

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**“EVALUACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE
LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN
VENTILADOR CENTRÍFUGO DEL LABORATORIO
DE TURBOMÁQUINAS – UNS”**

AUTOR: Bach. ALEGRE ROSALES MARIBEL YESENIA
Bach. CHAUCA SICCHA KATIA ISABEL

ASESOR: M.SC. ROBERTO CHUCUYA HUALLPACHOQUE

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

NUEVO CHIMBOTE

2020

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (RD: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

**TÍTULO: “EVALUACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE LOS
PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN VENTILADOR
CENTRIFUGO DEL LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS – UNS”**

TESISTAS:

Bachiller ALEGRE ROSALES, Maribel Yesenia

Bachiller CHAUCA SICCHA, Katia Isabel

MSc. CHUCUYA HUALLPACHOQUE ROBERTO CARLOS

ASESOR

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente proyecto de investigación de Tesis titulado:

“EVALUACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DEL LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS – UNS”

Elaborado por los Tesistas:

Bachiller ALEGRE ROSALES, Maribel Yesenia

Bachiller CHAUCA SICCHA, Katia Isabel

Revisado y aprobado por el siguiente jurado evaluador

Mg. Robert Guevara Chinchayan
Presidente

Mg. Pedro Enrique Paredes Gonzáles
Huallpachoque

Secretario

M.Sc. Roberto Chucuya

Integrante

Año de la Universalización de la Salud

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los seis días del mes de noviembre del año dos mil veinte, siendo las doce del mediodía, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°173-2020-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : PRESIDENTE
- **Mg. PEDRO ENRIQUE PAREDES GONZALES** : SECRETARIO
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : INTEGRANTE
- **Ing. NEIL ANTHONY VELASQUEZ DIAZ** : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **"EVALUACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO DEL LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS - UNS"**, elaborada por la Bachiller de Ingeniería en Energía: **MARIBEL YESENIA ALEGRE ROSALES**, con código de matrícula N° 201311010, teniendo como asesor al docente M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE designado mediante Resolución Decanal N° 771-2018-UNS-FI.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
MARIBEL YESENIA ALEGRE ROSALES	DIECISIETE(17)	MUY BUENO

Siendo las una de la tarde, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


Mg. Pedro E. Paredes Gonzales
SECRETARIO


M.Sc. Roberto C. Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE



Año de la Universalización de la Salud

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los seis días del mes de noviembre del año dos mil veinte, siendo las doce del mediodía, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°173-2020-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : **PRESIDENTE**
- **Mg. PEDRO ENRIQUE PAREDES GONZALES** : **SECRETARIO**
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : **INTEGRANTE**
- **Ing. NEIL ANTHONY VELASQUEZ DIAZ** : **ACCESITARIO**

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **"EVALUACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE UN VENTILADOR CENTRIFUGO DEL LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS - UNS"**, elaborada por la Bachiller de Ingeniería en Energía: **KATIA ISABEL CHAUCA SICCHA**, con código de matrícula N° 201311017, teniendo como asesor al docente M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE designado mediante Resolución Decanal N° 771-2018-UNS-FI.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
KATIA ISABEL CHAUCA SICCHA	DIECISIETE(17)	MUY BUENO

Siendo las una de la tarde, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


Mg. Pedro E. Paredes Gonzales
SECRETARIO


M.Sc. Roberto C. Chucuya Hualpachoque
INTEGRANTE



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Maribel Yesenia Alegre Rosales, estudiante de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:	-					
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:

“Evaluación numérica y experimental de los parámetros característicos de un ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas – UNS”

presentado en 220 folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (x) Investigación anual: ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 30 de Setiembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos: Maribel Yesenia Alegre Rosales

DNI: 71417157



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Katia Isabel Chauca Siccha, estudiante de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:	-					
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:

“Evaluación numérica y experimental de los parámetros característicos de un ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas – UNS”

presentado en 220 folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (x) Investigación anual: ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 30 de Setiembre de 2020

Firma:

Nombres y Apellidos: Katia Isabel Chauca Siccha

DNI: 70003692

DEDICATORIA

A Dios por darme la vida y la fortaleza para poder enfrentar los problemas que se me presentaron durante la carrera.

A mis padres Pablo y Manuela; y a mis hermanos Diana y Carlos por estar a mi lado y ser mi motor y motivo.

Maribel A.

