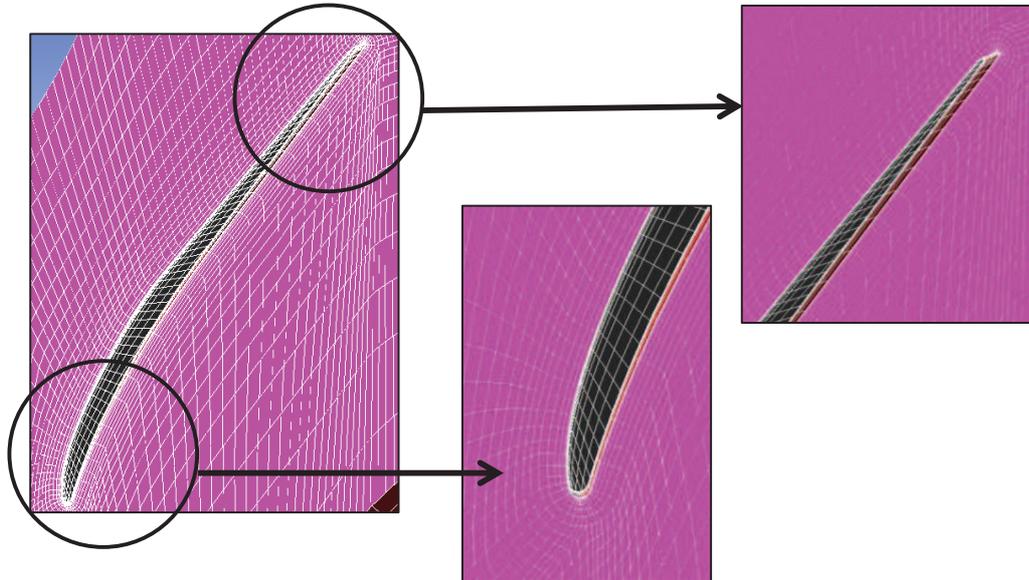


Figura 3.17. Refinación de la malla alrededor del álabe.

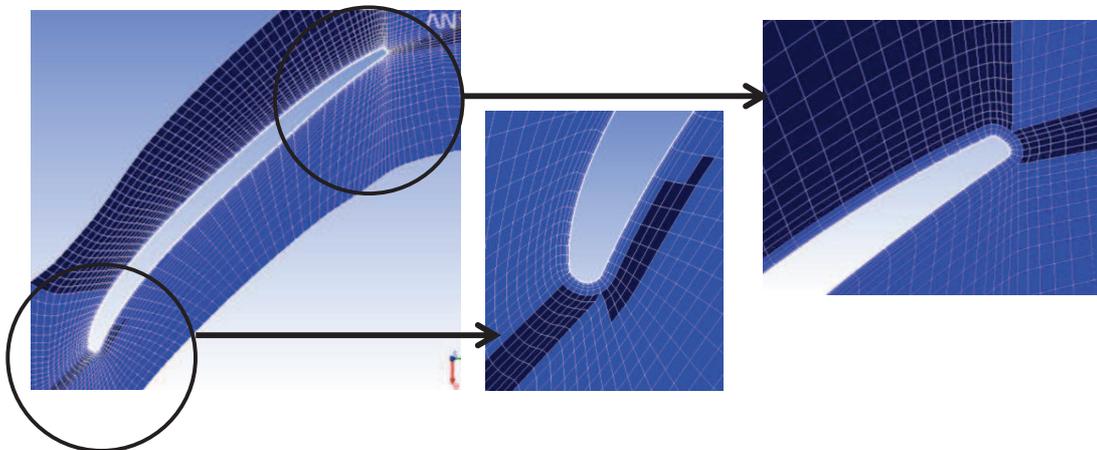


Figura 3.18. Refinación de la malla en el eje del ventilador.

En las figuras 3.19 y 3.20 se muestra el mallado resultante, en las superficies que forman la porción de volumen de control utilizado para la simplificación del análisis numérico del campo de flujo.

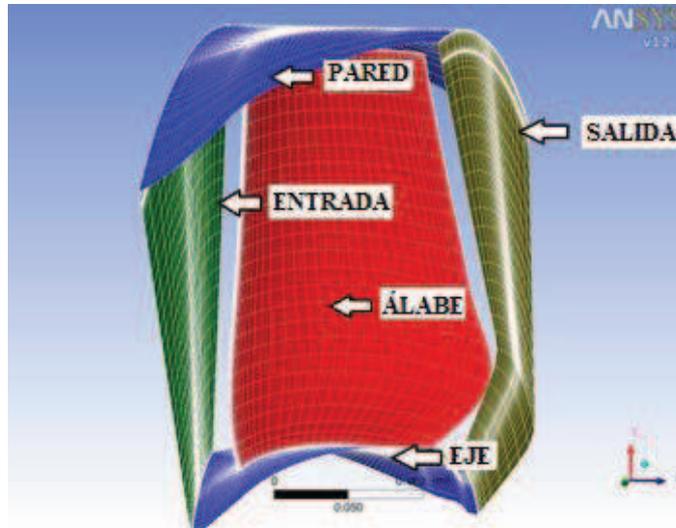


Figura 3.19. Superficies del dominio.

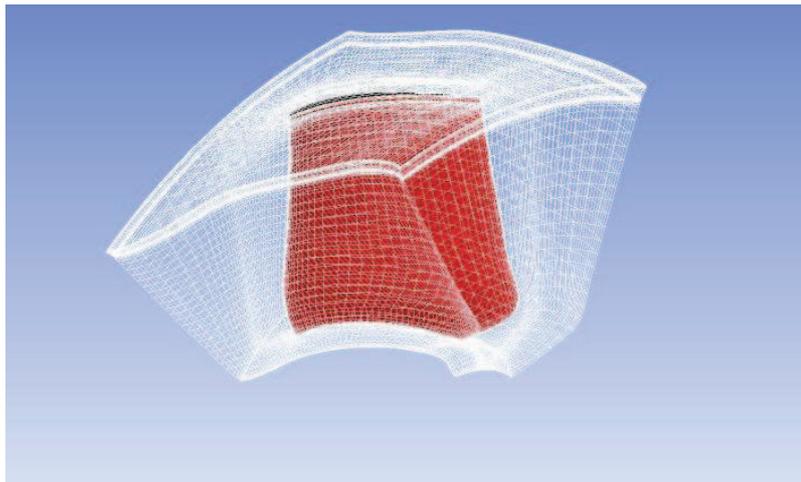


Figura 3.20. Discretización espacial del campo de flujo del ventilador axial FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

3.3.5.8 Configuración del dominio, propiedades del fluido y condiciones de borde.

Luego de tener el mallado aceptable, se importa la malla a la herramienta CFX™ del ANSYS® 12.1, en el cual se establecen las propiedades del fluido, tipo de dominio, y condiciones de borde.

Al igual como se realiza con las herramientas ya mencionadas, la aplicación CFX™ debe ser seleccionada de WorkBench™ y a su vez se importa el mallado a la celda denominada “SETUP” del CFX™, como se muestra en la figura 3.21.



Figura 3.21. Herramienta CFX™.

El símbolo que se visualiza al lado de la palabra “Setup”, significa que es posible realizar la configuración de las propiedades de la simulación, para esto se ingresa en la aplicación y utilizando la herramienta TurboMode™, se establece tipo de turbomáquina, posición y eje de giro. Este detalle se muestra en la figura 3.22

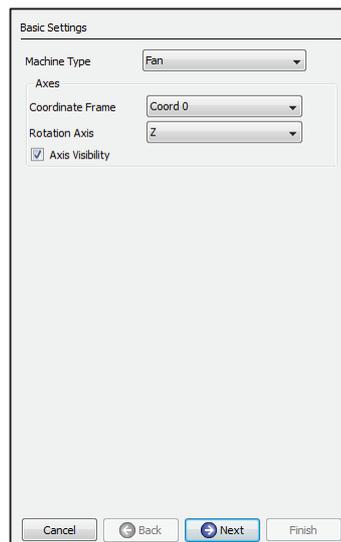


Figura 3.22. Configuración básica de la herramienta TurboMode™.

Capítulo III. Marco Metodológico

Posteriormente la herramienta determina que el mallado introducido es un mallado rotacional ya que se trata de una turbomáquina, en este momento la herramienta necesita que se indique la velocidad de rotación y las diferentes partes del dominio, como lo son la entrada, la salida, el ojo, la carcasa, el área que separa el álabe de la carcasa, además de determinar las superficies periódicas, como lo muestra la figura 3.23

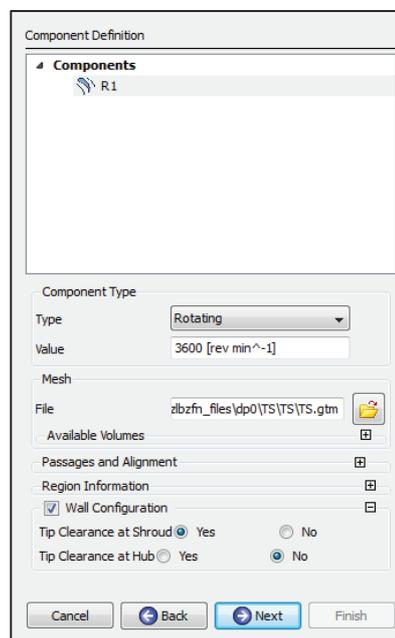


Figura 3.23. Definición de Componentes.

En el siguiente paso, la herramienta muestra un panel donde se introducen las propiedades del fluido de trabajo, presión de referencia, presencia de transferencia de calor, modelo de turbulencia y las condiciones de entrada y salida del dominio, se utilizó en la entrada presión absoluta y en la salida el flujo másico, como se muestra en la figura 3.24, así el programa deberá de converger en la presión de salida y otorgar el valor de esa variable posterior a la resolución de las ecuaciones de dominio, con las condiciones de borde seleccionadas

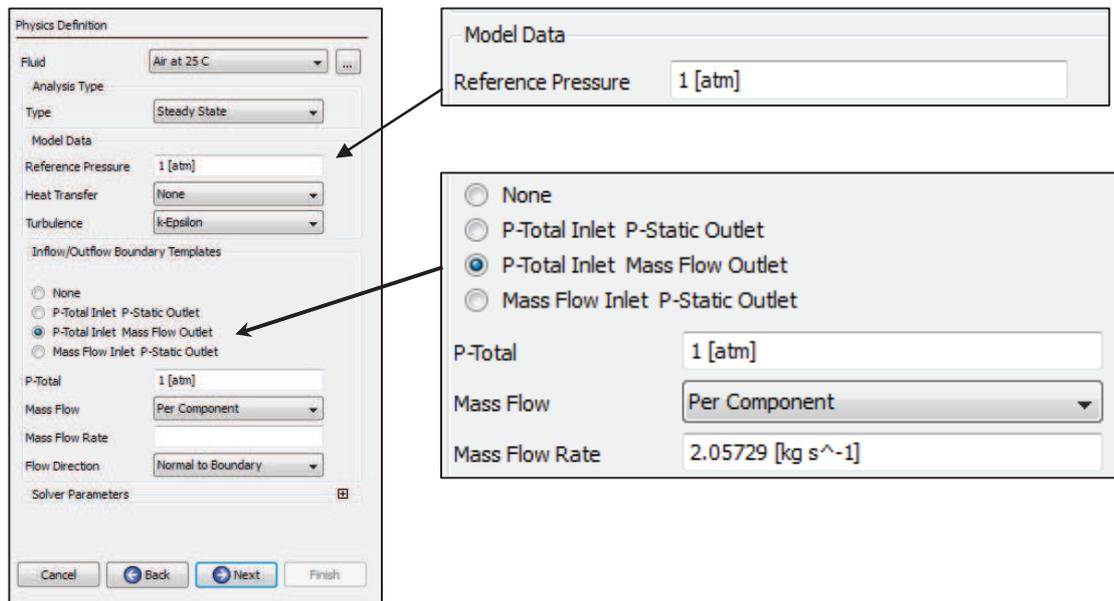


Figura 3.24. Definiciones físicas.

En los 2 últimos procedimientos la herramienta determina de manera autónoma las diferentes condiciones de superficie e interacciones entre las mismas, garantizando la existencia de una entrada y una salida de flujo, a su vez fronteras sólidas donde no exista movimiento de fluido. Como lo indica la figura 3.25.

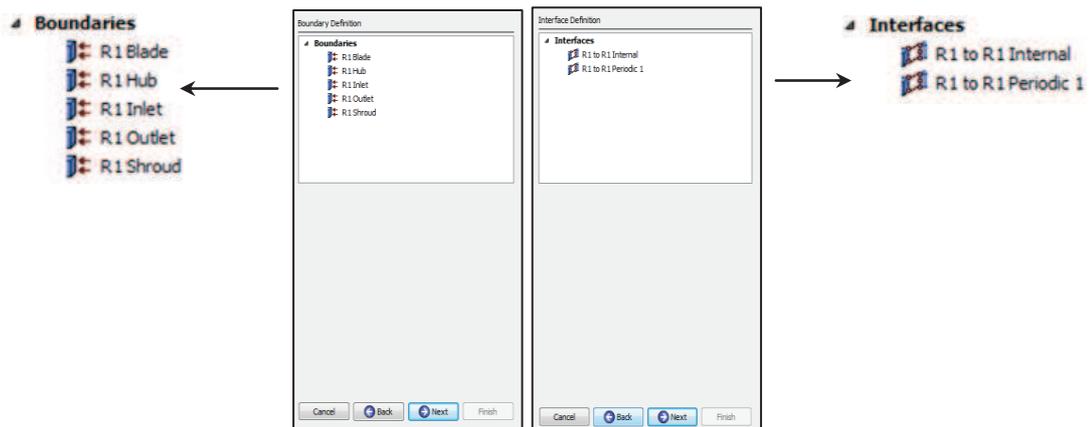


Figura 3.25. Definición de Interfaces y delimitación del dominio.

En las figuras 3.26, 3.27, 3.28 y 3.29 se ilustran las condiciones de borde del ventilador axial seleccionado.

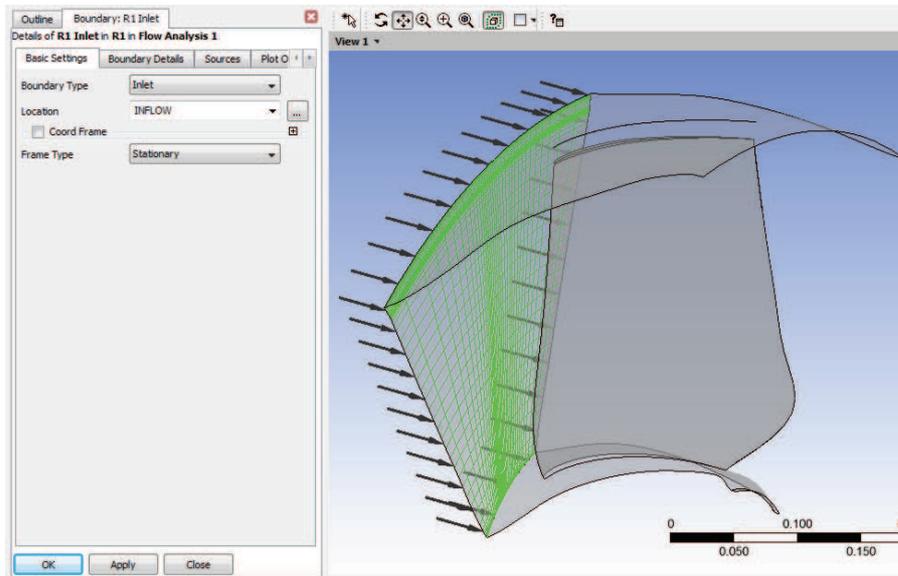


Figura 3.26. Detalle de la entrada de flujo másico al volumen de control, R1 inlet.
Tipo de condición: entrada estacionaria.

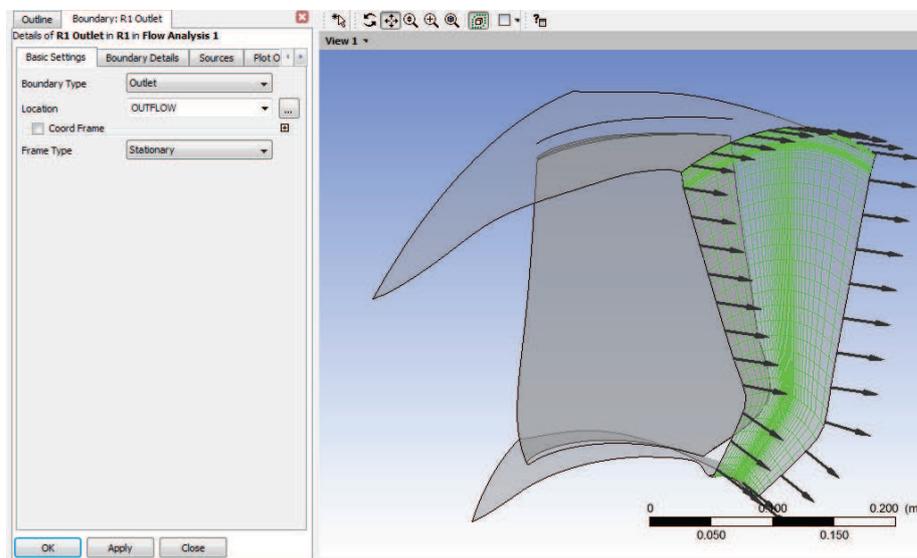


Figura 3.27. Detalle de la salida de flujo másico al volumen de control, R1 outlet.
Tipo de condición: salida estacionaria.

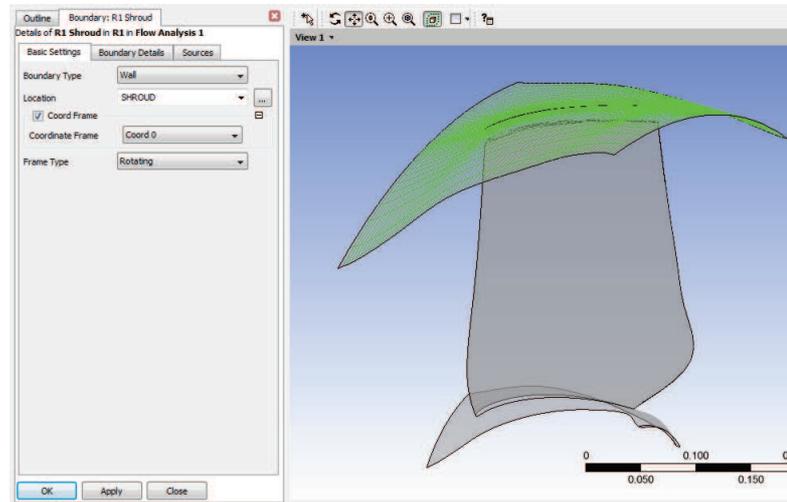


Figura 3.28. Detalle de la pared del dominio, R1 shroud. Tipo de condición: Pared rotativa.

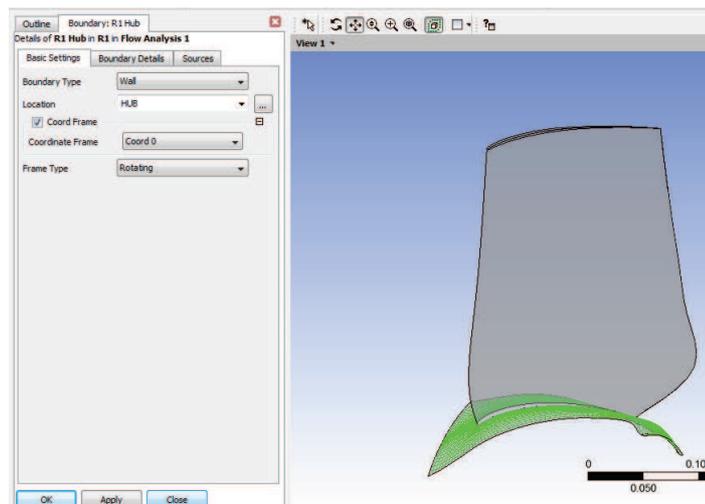


Figura 3.29. Detalle de la zona del eje en el dominio, R1 HUB. Tipo de condición: pared rotativa.

A continuación se ilustra en la figura 3.30 las interfaces que hacen posible la periodicidad del volumen de control, las cuales permiten que los resultados se extiendan hacia las otras porciones faltantes del modelo, para así lograr analizarlo completamente y no sólo una porción del mismo, disminuyendo el tiempo de cálculo.

Capítulo III. Marco Metodológico

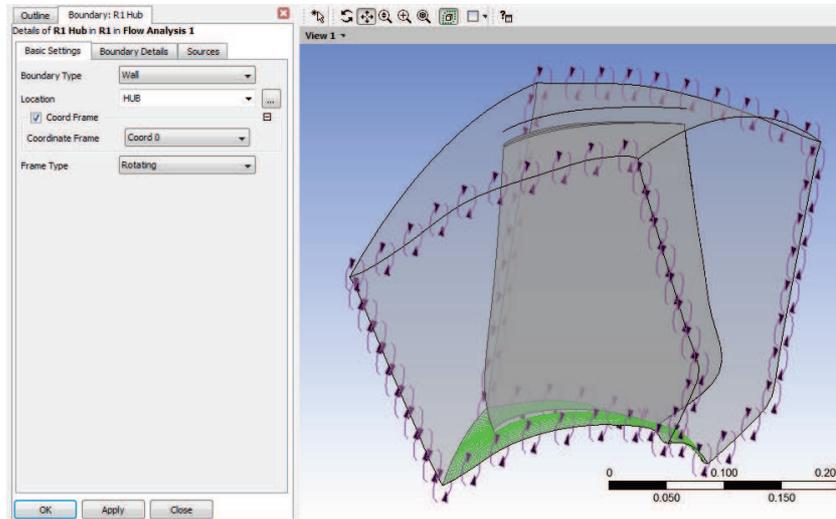


Figura 3.30. Interfaces periódicas rotacionales, R1 to R1 periodic 1. Tipo de condición: pared rotativa.

Al culminar la configuración de manera correcta el programa muestra el dominio con todas sus condiciones definidas para posteriormente pasar a la resolución de las ecuaciones que gobiernan el flujo en turbomáquinas, mostrando el modelo como lo indica la figura 3.31.

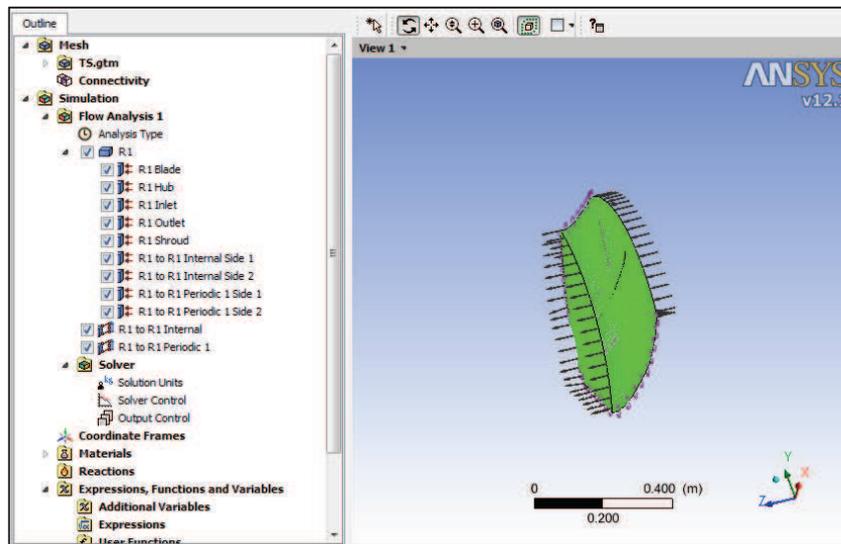


Figura 3.31. Interface Posterior a la Utilización de la Herramienta TurboMode™.

3.3.5.9 Inicialización y configuración del solver.

En esta etapa se establece la configuración de los parámetros específicos que determinan la forma en que la ejecución será realizada, indicando, orden de turbulencia, intervalo de iteraciones, escala de tiempo, y criterios de convergencia (error relativo), tal como lo muestra la figura 3.32, la cual representa el control de ejecución que utilizará el software para arrojar un resultado.

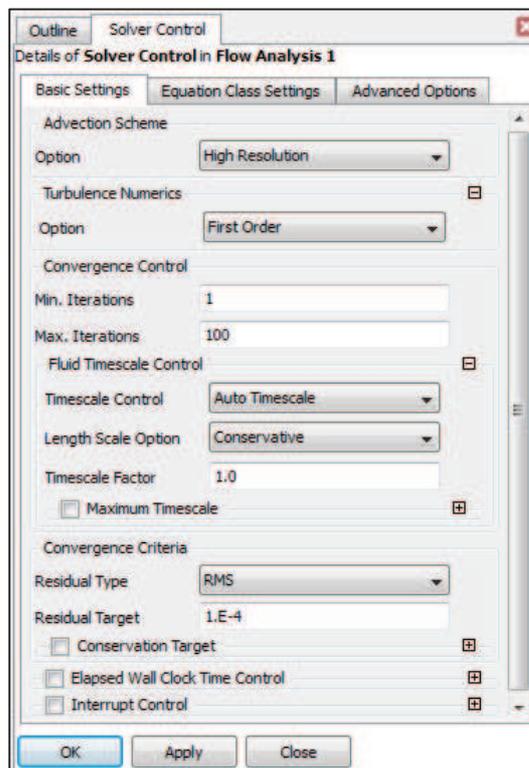


Figura 3.32. Control de Solución.

3.3.5.10 Criterios de convergencia.

Los criterios de convergencia son los parámetros que indican la confiabilidad de los resultados y la similitud con la realidad física de funcionamiento del ventilador.

Como primer criterio de convergencia se establece que el número de iteraciones que realizará la herramienta computacional a través del módulo o aplicación denominado “Solver”, será de 1.000 iteraciones para encontrar la solución numérica de las ecuaciones de gobierno (continuidad y momento) y el modelo de turbulencia.

Como segundo criterio de convergencia se establece el valor de los residuos “Raíz Cuadrada Media”, RMS por sus siglas en inglés “Root Mean Squar” en 10^{-4} , ya que el estudio requiere una precisión específica de líneas de flujo y de presión.

El último criterio de convergencia, es el “Conservation Target” el cual establece una conservación de las ecuaciones de gobierno desde la entrada de flujo hasta la salida, para que esto suceda, el imbalance global para cada ecuación debe ser menor a 1 %, para este caso se establece a 0,5 % logando aumentar la confiabilidad de los resultados obtenidos.

Para finalizar el proceso, se comenzó la iteración del modelo utilizando la aplicación denominada “*solution*” mostrada en la figura 3.21. Esta aplicación estará disponible para ser procesada cuando, en lugar de aparecer un símbolo de interrogación aparecerá un símbolo de “*checksign*”, en esta interface sólo se necesita otorgarle al programa el permiso de comenzar la resolución de las ecuaciones, como se muestra en la figura 3.33, para así iniciar la simulación numérica, y a su vez la construcción de las curvas que determinan el error relativo de las ecuaciones, mostrado en la

Capítulo III. Marco Metodológico

figura 3.34, la corrida terminará en el momento en que se cumplan los criterios de convergencia mencionados, ver figura 3.35.

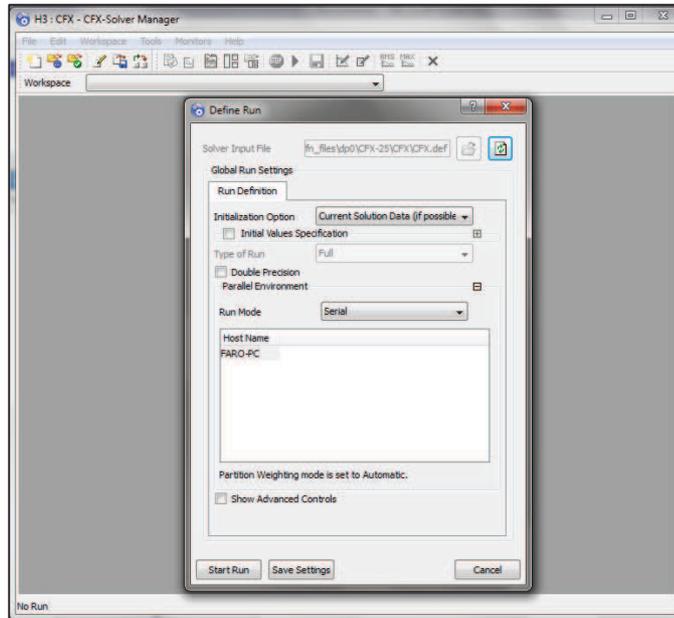


Figura 3.33. Definición de Corrida.

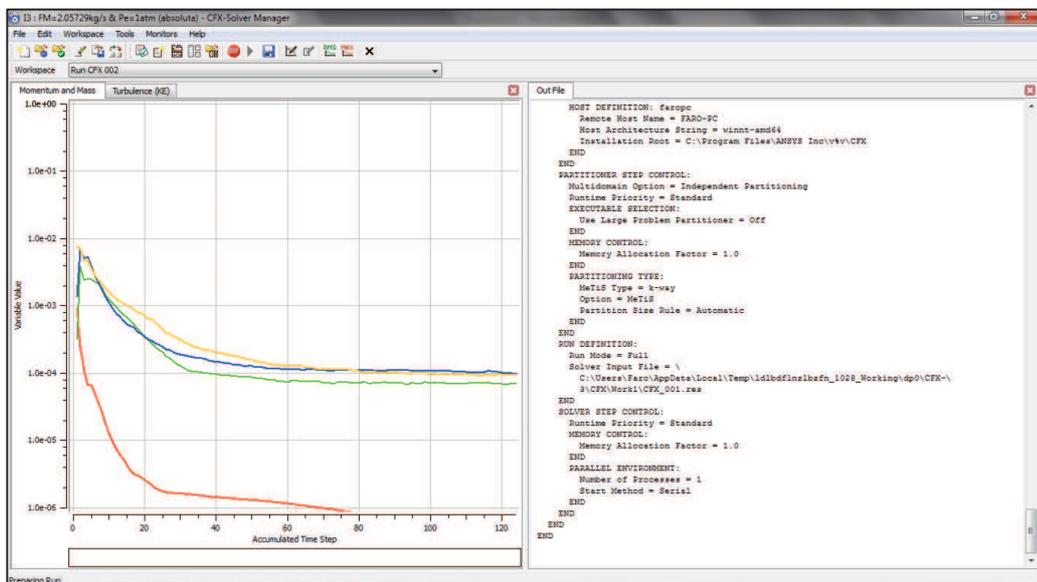


Figura 3.34. Curvas de error relativo de las ecuaciones de dominio.

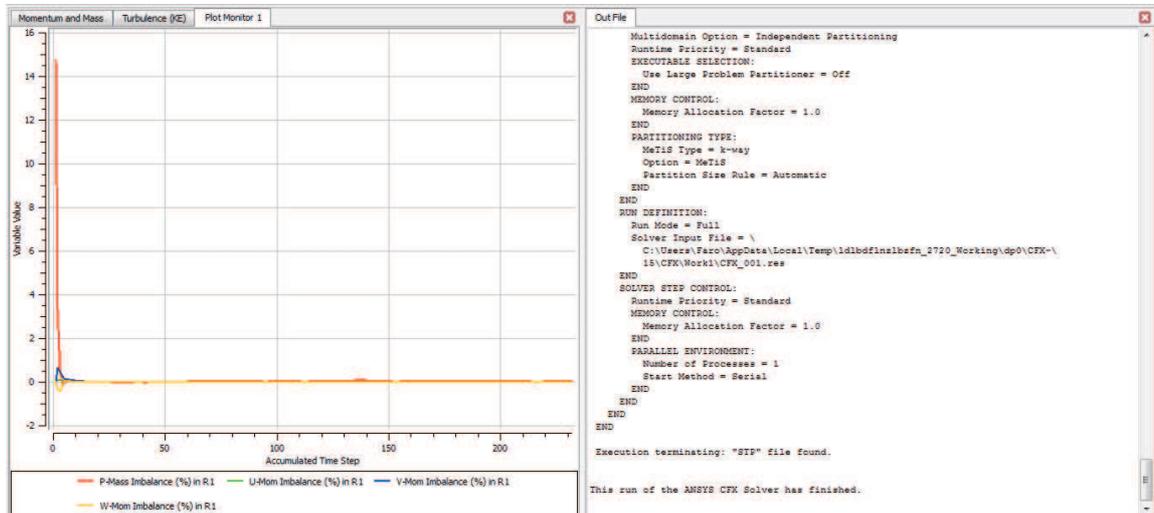


Figura 3.35. Curvas de imbalance de las ecuaciones de dominio.

3.3.6 Fase 6 Obtención de la curva característica.

Siguiendo la metodología establecida para la realización de la simulación numérica del flujo a través del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG, lo resultado son representados en una gráfica de presión estática del ventilador versus caudal volumétrico.

El flujo másico se calcula en función del caudal y de la densidad, la cual es constante, por considerar que el fluido tiene una temperatura constante de 25 °C, y la velocidad de giro es de 1.250 revoluciones por minuto.

La tabla 3.1 muestra las condiciones de borde utilizados, señalando los puntos seleccionados de la curva del fabricante (del punto 5 al 10), con su respectivo caudal y presión absoluta de entrada. A su vez se muestran puntos seleccionados fuera de la curva suministrada por el fabricante, cuyo fin es la construcción numérica de la zona inestable del ventilador. Cabe destacar que a partir de los caudales correspondientes

se obtiene el flujo másico para una porción del volumen de control que se forma en todo el ventilador.

Tabla 3.1. Condiciones de borde seleccionadas.

Punto	Caudal (m ³ /h)	Flujo Másico (kg/s)	Presión entrada (atm)
1	2.500	0,205729	1
2	5.000	0,411458	1
3	13.000	1,069791	1
4	16.500	1,357812	1
5	18.000	1,481250	1
6	20.000	1,645833	1
7	22.500	1,851562	1
8	25.000	2,057291	1
9	27.000	2,221875	1
10	32.500	2,674479	1

3.3.7 Fase 7 Valoración de los Resultados de la Simulación.

Posteriormente a definir que los resultados obtenidos tengan una aprobación matemática (convergencia), esto no quiere decir que sean válidos físicamente; para ello se valora cada resultado con los datos obtenidos experimentalmente, proporcionado por el fabricante del ventilador axial seleccionado, para así finalmente graficar los valores obtenidos y proceder a los análisis y conclusiones pertinentes. En la figura 3.36 se muestra la curva característica del ventilador seleccionado, suministrada por el fabricante.

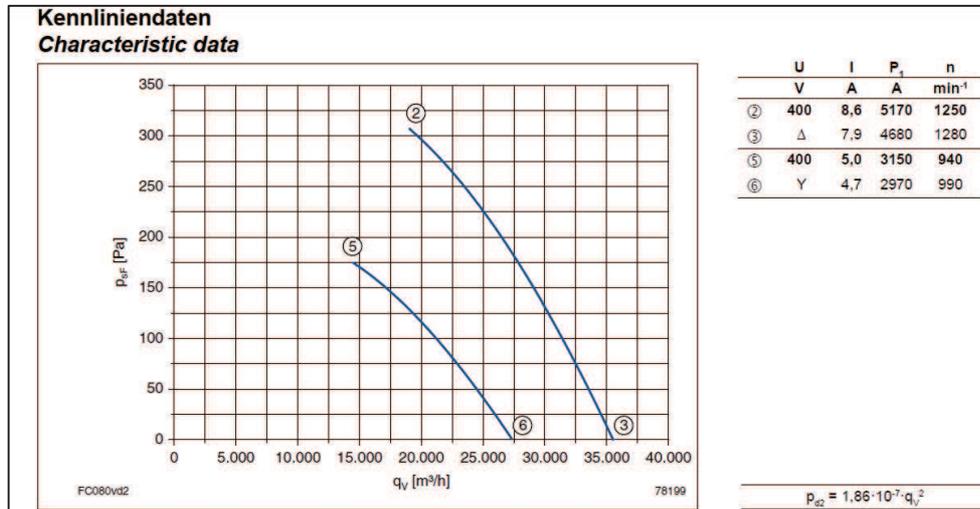


Figura 3.36. Curva experimental de ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

3.3.7.1 Determinación de la Potencia Útil.

Es necesario determinar la potencia suministrada al aire, por ello es fundamental la determinación de la potencia útil transmitida.

A partir de los datos experimentales y el análisis numérico se procede a calcular la potencia tanto de la curva teórica como de la numérica, solamente de la zona estable, para así realizar la comparación respectiva, a partir de la ecuación 3.1.

$$Pot = \Delta Pe \cdot Q \quad (3.1)$$

Luego de la realización del cálculo de la potencia en la zona estable, se calcula la potencia correspondiente a la zona inestable de la curva obtenida mediante análisis numérico, para así establecer los análisis correspondientes a la zona inestable del ventilador axial, sin perder de vista que esa zona de dicha curva es una aproximación numérica con la base de que el comportamiento del modelo simulado se asemeja a la realidad.

3.3.7.2 Cambio de velocidad de giro.

Con el fin de evaluar y analizar las diferencias entre el comportamiento real y el resultado mediante CFD del ventilador a distintas velocidades de giro, se extrae de la curva característica suministrada por el fabricante cierta cantidad de puntos, que serán la base para que mediante las leyes de semejanza se obtenga una curva equivalente del ventilador a la nueva velocidad de giro; de igual forma se realiza con la curva obtenida mediante las simulaciones numéricas y a su vez se rectifica cambiando las condiciones de borde correspondiente a la velocidad de giro del ventilador; Finalmente se comparan las curvas y se concluye al respecto.

3.3.7.2.1 Aplicación de las leyes de semejanza a la curva experimental.

Inicialmente se realiza un cambio de velocidad de giro de la curva experimental del ventilador seleccionado, mediante la utilización de las leyes de semejanza, para así obtener una referencia que permita la validación de los resultados obtenidos en la simulación numérica.

Tabla 3.2. Cambio de Velocidad de giro de la curva experimental.

1250 rpm		2500 rpm	
Caída de Presión Estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)	Presión Estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)
310	18.000	1.240	36.000
290	20.000	1.160	40.000
267.5	22.500	1.070	45.000
225	25.000	900	50.000
177	27.500	708	55.000
127	30.000	508	60.000
12.5	35.000	50	70.000

3.3.7.2.2 Aplicación de las leyes de semejanza a la curva característica resultante de la simulación.

En esta etapa de la investigación se posee la curva característica del ventilador axial seleccionado, resultado de la simulación numérica mediante ANSYS CFX® 12.1 a una velocidad de giro de 1.250 rpm. Se realiza el cambio de velocidad de giro a 2.500 rpm, de dicha curva mediante las leyes de semejanza.

3.3.7.2.3 Obtención de la curva característica con una velocidad de giro de 2.500 rpm mediante ANSYS CFX 12.1.

Con el cambio de la condición de borde referida a la velocidad de giro de la turbomáquina, siguiendo la metodología para la realización de una simulación numérica, detallada previamente. Para así obtener, sin la utilización de las leyes de semejanza, la curva correspondiente a una velocidad de giro de 2500 rpm.

3.3.7.3 Variación de la cantidad de álabes de un ventilador axial.

El modelo seleccionado posee una cantidad de álabes específica, suministrada por el fabricante; en esta etapa se varia la cantidad de álabes del modelo, Posteriormente se analiza el efecto de la cantidad de álabes en el rendimiento de la turbomáquina trabajada.

Cambiar la cantidad de álabes significa generar un ventilador de geometría similar, por ende, la modificación implica realizar nuevamente el estudio numérico del ventilador con una variación en su número de álabes,

Capítulo III. Marco Metodológico

siguiendo la metodología para la elaboración de una simulación numérica (fase 5 de este capítulo).

El momento en el que se configura la cantidad de álabes, en la exportación (ExportPoints™) de los puntos del croquis en el DesignModeler™, como lo indica la figura 3.36, y posteriormente se sigue la metodología hasta llegar a los resultados de la simulación, para su análisis, comparación y conclusiones respectivas.

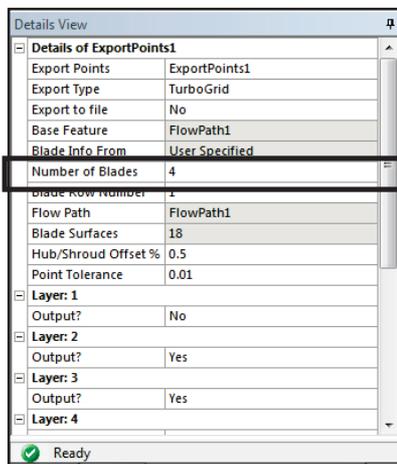


Figura 3.37. Modificación de Número de álabes del ventilador.

CAPÍTULO IV *Resultados y Análisis de Resultados.*

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del análisis numérico del campo de flujo a través del ventilador axial comercial a 1.250 rpm, con su respectiva validación y exposición de los resultados en la convergencia de las ecuaciones de masa, momento, turbulencia y finalmente la curva característica del ventilador, presión estática en función del caudal, obtenida mediante las simulaciones realizadas. A su vez se realiza y se muestra lo correspondiente a la potencia útil, variación de velocidad; de igual forma los resultados en la variación en la cantidad de álabes del modelo de ventilador axial seleccionado, para identificar la influencia de este aumento en el rendimiento de la turbomáquina. Se presentan todos los resultados en forma de representaciones gráficas y figuras para finalmente analizarlos.

4.1 ESTADÍSTICAS DEL MALLADO. Ángulo.

Luego de dibujar la geometría y generar el mallado del campo de flujo a través del ventilador axial, la tabla 4.1 muestra las características de los límites permisibles y la relación porcentual de los elementos deficientes respecto a los elementos aceptables de la malla.

Tabla 4.1. Límites permisibles de mallado.

Característica	Valor Máximo Malla	Valor Límite
Ángulo Mínimo de Cara	18.7104°	19.0994°
Ángulo Máximo de Cara	164.902°	165.002°
Proporción Volumetría Máxima	21.2026°	21.4902°
Volumen Mínimo	9.5971e-14 m ³	9.6171e-14 m ³
Proporción Máxima de Longitud de Cara	1945.72	1955.72
Número Máximo de Conexiones	7	8

El %E indica la relación porcentual de los elementos deficientes respecto a los elementos aceptables de la malla, como se puede observar el mallado del ventilador axial FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG se encuentra dentro de los límites permisibles. Lo que indica que la malla generada permite la obtención de resultados numéricos o lo que es lo mismo la solución de las ecuaciones de gobierno.

A continuación, se puede ver en la tabla 4.2, la cantidad de elementos y nodos presentes en el dominio.

Tabla 4.2. Características de elementos y nodos presente.

Ubicación	Elementos	Nodos
Porción de Rotor	240.095	255.392

4.2 Convergencia de la simulación.

4.2.1 Convergencia por el criterio de imbalances.

El “Conservation Target” establece una conservación de las ecuaciones de gobierno desde la entrada de flujo hasta la salida, para que esto suceda, el imbalance global para cada ecuación debe ser menor a 1 %, para esta simulación se establece a 0,5 %, con la finalidad de lograr resultados más confiables.

Para el análisis de la convergencia de las ecuaciones de continuidad y momento, se presenta a continuación, las representaciones gráficas de imbalance, del dominio del rotor del ventilador axial seleccionado, para caudales de 20.000 m³/h 22.500 m³/h y 25.000 m³/h; igualmente dichas representaciones de imbalances para la simulación con los otros caudales se presentan en el apéndice A.

Se evidencia en la figura 4.1, correspondiente a la representación gráfica del imbalance, que al llegar la simulación a un número de iteraciones de 50, las ecuaciones de masa y momento se estabilizan en 0. Esto indica que las ecuaciones se están conservando entre la entrada y salida del dominio del rotor del ventilador axial seleccionado, para un caudal de 20.000 m³/h.

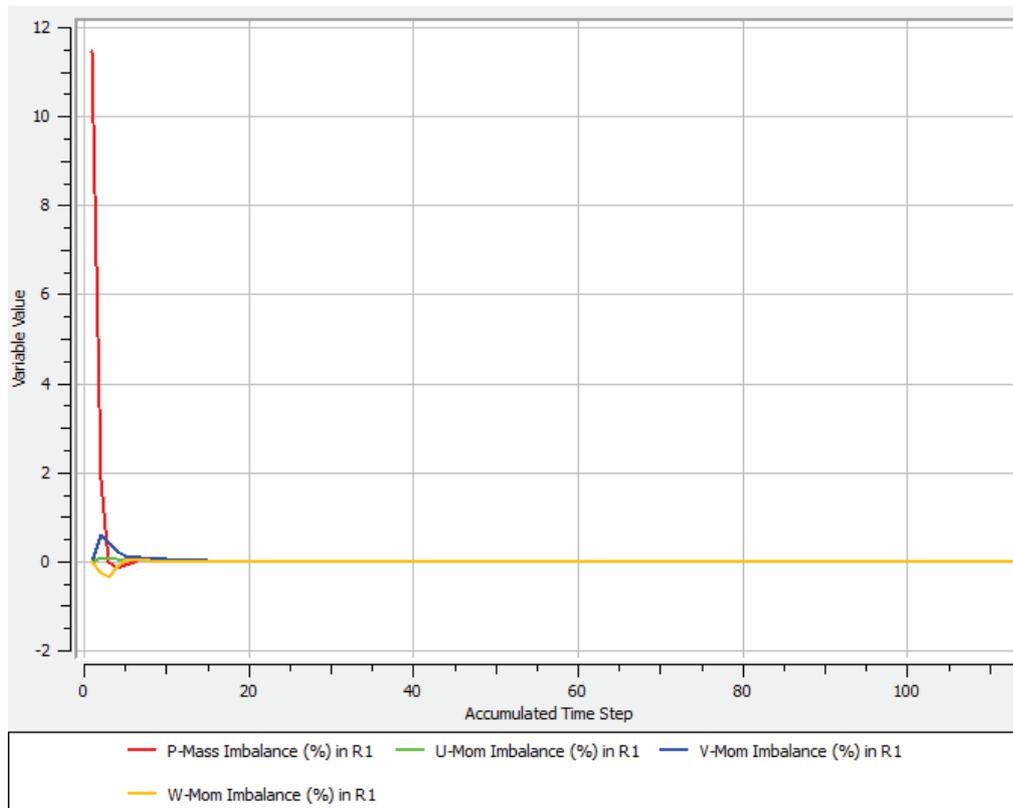


Figura 4.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Se evidencia en la figura 4.1, que al llegar la simulación a un número de iteraciones de 50, las ecuaciones de masa y momento se estabilizan en 0. Esto indica que las ecuaciones se están conservando entre la entrada y salida del dominio del rotor del ventilador axial seleccionado, para un caudal de $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$.

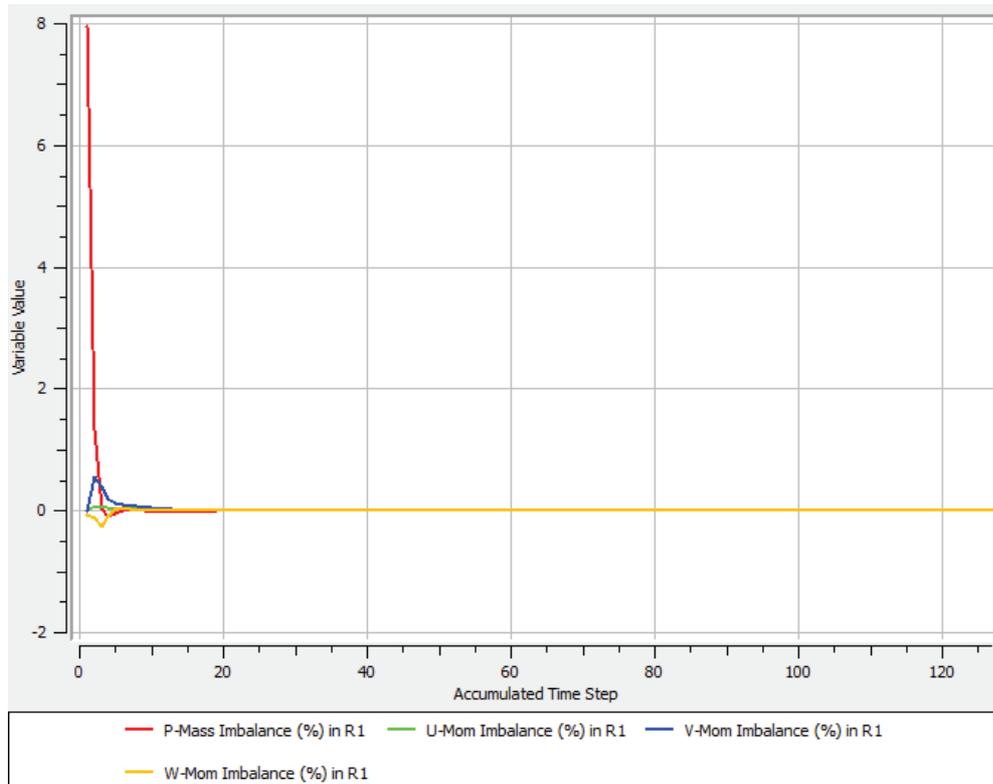


Figura 4.2. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Se evidencia en la figura 4.2, que al llegar la simulación a un número de iteraciones de 50, las ecuaciones de masa y momento se estabilizan en 0. Esto indica que las ecuaciones se están conservando entre la entrada y salida del dominio del rotor del ventilador axial seleccionado, para un caudal de $25.000 \text{ m}^3/\text{h}$.

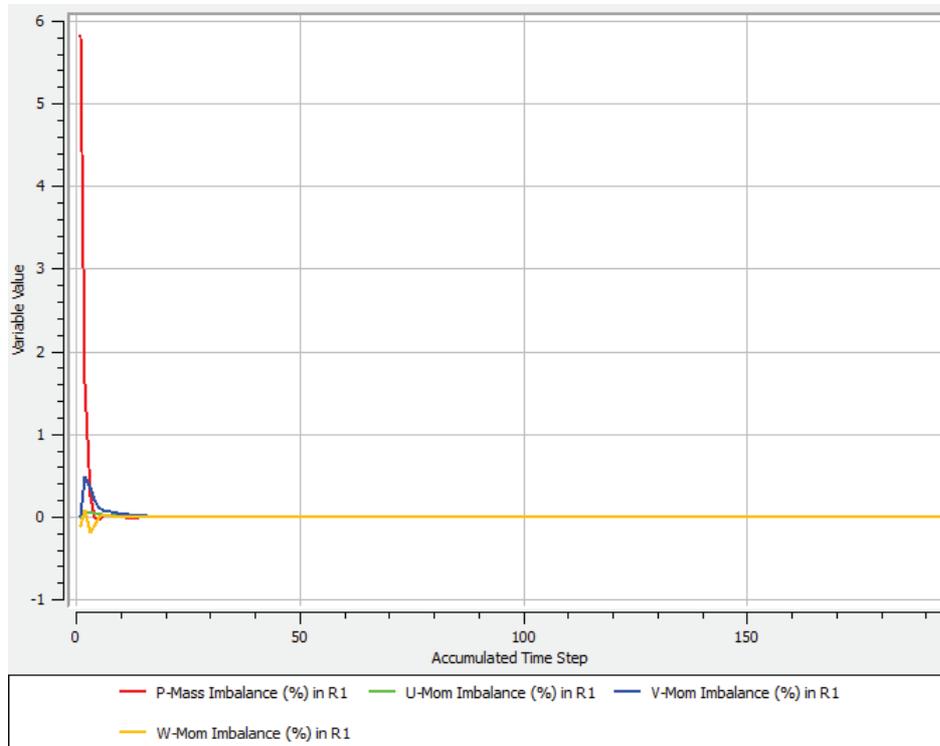


Figura 4.3. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Analizando las figuras 4.1, 4.2, y 4.3 se observa que las ecuaciones de masa y momento se conservan para todos los caudales simulados, necesitando una cantidad de 50 iteraciones para estabilizarse al valor de 0 %. En el apéndice A, se observa que en el resto de los puntos analizados el imbalance llega al valor de 0%. Por lo tanto, se alcanzó un valor de imbalance de 0% en todas las simulaciones que fueron realizadas en este trabajo.

4.2.2 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia.

La convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia se estableció a un error relativo de 1×10^{-4} . A continuación se muestra los

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

resultados de la convergencia para caudales de 20.000 m³/h, 22.500 m³/h y 25.000 m³/h, el resto de los puntos analizados se presenta en el apéndice A.

En la figura 4.4 se observa que los residuos de las ecuaciones de masa (P-Mass) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 100 iteraciones, en este punto se logró alcanzar tanto el criterio de convergencia RMS como el de Imbalance en todo el dominio del rotor del ventilador, para un caudal de 20.000 m³/h.

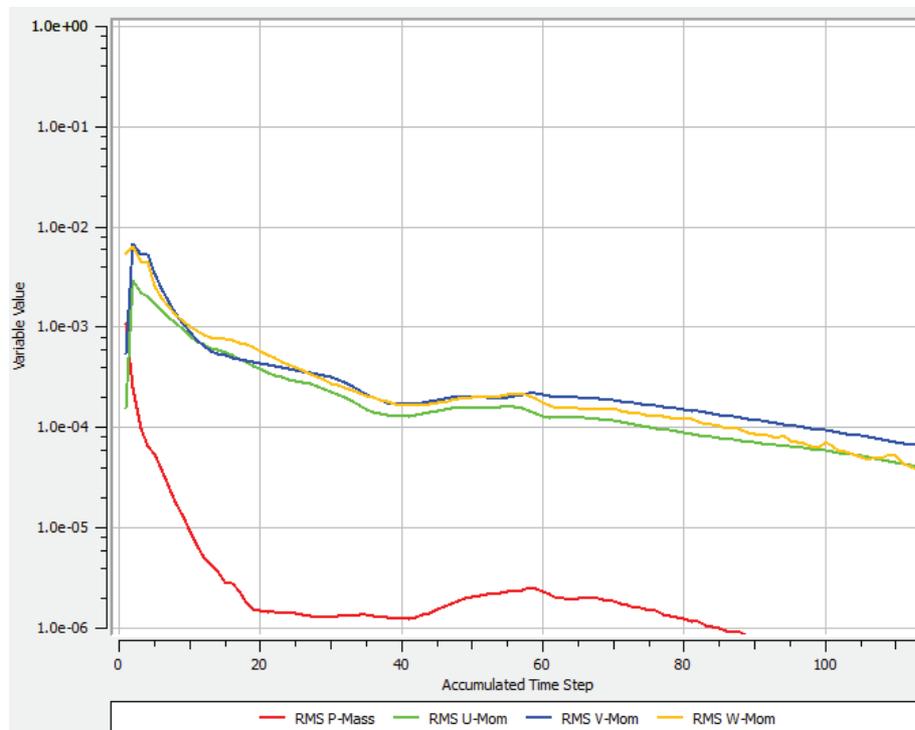


Figura 4.4 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s (Q=20.000 m³/h).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

En la figura 4.5 se puede observar como las ecuaciones de turbulencia alcanzan valores de RMS muy cercanos a 1×10^{-4} . Las ecuaciones de turbulencia no son evaluadas bajo el mismo criterio de convergencia que las de masa y momento. Por lo tanto, el criterio de evaluación de la convergencia está centrado en que a medida que el valor RMS de las ecuaciones se reduzca, el resultado obtenido será aún más preciso.

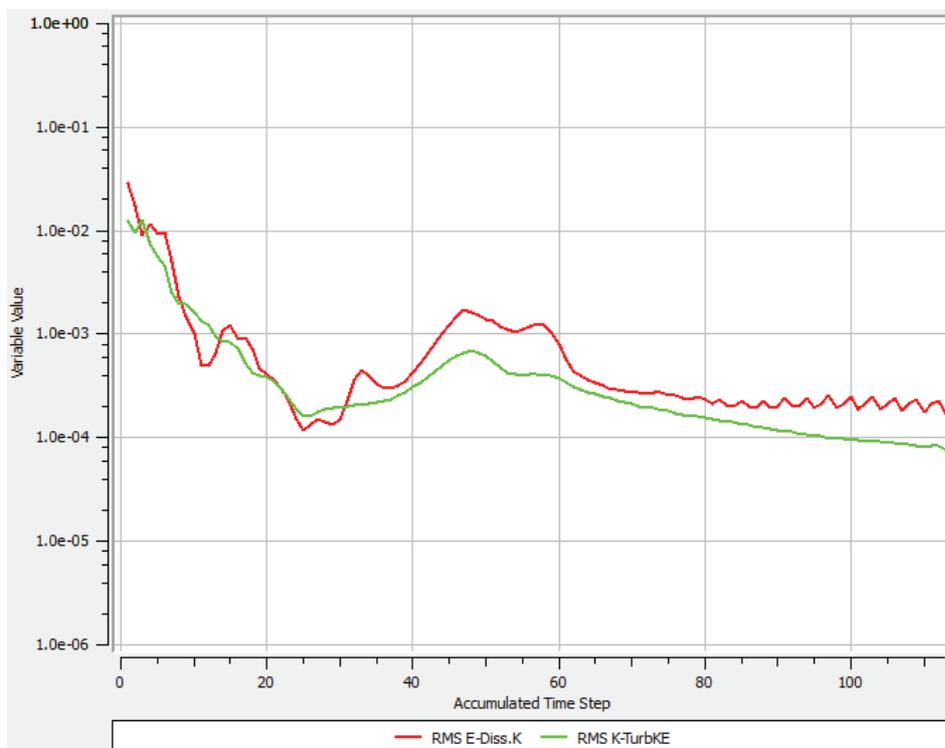


Figura 4.5 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

En la figura 4.6 se observa que los residuos de las ecuaciones de masa (P-Mass) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 60 iteraciones, en este punto se logró alcanzar tanto el criterio de convergencia RMS como el de Imbalance en todo el dominio del rotor del ventilador, para un caudal de $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$.

Sin embargo en ese punto las ecuaciones de turbulencia no tenían un error aceptable, como lo indica la figura 4.7, por ello se extendió el número de iteraciones hasta lograr un error relativo de 1×10^{-4} en las ecuaciones de turbulencia, cosa que se logró en la iteración número 126.

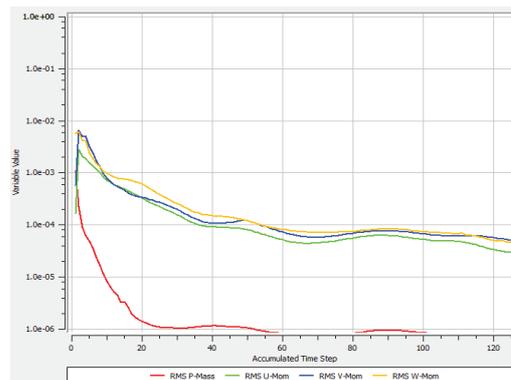


Figura 4.6 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico $1,8515 \text{ kg/s}$ ($Q=22.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

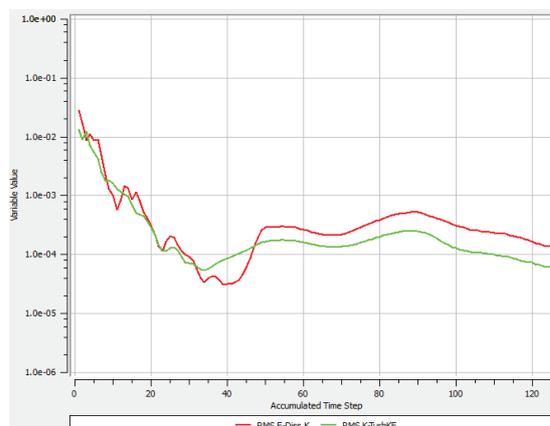


Figura 4.7 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico $1,8515 \text{ kg/s}$ ($Q=22.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

En la figura 4.8 se observa que los residuos de las ecuaciones de masa (P-Mass) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 150 iteraciones, en este punto se logró alcanzar tanto el criterio de convergencia RMS como el de Imbalance en todo el dominio del rotor del ventilador, para un caudal de 25.0000 m³/h. y a su vez las ecuaciones de turbulencia tienen un error aceptable inferior al deseado (1×10^{-4}) como lo indica la figura 4.9, sin embargo en la iteración 200 se logra un error relativo de 1×10^{-4} tanto en la turbulencia como en las ecuaciones de gobierno del modelo.

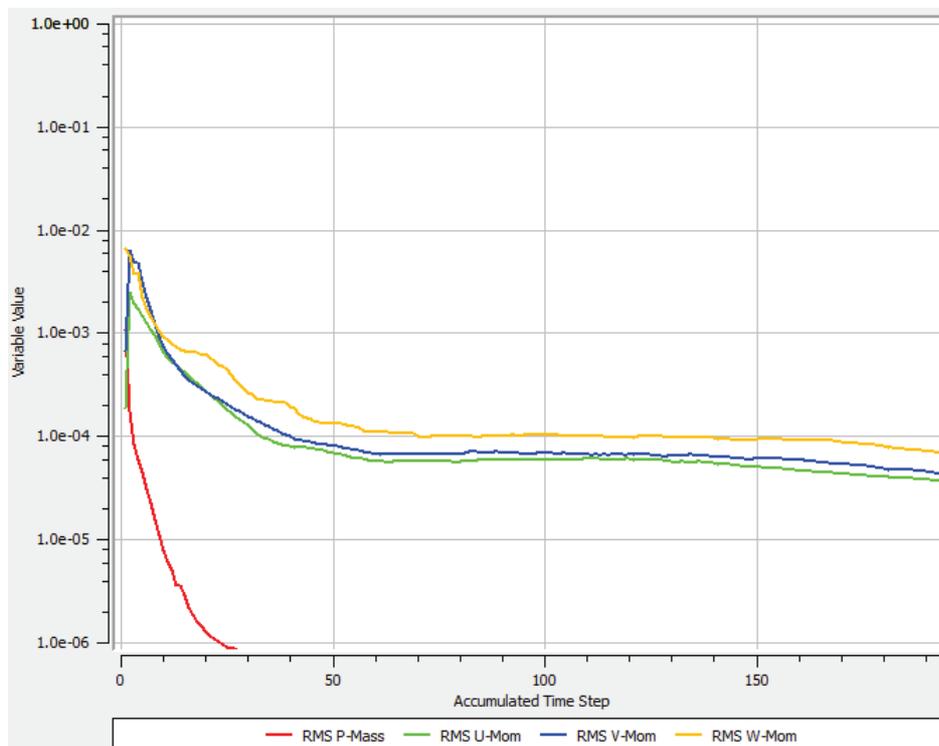


Figura 4.8 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

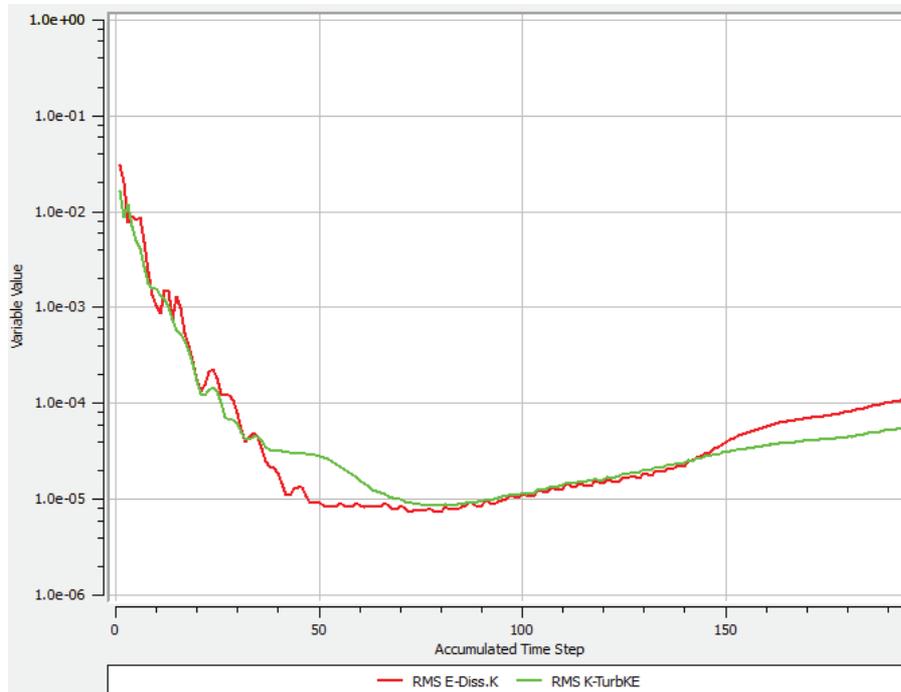


Figura 4.9 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000\text{m}^3/\text{h}$).

Se puede observar de los gráficos mostrados anteriormente, que a medida que el flujo volumétrico aumenta, la convergencia se logra con mayor dificultad, ya que aumenta el número de iteraciones realizada, con la diferencia que las curvas son más suavizadas conforme se aumenta el flujo volumétrico y su comportamiento no resulta alternante.

4.3 Resultados obtenidos en la simulación.

4.3.1 Curva característica P_e VS Q .

A continuación se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas al ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG a 1.250 rpm, donde se aprecia el comportamiento característico de un ventilador axial, el cual es disminuir su presión estática a medida que aumenta el caudal, con la presencia de la zona de inestabilidad.

La construcción de la curva característica del ventilador está basada en la variación del caudal, de tal forma que se obtenga la diferencia de presión estática entre la entrada y la salida del ventilador axial, para así determinar la presión estática que genera el ventilador girando a 1.250 rpm

Inicialmente se muestran los resultados de presión estática para los caudales de 20.000 m³/h, 22.500 m³/h, 25.000 m³/h. Los resultados de los puntos restantes se muestran en el apéndice B.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

En la figura 4.10 se puede observar el desarrollo de la presión a través del rotor del ventilador axial seleccionado, con un flujo volumétrico de 20.000 m³/h. La presión estática resultante del ventilador viene dada por la diferencia de presión entre la entrada y la salida del rotor, para estas condiciones de borde la presión estática del ventilador es de 320 pascales.

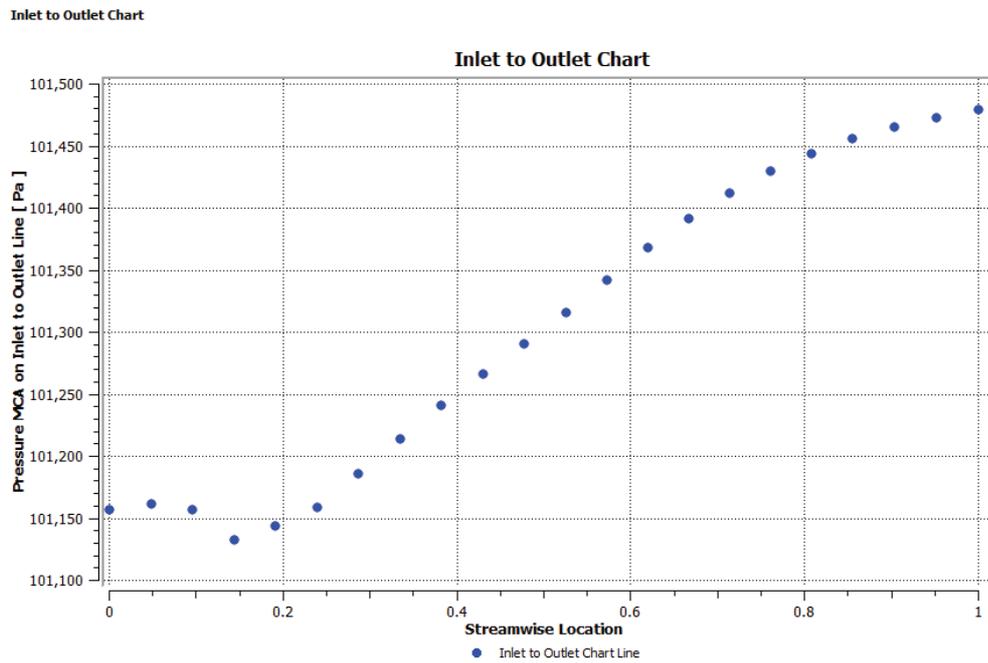


Figura 4.10. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,6458 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

En la figura 4.11 se puede observar el desarrollo de la presión a través del rotor del ventilador axial seleccionado, con un flujo volumétrico de $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$. La presión estática resultante del ventilador viene dada por la diferencia de presión entre la entrada y la salida del rotor, para estas condiciones de borde la presión estática del ventilador es de 310 pascales.

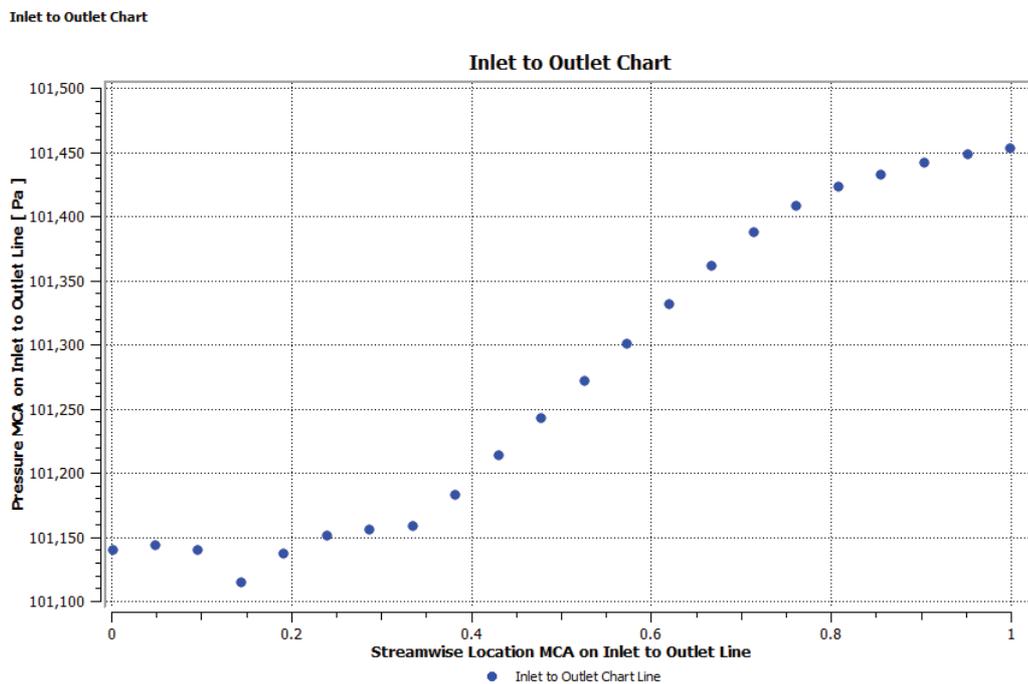


Figura 4.11. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,8515 kg/s ($Q=22.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

En la figura 4.12 se puede observar el desarrollo de la presión a través del rotor del ventilador axial seleccionado, con un flujo volumétrico de 25.000 m³/h. La presión estática resultante del ventilador viene dada por la diferencia de presión entre la entrada y la salida del rotor, para estas condiciones de borde la presión estática del ventilador es de 240 pascales.

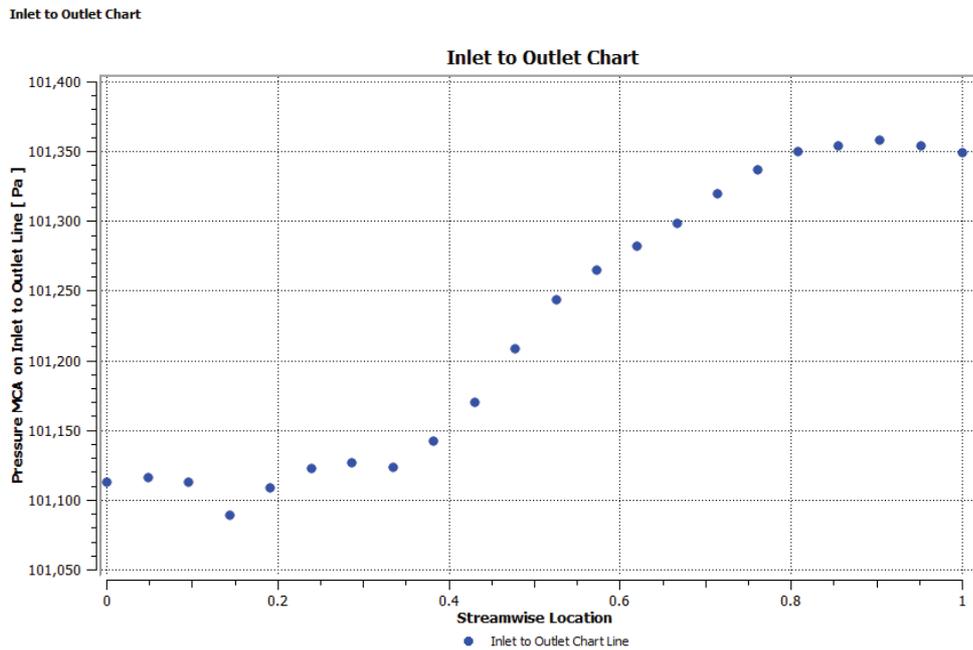


Figura 4.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,0572 kg/s ($Q=25.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Se presenta en la tabla 4.3 todos los caudales simulados con su respectivo resultado de presión estática, del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG, obtenidos mediante el análisis numérico.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

Tabla 4.3. Resultados de presión estática del ventilador mediante el análisis numérico.

Punto	Caudal (m ³ /h)	Flujo Másico (kg/s)	Pe (Pa)	Ps (Pa)	DP (Pa)
1	2.500	0,205729	101.340	101.840	500
2	5.000	0,411458	101.280	101.780	500
3	13.000	1,069791	101.180	101.520	340
4	16.500	1,357812	101.150	101.475	325
5	18.000	1,481250	101.140	101.470	330
6	20.000	1,645833	101.160	101.480	320
7	22.500	1,851562	101.140	101.450	310
8	25.000	2,057291	101.110	101.350	240
9	27.000	2,221875	101.110	101.330	220
10	32.500	2,674479	100,065	101.170	105

Posteriormente se muestra la curva característica, presión estática en función del caudal (P_e vs Q), obtenida mediante el análisis numérico, comparado con la curva característica experimental suministrada por el fabricante, a fin de realzar el análisis comparativo entre las curvas (*ver figura 4.13 y 4.14 respectivamente*).