A Dios por guiar mi camino siempre, por cuidarme y darme las oportunidades para superarme personal y profesionalmente.

A mis padres, Rosa y Toribio, y a mi hermanita Émily, quienes son el motivo y ejemplo de perseverancia que tengo día a día.

Katia Ch.

AGRADECIMIENTO

A Dios por guiarme durante el transcurso de mi vida universitaria y estar omnipresente en todo momento.

A mis padres Pablo y Manuela; y a mis hermanos Diana y Carlos por estar a mi lado, siempre aconsejándome y preocupándose, agradezco también mucho su confianza en mí.

Agradezco a los profesores de la escuela de Energía por sus enseñanzas impartidas de manera desinteresada.

Maribel A.

A Dios por brindarme la fortaleza y perseverancia para seguir alcanzando las metas propuestas.

A mis padres, Rosa y Toribio, y a mi hermanita Émily, por su guía constante, por el cariño, por su confianza en mí y por todo el apoyo durante mi vida profesional y la realización de este informe de grado.

Al profesor Roberto Chucuya por las enseñanzas impartidas durante el proceso de formación en la etapa universitaria.

Katia Ch.

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo la evaluación de los parámetros característicos de un ventilador centrífugo con álabes hacia atrás, para lo cual se utilizó el ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas de la Universidad Nacional de Santa. Dentro del desarrollo de las pruebas experimentales, se configuró el ventilador en 3 tiempos de apertura de la válvula de estrangulamiento a la salida del ventilador y se configuró también el número de RPM representada en porcentaje; como resultado de esto, se recogieron los datos para ser presentados en tablas y gráficos de Excel y posteriormente comparados con un modelamiento numérico.

Para el modelamiento del ventilador se hizo uso del software Solidwork Flow Simulation 2018, donde previamente se colocaron las condiciones de ingreso teniendo en cuenta los datos anteriormente mencionados del Excel y como resultado obtuvimos parámetros de presión, potencia y eficiencia. Este proceso fue de larga duración, 5 horas aproximadamente, ya que se tuvo que realizar varios ensayos, en los cuales se establecen el número de nodos y estos deben llegar a parámetros estables.

Concluyendo que, a medida que se va estrangulando la válvula de salida del ventilador, los parámetros van disminuyendo encontrándose la mayor presión y potencia en la configuración al 100% de velocidad del ventilador en las evaluaciones experimental y numérica; en cuanto a la eficiencia también se observa la tendencia a disminuir cuando se estrangula la válvula pero a comparación de los otros parámetros mencionados anteriormente la mayor eficiencia lo encontramos en la configuración al 40% de velocidad del ventilador para las evaluaciones experimental y numérica los cuales son: 79.9% y 91.4%.

Finalmente, se obtuvo una variación del 14.7% en presión, 15.0% en potencia y 12.3% en eficiencia entre los datos experimentales y numéricos, lo cual nos abre un campo para seguir realizando investigaciones de evaluación numérica.

ABSTRAC

The present research work aims to evaluate the characteristic parameters of a centrifugal fan with backward blades, for which the centrifugal fan of the turbomachinery laboratory of the National University of Santa was used. Within the development of the experimental tests, the fan was configured in 3 times of opening of the throttle valve at the outlet of the fan and the number of RPM represented in percentage was also configured; As a result of this, the data was collected to be presented in Excel tables and graphs and later compared with a numerical modeling.

For the fan modeling, Solidwork Flow Simulation 2018 software was used, where the input conditions were previously set taking into account the aforementioned data from Excel and as a result we obtained parameters of temperature, pressure, power and efficiency. This process was of long duration, approximately 5 hours, since several tests had to be carried out, in which the number of nodes are established and these must reach stable parameters.

It is concluded that as we throttle the fan outlet valve, the parameters decrease, finding the highest pressure and power in the configuration at 100% fan speed in both experimental and theoretical evaluations; In terms of efficiency, the tendency to decrease when the valve is throttled is also observed, but compared to the other parameters mentioned above, the highest efficiency is found in the configuration at 40% fan speed for both experimental and numerical evaluations, which are : 79.9% and 91.4%

Finally, a variation of 14.7% in pressure, 15.0% in power and 12.3% in efficiency was obtained between the experimental and numerical data, which opens a field for us to continue carrying out numerical evaluation investigations.

ÍNDICE

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR	¡Error! Marcador no definido.
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
RESUMEN	vi
ABSTRAC	vii
LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABLAS	xi
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	12
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA	13
1.2. ANTECEDENTES	14
1.3. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	19
1.4. IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	19
1.5. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN	20
1.6. OBJETIVOS	20
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	21
2.1. VENTILADORES	22
2.2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO	38
CAPÍTULO III MATERIALES Y MÉTODOS	46
3.1. MATERIALES	47
3.2. METODOLOGÍA DE TRABAJO	48
CAPÍTULO IV RESULTADOS Y DISCUSIONES	51
4.1. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO DETERMINADO EXPERIMENTALMENTE	52
4.2. MODELAMIENTO NUMÉRICO DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	84
4.3. COMPARACIÓN DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	112
4.4. DISCUSIONES	115
CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	116
5.1. CONCLUSIONES	117
5.2. RECOMENDACIONES	118
REFEENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119
ANEXOS	124

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Ventilador con envolvente (Escoda, 2016, pg. 3-10)	24
Figura 2. Ventiladores murales (Escoda, 2016, pg. 3-10).....	24
Figura 3. Ventiladores de chorro (Escoda, 2016, pg. 3-10)	24
Figura 4. Ventiladores Centrífugos (Escoda, 2016, pg. 3-10)	25
Figura 5. Ventiladores Axiales (Escoda, 2016, pg. 3-10)	25
Figura 6. Ventilador transversal (Escoda, 2016, pg. 3-10)	26
Figura 7. Ventilador helicocentrífugos (Escoda, 2016, pg. 3-10).....	26
Figura 8. Ventilador baja presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)	26
Figura 9. Ventilador mediana presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)	27
Figura 10. Ventilador alta presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)	27
Figura 11. Ventilador Especial (Escoda, 2016, pg. 3-10)	28
Figura 12. Ventilador con accionamiento por transmisión (Escoda, 2016, pg. 3-10).....	28
Figura 13. Ventilador de velocidad variable (Escoda, 2016, pg. 3-10)	28
Figura 14. Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia adelante(a), rectos (b) y curvados hacia atrás (c) (Escoda, 2016, pg. 3-10)	29
Figura 15. Impulsor giratorio (Modulo de FM40)	33
Figura 16. Curva característica de rodetes con álabes curvado hacia adelante (Vargas, 2013, p. 20).....	36
Figura 17. Curva característica de rodetes con álabes rectos radiales (Vargas, 2013, p. 21)	37
Figura 18. Curva característica de rodetes con álabes curvado hacia atrás. (Vargas, 2013, p. 22).....	38
Figura 19. Malla de discretización por volúmenes finitos (Ballena, 2016, p. 17)	42
Figura 20. Funciones de la variable de integración dentro del volumen de control, de paso constante (A) de paso lineal (B). (Ballena, 2016, p. 17)	43
Figura 21. Ejemplo de función de interpolación que conduce a una discontinuidad de los flujos evaluados de dos volúmenes de control vecinos. (Ballena, 2016, p. 18).....	44
Figura 22. Unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD (Manual del Equipo FM40ARMFIELD)	47
Figura 23. Entorno de trabajo de Solidwork 2018 (Elaboración propia)	47
Figura 24. Vernier Tramontina 200mm	48
Figura 25. Entorno de trabajo de Software controlador de FM40 Armfield (Elaboración propia)	48
Figura 26. Modelamiento del impulsor del ventilador centrifugo FM40 Armfield (Elaboración propia).....	49
Figura 27. Ventana de nuevo proyecto en Flow Simulation (Elaboración propia).....	49
Figura 28. Ventana de Unidad de Sistema en Flow Simulation (Elaboración propia)	50
Figura 29. Ventana de tipo de análisis en Flow Simulation (Elaboración propia)	50
Figura 30. Ventana de elección de fluidos de estudio (Elaboración propia)	50
Figura 31. Parámetro característico de Potencia (Elaboración propia)	80
Figura 32. Parámetro característico de Presión (Elaboración propia).....	81
Figura 33. Parámetro característico de Eficiencia (Elaboración propia)	82
Figura 34. Potencia, Presión y Eficiencia con RPM al 100% (Elaboración propia).....	83
Figura 35. Presión con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)	86
Figura 36. Temperatura con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks).....	87