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

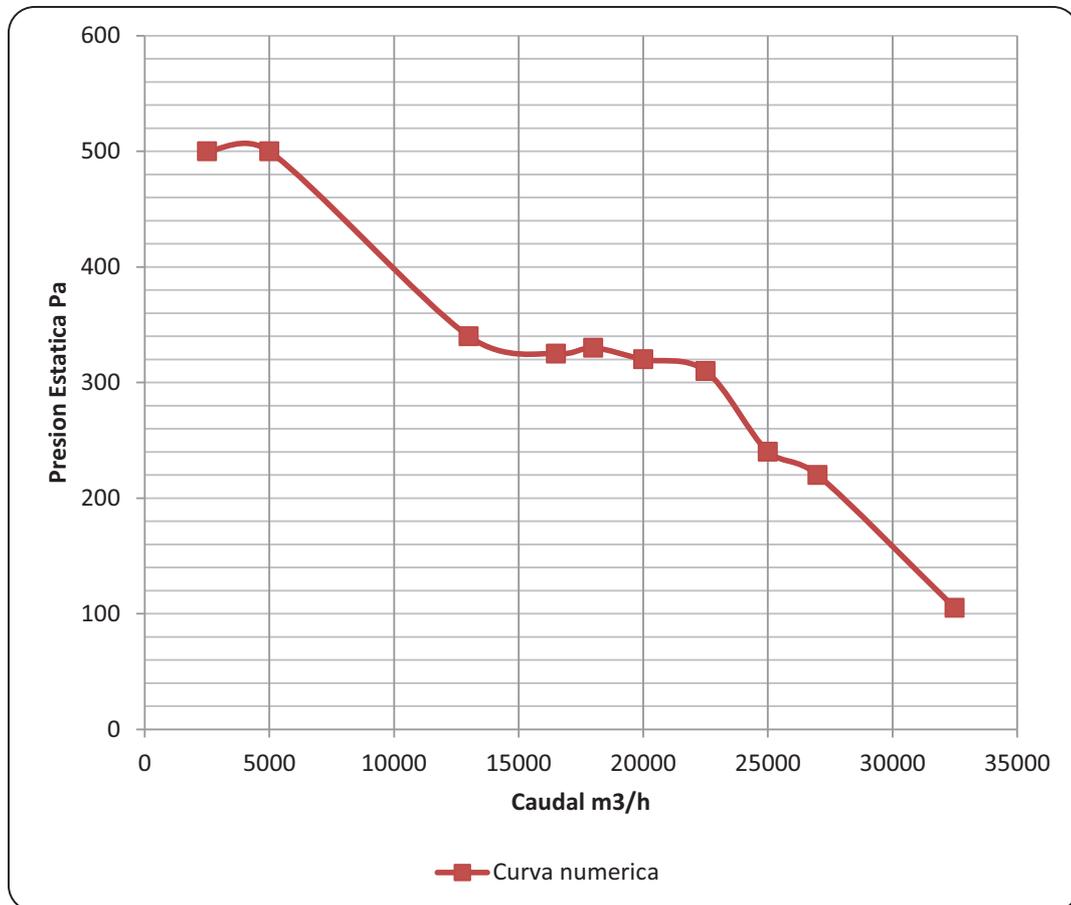


Figura 4.13. Representación gráfica de los puntos resultantes del análisis numérico

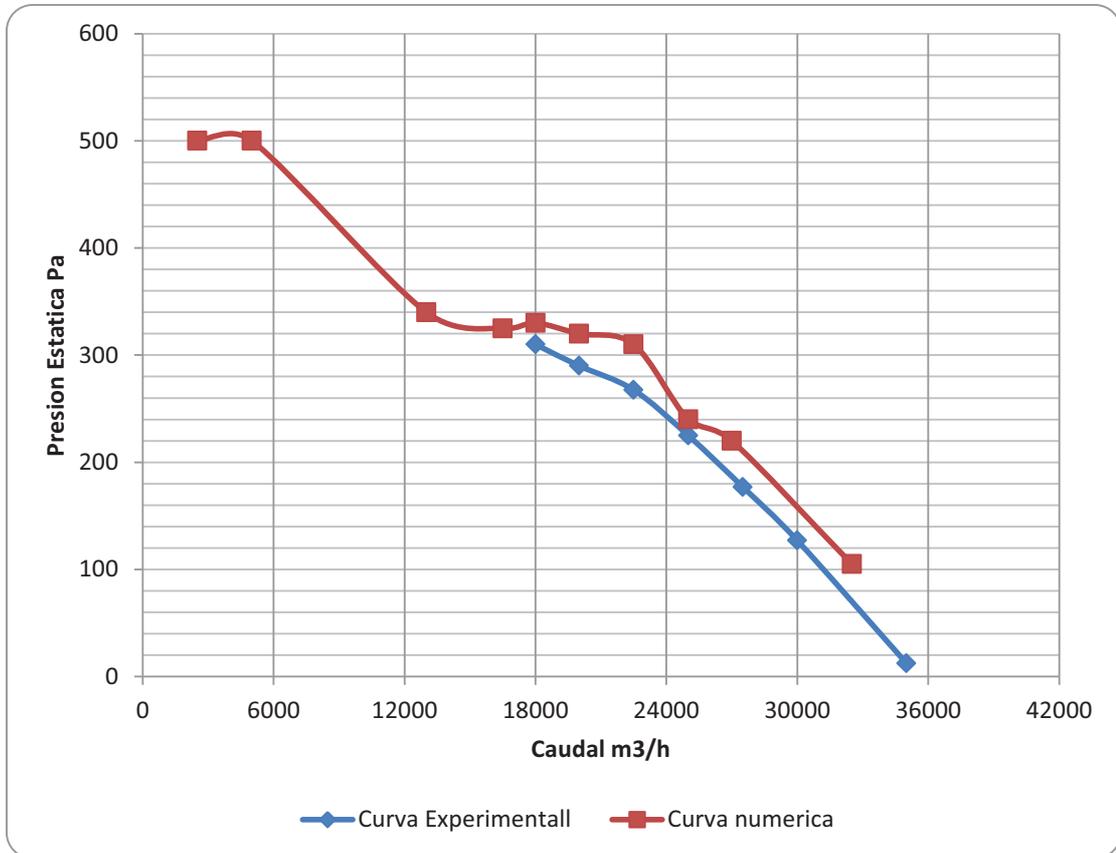


Figura 4.14. Comparación de la curva experimental con la curva obtenida del análisis numérico.

De la figura 4.14, se puede verificar que el comportamiento del flujo mediante el análisis numérico es correcto, puesto que la curva se asemeja a la del fabricante, sin embargo el mismo sólo suministra la zona de trabajo del ventilador axial, por ello se decidió realizar el análisis a menores caudales para así formar la curva característica de un ventilador axial, bajo la premisa que el ventilador se comporta correctamente.

4.3.2 VISUALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS.

❖ Distribución de presiones.

En las figuras 4.15 y 4.16 se muestran los contornos de presión a través del ventilador para los caudales simulados.

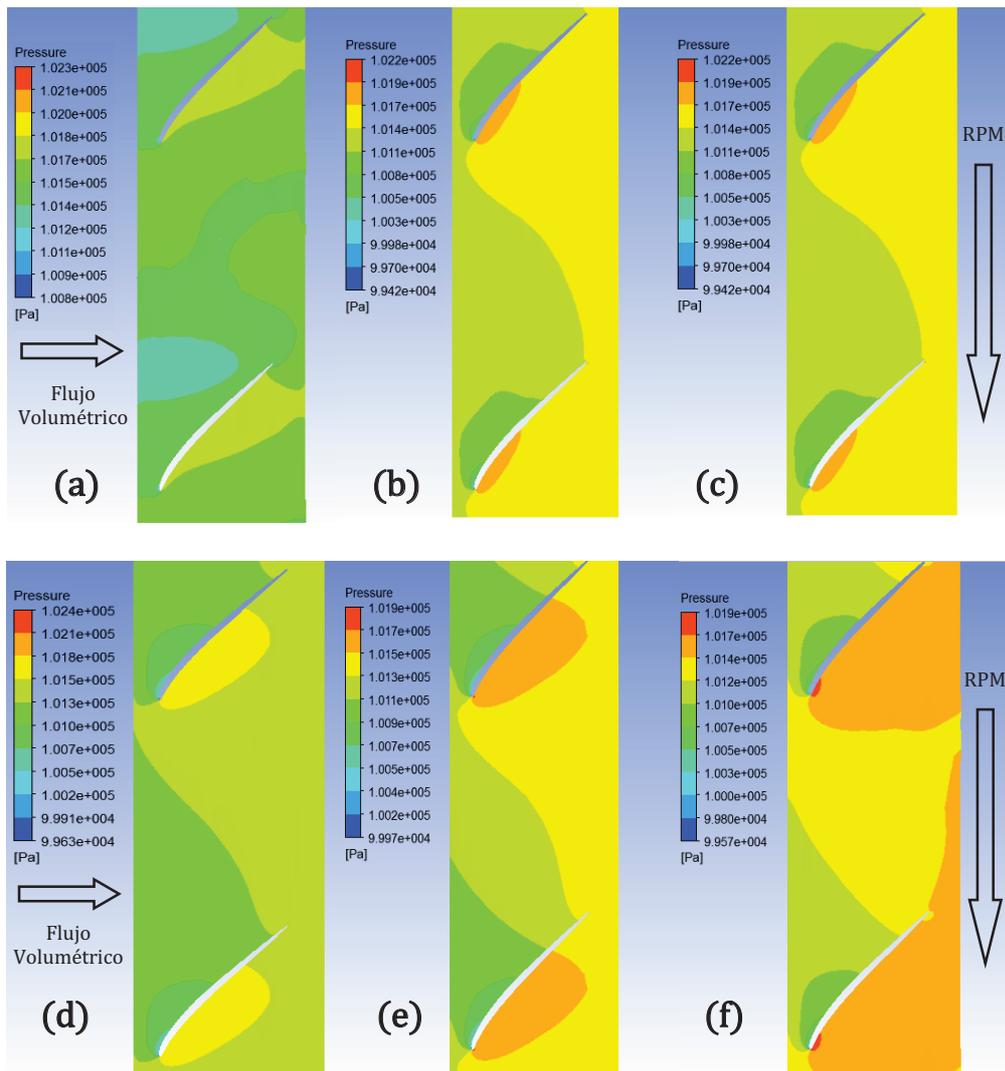


Figura 4.15. Contorno de Presión en desarrollo cilíndrico a caudal (a) 2.500 m³/h (b) 5.000 m³/h (c) 13.000 m³/h (d) 16.500 m³/h (e) 18.000 m³/h (f) 20.000 m³/h

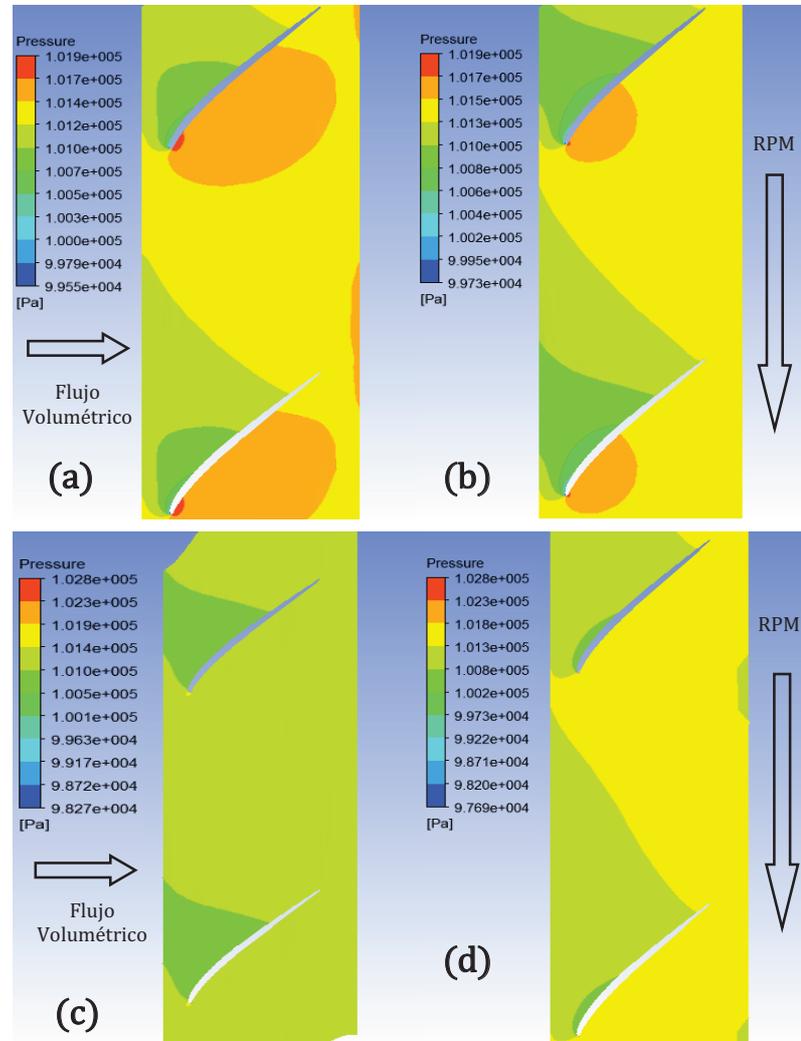


Figura 4.16. Contorno de Presión en desarrollo cilíndrico a caudal (a) 22.500 m³/h (b) 25.000 m³/h (c) 27.000 m³/h (d) 32.500 m³/h

Detallando las figuras 4.15 y 4.16, se puede apreciar que la magnitud numérica de la distribución de presiones en el desarrollo cilíndrico del ventilador va decreciendo, es decir, las máximas presiones se encuentran en la zona de la salida, en la superficie del álabe con mayor espesor, y va disminuyendo a medida que el caudal aumenta, mientras que las presiones

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

menores, están en la zona de entrada, en la superficie del álabe donde se haya el mayor espesor.

Como segunda observación, se tiene que la distribución de presiones varía notablemente en las zonas aledañas al álabe específicamente en las zonas más cercanas a la entrada, y que la mayor diferencia de presiones se haya entre los distintos lados del mismo álabe, y como estas zonas se van estabilizando a lo largo del recorrido entre los álabes hasta llegar a la salida del ventilador. Este fenómeno demuestra el desprendimiento de la capa límite explicado más detalladamente en los análisis.

En la figura 4.17, 4.18, 4.19 y 4.20 se muestran la distribución de presiones en la vista meridional, y como en las zonas inferiores del ventilador se observan las presiones más bajas, a bajos caudales, estas zonas de baja presión se movilizan a medida que aumenta el caudal, desplazándose a la superficie de la entrada. Las zonas de mayor presión se encuentran en las zonas superiores del álabe y mientras los caudales van en aumento, el valor numérico de la presión máxima disminuye y estas zonas van cambiando de posición hasta llegar a concentrarse en la superficie de la salida del ventilador.

Las isosuperficies mostradas en las figuras 4.19 y 4.20, permiten visualizar que a medida que aumenta el caudal los cambios de presiones a lo largo del álabe son más violentos, es decir, las presiones a bajo caudal cambian de manera gradual, pudiendo notarse una mayor cantidad de isosuperficies con diferentes presiones.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

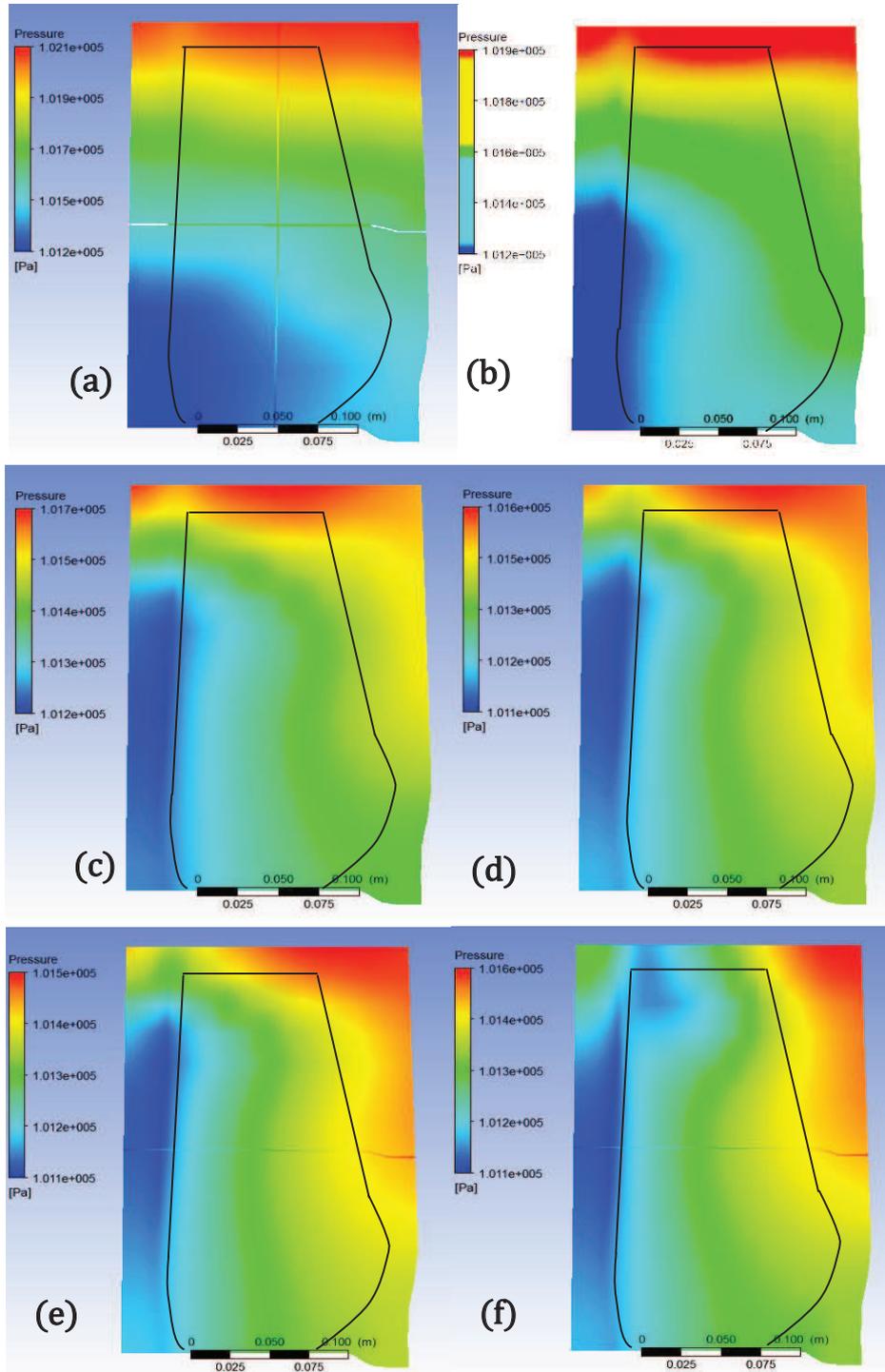


Figura 4.17. Contorno de Presión en vista meridional a caudal (a) 2.500 m³/h (b) 5.000 m³/h (c) 13.000 m³/h (d) 16.500 m³/h (e) 18.000 m³/h (f) 20.000 m³/h

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

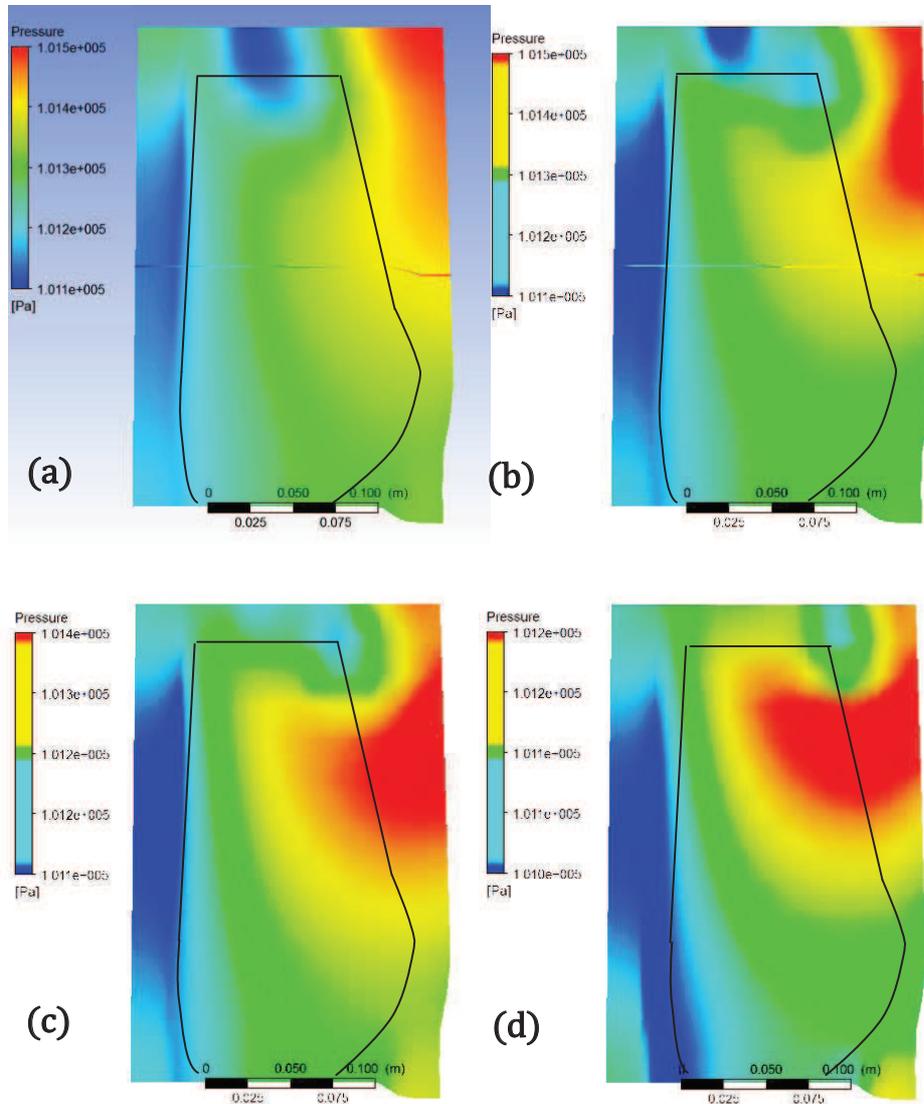


Figura 4.18. Contorno de Presión en vista meridional a caudal (a) 22.500 m³/h (b) 25.000 m³/h (c) 27.000 m³/h (d) 32.500 m³/h

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

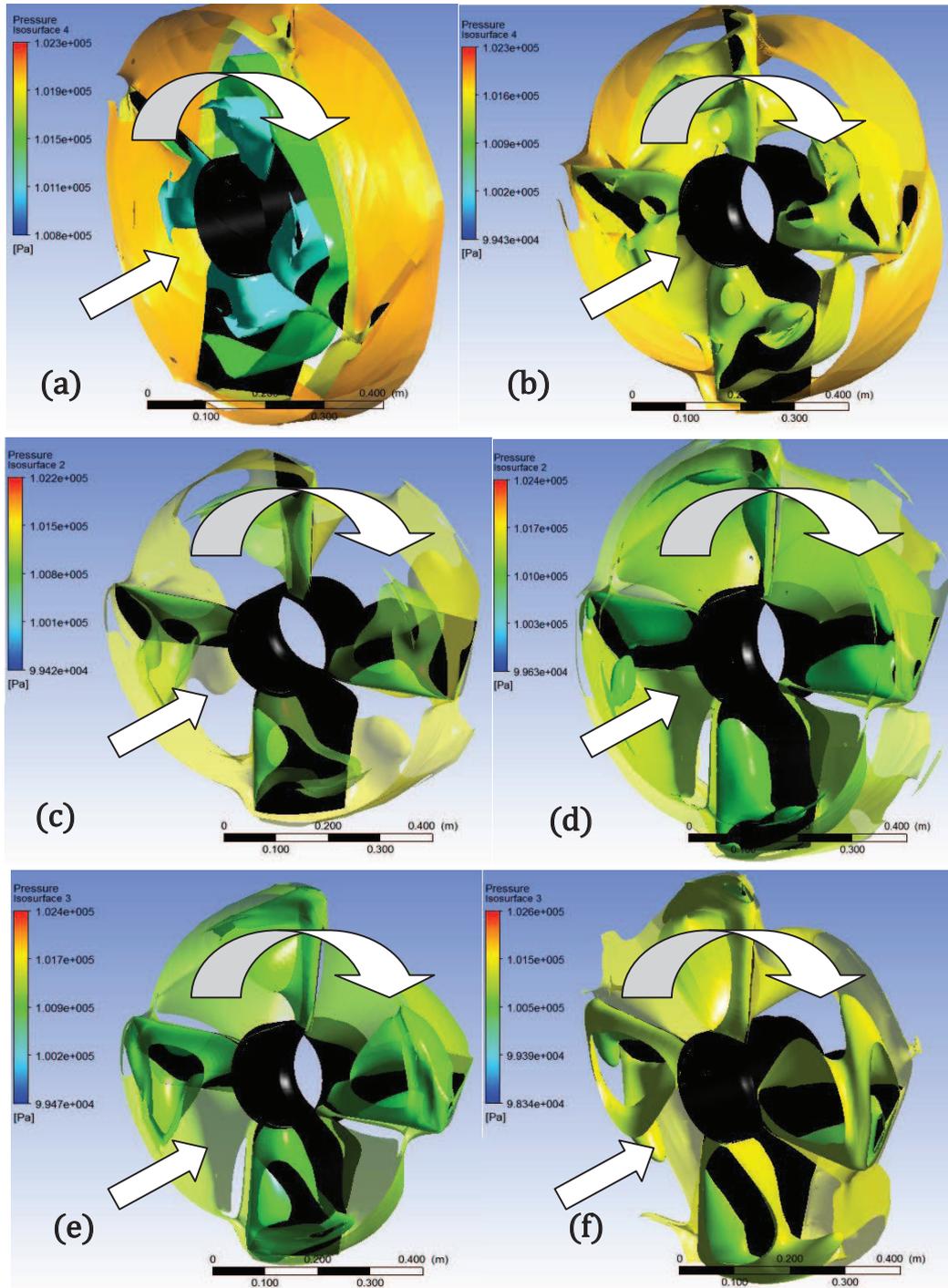


Figura 4.19. Variación de la presión estática mediante isosuperficies a un caudal de (a) $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$ (b) $5.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (c) $13.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (d) $16.500 \text{ m}^3/\text{h}$ (e) $18.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (f) $20.000 \text{ m}^3/\text{h}$

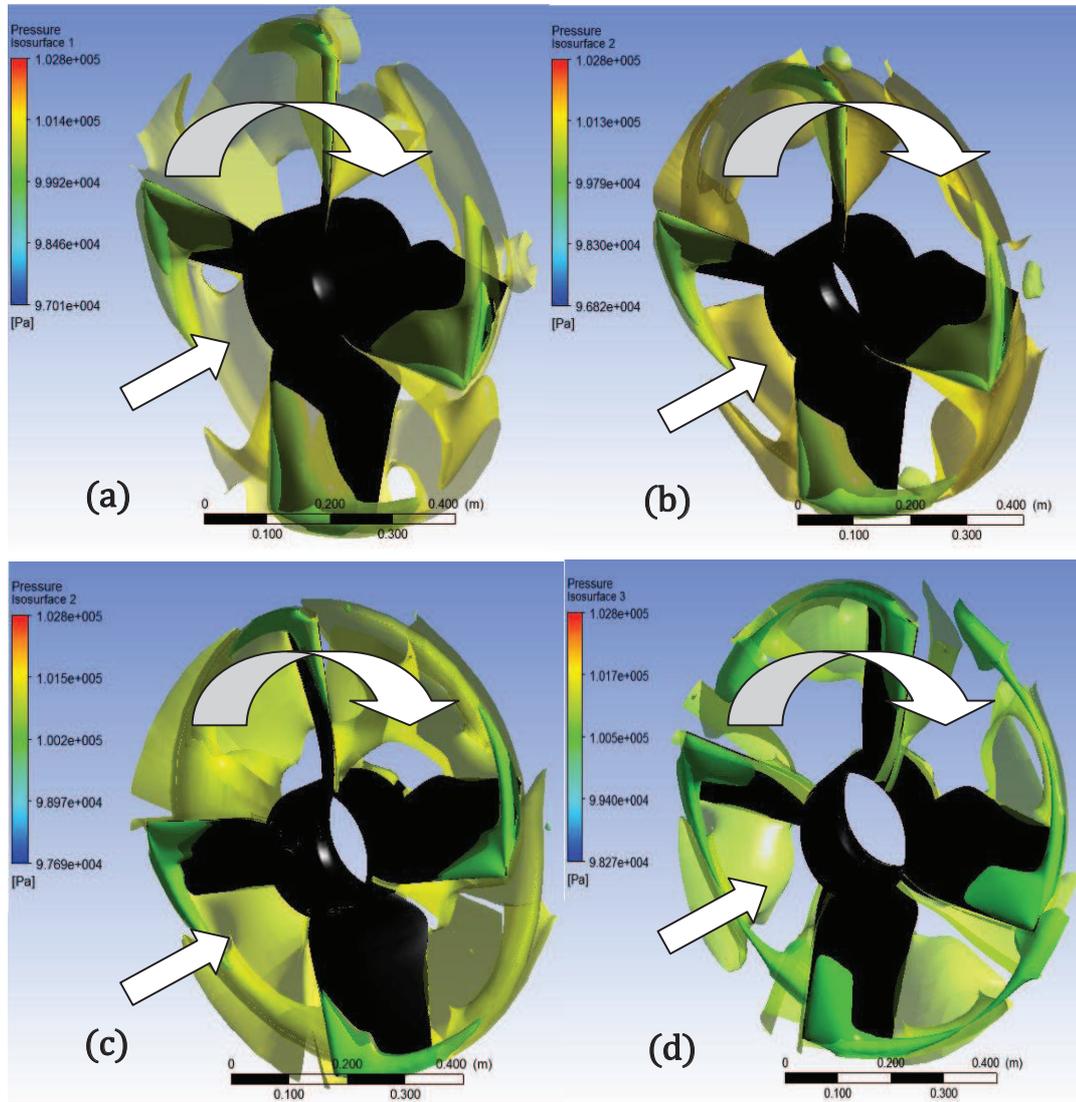


Figura 4.20. Variación de la presión estática mediante isosuperficies a un caudal de (a) $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$ (b) $25.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (c) $27.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (d) $32.500 \text{ m}^3/\text{h}$

Perfil de Velocidad.

A continuación se muestran los resultados numéricos correspondientes de la velocidad a través del ventilador, en donde en su mayoría, la gráfica de velocidad indica una disminución de la velocidad relativa a medida que el aire

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

fluye a través de la turbomáquina, siendo este fenómeno el esperado debido a que es necesario hacer fluir aire desde una zona de baja presión a otra de alta presión, mediante un efecto difusivo que transforma la energía cinética del fluido en presión estática aprovechable.

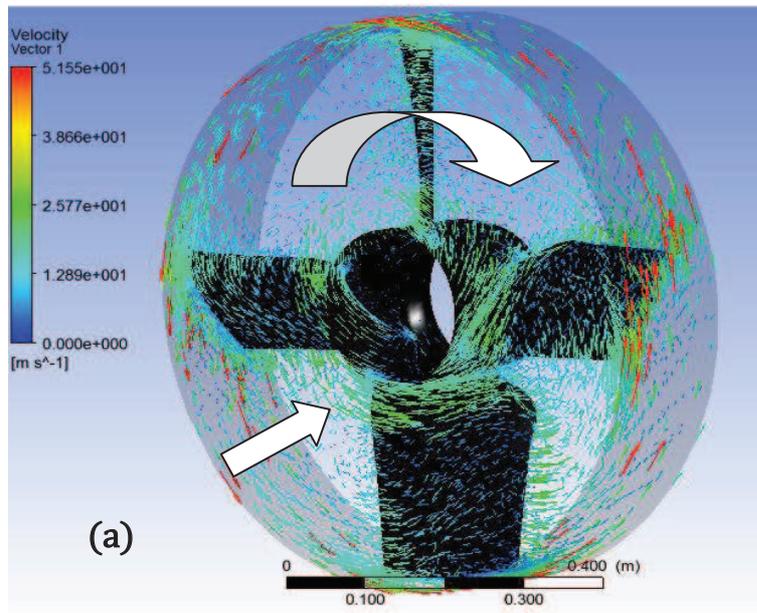
A medida que aumenta el caudal, como lo muestran las figuras desde la 4.21 hasta la 4.30, la velocidad de entrada aumenta, lo cual es un resultado lógico pues se trabaja con un flujo incompresible y no se cambia el área de entrada, además se puede observar que a un bajo caudal ($2.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y $5.000 \text{ m}^3/\text{h}$), justo en la zona aledaña al eje de giro, el aire aumenta su velocidad debido a la disminución en el área de flujo, mientras que en la zona central, entre carcaza y eje la velocidad, no aumenta tan drásticamente.

Cuando ocurre un aumento de caudal, la velocidad de entrada aumenta y hace que en la periferia del ventilador se acumule una mayor cantidad de líneas de corriente cuyas velocidades serán de las más altas de la superficie de entrada, este comportamiento se puede observar a partir de un caudal de $16.500 \text{ m}^3/\text{h}$, donde la zona de mayores velocidades se hace más intensa y se desplaza hacia la periferia del ventilador. En las figuras 4.25, 4.27, y 4.28 se aprecia notablemente el desplazamiento de las zonas de mayor velocidad en la entrada del ventilador axial seleccionado.

Cabe destacar que en los caudales correspondientes a la zona inestable, entre $16.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y $20.000 \text{ m}^3/\text{h}$, el comportamiento de la velocidad es contrario al que usualmente ocurre en la zona estable del ventilador, como lo muestra la gráfica de velocidad de las figuras 4.29 (d) y 4.29 (e), que en vez de disminuir la velocidad mientras el aire fluye a través del ventilador, este realiza una disminución pero inmediatamente comienza a

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

aumentar la velocidad quedando a la salida del ventilador una velocidad de magnitud un tanto mayor que al momento de la entrada.



Inlet to Outlet Chart

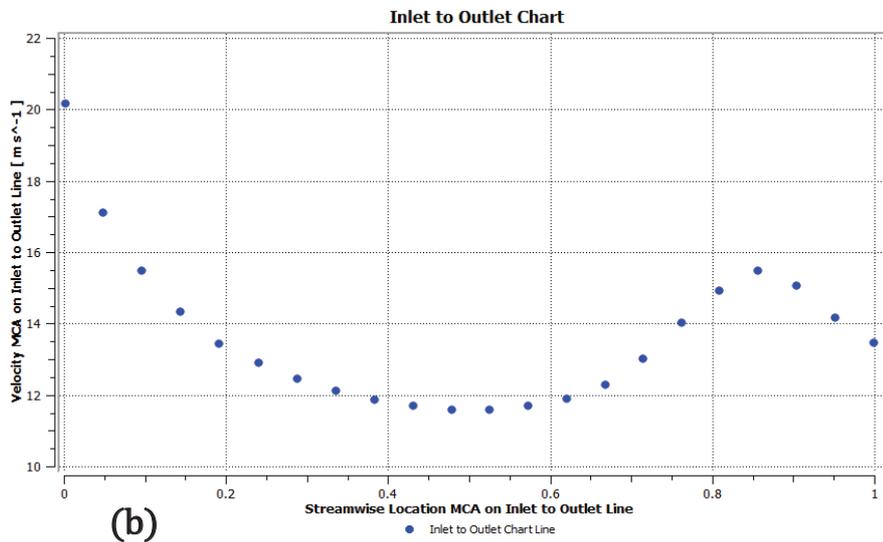
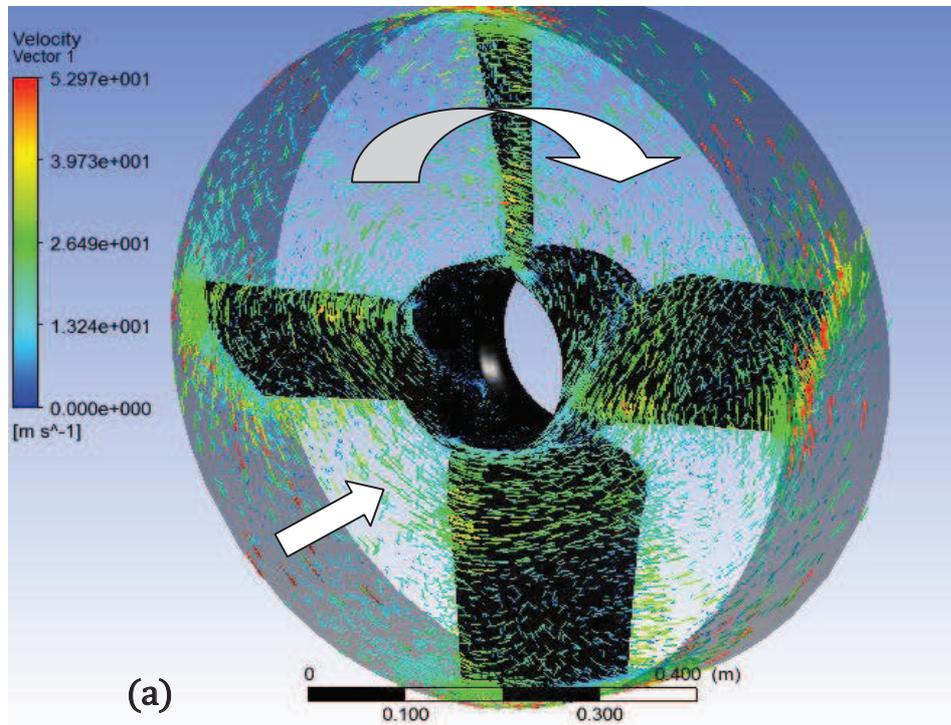


Figura 4.21. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$.