Figura 37. Densidad con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks).....	88
Figura 38. Presión con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)	89
Figura 39. Temperatura con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks).....	90
Figura 40. Densidad con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks).....	91
Figura 41. Presión con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)...	92
Figura 42. Presión con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)...	93
Figura 43. Presión con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)...	94
Figura 44. Presión con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)...	95
Figura 45. Presión con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)...	96
Figura 46. Temperatura con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)	98
Figura 47. Temperatura con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)	99
Figura 48. Temperatura con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)	100
Figura 49. Temperatura con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)	101
Figura 50. Temperatura con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)	102
Figura 51. Velocidad con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)	103
Figura 52. Velocidad con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)	104
Figura 53. Velocidad con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)	105
Figura 54. Velocidad con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)	106
Figura 55. Velocidad con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)	107
Figura 56. Presión vs Caudal (Elaboración propia)	110
Figura 57. Potencia vs Caudal (Elaboración propia)	110
Figura 58. Eficiencia vs Caudal (Elaboración propia)	111
Figura 59. Presión, Potencia y Eficiencia	111

LISTA DE TABLAS

Tabla 1	Nomenclatura de los parámetros de un ventilador centrífugo.....	30
Tabla 2	Parámetros con apertura 1 y RPM 20%	53
Tabla 3	Parámetros con apertura 1 y RPM 40%	54
Tabla 4	Parámetros con apertura 1 y RPM 60%	55
Tabla 5	Parámetros con apertura 1 y RPM 80%	56
Tabla 6	Parámetros con apertura 1 y RPM 100%	57
Tabla 7	Parámetros con apertura 2/3 y RPM 20%	58
Tabla 8	Parámetros con apertura 2/3 y RPM 40%	59
Tabla 9	Parámetros con apertura 2/3 y RPM 60%	60
Tabla 10	Parámetros con apertura 2/3 y RPM 80%	61
Tabla 11	Parámetros con apertura 2/3 y RPM 100%	62
Tabla 12	Parámetros con apertura 1/3 y RPM 20%	63
Tabla 13	Parámetros con apertura 1/3 y RPM 40%	64
Tabla 14	Parámetros con apertura 1/3 y RPM 60%	65
Tabla 15	Parámetros con apertura 1/3 y RPM 80%	66
Tabla 16	Parámetros con apertura 1/3 y RPM 100%	67
Tabla 17	Apertura 1 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%.....	72
Tabla 18	Apertura 2/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%.....	73
Tabla 19	Apertura 1/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%.....	74
Tabla 20	RPM 20% con Apertura 1, 2/3 y 1/3	75
Tabla 21	RPM 40% con Apertura 1, 2/3 y 1/3.....	76
Tabla 22	RPM 60% con Apertura 1, 2/3 y 1/3	77
Tabla 23	RPM 80% con Apertura 1, 2/3 y 1/3	78
Tabla 24	RPM 100% con Apertura 1, 2/3 y 1/3.....	79
Tabla 25	Parámetros de entrada.	84
Tabla 26	Parámetros necesarios para cálculos posteriores.....	85
Tabla 27	Resultados de evaluación.	109
Tabla 28	Datos experimentales y numéricos del parámetro de presión.	112
Tabla 29	Datos experimentales y numéricos del parámetro de potencia.	113
Tabla 30	Datos experimentales y numéricos del parámetro de eficiencia.	114
Tabla 31	Especificaciones Técnicas.....	123

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA

“En la actualidad las empresas extranjeras están por encima de nosotros en cuanto a tecnología y fabricación. Existen entidades que construyen ventiladores basándose en modelos extranjeros y es por esa razón que se dan los problemas de funcionamiento, considerando que no todas las aplicaciones son iguales, que los requerimientos en los diferentes procesos pueden variar, lo cual hace necesario conocer los parámetros de diseño de ventiladores” (Ontaneda,2015, pg.21).

“Al considerar que las aplicaciones de los ventiladores no son iguales se tiene en cuenta la realización de estudios para comprobar su comportamiento. Se realizan ensayos prácticos de laboratorio para contrastar los resultados teóricos con la practica considerando que será para la mejora del rendimiento académico” (Álvaro y Cáceres,2017, pg. 15).

Estos estudios realizados nos ayudaran a analizar los resultados del ventilador haciendo las variaciones o modificaciones en los parámetros que elegimos para saber cómo reacciona. Si se trata de buscar problemas en cuanto al funcionamiento de un ventilador estamos hablando de la selección del mismo.