Inlet to Outlet Chart

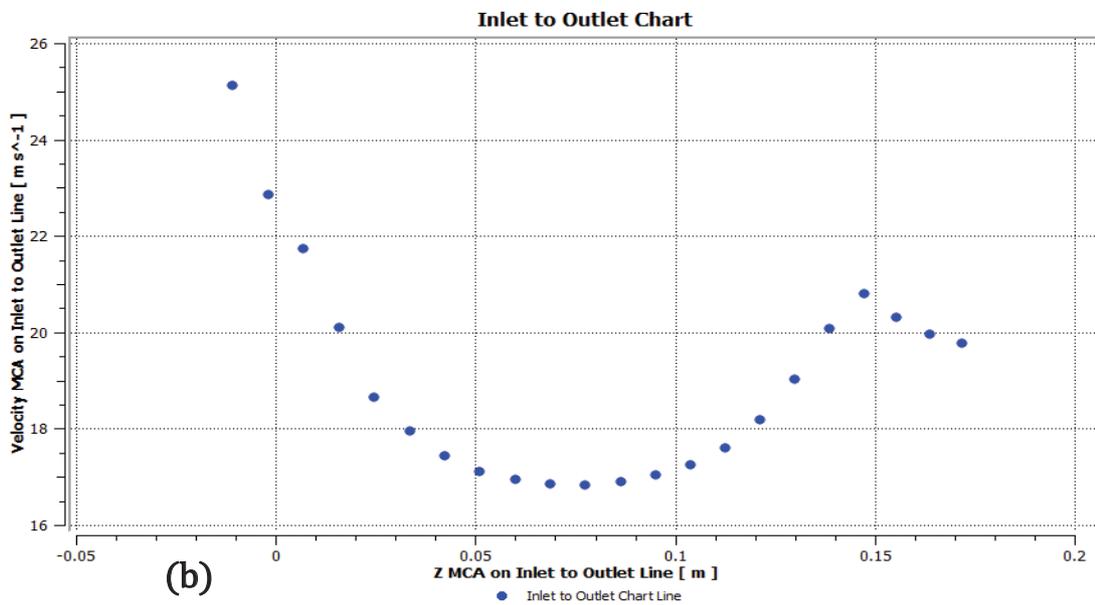
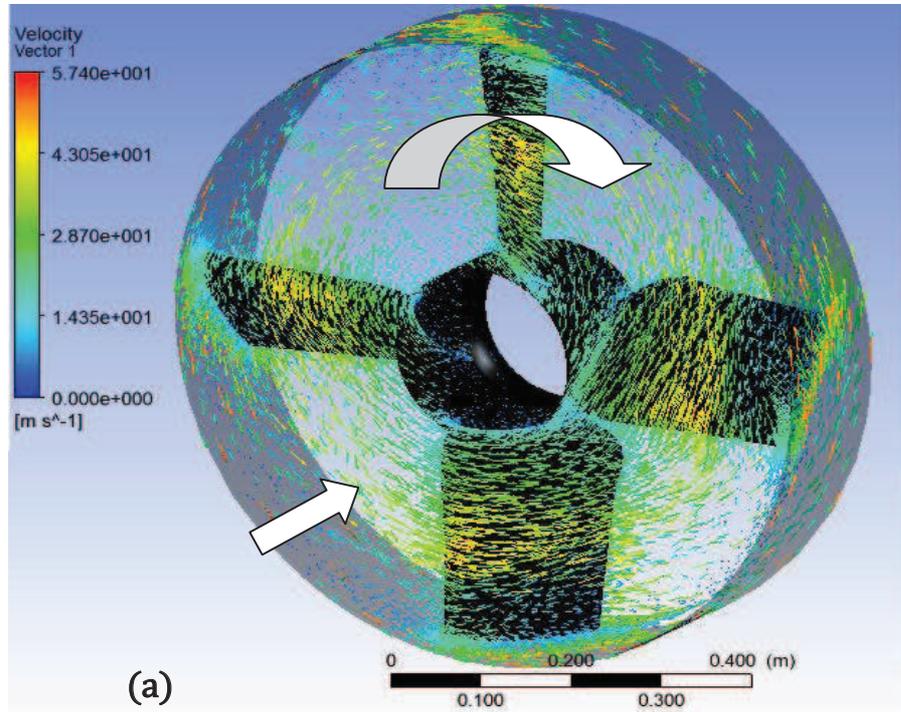


Figura 4.22 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 5.000 m³/h.



Inlet to Outlet Chart

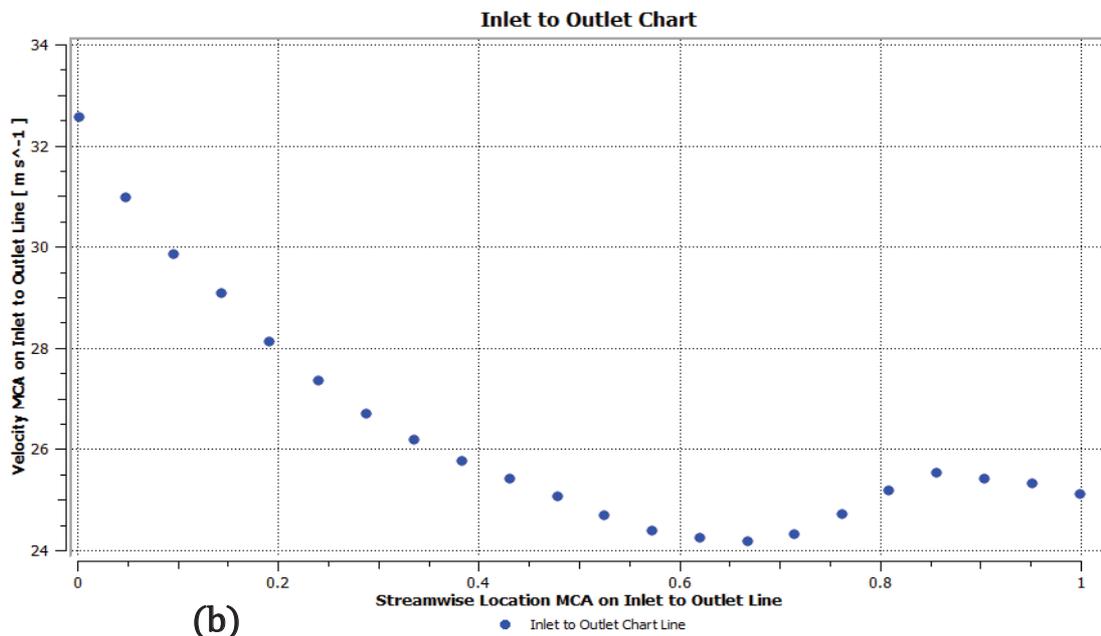
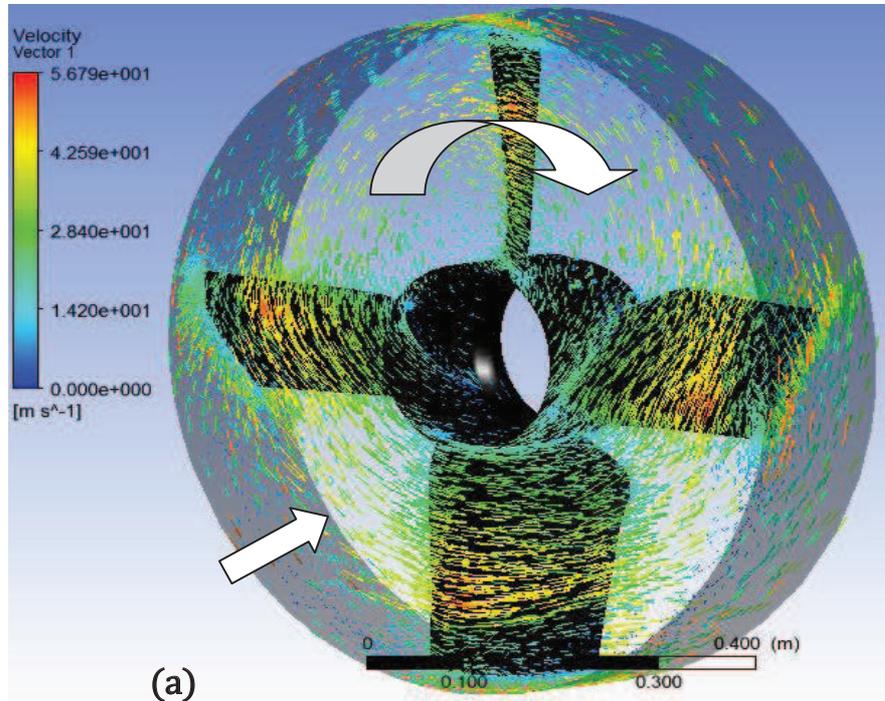


Figura 4.23 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $13.000 \text{ m}^3/\text{h}$.



Inlet to Outlet Chart

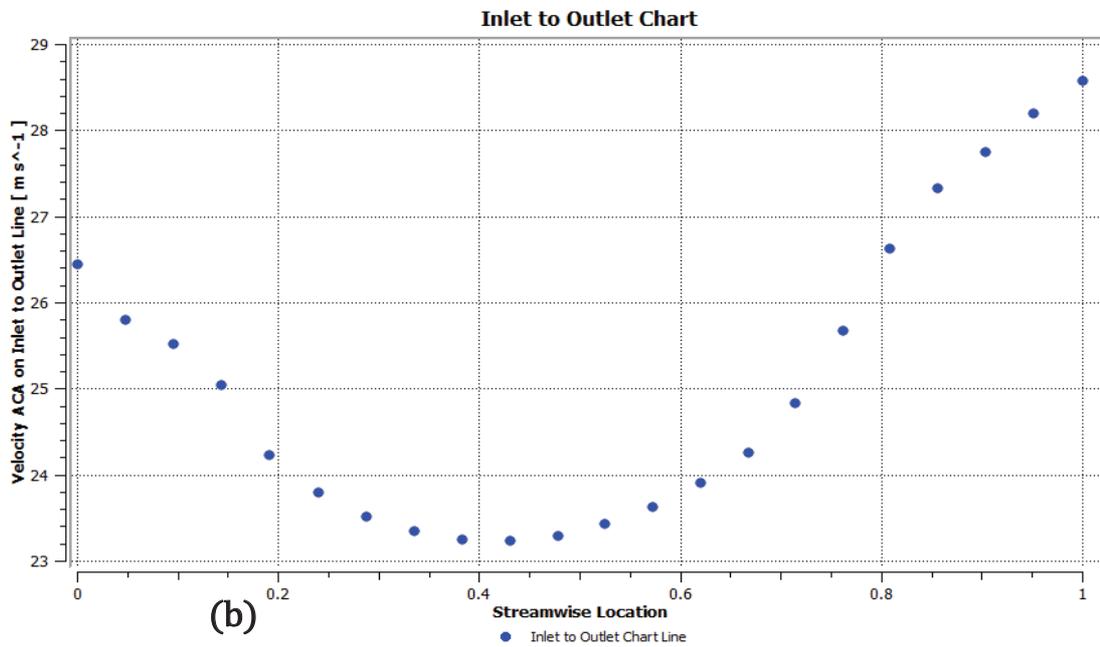
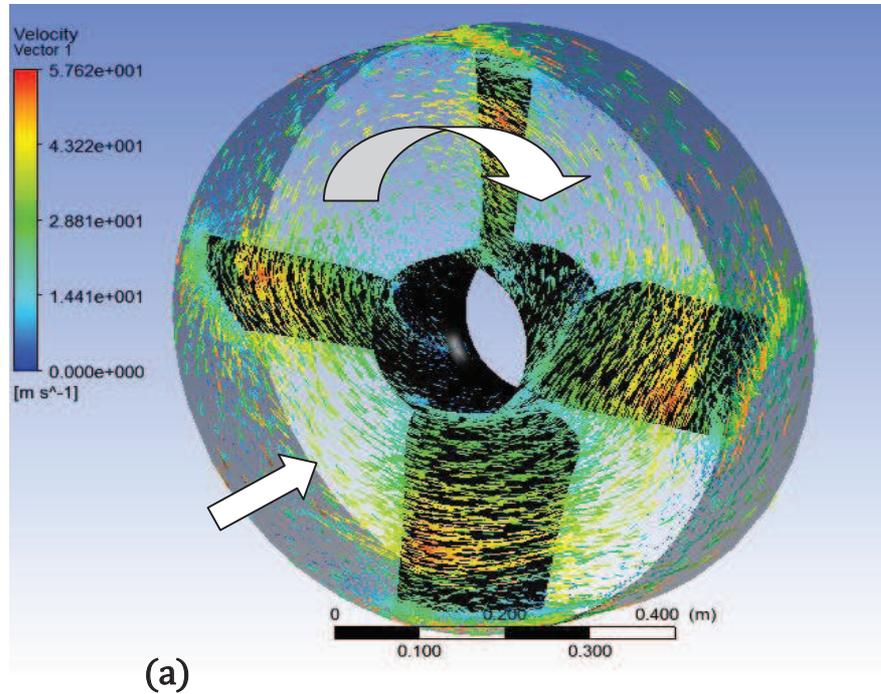


Figura 4.24 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $16.500 \text{ m}^3/\text{h}$.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados



Inlet to Outlet Chart

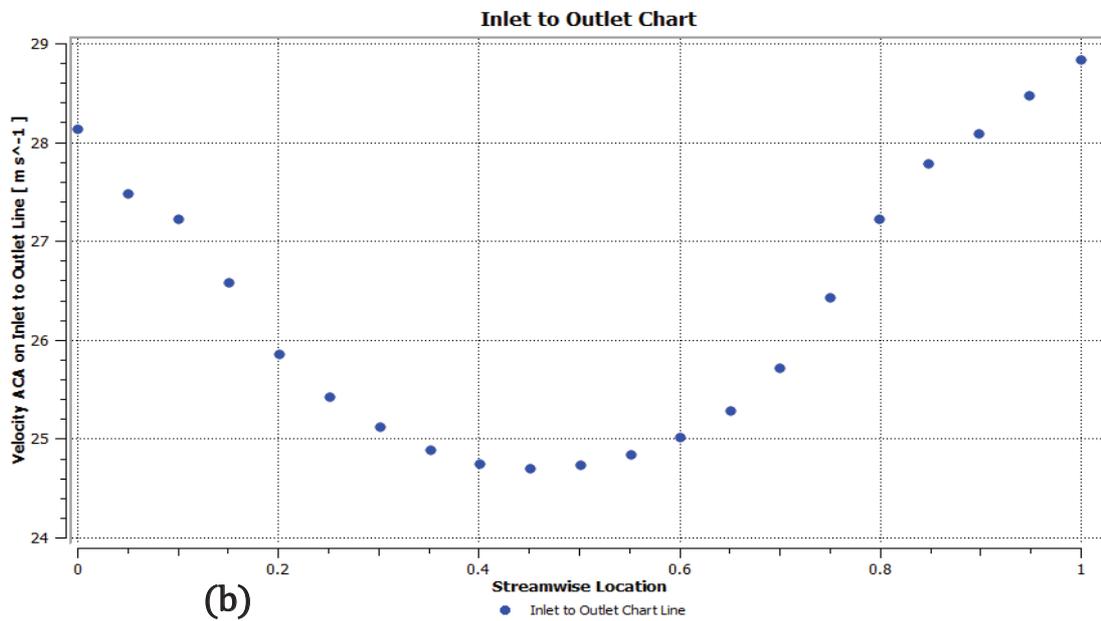
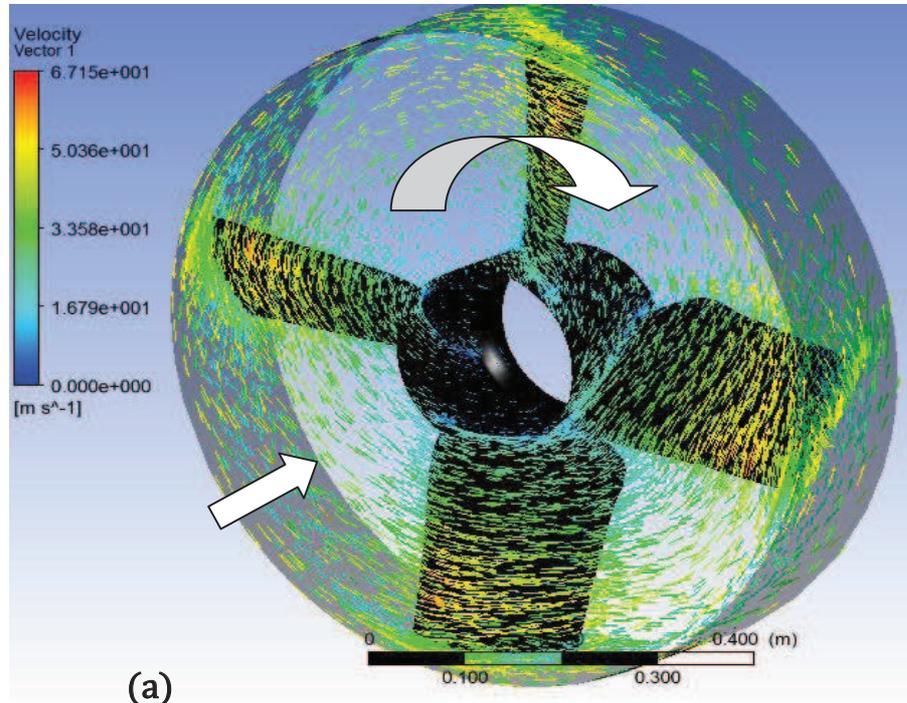


Figura 4.25 (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $18.000 m^3/h$.



Inlet to Outlet Chart

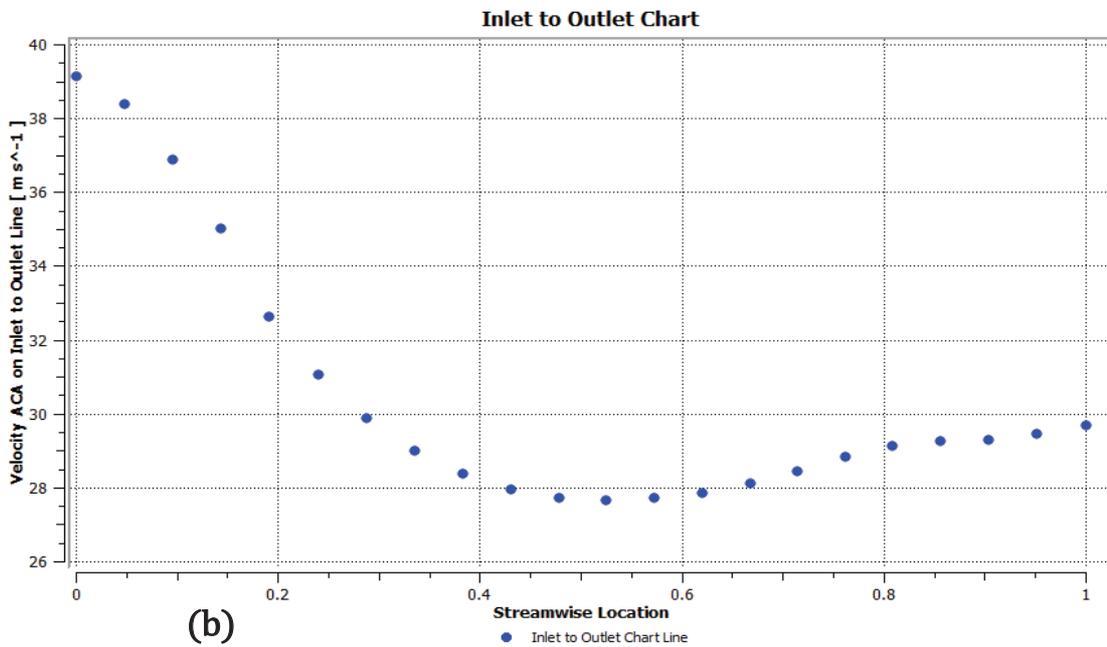


Figura 4.26. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 20.000 m³/h

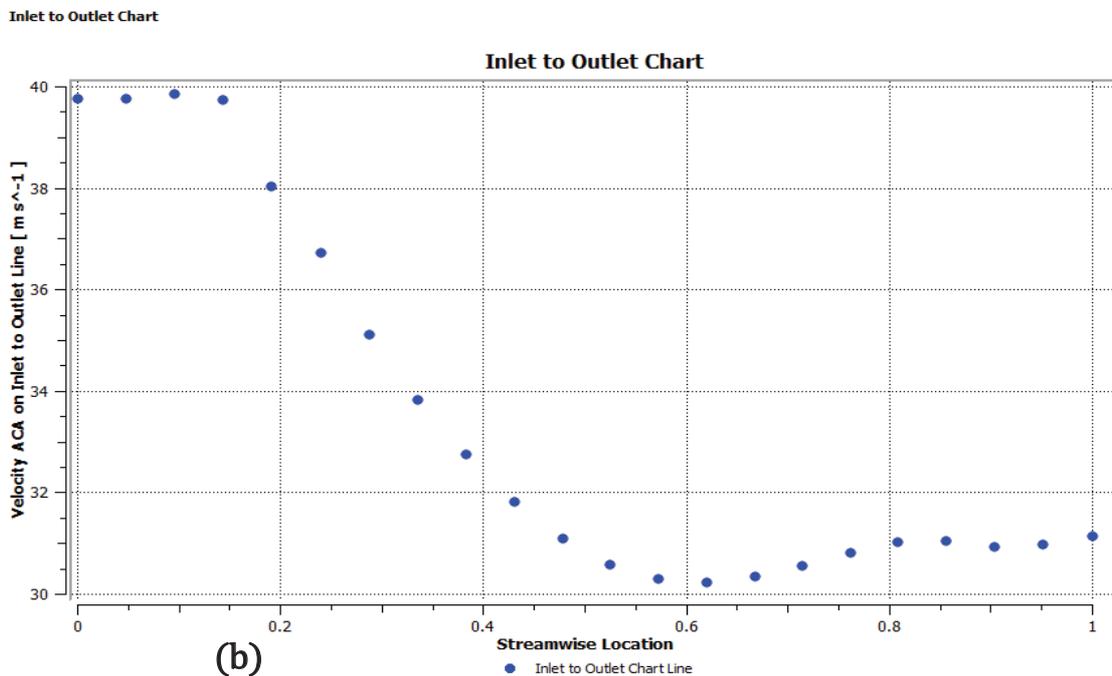
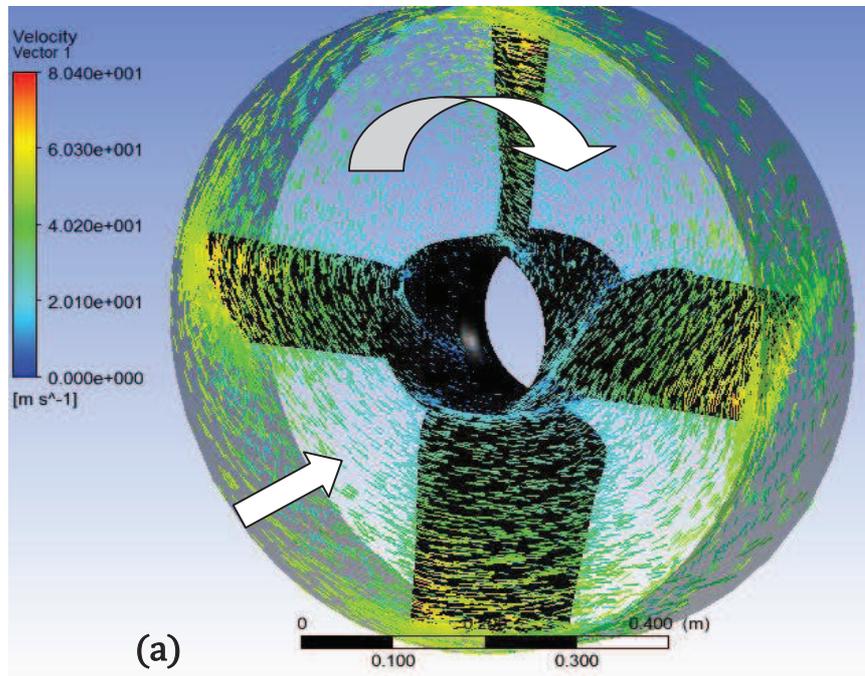
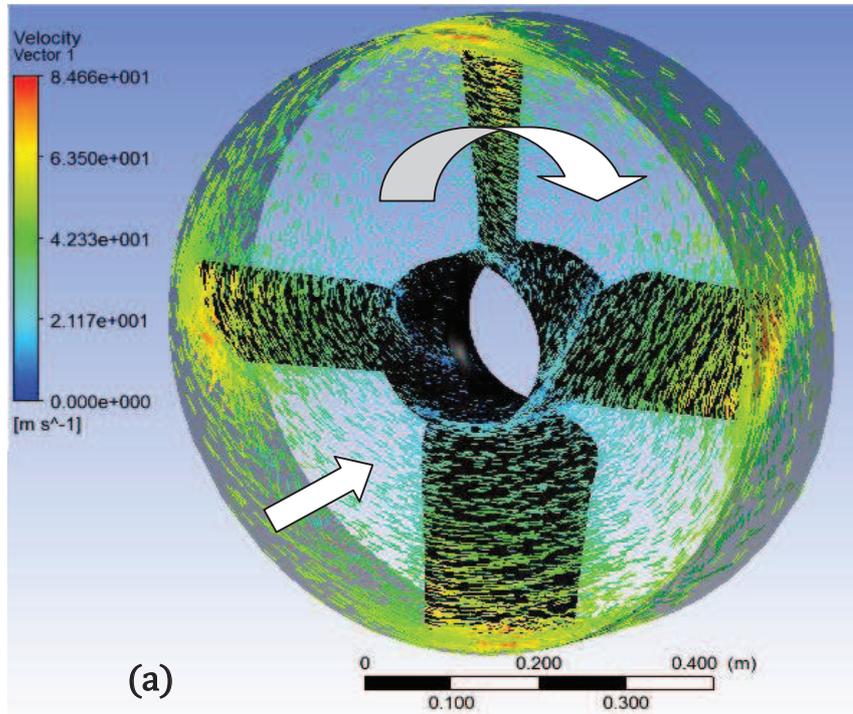


Figura 4.27. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$



Inlet to Outlet Chart

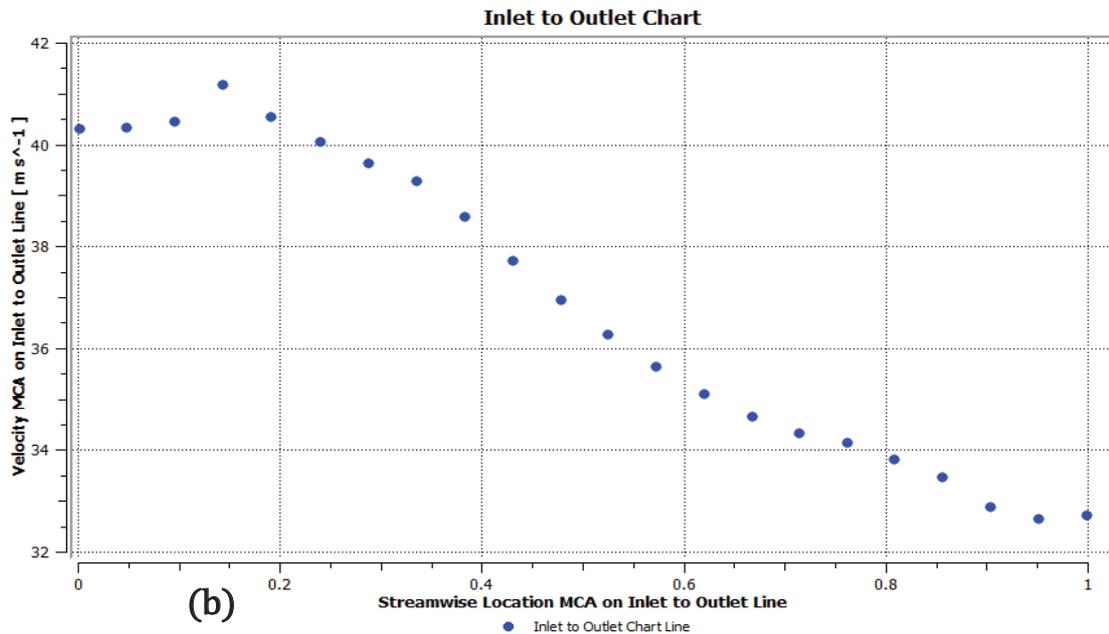
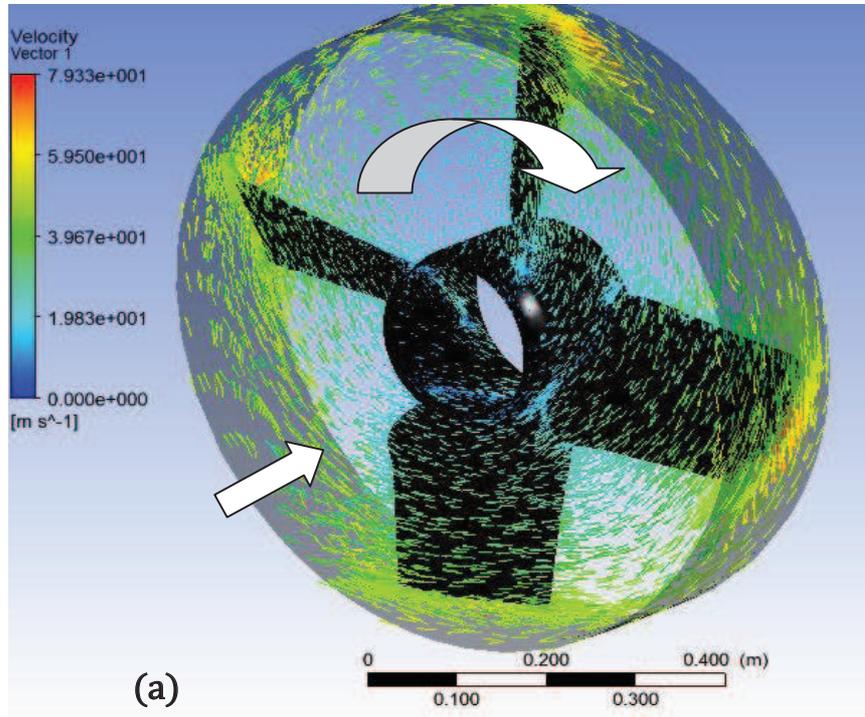


Figura 4.28. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de 25.000 m³/h



Inlet to Outlet Chart

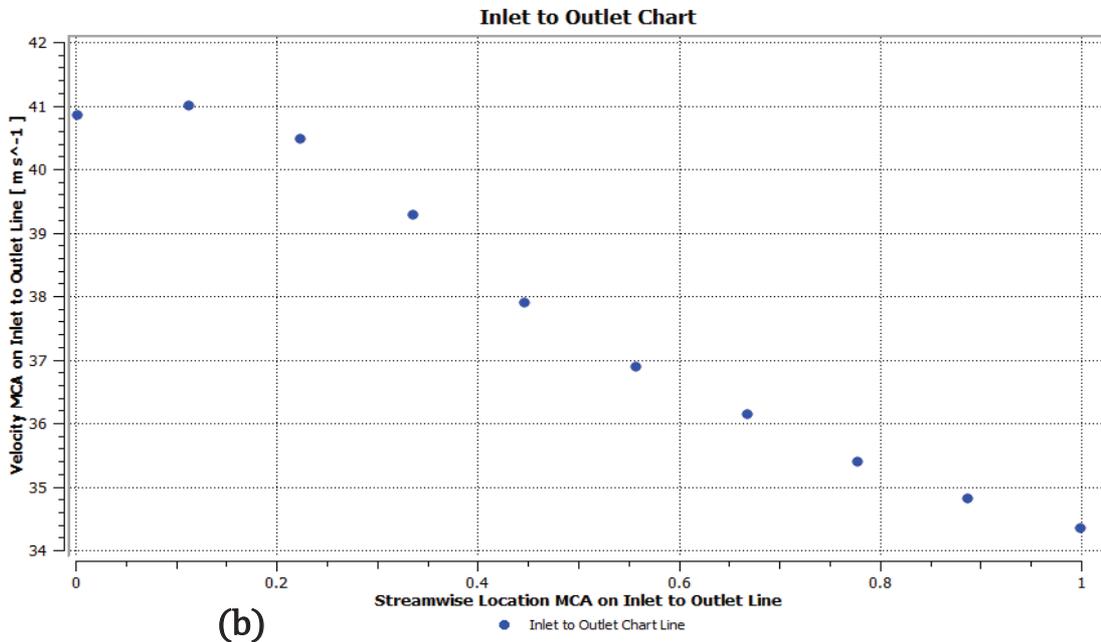
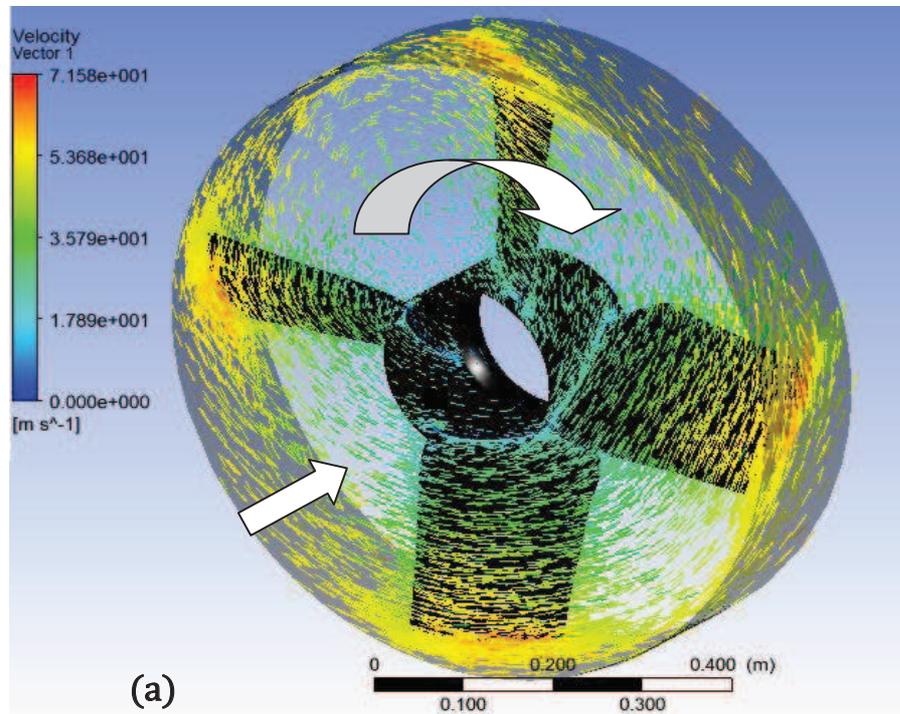


Figura 4.29. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $27.000 \text{ m}^3/\text{h}$



Inlet to Outlet Chart

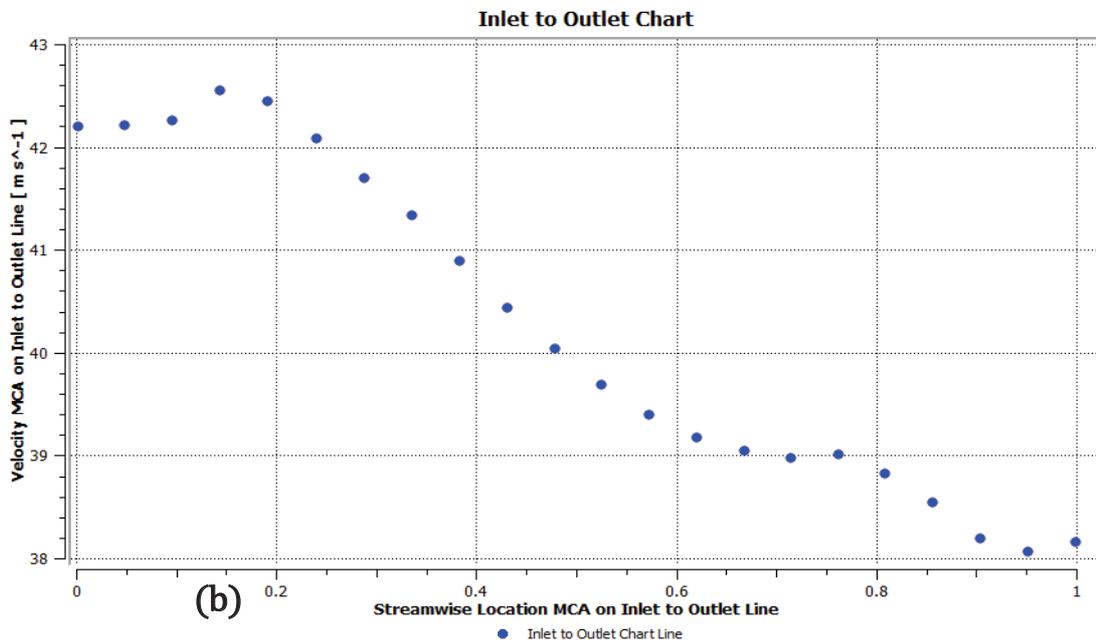


Figura 4.30. (a) Vectores de Velocidad a través del ventilador axial y (b) Variación de la velocidad entre la entrada y la salida del ventilador axial, a un caudal de $32.500 \text{ m}^3/\text{h}$

4.4 Resultados de Potencia útil del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.

Es importante describir el comportamiento del ventilador desde el punto de vista energético. La potencia suministrada por el ventilador al aire depende directamente del caudal manejado y la presión estática generada, de igual forma depende implícitamente de la velocidad de giro, debido a que si existe alguna variación en la misma, la variable de presión varía. Es decir que al tomar en cuenta la presión y el caudal manejado se abarca la variación de la velocidad.

Utilizando la ecuación 3.1 (potencia útil), la cual indica que:

$$Pot = \Delta Pe \cdot Q$$

❖ Potencia útil en la zona estable.

A continuación se muestran los resultados correspondientes a la potencia útil referente a la experimentación así como la potencia útil resultante del análisis numérico del campo de flujo del ventilador axial. Ver tabla 4.4 y 4.5

Tabla 4.4 Potencia útil experimental.

Experimentación			
Punto	Caída de Presión Estática (Pa)	Caudal (m³/h)	Pot (KW)
1	310,0	18.000	1,5500
2	290,0	20.000	1,6111
3	267,5	22.500	1,6718
4	225,0	25.000	1,5625
5	177,0	27.500	1,3520
6	127,0	30.000	1,0583
7	12.5,0	35.000	0,1215

Tabla 4.5 Potencia útil mediante análisis numérico

Análisis Numérico			
Punto	Caída de Presión Estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)	Pot (KW)
1	330	18.000	1,6500
2	320	20.000	1,7778
3	310	22.500	1,9375
4	240	25.000	1,6667
5	220	27.000	1,6500
6	105	32.500	0,9479

Seguidamente se procede a graficar los resultados obtenidos de la potencia útil suministrada al aire de forma experimental y mediante simulaciones numéricas, se puede observar en la figura 4.30 que las curvas de tendencia poseen el mismo comportamiento de potencia, se observa que mediante un análisis numérico es posible predecir la energía que un ventilador axial puede suministrarle al aire, claro está, con porcentaje de desviación de la realidad.