“Necesitamos evaluar el ventilador para poder elegir el correcto, el que cumpla con los requisitos de caudal y presión para que pueda circular correctamente el aire y ni hablar de la temperatura para que no afecte su operación, un factor importante es también el lugar donde va ser utilizado, su tamaño, la revolución a la que va a trabajar, su rendimiento, su potencia que entrega y por último como no mencionar el ruido que genera en su funcionamiento” (“Capitulo 4: Ventiladores”).

En nuestro caso evaluaremos un ventilador centrifugo con alabes hacia atrás del Laboratorio de Turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa, haremos la comparación entre los resultados que nos arroja el

equipo al hacer las pruebas y los resultados que tendremos al simularlo en el programa de SolidWorks, se busca notar cambios en los parámetros ya mencionados y así llegar a un resultado más exacto a través de ambos programas.

1.2. ANTECEDENTES

En la tesis de Pretel, Y. (2019), titulada: “Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico reciclado en la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C.”, el objetivo principal es determinar la configuración geométrica y características técnicas de un ventilador centrífugo para el secado de pellets de plástico reciclado en la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C y como resultado se logra que el ventilador centrífugo fue sometido a las cargas de la tabla N° 9 distribuyendo todas las cargas como se muestra en la **Figura**N° 42 y 43 utilizando como material acero inoxidable AISI 304 y estableciendo las cargas en el rodete del ventilador centrifugo sometido a una carga de torsión de 74 N.m como también se realizó la simulación del eje del motor eléctrico para ello se consideraron para esta simulación 2 apoyos de chumaceras el diámetro del eje del motor eléctrico es de (1.5 pulgadas), soportando una carga del rodete de (70kgf). Del estudio de análisis finitos en SolidWorks se obtuvo un factor de seguridad de (rodete:3.9) y (eje:5) los cuales se pueden apreciar en las figuras N° 42 y 43. Donde el autor concluye que: Para el análisis de elementos finitos (SolidWorks) se utilizó para el diseño del ventilador acero inoxidable 304, el cual permitió diseñar adecuadamente la unión entre el rodete y la carcasa además de brindar una opción muy versátil para acercar las solicitaciones de carga a la realidad manteniendo al mismo tiempo un adecuado factor de seguridad (rodete 3.9).

En la tesis de Márquez, J. (2017), titulada: “Diseño y ensayo de un ventilador centrífugo”, el objetivo principal es la construcción de un ventilador centrífugo y de un banco de ensayos, con el fin de llevar a cabo una caracterización de la operación de la máquina. De esta manera, el proyecto estará formado por tres etapas: una primera en la que se llevará a cabo el diseño de los componentes, otra en la que se realizarán las pruebas pertinentes, de manera experimental, en el banco de ensayos, y una última en la que se realizará el tratamiento de los datos obtenidos durante el

ensayo. Y como resultado se logra la construcción de las figuras por el software Matlab, así como la realización de los ajustes necesarios para llevar a cabo un modelado del comportamiento a través de las curvas que mejor se adaptasen a este y poder así obtener expresiones analíticas, a partir de las cuales se pudieran realizar las interpolaciones en caso de que fueran necesarias. A través de estos ajustes, además, se obtendrán curvas más suavizadas que permitan una observación más clara de la tendencia de los comportamientos y por tanto sacar mejores conclusiones. Donde el autor concluye que: Las mejores prestaciones, en términos de presión y caudal entregado, se han obtenido para el rotor con álabes inclinados hacia detrás, puesto que ha registrado los valores más elevados de ambas magnitudes; tras él, ha sido el impulsor con álabes radiales el siguiente en prestaciones, registrando los valores intermedios de ambas variables, mientras que, por último, ha sido el rotor con álabes inclinados hacia delante el peor de los tres en prestaciones, atendiendo únicamente al criterio de valores máximos entregados por cada uno.

En la tesis de Vásquez y Ventura (2016), titulada: “Influencia de la relación longitud axial y diámetro de garganta del conducto directriz, implementado en la turbina eólica modelo rj-300 del laboratorio de termo fluidos de la universidad nacional de Trujillo, en el aumento del coeficiente de potencia”, el objetivo principal es determinar el aumento del coeficiente de potencia respecto a la relación Longitud axial y diámetro de garganta del conducto directriz implementado en la turbina Eólica RJ-300 del Laboratorio de Termo Fluidos de la Universidad Nacional de Trujillo. Y como resultado se logra una comparación de la variación de velocidades y presiones promedio para los difusores Ci, Cii y Ciii para una velocidad de 12.5 m/s como se observa en la **Figura 3.44** y **3.45** lo cual se pudo notar que respecto a las velocidades promedio hay una tendencia de aumento y en las presiones promedio hay una tendencia de disminución. Donde el autor concluye que: Se determinó la velocidad promedio a lo largo del conducto directriz implementado en la turbina eólica modelo RJ300 mediante simulación cuyo valor es de 15 m/s. Se determinó que la velocidad promedio a lo largo del conducto directriz aumenta al aumentar la relación longitud axial y diámetro de la garganta del difusor implementado en el aerogenerador RJ-300.