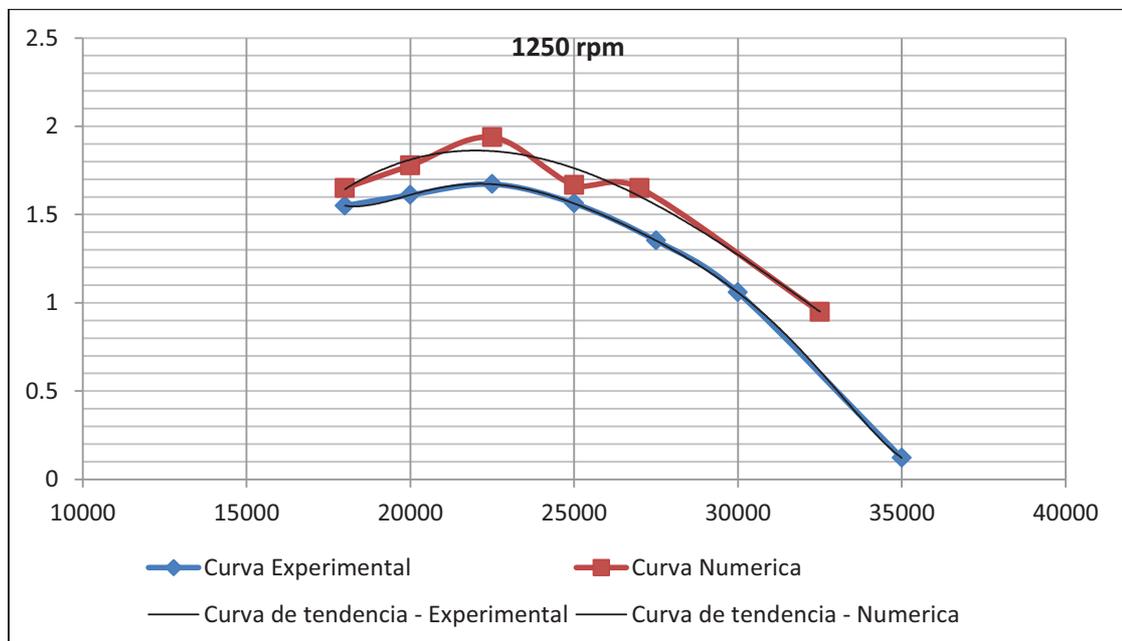


Figura 4.31 Curva de Potencia útil Experimental y Numérica.

❖ **Potencia en la zona inestable.**

La potencia en la zona inestable será calculada utilizando la predicción realizada numéricamente de la zona inestable del ventilador, debido a que usualmente los fabricantes no muestran en sus curvas características esta zona ya que generalmente o mejor dicho lo que se quiere desde el punto de vista de ingeniería es que el punto de trabajo del ventilador se encuentre en la zona estable. En vista de la similitud que posee las curvas características obtenidas experimentalmente y numéricamente, como ya previamente se a mencionado, se decidió realizar una extensión de la curva para observar su comportamiento y verificándolo bajo la premisa que las curvas en la zona estable confirman el correcto funcionamiento del ventilador analizado numéricamente.

A continuación se muestra los resultados de la potencia en toda la curva numérica a partir su curva característica de presión estática versus caudal. Ver tabla 4.6 y figura 4.31

Tabla 4.6 *Potencia útil de toda la curva obtenida mediante análisis numérico.*

Análisis Numérico			
Punto	Presión Estática (Pa)	Caudal (m3/h)	Pot (Kw)
1	460	2.500	0,3472
2	500	5.000	0,6944
3	340	13.000	1,2277
4	325	16.500	1,4895
5	330	18.000	1,6500
6	320	20.000	1,7778
7	310	22.500	1,9375
8	240	25.000	1,6667
9	220	27.000	1,6500
10	105	32.500	0,9479

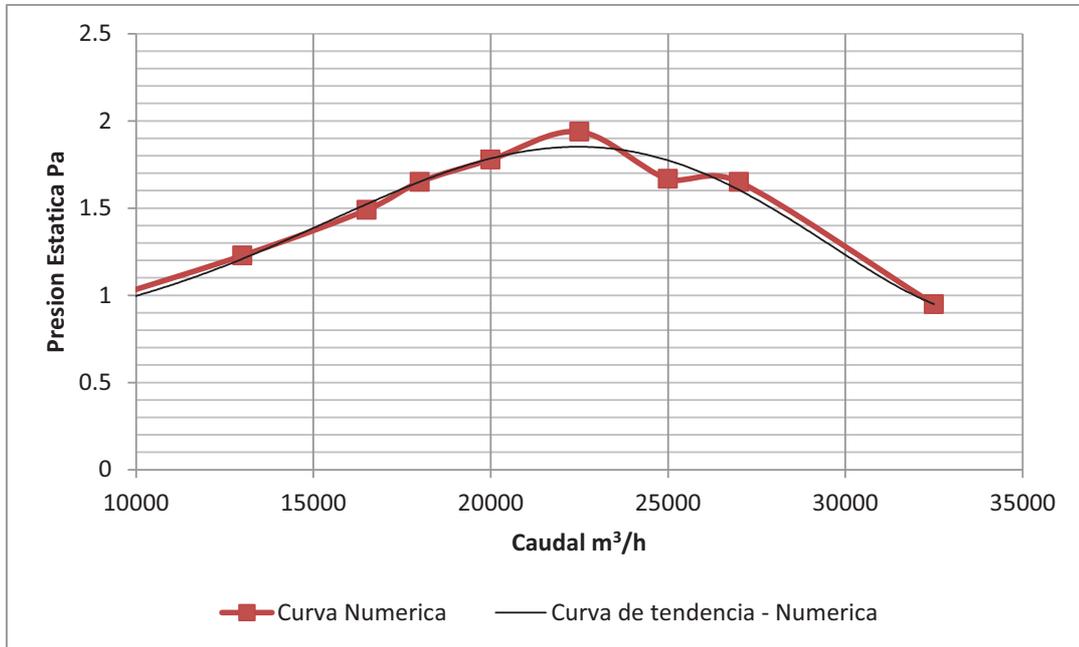


Figura 4.32 Curva de Potencia útil Numérica en zona estable e inestable.

4.5 Variación de la Velocidad de Giro del Ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.

❖ Leyes de semejanza de ventiladores axiales.

Mediante la utilización de las leyes de semejanza se muestran los resultados correspondientes al cambio de la velocidad de giro del ventilador, de 1.250 rpm a 2.500 rpm, tanto de la curva experimental como la curva obtenida mediante análisis numérico.

Utilizando las ecuaciones 2.1 y 2.2 descritas en el marco teórico de esta investigación, se muestra un cálculo tipo y finalmente se muestra, en las tablas 4.7 y 4.8 los resultados correspondientes a cada curva.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

Tomando un punto de la curva del fabricante se procede a realizar los cálculos respectivos, Datos: $Q_1 = 18.000 \text{ m}^3/\text{h}$ $\Delta P_1 = 310 \text{ Pa}$; $\text{rpm}_1 = 1250$
 $\text{rpm}_2 = 2500$

La ecuación 2.1 indica:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\text{rpm}_2}{\text{rpm}_1}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.1, el caudal a la velocidad de giro 2, resulta:

$$Q_2 = \frac{Q_1 \cdot \text{RPM}_2}{\text{RPM}_1} = \frac{18000 \cdot 2500}{1250} = 36000 \text{ m}^3/\text{h}$$

La ecuación 2.2 indica:

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{\text{rpm}_2}{\text{rpm}_1}\right)^2$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.2, la presión estática a la velocidad de giro 2, resulta:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \cdot \left(\frac{\text{rpm}_2}{\text{rpm}_1}\right)^2 = 310 \cdot \left(\frac{2500}{1250}\right)^2 = 1240 \text{ Pa}$$

Se tiene el punto de trabajo del ventilador a la nueva velocidad de giro. Realizando el mismo procedimiento para todos los puntos tanto de la curva experimental como la obtenida numéricamente, se obtienen los valores presentes en la tabla 4.7.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

Tabla 4.7 Cambio de la velocidad de giro de la curva experimental

1250 rpm		2500 rpm	
Caída de presión estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)	Presión Estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)
310	18.000	1.240	36.000
290	20.000	1.160	40.000
267,5	22.500	1.070	45.000
225	25.000	900	50.000
177	27.500	708	55.000
127	30.000	508	60.000
12,5	35.000	50	70.000

Tabla 4.8 Cambio de la velocidad de giro de la curva numérica

1250 rpm		2500 rpm	
Caída de presión estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)	Presión Estática (Pa)	Caudal (m ³ /h)
500	2.500	2.000	5.000
500	5.000	2.000	10.000
340	13.000	1.360	26.000
325	16.500	1.300	33.000
330	18.000	1.320	36.000
320	20.000	1.280	40.000
310	22.500	1.240	45.000
240	25.000	960	50.000
220	27.000	880	54.000
105	32.500	420	65.000

Los resultados de las tablas 4.7 y 4.8 se grafican para luego realizar los análisis y conclusiones respectivas. Ver figura, 4.33.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

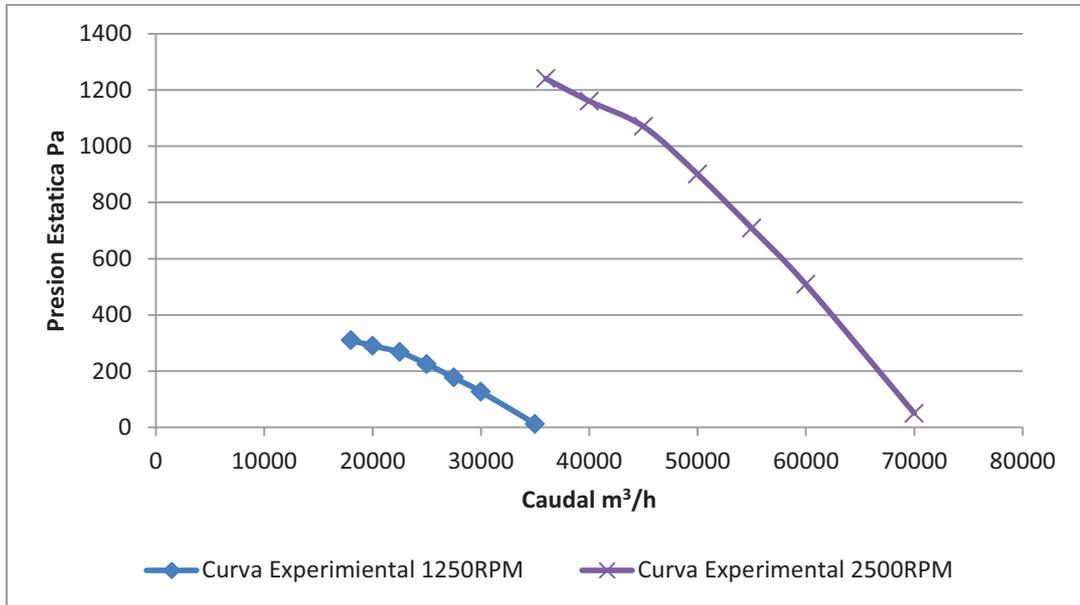


Figura 4.33 Cambio de rpm de la curva experimental

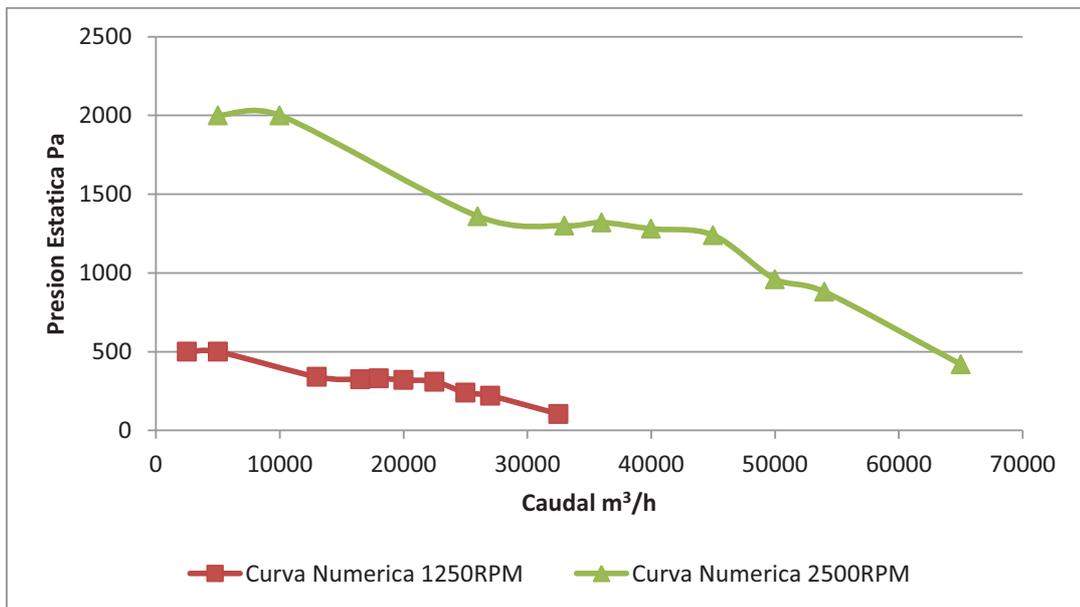


Figura 4.34 Cambio de rpm de la curva numérica

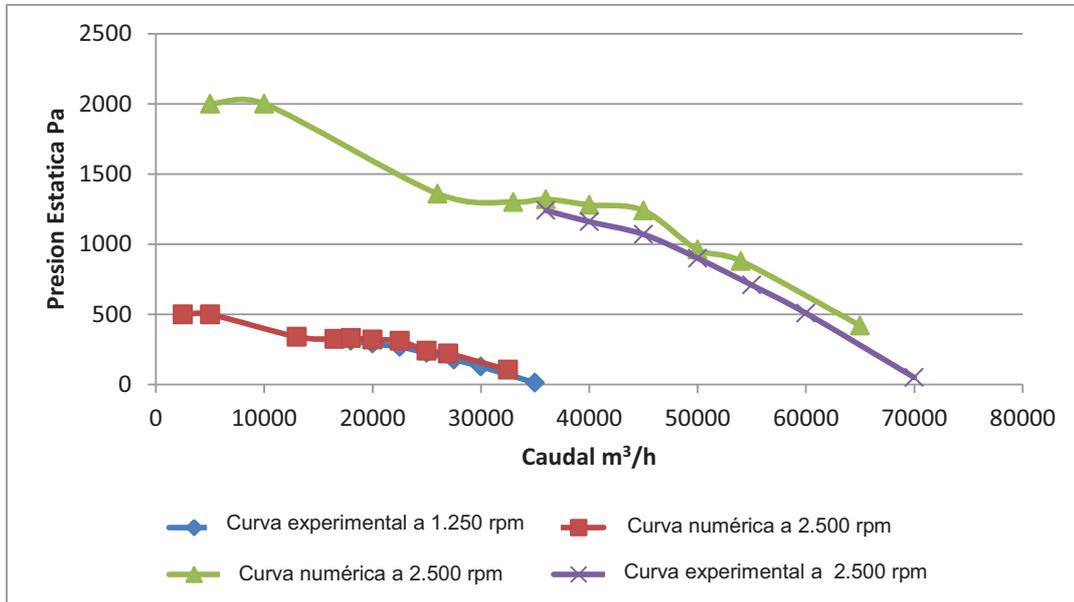


Figura 4.35 comparación entre curva experimental y curva numérica a distintas velocidades de giro.

❖ **Análisis Numérico.**

Siguiendo la metodología establecida para la realización de una simulación numérica, a continuación se muestran los resultados correspondientes a la curva característica del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABE, con nuevas condiciones de borde correspondientes a una velocidad de giro de 2.500 revoluciones por minuto.

En vista de que el ventilador cambia su comportamiento si es variada su velocidad de giro, y además sabiendo que al aumentarla, la turbomáquina muestra una capacidad mayor en cuanto a flujo volumétrico y presión estática, es necesario seleccionar condiciones de borde distintas a las iniciales para realizar la simulación, en la tabla 4.9 se observan las nuevas condiciones de borde utilizadas para la obtención de la curva característica correspondiente.

Tabla 4.9 Nuevas Condiciones de Borde.

Punto	Caudal (m3/h)	Flujo Másico (Kg/s)	Presión entrada (atm)
1	40.000	0,205729	1
2	50.000	0,411458	1
3	53.000	1,069791	1
4	60.000	1,357812	1

A partir de las condiciones de borde, verificando los criterios de convergencia correspondientes, se procede a tabular y graficar la nueva curva característica correspondiente a una velocidad de 2.500 revoluciones por minuto, como se puede apreciar en la tabla 4.10 y el grafico 4.33. Las gráficas correspondientes a la convergencia del modelo pueden ser visualizadas en el apéndice C de este trabajo de investigación.

Tabla 4.10 Resultados de la simulación numérica a 2.500 rpm

Análisis Numérico	
Presión Estática (Pa)	Caudal (m3/h)
1.325	40.000
900	50.000
720	53.000
500	60.000

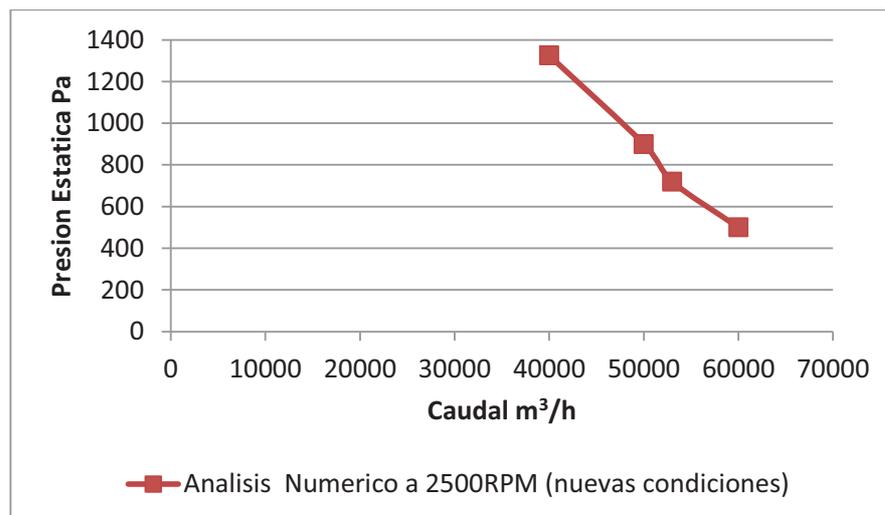


Figura 4.36 Curva Característica con velocidad de giro de 2.500 rpm

A continuación se presenta la comparación gráfica de las tres curvas características a una velocidad 2.500 rpm, y se puede observar que existe una similitud cercana entre ellas, es decir, que se verifica y corrobora el comportamiento del modelo mediante análisis numérico debido a la similitud que presenta la curva, con la experimentación y a su vez la transformación de la curva obtenida numéricamente a 1.250 rpm mediante leyes de semejanza, igualmente resultado similar a la obtenida con nuevas condiciones de borde, ver figura 4.35

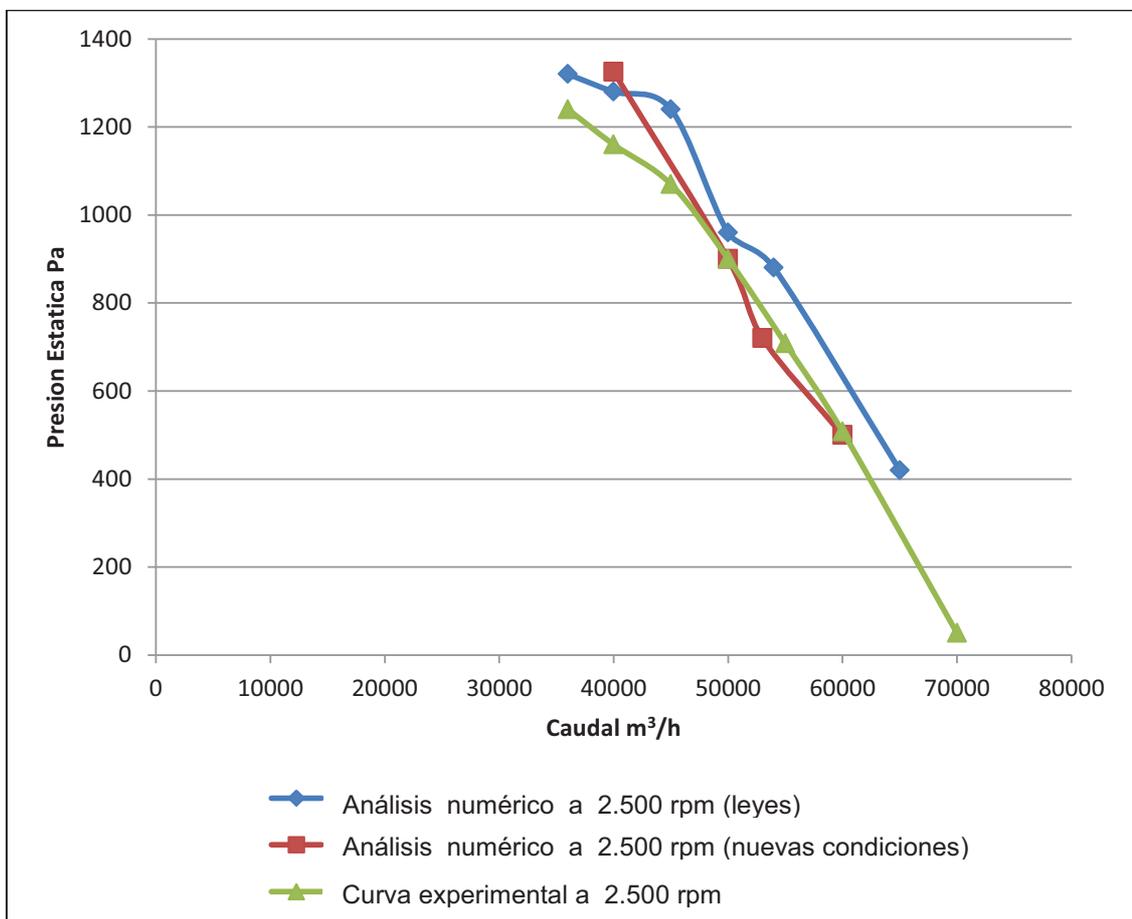


Figura 4.37. Comparación de las curvas características a 2.500 rpm, mediante Leyes de semejanza y análisis numérico.

4.6 Variación de la cantidad de álabes del Ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEG.

La variación en la cantidad de álabes implicó utilizar la metodología para la realización de una simulación numérica, logrando obtener resultados de un ventilador de geometría similar sólo con la variación en su número de álabes, con el fin de definir la influencia de esta variación, en el apéndice C se muestran los resultados correspondientes a la convergencia de la simulación y la presión estática generada para un caudal específico. En la tabla número 4.11 se muestra las condiciones de borde utilizadas y en la tabla 4.12 los resultados correspondientes de presión estática.

Tabla 4.11. Condiciones de Borde para 12 álabes.

Punto	Caudal (m³/h)	Flujo Másico (kg/s)	Presión entrada (atm)
1	20.000	0,548611	1
2	27.500	0,754340	1
3	30.000	0,822916	1
4	35.000	0,960069	1
5	40.000	1,097222	1

Tabla 4.12. Resultados de la simulación. 12 álabes.

Punto	Caudal (m³/h)	Presión Estática (Pa)
1	20.000	480
2	27.500	350
3	30.000	340
4	35.000	300
5	40.000	200

Luego se procede a generar la curva característica del ventilador axial con una cantidad de 12 álabes, para luego compararla con la curva correspondiente a 4 álabes. En la figura 4.36 se muestra el aumento de presión estática que experimenta el ventilador al realizar un cambio en el

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

número de álabes, haciendo que la turbomáquina pueda generar mayor presión a medida que el número de álabes aumenta.

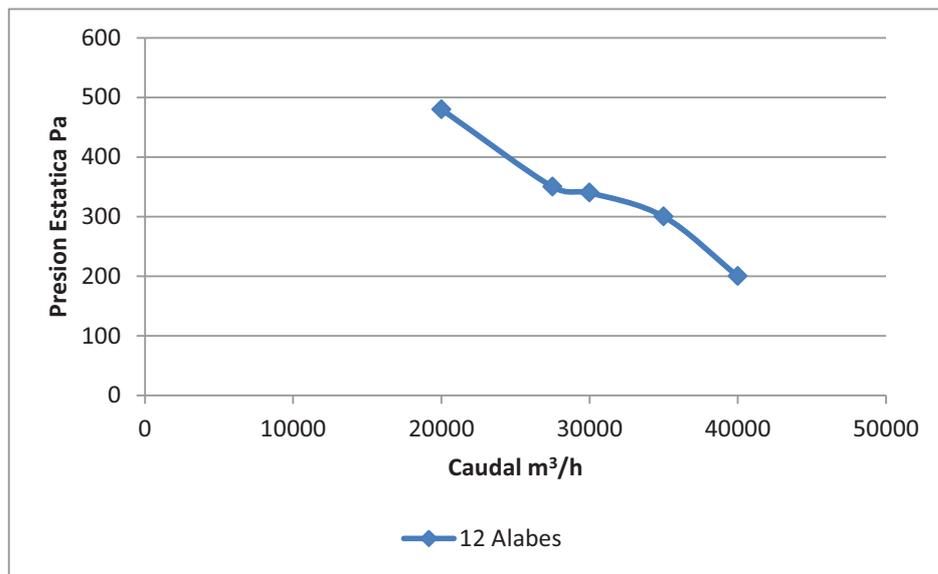
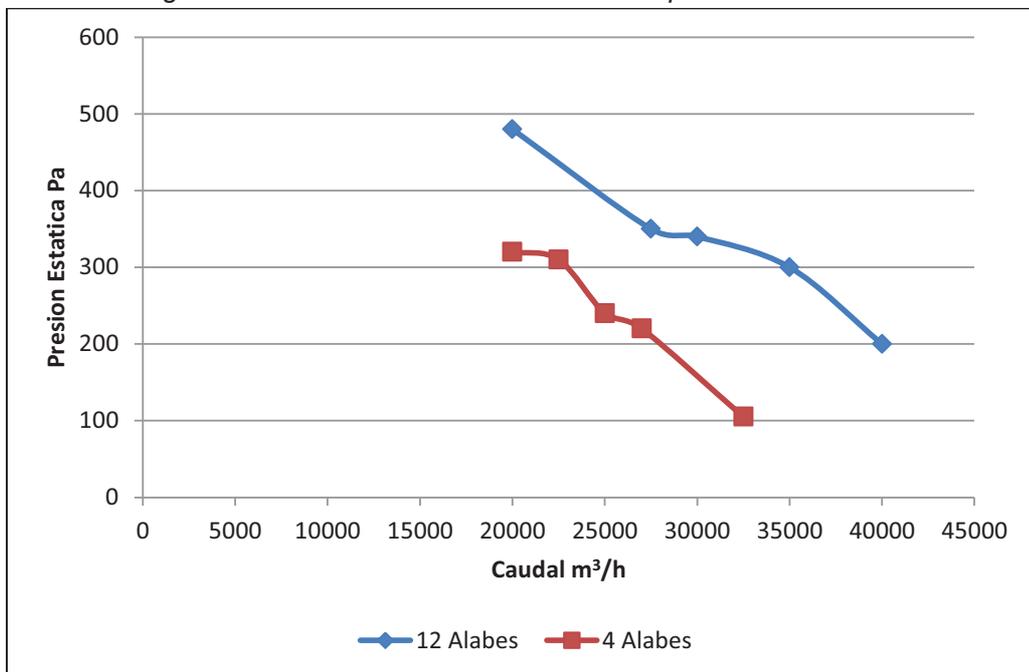


Figura 4.38 Curva característica a 1.250 rpm con 12 álabes.



Grafica 4.39. Comparación de las curvas características a 1.250 rpm con 12 y 4 álabes.

4.7 Análisis de los resultados.

❖ Curva característica P_e vs Q .

En la figura 4.12 se puede apreciar como la curva presión estática en función del caudal (P_e vs Q), realizada por medio del análisis numérico, por métodos CFD, se comporta de manera parabólica descendiente, lo cual concuerda a lo establecido en la teoría de ventiladores axiales helicoidales; teniendo en cuenta además, que tiene un comportamiento cercano a la curva presión estática en función al caudal, otorgada por el fabricante del ventilador seleccionado.

Se aprecia que la curva numérica tiene un comportamiento estable, es decir, para cada caudal de trabajo existe una disponibilidad, y que esta comienza con una inclinación bastante notable a partir de los 22.500 m³/h, teniendo un pequeño cambio de pendiente entre los 25.000 m³/h y 27.500 m³/h, para luego retomar la misma pendiente. Ambas curvas mantienen la misma tendencia de inclinación, aunque la curva numérica muestra una presión estática más elevada en comparación a la curva experimental.

Una posible causa de los valores superiores de la curva numérica, podría ser, que las principales pérdidas presentes en el funcionamiento real de un ventilador axial helicoidal no son tomadas en cuenta en el análisis numérico, y que a su vez las mismas podrían transformar la curva numérica a la del fabricante. Se escapa del objetivo de esta investigación el modo en el que se pueda tomar en cuenta las pérdidas en un análisis numérico. A pesar de esto, la curva obtenida a través del análisis numérico CFD posee el mismo comportamiento de la curva del fabricante, lo cual

demuestra que mediante el análisis numérico se puede encontrar una aproximación de la curva P_e vs Q de un ventilador a la curva experimental, y precisamente estos resultados permiten poder describir el campo de flujo en el ventilador axial.

La curva experimental otorgada por el fabricante comienza en $18.000 \text{ m}^3/\text{h}$, debido a que a nivel comercial la zona inestable del ventilador es omitida por el mismo, y partiendo de que los resultados obtenidos por análisis numérico son válidos, se decide realizar una predicción numérica de la zona inestable del ventilador como se muestra en la figura 4.12 y 4.13.

La forma de la curva en los caudales de $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y $5.000 \text{ m}^3/\text{h}$ no muestra variación apreciable de presión, tal como lo dice la literatura referente a la zona inestable, a partir de este último caudal, la curva tiene una pendiente muy marcada, que puede incluso considerarse estable, hasta llegar al caudal de $12.500 \text{ m}^3/\text{h}$ donde comienza a tener un comportamiento nuevamente inestable hasta llegar a los $22.500 \text{ m}^3/\text{h}$, comprobando un comportamiento bastante similar al descrito en la teoría expuesta en el capítulo II.

❖ ***Análisis de la presión en la zona estable e inestable del ventilador axial modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.***

Con respecto al contorno de presión sobre la superficie del ventilador, se puede decir que los resultados concuerdan a lo establecido en la teoría de ventiladores axiales helicoidales, porque se logra apreciar (ver figuras 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 y 4.19) el aumento progresivo de presión del fluido a medida que avanza por los álabes, es decir, se evidencia el comportamiento de una turbomáquina generadora, que transforma la energía mecánica en energía de presión al fluido.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

Se evidencia la disminución de la presión de fluido, a medida que se va aumentando el caudal, además de observar como a caudales de 2.500 m³/h, 5.000 m³/h y 13.000 m³/h, las altas presiones se encuentran concentradas en la zona superior al ventilador.

El comportamiento expuesto en las figuras 4.14 y 4.15, se basa en el criterio de la capa límite alrededor del álabe, pues la cara que enfrenta al flujo tiende a ser delgada, debido a que se comprime. Caso contrario ocurre al otro lado del álabe, donde la depresión provoca el desprendimiento de la capa límite y por ende baja presión.

Cuando el caudal aumenta de 13.000 m³/h hasta 25.000 m³/h estas zonas mencionadas (alta presión) comienzan a desplazarse a la superficie de salida, y para caudales mayores a 25.000 m³/h las zonas de mayor presión se forman en el interior del ventilador y no completamente en la superficie de salida, quedando las zonas de medianas presiones en la periferia del ventilador. Esto se debe al difusor formado entre los álabes; el efecto difusivo predomina radialmente a bajos caudales, mientras que a mayores caudales predomina axialmente, notablemente apreciable en las figuras 4.16 y 4.17, donde se observa este comportamiento. Mientras que las zonas de medianas presiones no tienen un desplazamiento tan acentuado.

Las zonas de menor presión se comienzan a desplazar desde la base del álabe hasta la superficie de entrada del ventilador entre los caudales de 2.500 m³/h hasta los 13.000 m³/h, y para mayores caudales la zona de baja presión siempre se mantiene en la superficie de la entrada del ventilador, confirmando la dirección de flujo establecida por una turbomáquina generadora, desde una zona de baja presión a una de mayor presión.

Los resultados numéricos indican que la turbomáquina utilizada aumenta la presión del fluido haciendo que el mismo fluya desde una zona de baja presión. Las isosuperficies muestran dicho aumento a través de

superficies internas, permitiendo definir que a bajos caudales la presión tiene un desarrollo gradual mientras fluye el aire a través del ventilador, ver figura 4.18 (a). En cambio al ir aumentando el caudal, este desarrollo de la presión ya no es gradual, es decir, que la incidencia de superficies de baja presión disminuye notablemente a partir de 13.000 m³/h en adelante. La entrega de energía del ventilador hacia el fluido se vuelve más directa a medida que aumenta el caudal, esto no quiere decir que el ventilador genera una mayor presión estática, sólo que el ventilador se ve en la necesidad de transmitir rápidamente la energía debido al alto flujo volumétrico manejado, evitando un desarrollo suave del flujo.

❖ Análisis de la velocidad en la zona estable e inestable del ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG.

Se puede observar como en los caudales desde 20.000 m³/h hasta los 32.500 m³/h, la escala numérica en cada figura (4.25, 4.26, 4.27, 4.28 y 4.29) va en disminución, y este resultado puede ser considerado como una equivocación, debido a que la teoría y principios de la turbomáquina generadoras consiste en producir presión estática, administrando energía dinámica al fluido, es decir, para aumentar la presión estática debe existir una disminución de la velocidad relativa del fluido. Considerando que la ley de la continuidad no puede ser violada, la velocidad axial se debe mantener constante, disminuyendo la velocidad relativa, es la razón por la cual la velocidad que resulta del análisis numérico en los caudales mencionados, tienen valores decrecientes, ya que el análisis numérico considera el dominio como rotativo, es decir, existe un sistema de referencia que se encuentra ubicado en el mismo, y es por esta razón que la velocidad representada en las figuras (4.25 (b), 4.26 (b), 4.27 (b), 4.28 (b) y 4.29 (b)), representa el valor de la velocidad relativa, del triángulo de velocidad del ventilador axial, la cual

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

decrece a medida que el flujo atraviesa la máquina; la diferencia entre las velocidades de entrada y de salida, también se ve disminuida a medida que en la máquina atraviesa una mayor cantidad de caudal, esto debido al mismo comportamiento de la presión estática, ya que, el aumento de dicha presión es proporcional a la pérdida de velocidad relativa que experimenta el flujo a lo largo del ventilador axial.

De manera detallada en las figuras 4.20 (a), 4.21 (a), 4.22 (a), 4.23 (a) y 4.24 (a), se muestra el campo vectorial de la velocidad a lo largo de la turbomáquina; en las zonas más cercanas a la base del álabe puede verse una mayor concentración de vectores de baja velocidad, las cuales a medida que aumenta la distancia radial del ventilador van aumentando considerablemente, cumpliendo con el comportamiento detallado en el capítulo II, donde los efectos de transmisión de energía son más acentuados en las zonas más elevadas de los álabes, mientras que en las zonas de menor altura, las interacciones de energía son considerablemente menores.

Cuando se detalla el comportamiento observado en los caudales $16.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y $18.000 \text{ m}^3/\text{h}$, se encuentran en la zona inestable de la curva de característica del ventilador, en estos caudales se puede observar que la presión no varía, y que además existe un aumento en la velocidad relativa del fluido, cabe destacar que únicamente puede observarse en las zonas inestables de la curva, debido al desprendimiento de la capa límite en la carcasa, creando una depresión produciéndose un aumento en la velocidad, sin embargo dicho aumento no resulta ser muy significativo por la baja diferencia de velocidades, mientras que el comportamiento del campo vectorial sigue respetando la concentración de vectores de baja magnitud, alejados a la base del álabe, y de alta magnitud, en las zonas adyacentes a la carcasa del mismo.

En los caudales que van desde 2.500 m³/h hasta los 13.000 m³/h, se encuentra en la considerada zona inestable de la curva del ventilador, pero en esta zona, el comportamiento de la presión referido al caudal es de pendiente negativa, al igual que la zona estable de la curva, y este fenómeno se ve reflejado en el comportamiento de la velocidad relativa mostrada en las figuras 4.20 (b), 4.21 (b) y 4.22 (b), que es contrario al mostrado en las zonas más inestable de la curva, donde no existe un cambio concreto en la variación de la presión en función del caudal, tiene un comportamiento muy similar al observado en los cambios de velocidad a partir de los 20.000 m³/h, explicándose este fenómeno de igual manera que en la zona mencionada anteriormente, es decir, ya que la presión va disminuyendo a medida que va creciendo el caudal, debe disminuir la velocidad relativa del flujo respecto a los álabes, para que exista la transferencia de energía que se manifiesta en el aumento de la presión estática.

❖ Análisis de la potencia útil del ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG en la zona estable e inestable.

La potencia útil transferida al aire calculada a partir de los valores obtenidos de la simulación numérica, son similares a los valores que se obtienen experimentalmente, variando en aproximadamente 0,2 kilovatios, un número un tanto despreciable en comparación con la potencia transmitida, este valor (0,2 kW) representa aproximadamente un 13% de diferencia entre los valores numéricos con los experimentales. Si se observa la figura 4.30, es notable que la tendencia de la curva experimental y la numérica, son muy similares y se comportan de la misma manera; un comportamiento correcto en cuanto al punto de vista teórico se refiere, a medida que el caudal aumenta la presión disminuye tanto que hace que la potencia suministrada cada vez sea más baja, he ahí la razón de la alta pendiente que posee la

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

curva de potencia, cabe destacar que esto ocurre siempre y cuando el ventilador opere en la zona estable, ya que si el mismo opera en la zona inestable ocurre lo contrario.

Se puede observar en la figura 4.31 que la curva de potencia tiene una pendiente positiva en la zona inestable, la razón de este comportamiento es basado en que la presión alcanzada por el ventilador cuando maneja bajos caudales disminuye de forma más lenta que la tasa de aumento de presión, logrando transmitir mayor cantidad de potencia debido al poco flujo másico contenido dentro la turbomáquina girando a la misma velocidad, es decir que mientras la turbomáquina mantenga su velocidad de giro, y contenga mayor masa en su interior, la transmisión de energía se hace más complicada; esto lleva a pensar que debe existir un punto óptimo de máxima transmisión de energía al flujo, este punto se puede observar claramente en la figura 4.31, específicamente a un caudal de 22.500 m³/h, se presenta una potencia máxima de 1,9375 kW, este punto en la curva característica del ventilador indica que justo en ese momento el ventilador se encuentra en la transición entre la zona estable e inestable del mismo lo que resulta interesante evaluar las propiedades o comportamiento del flujo en ese punto, la figura 4.17 (a) indica que este punto es la frontera entre la incidencia del efecto difusivo del ventilador de forma radial y axial, la presión generada sería la máxima dentro de la zona estable del ventilador, es decir que el aprovechamiento del efecto difusivo sería el máximo, esto se puede evidenciar en el salto de velocidad mostrado en la gráfica de la figura 4.26 (a), verificando el comportamiento teórico de un difusor, donde el mismo transforma la energía cinética en presión aprovechable.

❖ **Análisis de la variación de la velocidad de giro del ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG en la zona estable e inestable.**

En la figura 4.35 se tiene las tres curvas características del ventilador axial obtenido de tres maneras diferentes, y entre estas existe un error menor al 12%, siendo este el mayor error obtenido en el conjunto de curvas, entre la curva real llevada a 2.500 rpm por leyes de semejanza y la obtenida por el método numérico con condición de 2.500 rpm, las tres curvas presentan un comportamiento muy similar, y esto garantiza que el método de análisis numérico tiene una gran precisión para realizar estudios de esta índole, en este caso el comportamiento obtenido por análisis numérico fue mucho más cercano al real que el análisis cambiado de rpm por medio de las leyes de semejanza, cabe destacar que el análisis de la curva inicial, es decir la realizada a 1.250 rpm, ya tenía una diferencia con respecto a la real, y al realizarle el cambio de velocidad de giro por medio de las leyes de semejanza, esta diferencia se mantiene igual de manera porcentual a lo largo de toda la curva.

La diferencia entre ambas curvas obtenidas por el método numérico es debido a que este es un método de resolución no exacto, si no de manera precisa, obteniendo un resultado mediante la resolución de las ecuaciones diferenciales de gobierno, es por esto que a pesar de no ser un análisis exacto, tiene una precisión altamente aceptable cumpliendo con lo establecido en la teoría, referido a la variación de la velocidad de giro en análisis numérico.

❖ **Análisis de la variación de la cantidad de álabes del ventilador modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG en la zona estable.**

La cantidad de álabes en un ventilador axial influye básicamente en el aumento de presión estática y un leve aumento en el flujo volumétrico manejado, la teoría referente al flujo en turbomáquinas axiales indica que aquellas con un alto número de álabes son utilizadas en casos en los que es necesario una presión estática elevada, es decir, que con bajo número de álabes la presión estática será menor que aquella con un alto número de álabes. Este comportamiento se puede evidenciar en los resultados obtenidos en la figura 4.36, donde se aprecia que el ventilador axial con 4 álabes, genera una presión estática menor que con 12 álabes, cabe destacar que la realización del análisis numérico con 12 álabes es una predicción numérica del rendimiento del ventilador axial seleccionado con mayor cantidad de álabes, no necesariamente el rendimiento mostrado en la curva es el real, sólo se verifica debido a que el rendimiento o curva P_e vs Q experimental y numérica del modelo real son similares. Se observa que el aumento de presión estática a medida que aumenta el flujo volumétrico se hace mas elevado, tanto así que a $30.000\text{m}^3/\text{h}$ el porcentaje de aumento fue del 112,5%, mientras que al inicio de las curvas el aumento correspondiente a $20.000\text{ m}^3/\text{h}$ fue del 50%.

El comportamiento descrito anteriormente se asemeja al de las bombas centrífugas, donde el fenómeno implicado se le denomina deslizamiento, el cual describe que a mayor número de álabes la curva de presión vs caudal de la turbomáquina se asemeja a la curva ideal de Euler, donde la misma sugiere una cantidad de álabes infinita, y obvia las pérdidas durante el paso de fluido a través de la turbomáquina.

Capítulo IV. Resultados y Análisis de Resultados

Al aumentar el número de álabes a 12, la cavidad entre álabes disminuye, haciendo que el control del flujo sea más eficiente debido a que las líneas de corriente están más próximas entre si, evitando que en la zona central se genere una posible recirculación debido a las diferencias de presiones.

Conclusiones y recomendaciones.

Se presentan las conclusiones para este trabajo, del análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado del ventilador axial modelo modelo FC080-VDA.7Q.V4 marca ZIEL-ABEGG a una velocidad de giro de 1.250 rpm, posteriormente se presentan las recomendaciones para futuros trabajos enfocados al área de la dinámica de fluidos computacional CFD.

5.1 Conclusiones.

- En el análisis numérico realizado al dominio del ventilador se lograron los resultados esperados en cuanto al comportamiento de la curva característica, presión estática en función del caudal obtenido mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD).
- La validación del análisis numérico del campo de flujo del ventilador axial seleccionado se logró comparando la curva característica obtenida por medio de ensayos experimentales, suministrada por el fabricante, a su vez con la tendencia teórica de la curva de un ventilador axial descrita en la bibliografía, de igual forma se verifica la correcta selección de los modelos matemáticos y de turbulencia.
- La discretización del dominio de un ventilador axial es complicada debido a lo complejo del flujo en su interior, por ello se justifica la utilización de herramientas computacionales para la realización de este análisis.
- Según las condiciones de borde establecidas, se demuestra a partir de resultados mostrados en forma de figuras y tablas obtenidas, que ocurre un aumento de presión progresiva durante el paso del fluido a través de la turbomáquina, a su vez la existencia de un efecto difusivo que actúa en dos direcciones, dependiendo del flujo volumétrico manejado, con bajos caudales el efecto difusivo incide radialmente mientras que a elevados caudales (mayores a 20.000 m³/h en el ventilador axial seleccionado) incide axialmente, esta traslación de la incidencia difusiva ocurre en la zona inestable del ventilador; y además que en el momento de la entrada del fluido al ventilador en el álabe se muestran las presiones tanto bajas como altas, dependiendo del lado observado en el desarrollo cilíndrico.

Conclusiones y Recomendaciones

- La velocidad del flujo aumenta en el paso a través de la turbomáquina en vista de la disminución de la velocidad relativa, salvo en la zona inestable donde en este caso tiene un comportamiento inusual, también se puede apreciar que las zonas de mayor velocidad se presentan en la periferia del ventilador, a su vez, que existe un incremento de la velocidad en el desarrollo radial del ventilador.
- Mediante la dinámica computacional del fluido se concluye que existe un punto óptimo de transmisión de potencia al fluido a un caudal específico, donde a mayores caudales la potencia disminuye y a menores, la potencia va en aumento. En dicho punto ocurre la transición en el cambio de incidencia difusiva anteriormente mencionada y coincide en este estudio con el inicio de la zona estable.
- Se verifica que a través del análisis numérico se puede realizar variaciones de la velocidad de giro, y obtener resultados precisos sin la necesidad de utilizar leyes de semejanza, esta conclusión se pudo observar claramente en las tablas y figuras correspondientes. Adicionalmente este método permitió conocer el comportamiento del ventilador variando sólo su cantidad de álabes, describiendo que a medida que se aumenta la cantidad de álabes, el ventilador obtiene una mayor capacidad de aumento de presión, a un mismo caudal.
- El análisis numérico por el método de volúmenes finitos, el cual es el empleado para simulaciones en CFD, es una herramienta adecuada para afinar el diseño de turbomáquina, sin necesidad de construir bancos de ensayos, tratando de disminuir el desprendimiento de la capa límite, incrementar la eficiencia de transmisión de potencia de la turbomáquina al fluido, optimizar la zona estable del ventilador, disminuir los costos de mantenimiento del banco de ensayo, ya que,

Conclusiones y Recomendaciones

su utilización no puede ser eliminada pero la frecuencia y gastos de uso serán menores.

- En el presente trabajo de investigación se logró satisfactoriamente el cumplimiento de los objetivos planteados, obteniendo resultados coherentes con la teoría de ventiladores axiales y a su vez con la realidad.

5.2 Recomendaciones.

- Ampliar el estudio para el análisis numérico de un sistema de ventilación, que incluya ductos de entrada, ventilador(es) y ducto de salida, y así verificar la influencia de las pérdidas del sistema en el ventilador.
- Incluir en el estudio la determinación del campo de flujo a la salida del ventilador, para observar el punto donde el flujo se estabiliza dejando de ser rotacional.
- Realizar el estudio de otros tipos de ventiladores, mediante la dinámica computacional de fluidos, para establecer una comparación entre los campos de flujos de dichas turbomáquinas.
- Incluir una materia en el pensum de la facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo, orientada al estudio de la dinámica de fluido computacional que permita la comparación de análisis numéricos con resultados experimentales.

Referencias Bibliográficas

- [1] ANSYS CFX. (2009). ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 12.0. ANSYS, Inc.
- [2] Ballesteros R. (1992). Modelización del flujo en ventiladores axiales de paso variable. Universidad de Oviedo Colección Tesis doctoral-TDR nº 19 ISBN 978-87-690-8858-6
- [3] Cengel Y. y Cimbala J. (2006). Mecánica de Fluidos. (1ra Edición). Editorial Mc. Graw-Hill.
- [4] Frank P. Bleier, P.E. (1997). "Fan Handbook. Selection, Application and design". Primera edición. Editorial ICAI
- [5] G´erald Kergourlay, Sma¨ine Koudri_, Gary W. Rankin, Robert Rey (2006). Experimental investigation of the 3D unsteady flow field downstream of axial fans. Flow Measurement and Instrumentation 17 (2006) 303–314.
- [6] González J., Rodríguez D., F.I. Guerras, J. Fernández, K.M. Argüelles, S. Velarde, R. Ballesteros (2010). Modelo numérico para estudio del flujo en un ventilador centrífugo de pequeñas dimensiones. XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica (2010) España.
- [7] Hurault a J., Koudri b S.,_, F. Bakir a, R. Reya (2010). Experimental and numerical study of the sweep effect on three-dimensional flow downstream of axial flow fans. Flow Measurement and Instrumentation 21 (2010) 155_165

Referencias Bibliográficas

- [8] Hoc̆evan M, Eberlin M., B Širok, (2009). Experimental investigation of the interaction of two flows on the axial fan hollow blades by flow visualization and hot-wire anemometry. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 929–937.
- [9] Mao Jun a, Xi Yanhong a, Yang Liguob (2010). Numerical simulation of the pneumatic elasticity for the blade of a big axial-flow fan. *Engineering Failure Analysis* 18 (2011) 1037–1048
- [10] Mataix, Claudio. (1986). “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas”. Segunda edición. Ediciones el Castillo
- [11] Mataix, Claudio. (1984). “Turbomáquinas hidráulicas”. Primera edición. Editorial ICAI.
- [12] M. Potter y D. Wiggert. (1998). *Mecánica de Fluidos*. (2da Edición). Prentice Hall.
- [13] Pérez A. y Garre C. (2001). *Dinámica de Fluidos Computacional para Gráficos*. Madrid, España.
- [14] Szu Hsien Liu, Rong Fung Huang , Chuang An Lin (2010). Computational and experimental investigations of performance curve of an axial flow fan using downstream flow resistance method. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 827–837
- [15] Toffolo A.(2004). On the theoretical link between design parameters and performance in cross-flow fans: a numerical and experimental study. *Computers & Fluids* 34 (2005) 49–66.

APÉNDICES

Se presentan los resultados que no fueron reflejados en el desarrollo del capítulo IV del presente trabajo de investigación, por su gran cantidad, pero que de igual forma son tomados en cuenta en el análisis y conclusiones del presente trabajo especial de grado, en vista de que los mismos forman parte de los resultados obtenidos en la investigación. Se muestran las curvas de convergencia de: los residuos RMS de las ecuaciones de gobierno, Turbulencia, e Imbalances, para diferentes caudales simulados, curvas de presión estática en el rotor.

APÉNDICE A

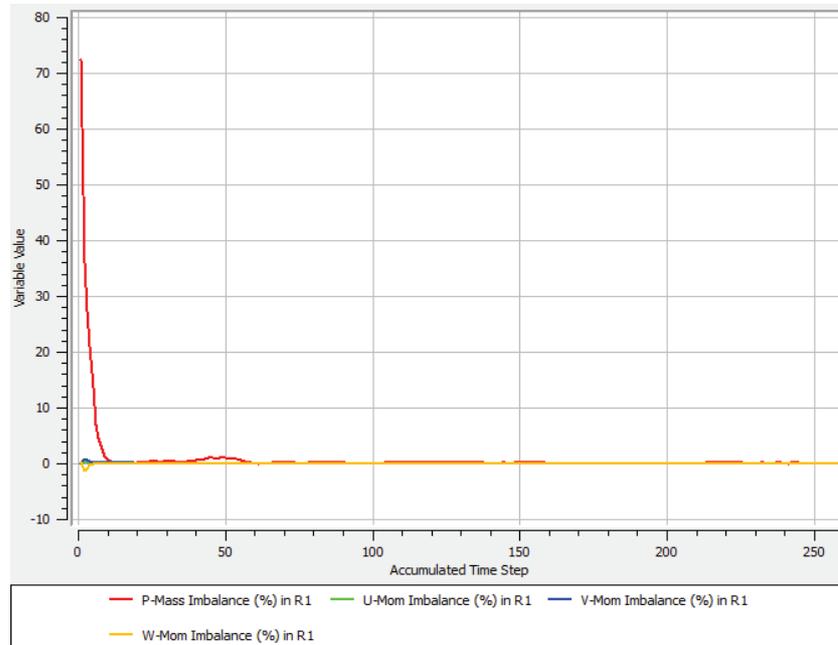


Figura A.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s ($Q=2.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

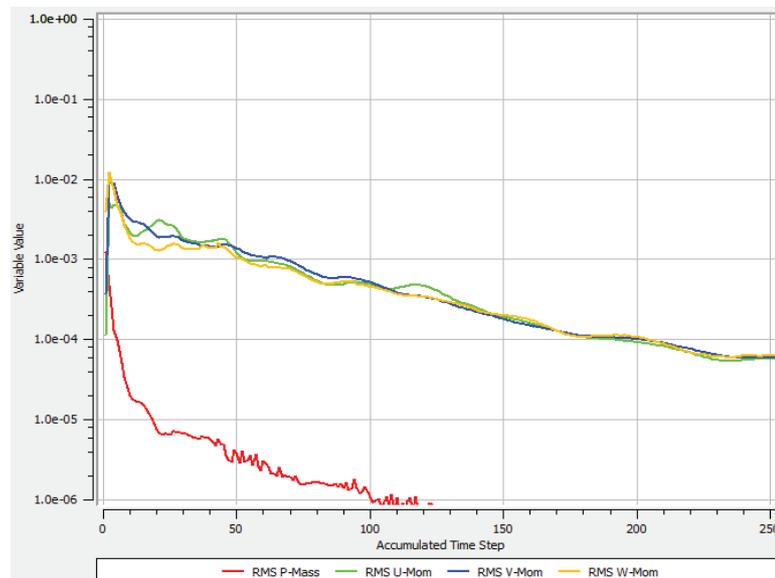


Figura A.2 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s ($Q=2.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

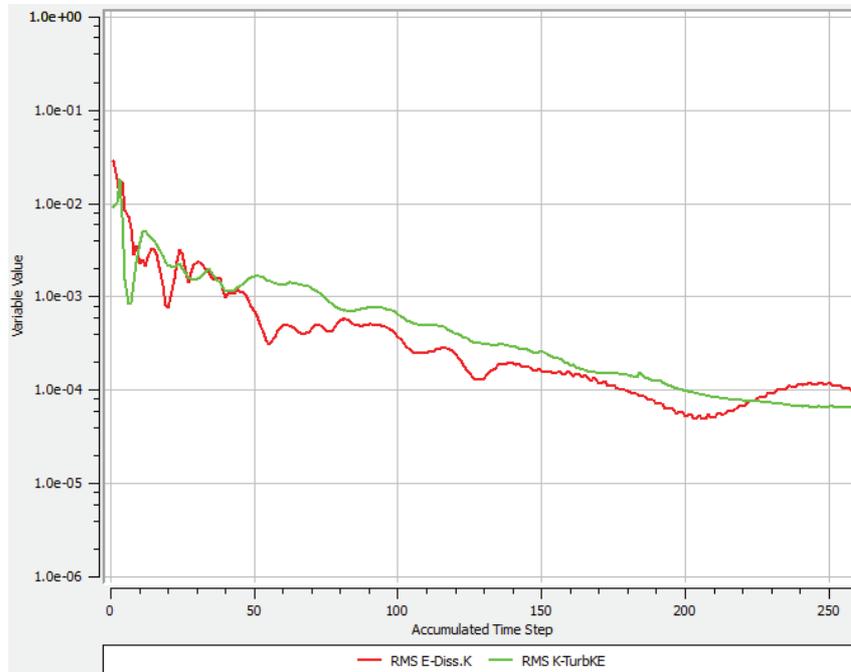


Figura A.3 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s ($Q=2.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

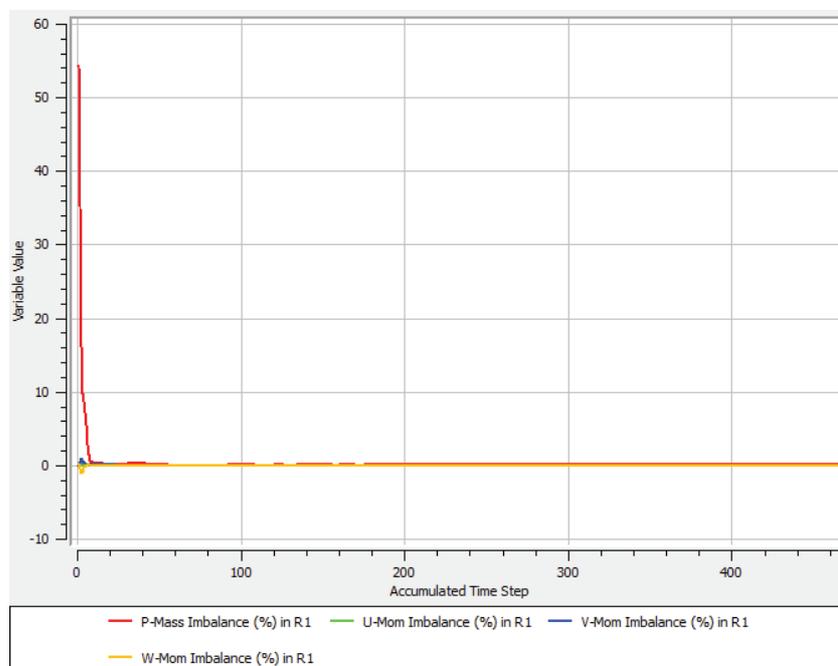


Figura A.4. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s ($Q=5.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

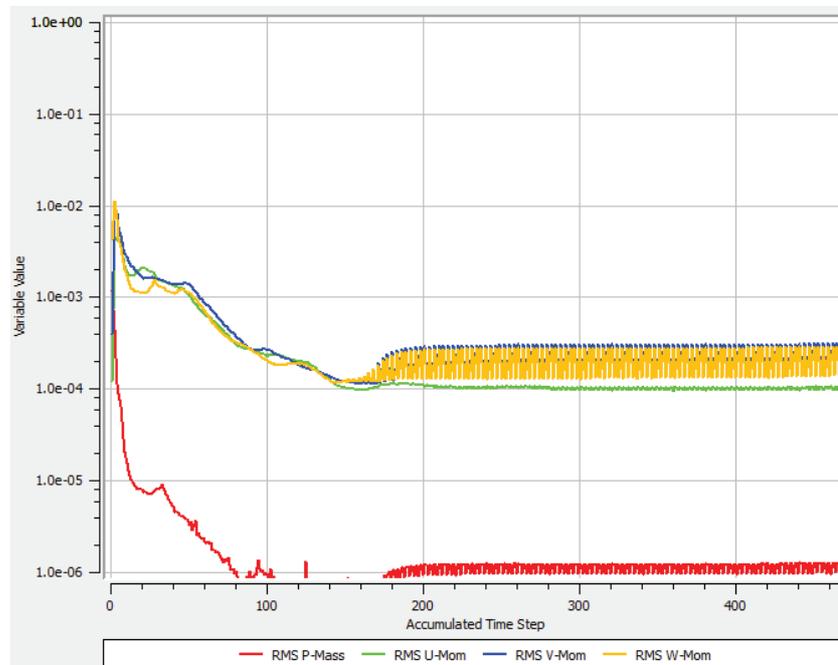


Figura A.5. Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s ($Q=5.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

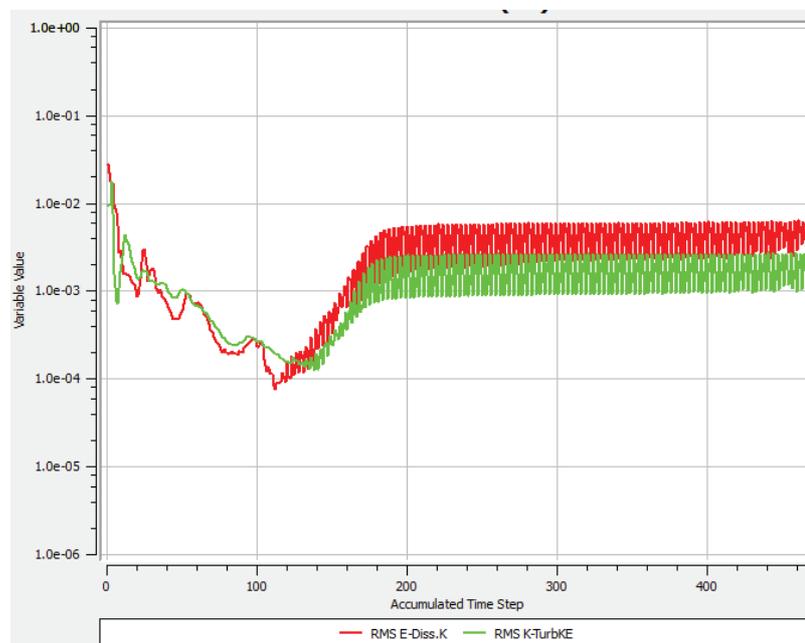


Figura A.6 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s ($Q=5.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

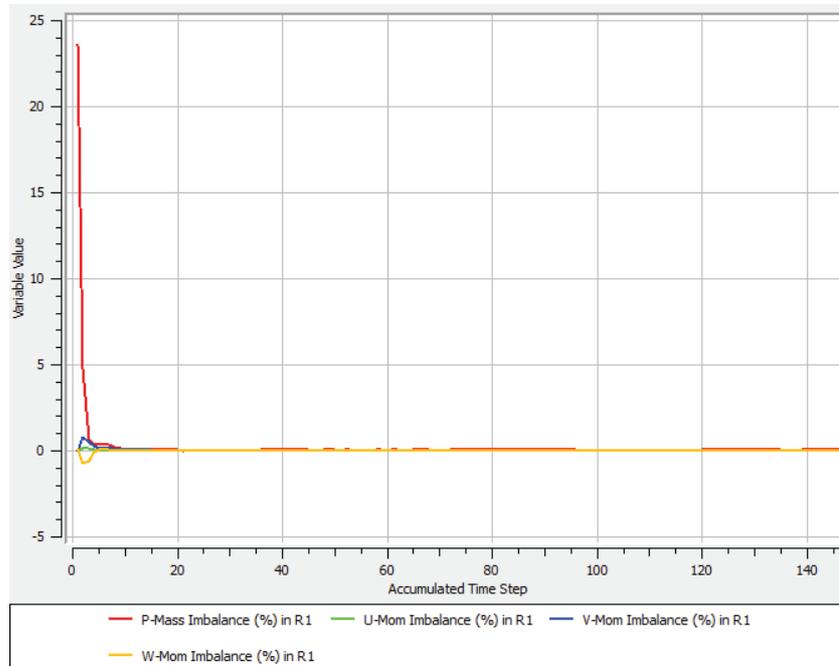


Figura A.7. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,069792 kg/s ($Q=13.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

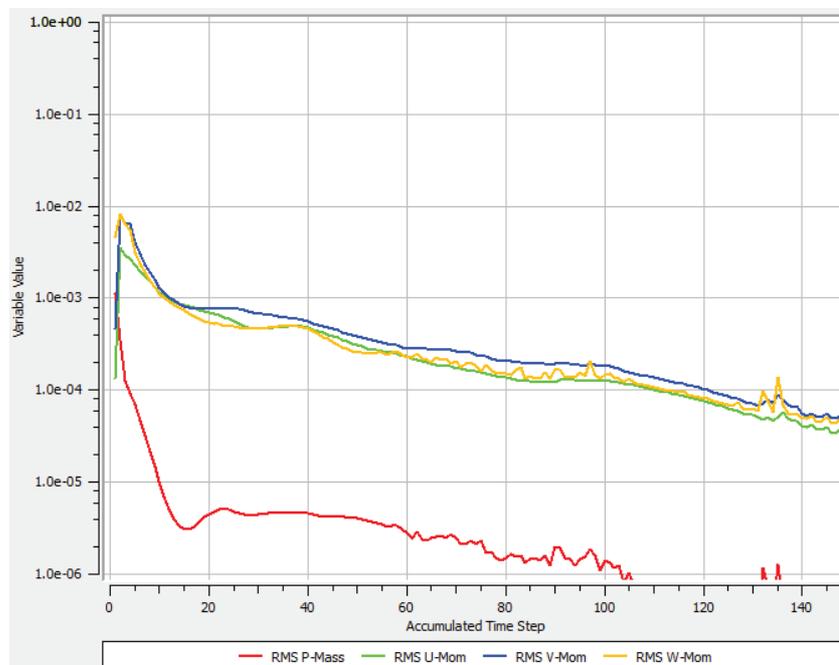


Figura A.8 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 1,069792 kg/s ($Q=13.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

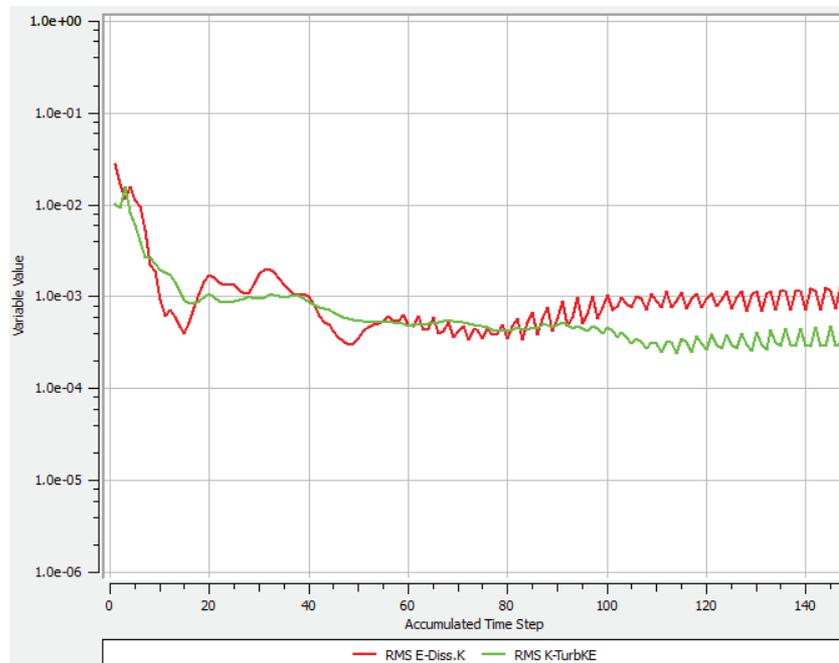


Figura A.9. Convergencia de la ecuaciones de turbulencia condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,0692 kg/s ($Q=13.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

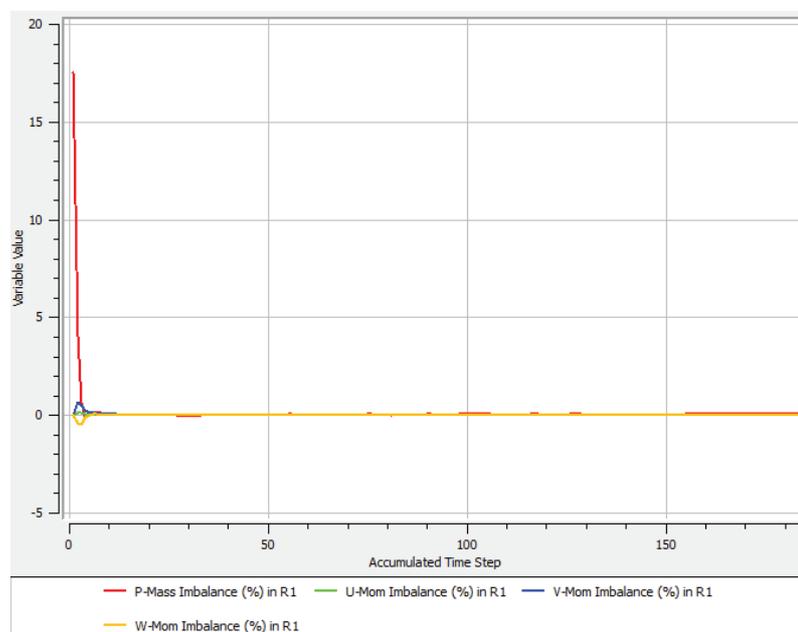


Figura A.10. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s ($Q=18.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

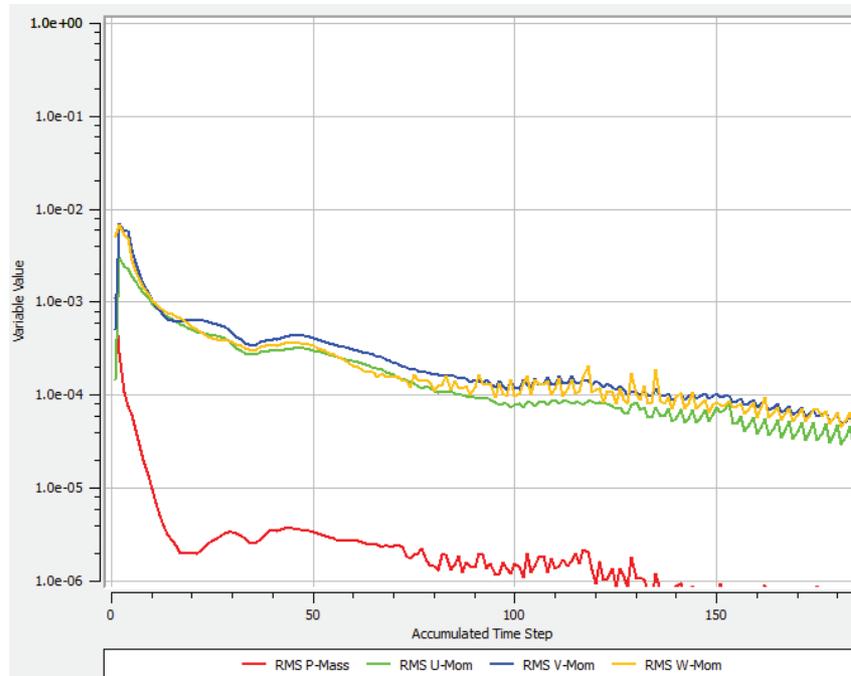


Figura A.12 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 1,357813 kg/s ($Q=18.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

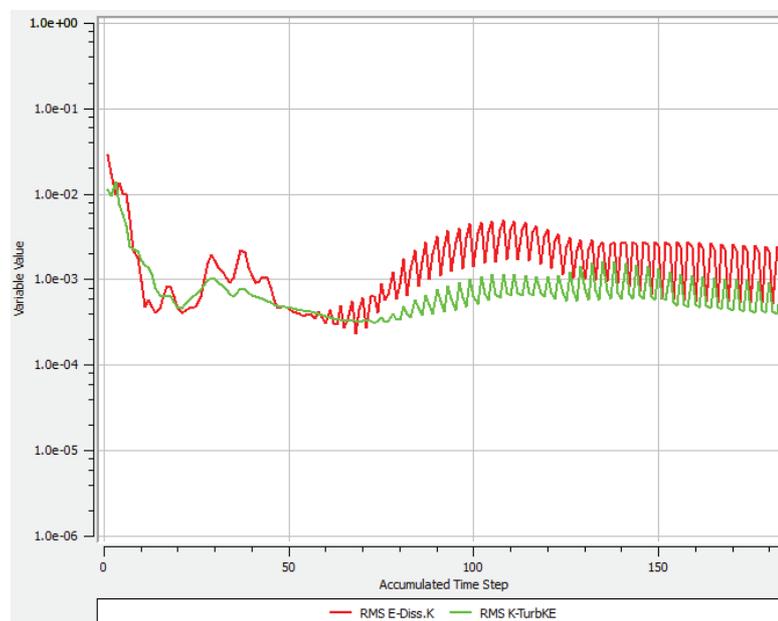


Figura A.13 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s ($Q=18.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

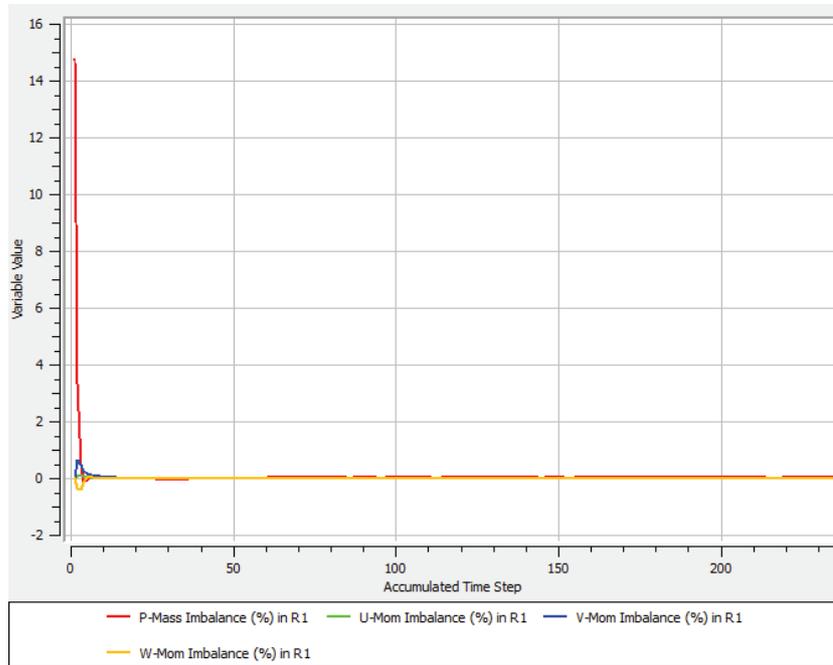


Figura A.14. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

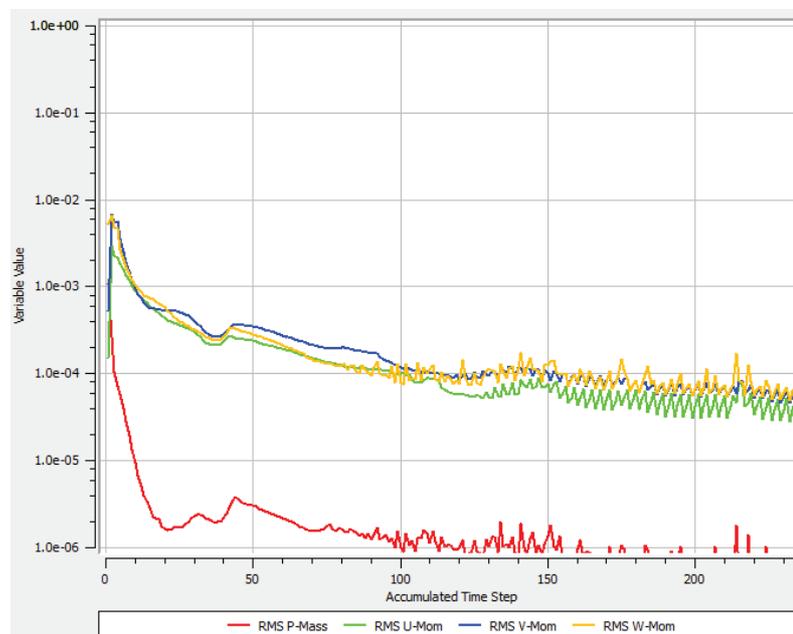


Figura A.15 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

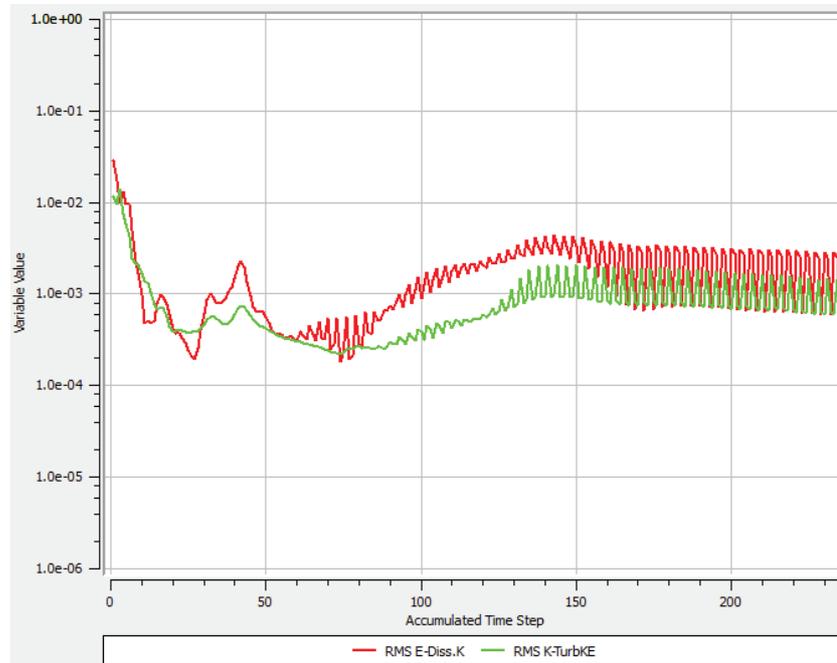


Figura A.16 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000 \text{ m}^3/h$).