En la tesis de Sanchez, J. (2018), titulado “Estudio paramétrico de un ventilador centrífugo industrial a través de la herramienta CFD Fluent en Ansys”, el objetivo principal es estudiar los parámetros de desempeño del ventilador centrífugo industrial ubicado en el centro de laboratorios y talleres de ingeniería de la universidad del Atlántico, Barranquilla, a través de ANSYS Academic Research Fluent, con el fin de proponer mejoras geométricas que aumente su desempeño. Para lo cual, el desarrollo se divide en 3 etapas: pre procesamiento, procesamiento y post procesamiento. Durante el pre procesamiento se genera la geometría a través de herramientas de diseño asistido por computadora (CAD), se define el tipo de malla a utilizar según el fenómeno o caso de estudio y la configuración de la simulación. En el procesamiento se resuelven numéricamente las ecuaciones fundamentales; por último, se visualizan y analizan los resultados de la simulación en el post procesamiento. Donde el autor concluye afirmando la evidencia de manera contundente la potencia de los recursos que ofrece el diseño (CAD) y la ingeniería (CAE) asistida por computadora, cuya finalidad es aumentar la eficiencia en los procesos de diseño, análisis y optimización de turbomáquinas (para este caso de estudio particular) disminuyendo tiempo y costos de fabricación durante el desarrollo del diseño experimental a través de la aplicación de herramientas computacionales. Así mismo, se evaluó la interacción entre los datos numéricos y experimentales, proponiendo la combinación geométrica de 8 álabes, con un ángulo de inclinación de 25° y un rotor de 455 mm que va a satisfacer la necesidad propuesta en el proceso de optimización que incluye mejorar la presión a la salida.

En el artículo de Vecina, Kothe y Luz, (2017), titulado “Proyecto de optimización de un ventilador centrífugo mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) y comparación con mediciones experimentales” para la revista Espacios, cuyo objetivo es realizar un estudio numérico y experimental sobre el desempeño aerodinámico de ventiladores centrífugos con los álabes hacia atrás. La metodología de proyecto para optimizar un ventilador está compuesta por siete etapas, la primera de todas fue el estudio previo del caso, es decir, tipo de ventilador que va a ser estudiado, ecuaciones que rigen el comportamiento de dicho ventilador, dimensiones de rotor y del caracol. Posteriormente se representó la geometría en una herramienta CAD 3D, a partir de la geometría se creó la malla de cálculo (3 mallas), donde fueron resueltas las ecuaciones gobernantes del problema. Luego, se escogió

el modelo matemático que resolvió las ecuaciones del problema. Para la solución del problema se estableció las condiciones de contorno (tipo de fluido, temperatura, rotación, etc.). Una vez establecido todos los parámetros se solucionó el problema y una vez obtenidos los resultados se interpretó para iniciar el proceso iterativo de la optimización que consiste en repetir este proceso tantas veces hasta encontrar el resultado con el mejor desempeño. Una vez realizada la parte numérica se pasó a realizar la metodología experimental, la cual consta en fabricar el ventilador diseñado y realizar las debidas mediciones para así poder comparar los resultados. Los resultados demuestran una concordancia entre los resultados simulados y experimentales, la diferencia entre caudales es de apenas 4% y la potencia es del 18%. En el comparativo de los resultados se puede concluir que la diferencia del 4% en el caudal está dentro del margen de error del equipamiento para realizar las mediciones experimentales. Y en el caso de la diferencia del 18% en la potencia consumida puede ser debido también al error del equipamiento para medir la corriente y también que en la simulación numérica se usa un ventilador totalmente perfecto mientras que en la medición experimental se tuvo que crear este ventilador. Por tanto, todas las soldaduras, superficies no lisas, desbalanceamiento del rotor, etc. afectan a que el rotor genere un mayor par motor y por tanto aumente el consumo. También se puede afirmar que la metodología numérica es válida puesto que los datos experimentales corroboran los resultados obtenidos mediante las simulaciones numéricas.