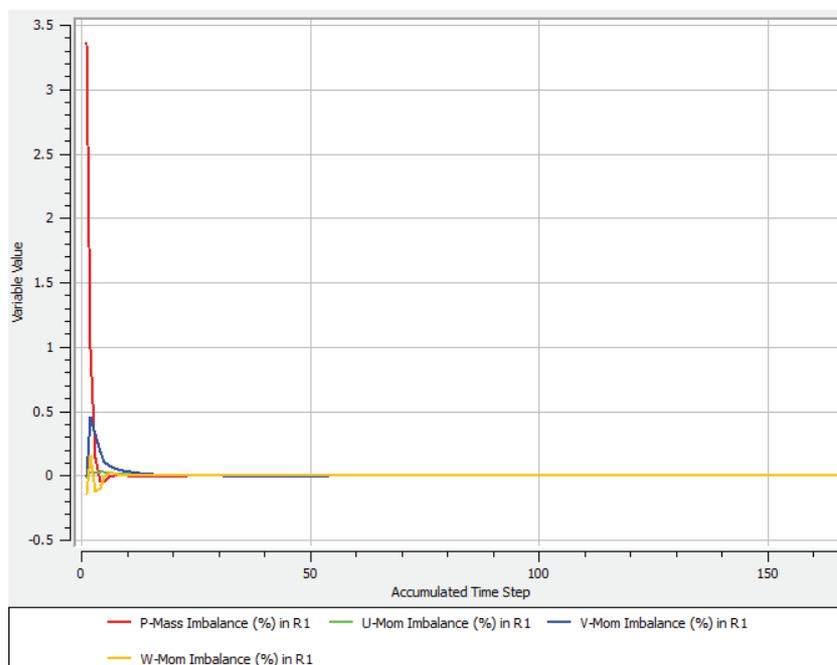


Figura A.17. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000 \text{ m}^3/h$).

Apéndices

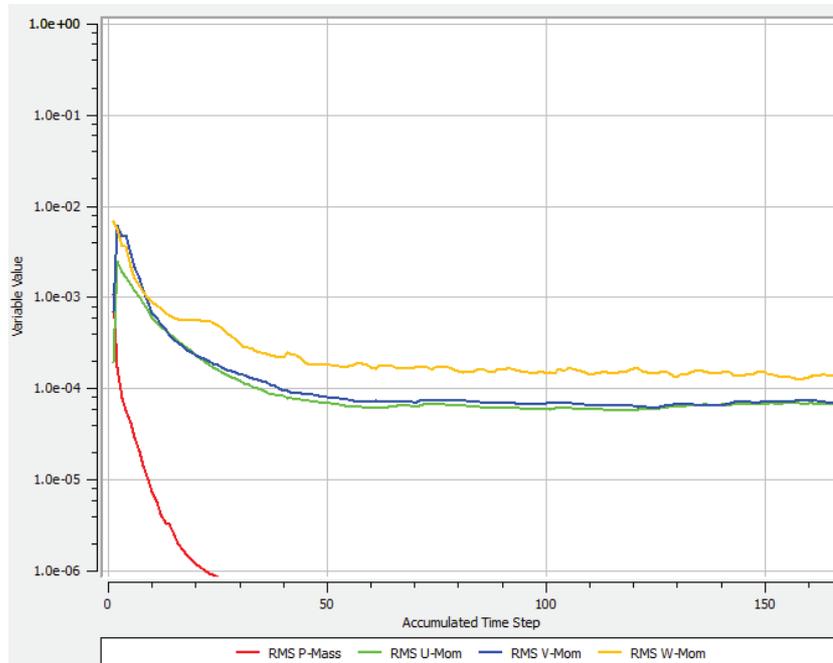


Figura A.18 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 2,2218 kg/s ($Q=27.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

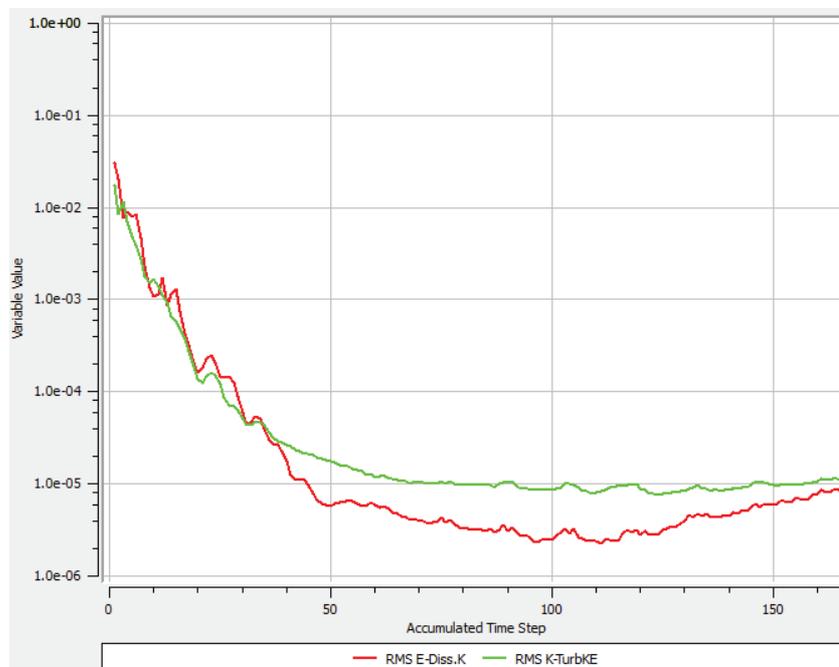


Figura A.19 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

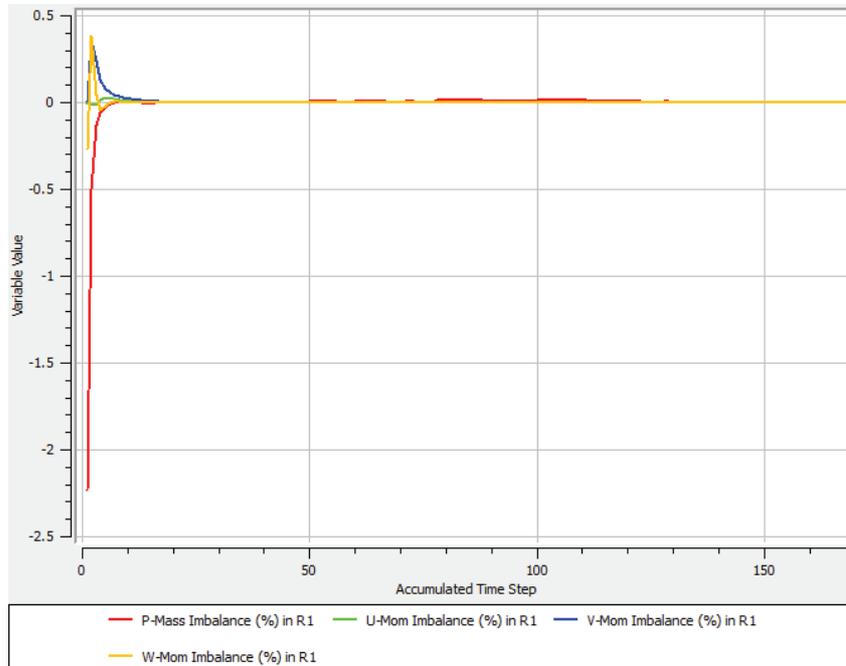


Figura A.20. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,6744 kg/s ($Q=32.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

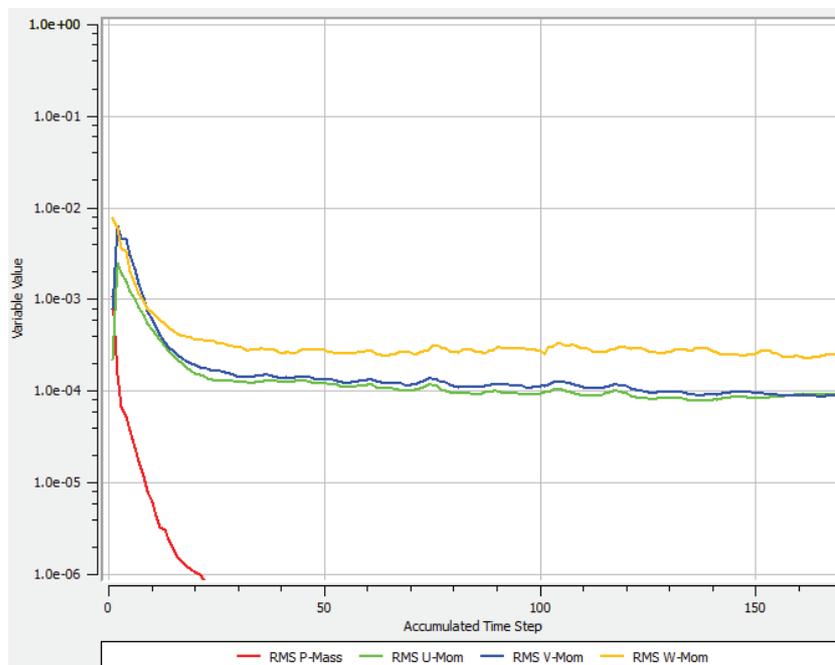


Figura A.21 Convergencia de la ecuaciones de masa y momentos, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y 2,6744 kg/s ($Q=32.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

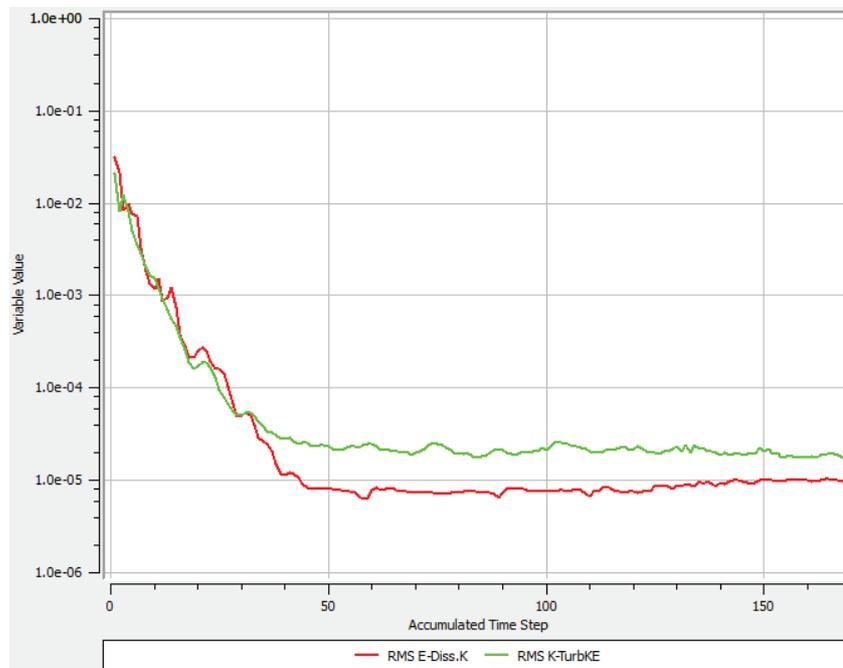


Figura A.22 Convergencia de la ecuaciones de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,6744 kg/s ($Q=32.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

APÉNDICE B

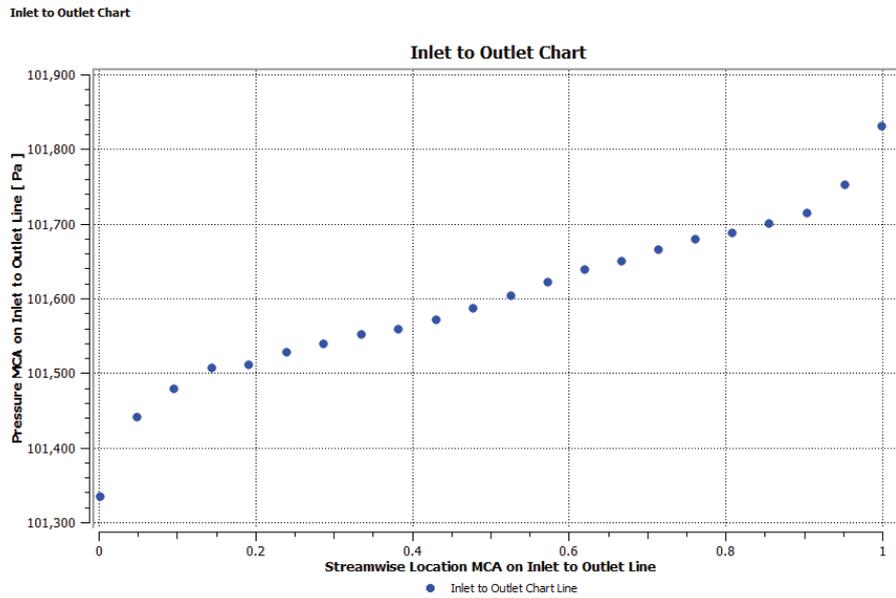


Figura B.1. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica entrada 0 atm y flujo másico 0,205729 kg/s ($Q=2.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

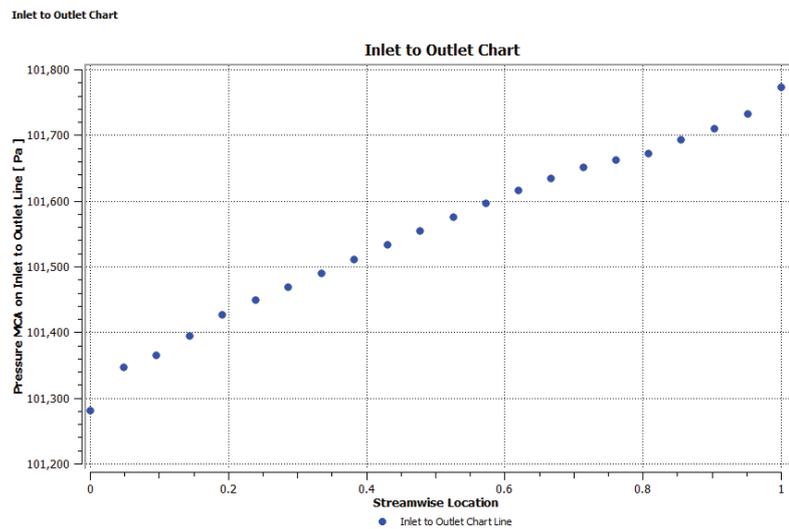


Figura B.2. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 0,4114 kg/s ($Q=5.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

Inlet to Outlet Chart

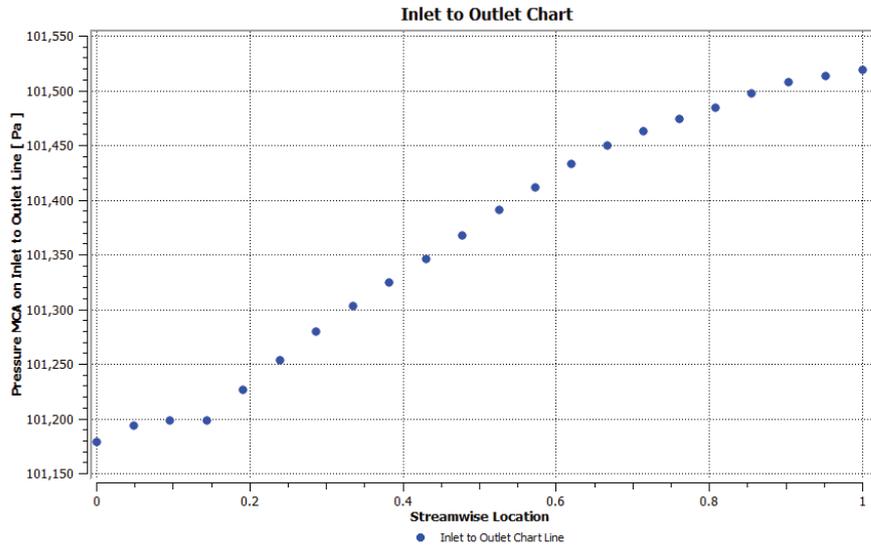


Figura B.3. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,069792 kg/s ($Q=13.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Inlet to Outlet Chart

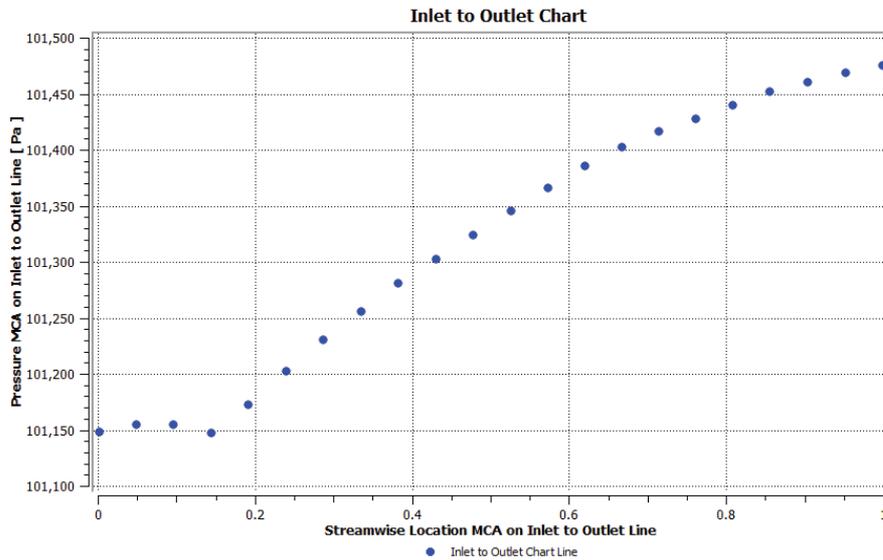


Figura B.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,357813 kg/s ($Q=18.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

Inlet to Outlet Chart

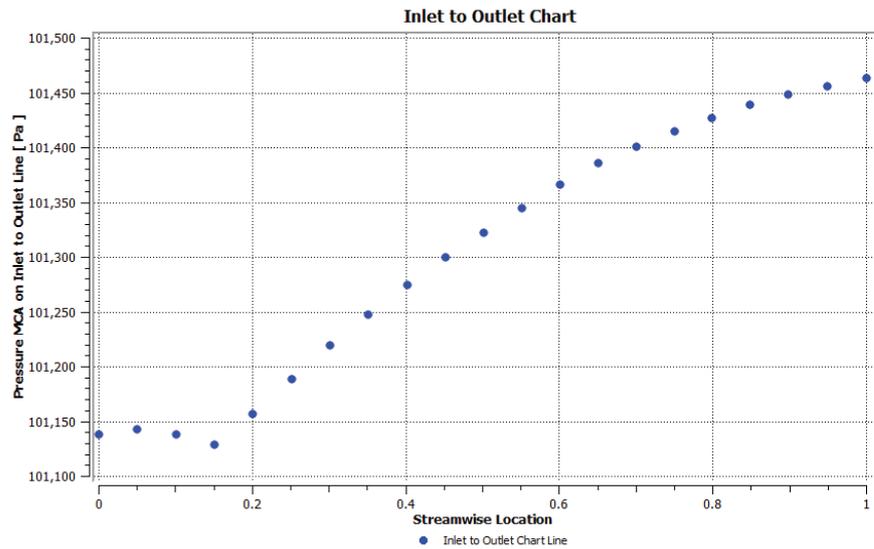


Figura B.5. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 1,4875 kg/s ($Q=18.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Inlet to Outlet Chart

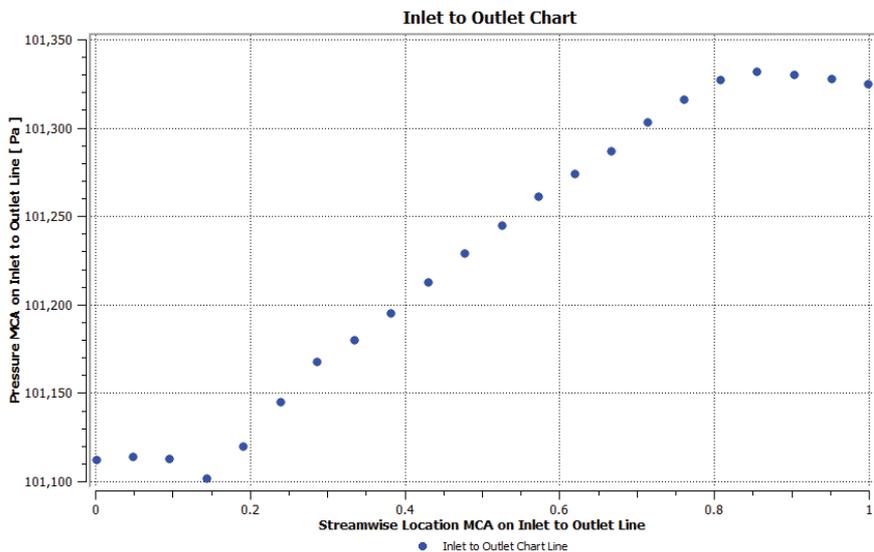


Figura B.6. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,2218 kg/s ($Q=27.000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Apéndices

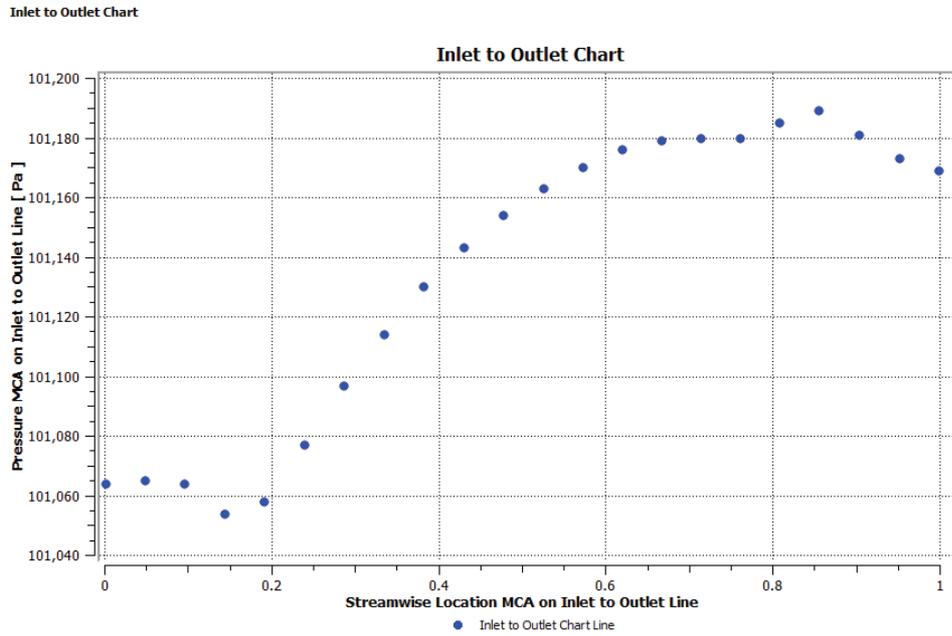


Figura B.7. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm y flujo másico 2,6744 kg/s ($Q=32.500 \text{ m}^3/\text{h}$).

APÉNDICE C

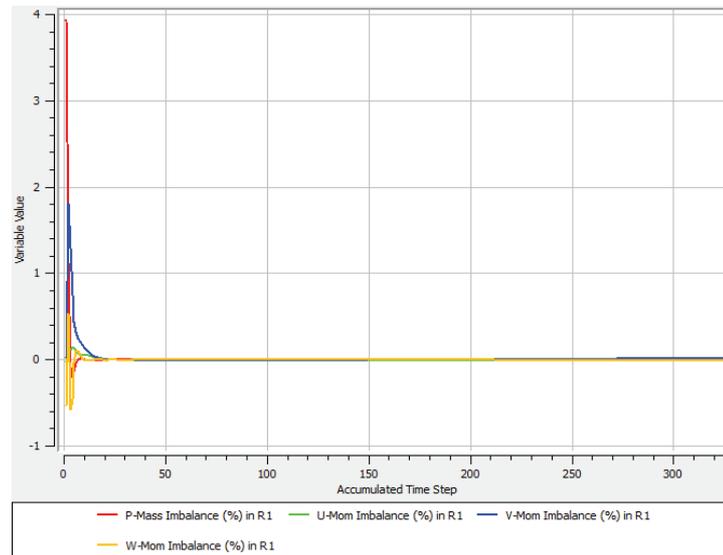


Figura C.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

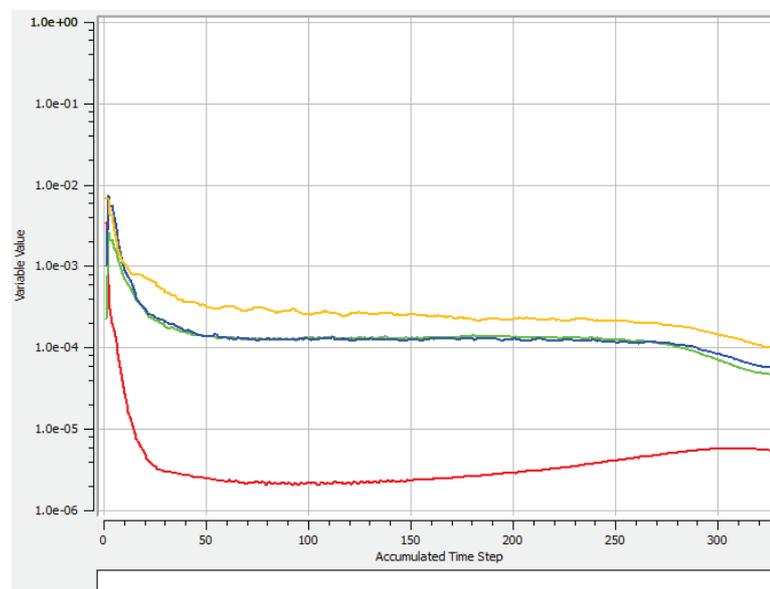


Figura C.2. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

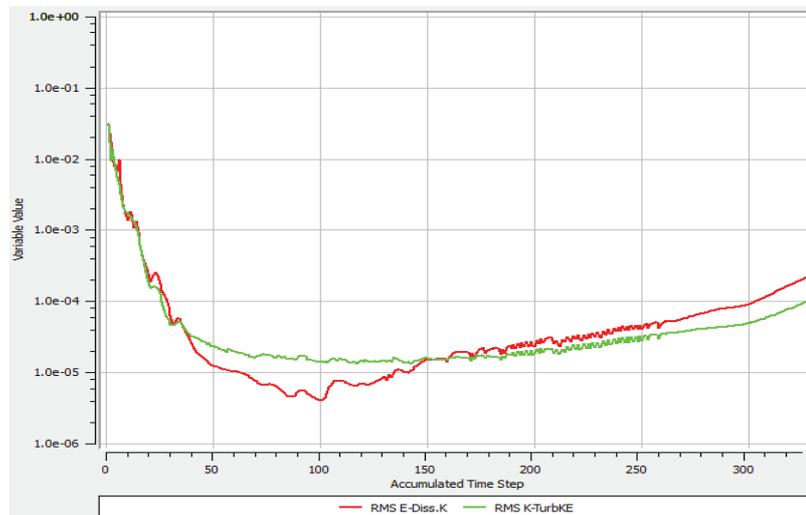


Figura C.3. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

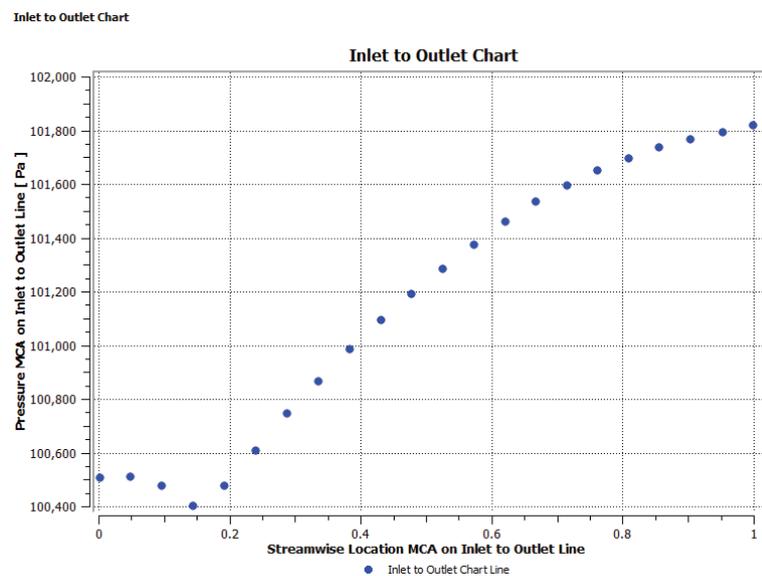


Figura C.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 3,291666 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

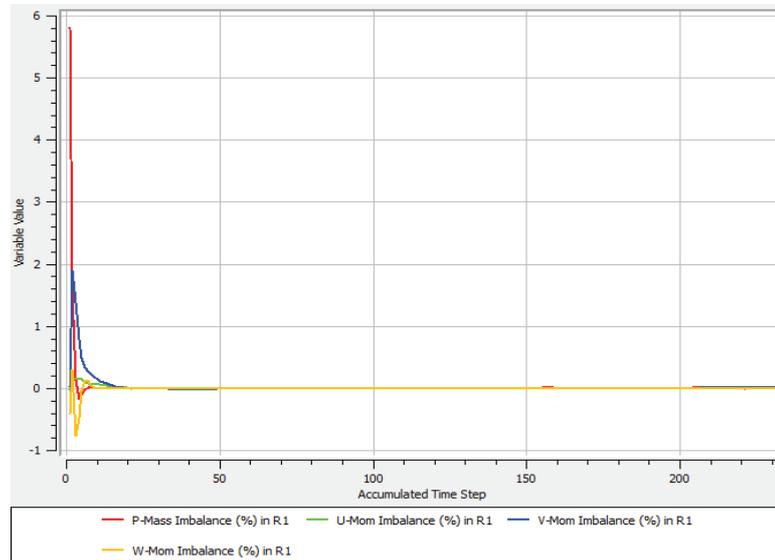


Figura C.5. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

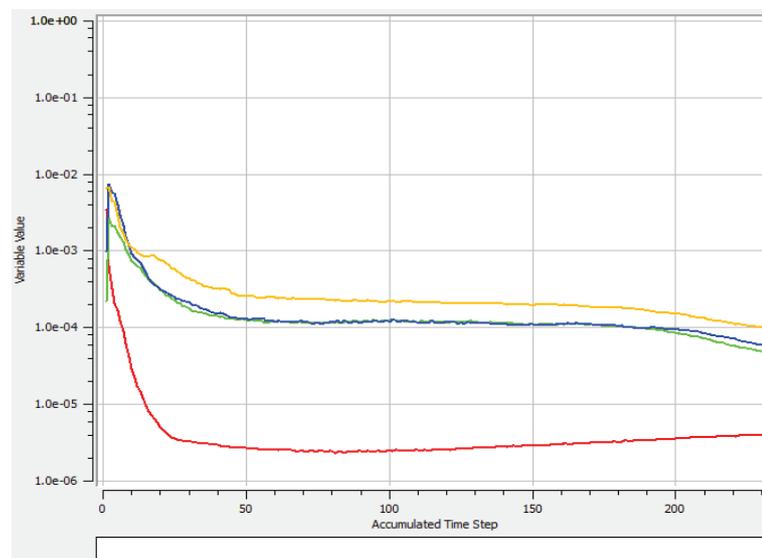


Figura C.6. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

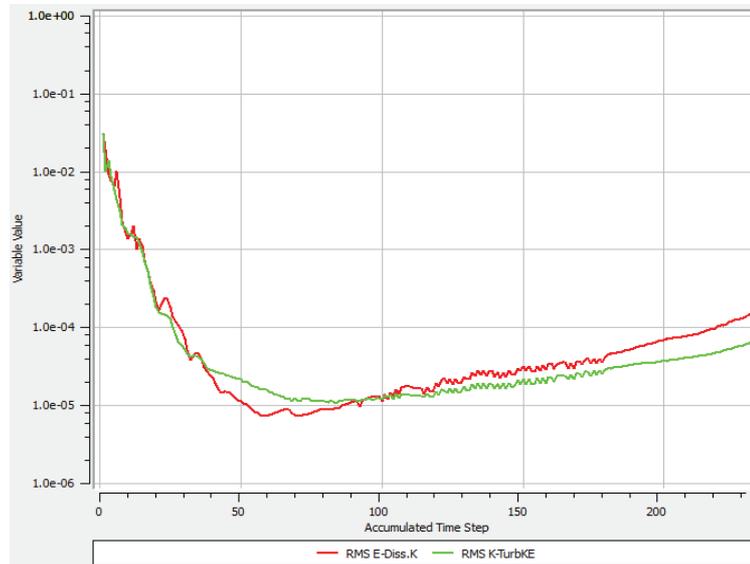


Figura C.7. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

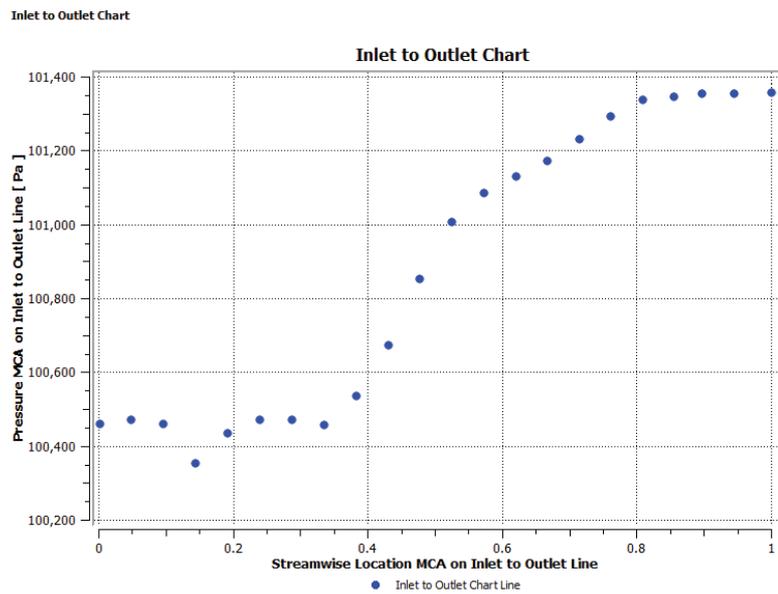


Figura C.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,11458 kg/s ($Q=50.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

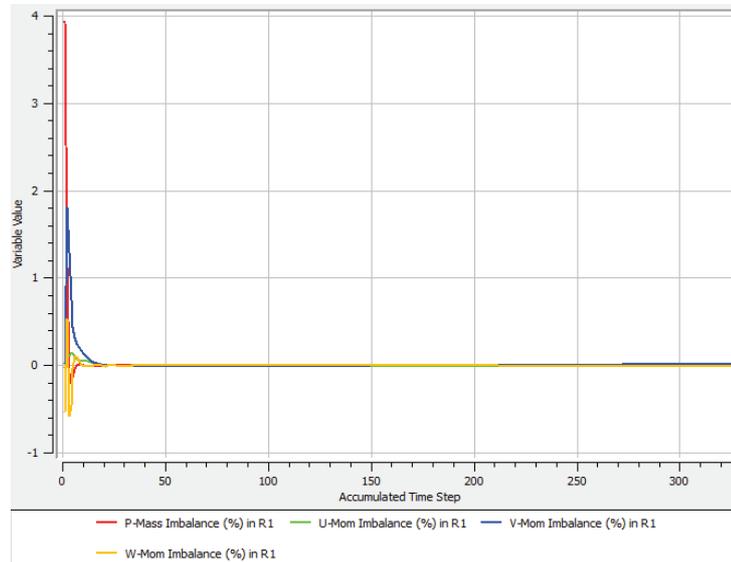


Figura C.9. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

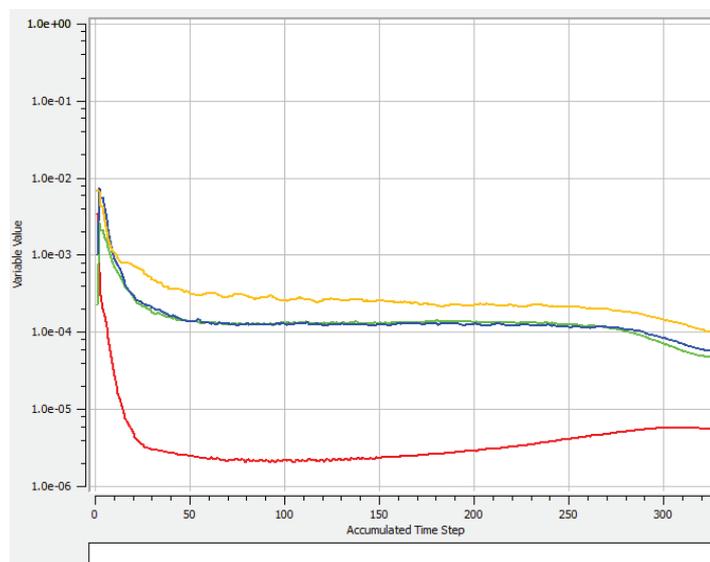


Figura C.10. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

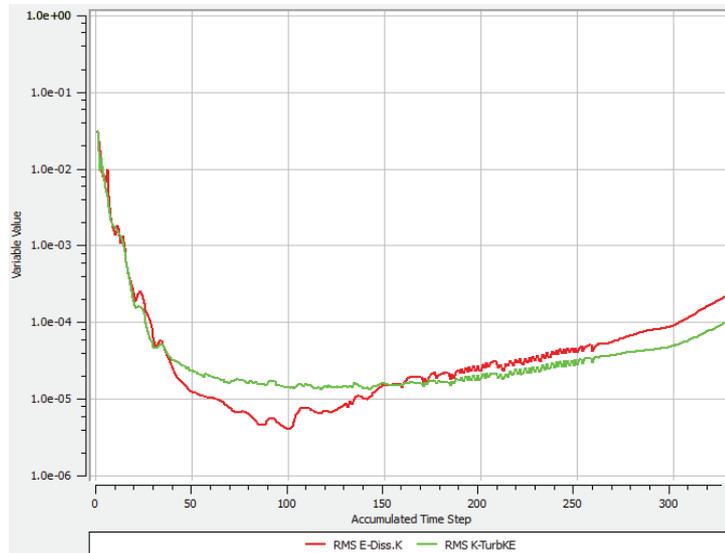


Figura C.11. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

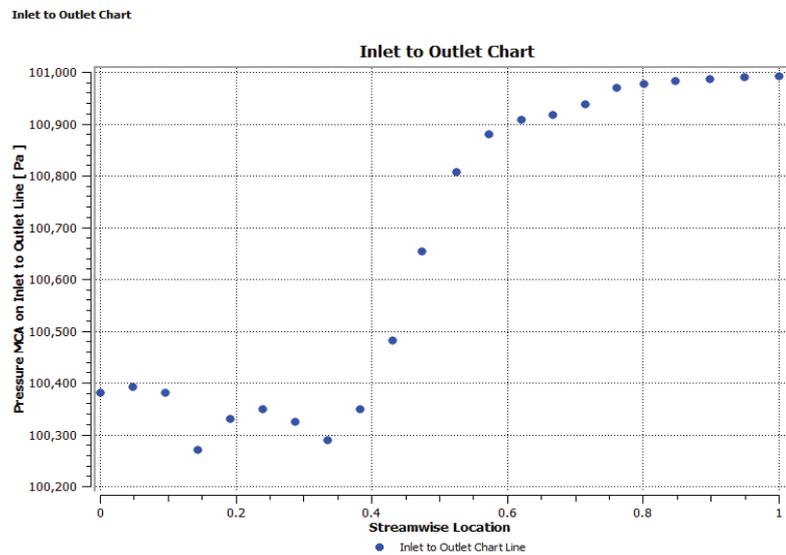


Figura C.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,3614583 kg/s ($Q=53.000 \text{ m}^3/h$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