En el artículo de Herrera, García De La Figal, De Las Cuevas y Martins, (2010), titulado “Modelación mediante la dinámica de los fluidos por computadora (CFD) de la corriente de aire de un pulverizador agrícola con ventilador centrífugo” para la revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, el objetivo es observar los cambios en la aerodinámica de la corriente analizando, la distribución de la velocidad y su posición. Y como resultado aunque existen prácticas de aumentar la velocidad de los pulverizadores en condiciones de producción, buscando un crecimiento en la productividad y lograr así el tratamiento de una mayor cantidad de áreas, éstas disminuyen significativamente la calidad en el cubrimiento, por lo que se debe lograr un régimen de trabajo de compromiso entre estas variables y tener en cuenta que en la aerodinámica de la corriente de aire también influyen factores climáticos como la velocidad y dirección del aire ambiental, lo cual puede acentuar la disminución de la calidad del cubrimiento del árbol. Donde el autor concluye que: La distribución de la

velocidad del aire en la corriente con el pulverizador sin movimiento en el tramo de 0,8 a 1,4 m de distancia del difusor, la velocidad máxima del cono disminuye en 4 m/s y en el tramo de 1,4 a 2,4 m disminuye en 18 m/s. Demostrando así la importancia de tener en cuenta en el régimen de operación de los pulverizadores la velocidad de trabajo, ya que produce modificaciones en la aerodinámica de la corriente de aire que disminuyen significativamente la eficiencia en los tratamientos. Esto gracias a los modelamientos que se realizó con CFD.

En la tesis de Almazo, (2016). titulada “Diseño de un banco de pruebas para ventiladores axiales en serie, norma ANSI/AMCA 210”, el objetivo principal es obtener mediante un estudio de dinámica de fluidos computacional el ángulo de paso óptimo para un ventilador de flujo axial que será empleado en un túnel de viento A-X/8M de tipo subsónico, sección de pruebas cerrada y circuito abierto, ubicado en la ESIME unidad Ticoman del IPN. Y como resultado La ubicación del punto de separación depende de varios factores, como el número de Reynolds, la rugosidad de la superficie y el nivel de fluctuaciones en el flujo libre, sin embargo, es difícil predecir exactamente dónde ocurrirá la separación. Cuando un fluido se separa de un cuerpo, forma una región separada entre el cuerpo y el flujo del fluido. Esta región de baja presión detrás del cuerpo, donde ocurren la recirculación y el flujo de vuelta, se llama región separada. La región de flujo atrás del cuerpo donde se sienten los efectos del cuerpo sobre la velocidad se llama estela. Los efectos viscosos y rotacionales son los más significativos en la capa límite, la región separada y la estela. Donde el autor concluye que: Al comprar la solución numérica de las siete mallas con las pruebas experimentales, se observa que la solución numérica en Fluent, para ambos casos, la hélice y el alabe, llegaron a valores aceptables conforme se aumentó el número de celdas, en comparación con las pruebas experimentales. Como era de esperarse, el error numérico decrece conforme la malla se hace más fina. Cuando la solución numérica obtenida en diferentes mallas no varía considerablemente en valores de tolerancia previamente establecidos, se dice que la malla ha convergido. En la **Figura4.1**, se observó, en la imagen de los residuos, que la solución convergía. No obstante, había flujo inverso. Se llegó a la conclusión de que, si bien, no se puede citar alguna fuente profesional que mencione que cantidad de flujo inverso es aceptable, si se puede decir que en muchos de los Journal papers citados en las

referencias y muchos otros no citados, hay flujo inverso, tanto en simulaciones estacionarias como transitorias realizadas en Fluent.

1.3. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La principal problemática de esta investigación se refleja en la siguiente pregunta:

¿En qué medida los parámetros característicos como caudal, presión total, potencia de descarga y eficiencia pueden ser evaluados numéricamente y experimentalmente en un ventilador centrífugo del laboratorio de Turbomáquinas – UNS?

1.4. IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

La tecnología va avanzando y podemos reconocer cómo los equipos industriales van mejorando y van dando pasos amplios en cuanto a diseños y mecanismos que ayudan a aumentar la eficiencia de estos mismos; dentro de estos equipos tenemos los ventiladores centrífugos industriales, los cuales utilizaremos para nuestro estudio.