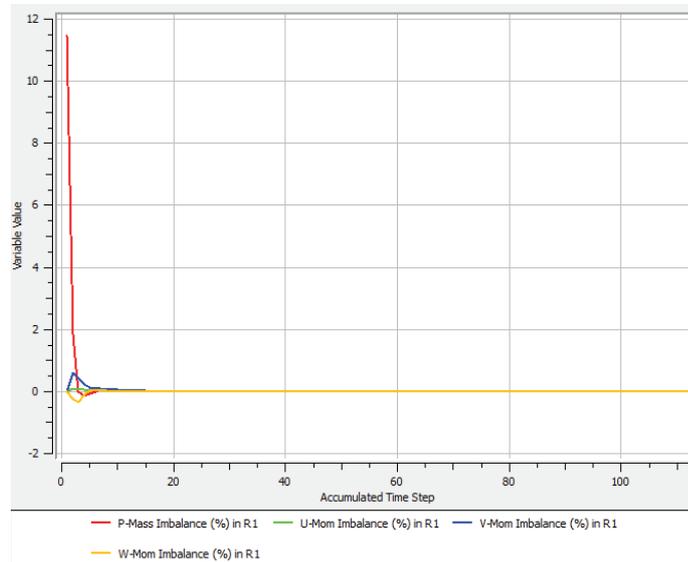


Figura C.13. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

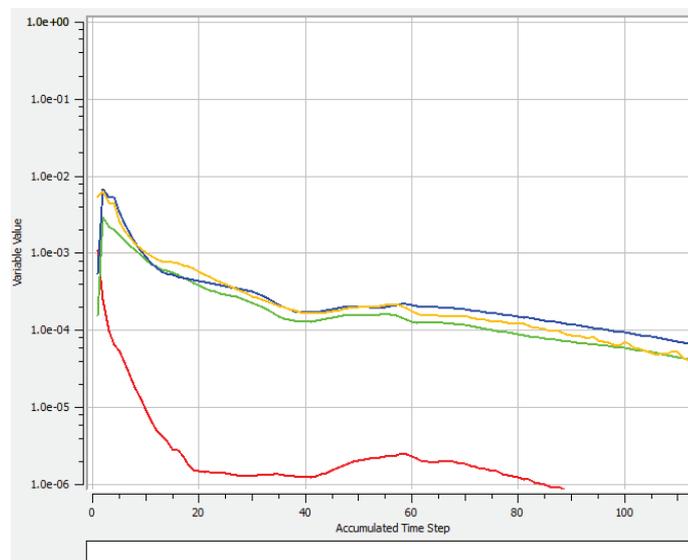


Figura C.14. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

Apéndices

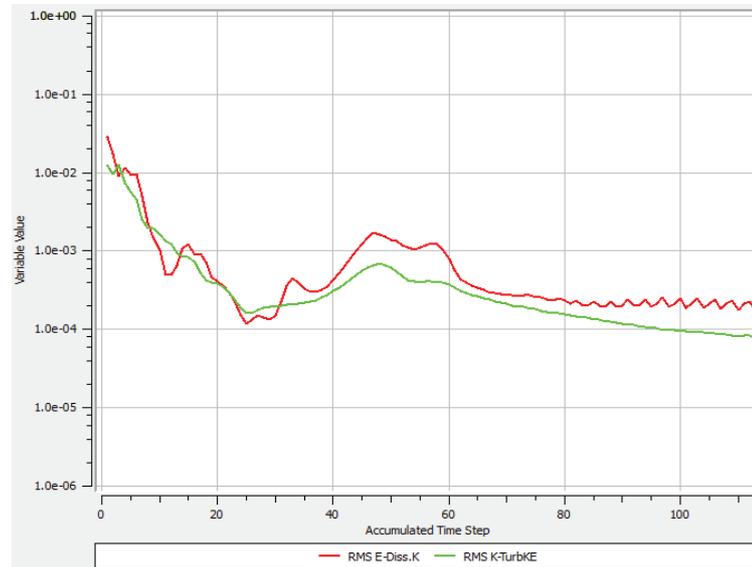


Figura C.15. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

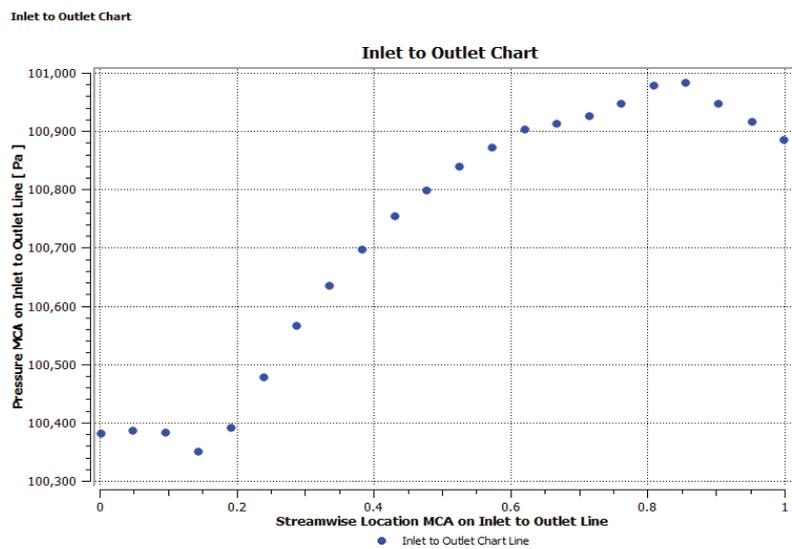


Figura C.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 4,9375 kg/s ($Q=60.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y velocidad de giro de 2.500 rpm.

APÉNDICE D

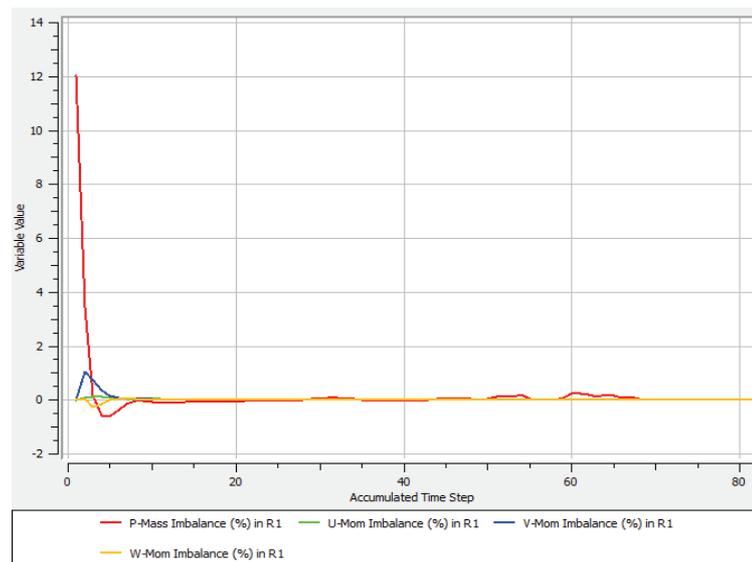


Figura D.1. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

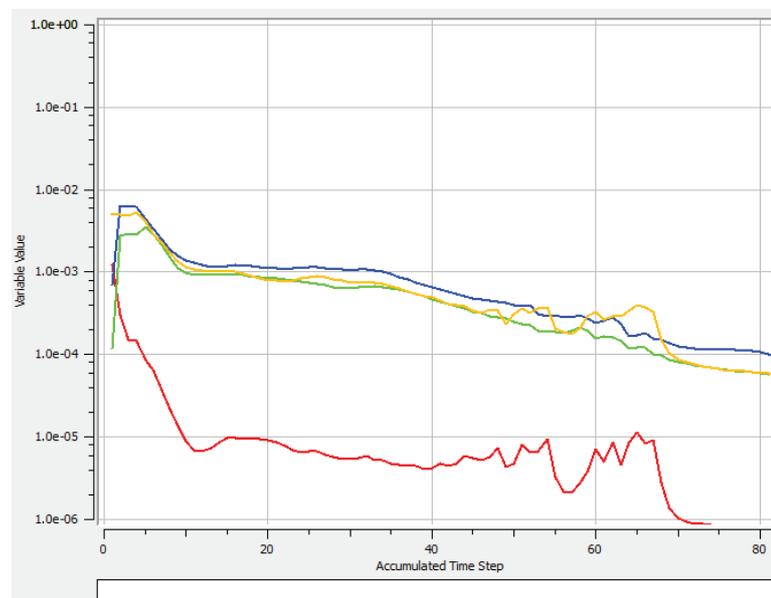


Figura D.2. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,548611111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

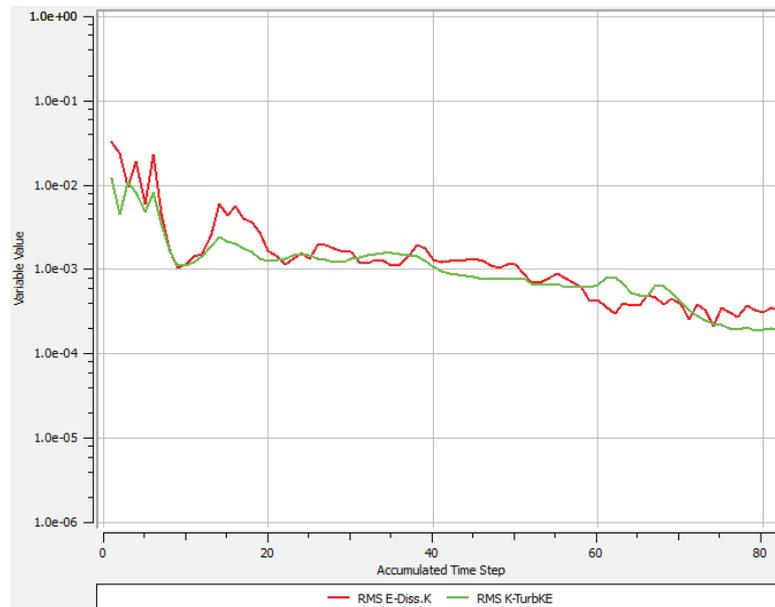


Figura D.3. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,5486111111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

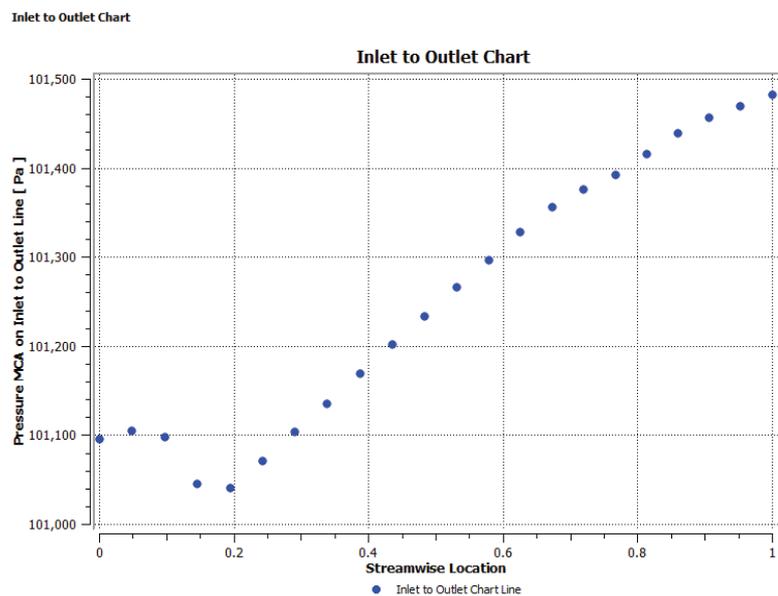


Figura D.4. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,5486111111 kg/s ($Q=20.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

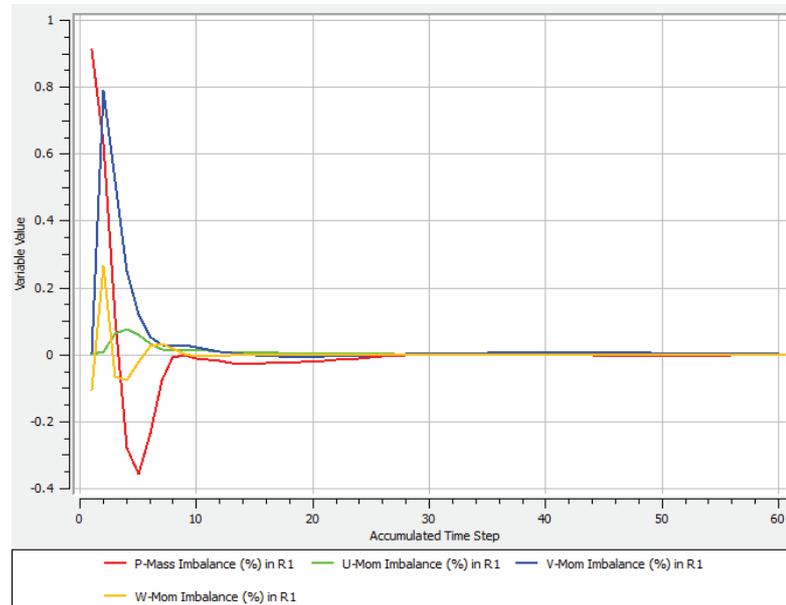


Figura D.5. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

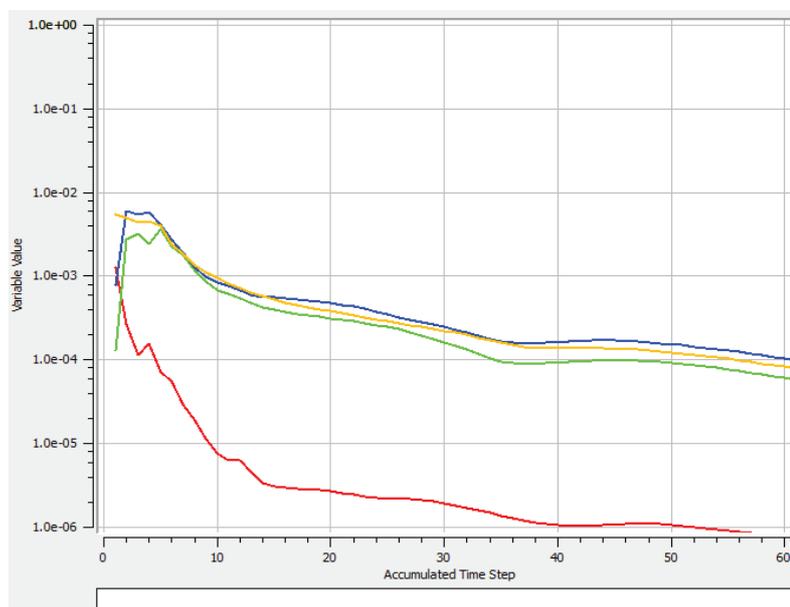


Figura D.6. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

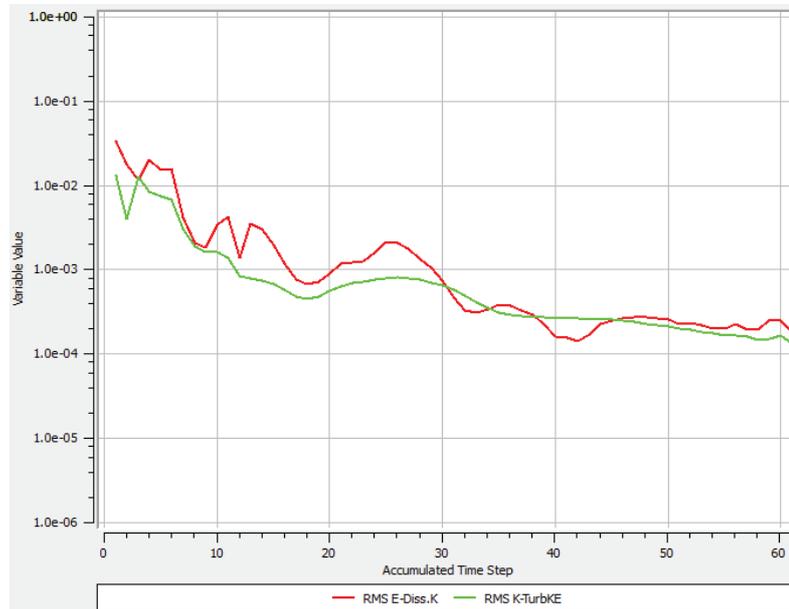


Figura D.7. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

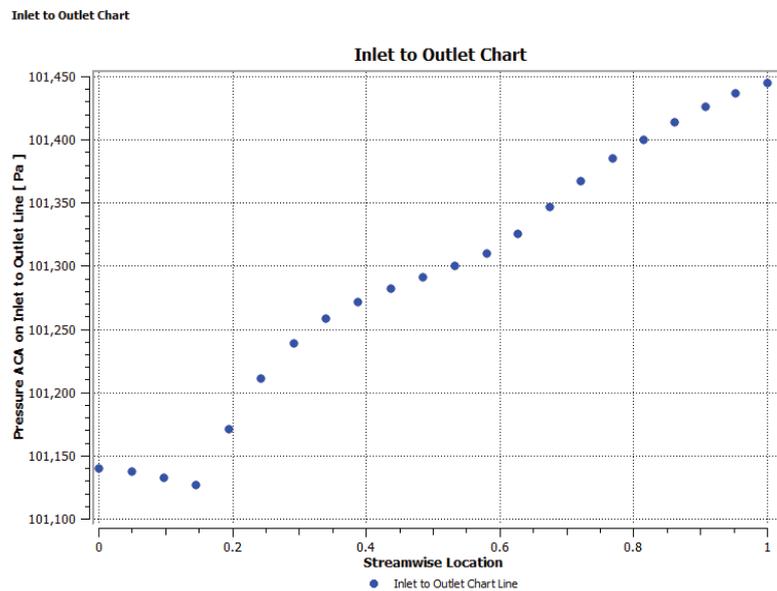


Figura D.8. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,754327778 kg/s ($Q=27.500 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

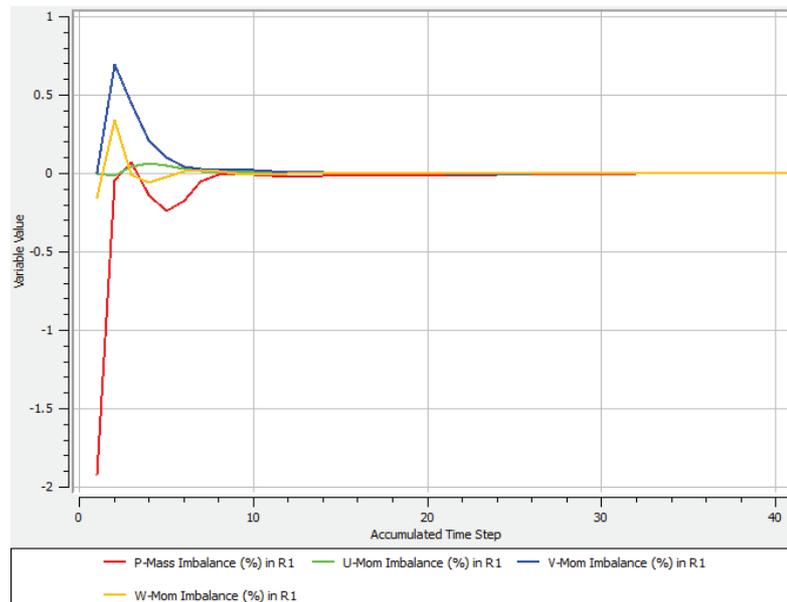


Figura D.9. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

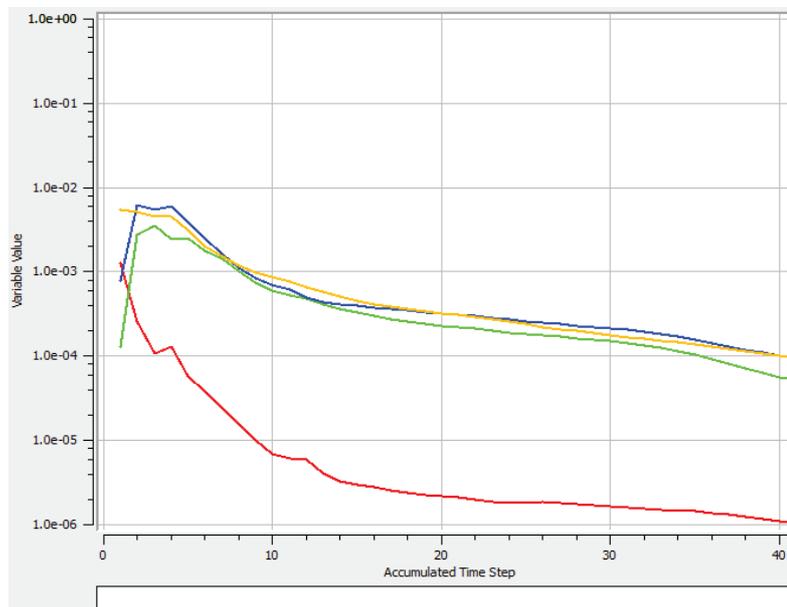


Figura D.10. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

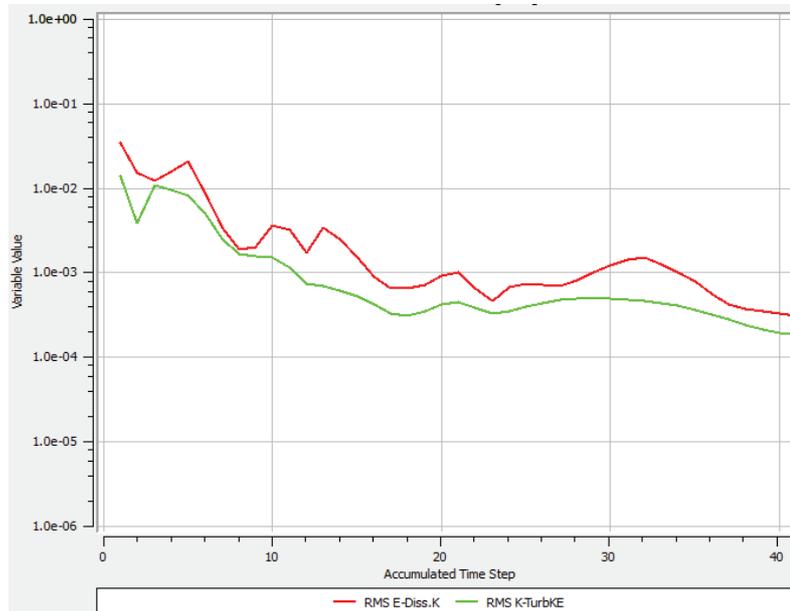


Figura D.11. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

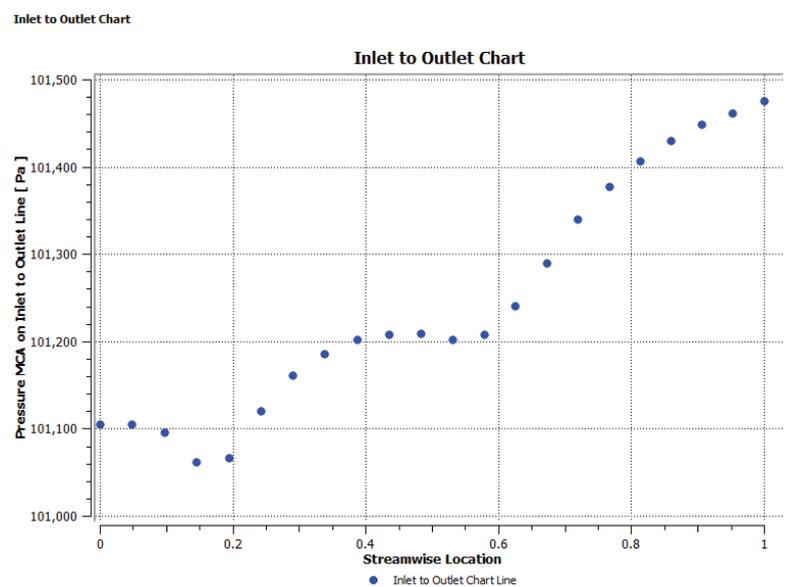


Figura D.12. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,822916667 kg/s ($Q=30.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

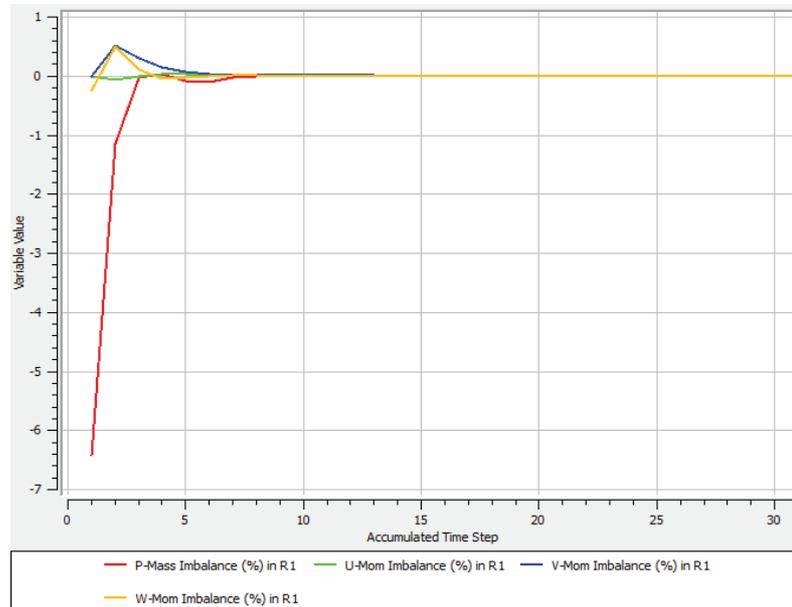


Figura D.13. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

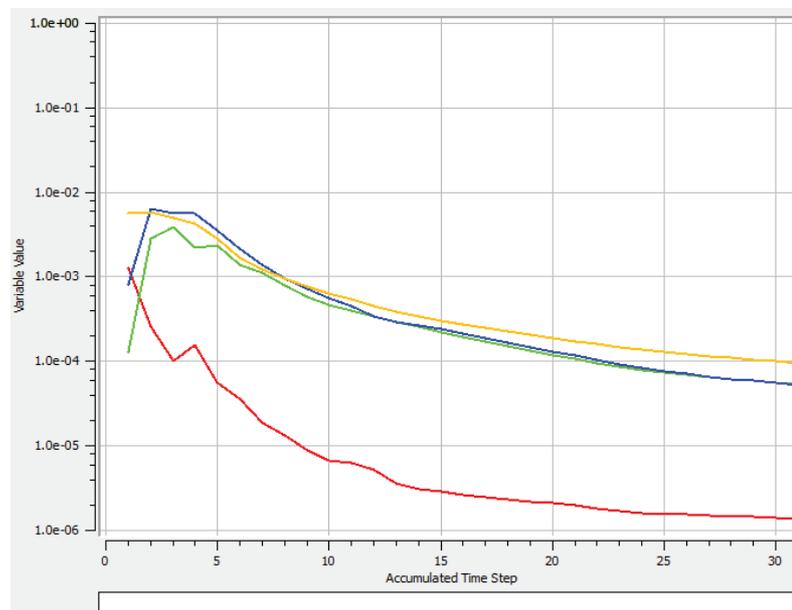


Figura D.14. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

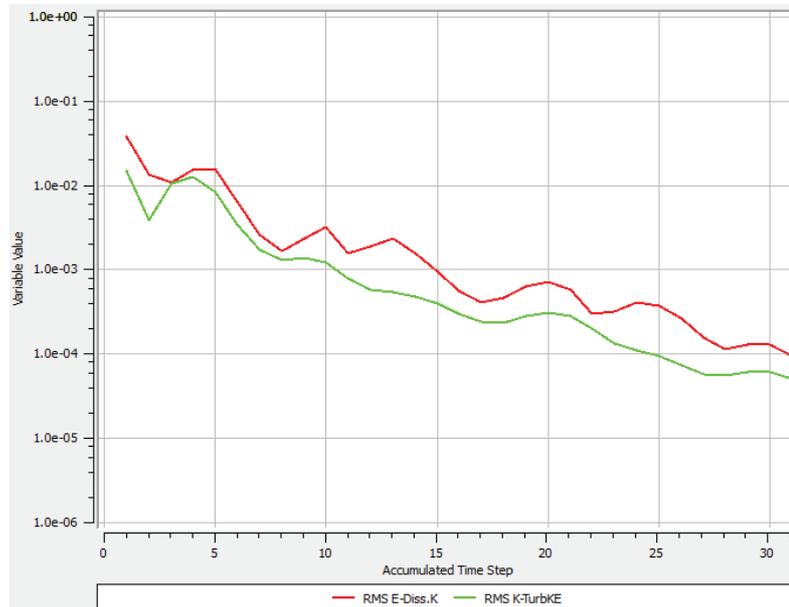


Figura D.15. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

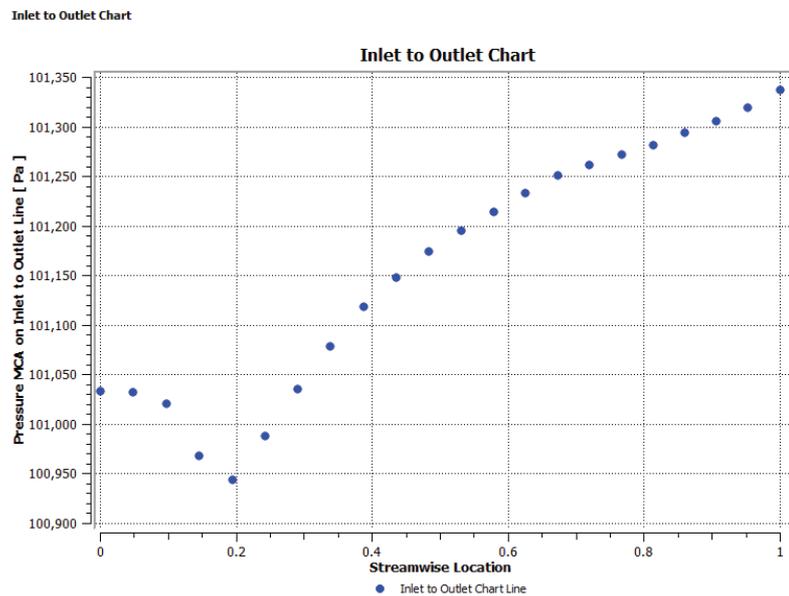


Figura D.16. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 0,960069444 kg/s ($Q=35.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

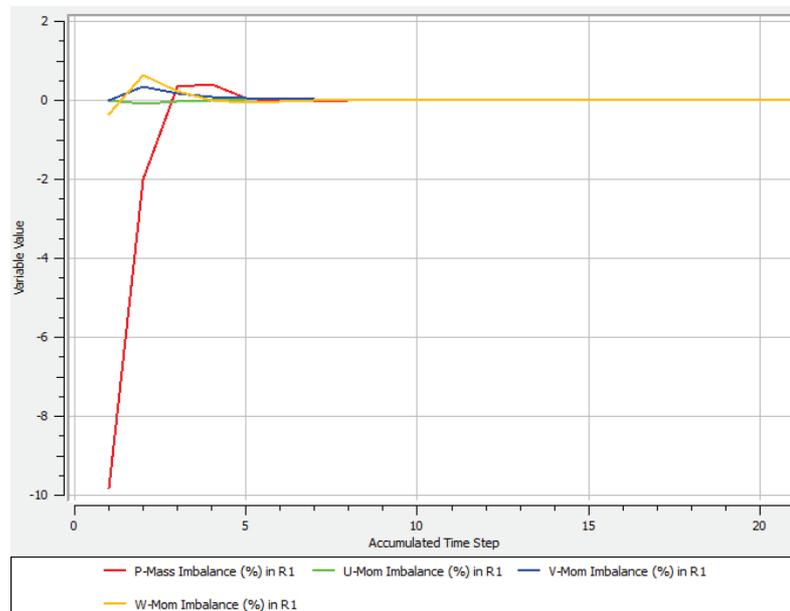


Figura D.17. Imbalance en el dominio del rotor, condiciones de borde de presión entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

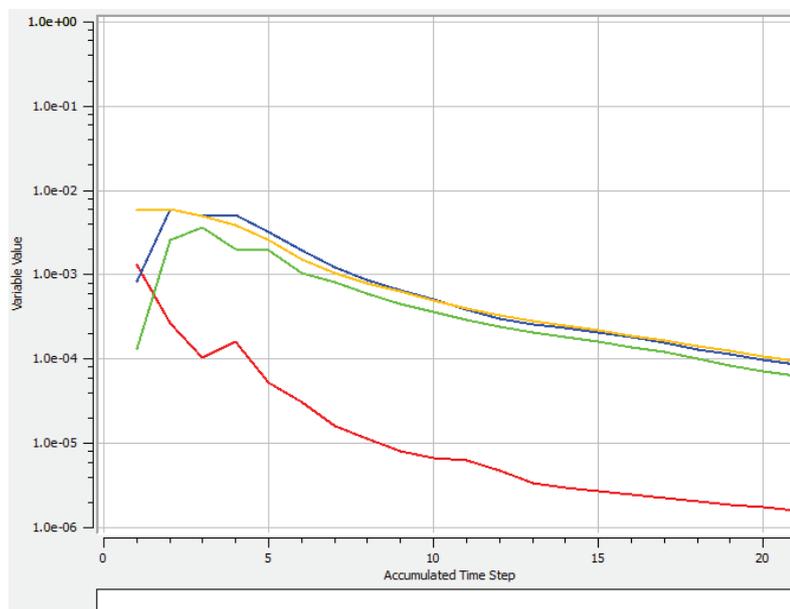


Figura D.18. Convergencia de las ecuación de masa y momento, condiciones de borde de presión manométrica de entrada de 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

Apéndices

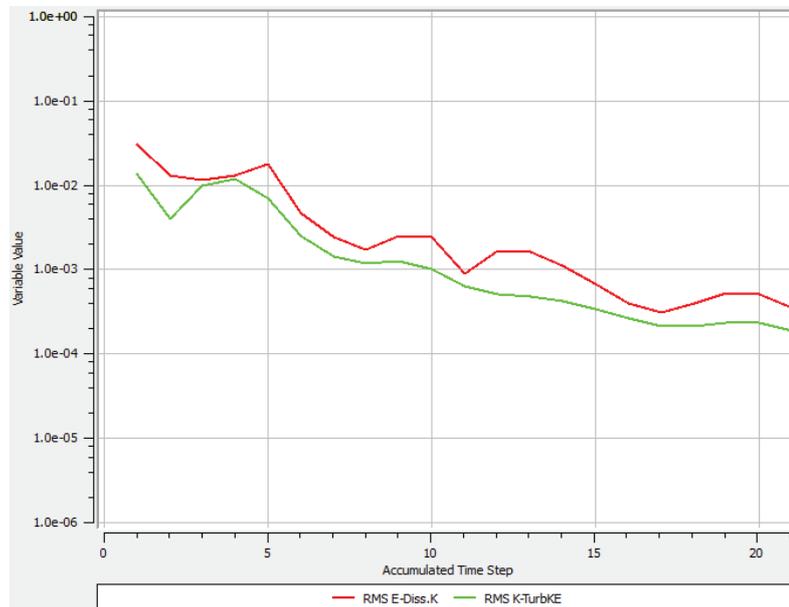


Figura D.19. Convergencia de las ecuación de turbulencia, condiciones de borde de presión entrada de presión entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes.

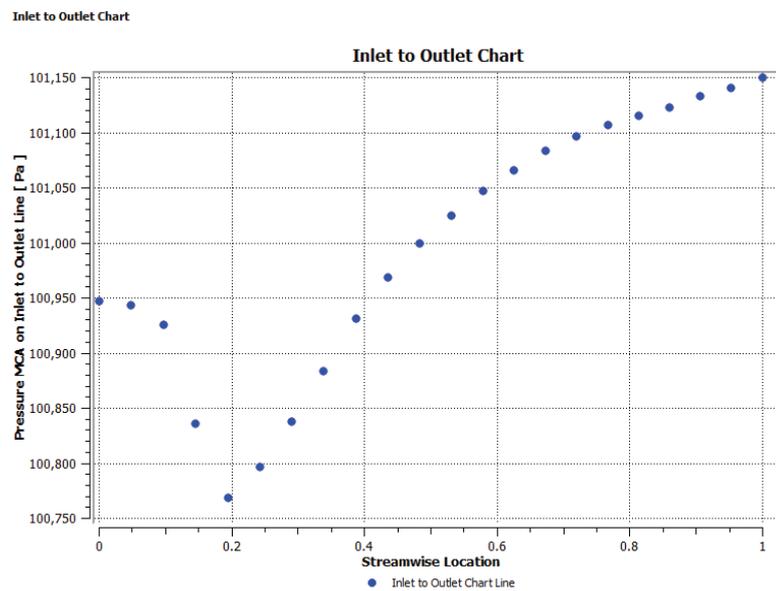


Figura D.20. Variación de presión a través del rotor del ventilador. Condiciones de borde de presión manométrica de entrada 0 atm, flujo másico 1,0972222 kg/s ($Q=40.000 \text{ m}^3/\text{h}$) y un numero de 12 álabes