Un aspecto que debemos tener en cuenta es el económico, debemos tener cuidado en no dejarnos llevar por el precio ya sea muy elevado o muy bajo, o elegir un ventilador por la marca. Nuestro enfoque está dirigido hacia un ventilador centrífugo industrial para laboratorio y demos saber que su costo es elevado así que ese aspecto no debe ser un problema para nosotros si será gozado para fines académicos.

Otro aspecto que da mucho que hablar es el aspecto ambiental, muchos dirán que no es importante, pero si lo es. Antes solo importaba que el equipo sea fiable y de calidad, por el contrario, ahora no solo buscamos eso porque las exigencias en las empresas aumentan y una de esas exigencias es el ahorro energético y la eficiencia energética al igual que bajo nivel de decibeles en cuanto al ruido del equipo; todas estas exigencias son necesarias para no dañar el ecosistema ni el ser humano.

Entrando más a lo que es nuestro estudio; el uso de ventiladores centrífugos ARMFIELD FM40 en los laboratorios de las universidades es muy frecuente conforme avanza la tecnología, siendo muy importante poseerlos para realizar los diferentes ensayos y pruebas en determinados cursos que lo necesitan. No se puede conocer realmente al equipo que tenemos tan solo mirando sus características cuando lo compramos, sino que para conocer a detalle es necesario hacer un estudio tanto teórico como experimental, recopilando sus ventajas y desventajas. Es por esa razón que es importante obtener mediante un estudio de dinámica de fluidos computacional comparaciones numéricas y experimentales de las características de los parámetros

más importantes tales como: la presión, la temperatura y caudal del ventilador centrífugo ARMFIELD FM40, así también conocer las curvas de funcionamiento y los rendimientos, todo esto en el laboratorio de Turbomáquinas de la universidad Nacional Del Santa.

1.5. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN

Nos planteamos la siguiente hipótesis que responde a nuestro problema:

Mediante una evaluación numérica y experimental se medirá los parámetros característicos como caudal, presión total, potencia de descarga y eficiencia en un ventilador centrifugo del laboratorio de Turbomáquinas – UNS.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. OBJETIVO GENERAL

Evaluar numérica y experimentalmente los parámetros característicos de un ventilador centrifugo del laboratorio de turbomáquinas – UNS.

1.6.2. OBJETIVO ESPECÍFICO

- Determinar experimentalmente los parámetros característicos en el ventilador centrífugo.
- Realizar el modelamiento numérico de los parámetros característicos del ventilador centrífugo.
- Comparar los parámetros característicos numéricos y experimentales del ventilador centrífugo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. VENTILADORES

Considerado uno de los elementos más útiles y necesarios para el confort, el ventilador es básicamente una máquina que tiene como objetivo principal la generación de una corriente de aire permanente que, sin embargo, puede variar su intensidad o dirección de acuerdo al interés de quien lo maneje. Los ventiladores pueden ser objetos de uso personal (por ejemplo, en una casa) como también partes de máquinas mayores que necesitan de su presencia para asegurar la ventilación de sus partes internas e impedir así el recalentamiento (por ejemplo, los ventiladores que se hayan dentro de las computadoras). **(DefinicionABC,2007)**

Otra definición de ventilador sería aparato giratorio que tiene por misión crear una corriente de aire o bien un flujo forzado en un conducto. Está constituido por una serie de palas con formas y disposiciones diversas según que el flujo sea axial (ventilador de hélice) o radial (ventilador centrífugo). El primer tipo se emplea normalmente cuando se requieren grandes caudales y presiones bajas, como en el caso de una instalación de refrigeración. El segundo se usa para caudales menores y, a veces, en las instalaciones de climatización. **(Motorgiga,2017)**

Teniendo en cuenta el punto de vista industrial de ventilador, es a máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento. Podemos definirlo como una turbomáquina que transmite energía para generar la presión necesaria con la que mantener un flujo continuo de aire. Dentro de una clasificación general de máquinas, como muestra el cuadro al pie, encontramos a los ventiladores como turbomáquinas hidráulicas, tipo generador, para gases. Un ventilador consta en esencia de un motor de accionamiento, generalmente eléctrico, con los dispositivos de control propios de los mismos: arranque, regulación de velocidad, conmutación de polaridad, etc. y un propulsor giratorio en contacto con el aire, al que le transmite energía. Este propulsor adopta la forma de rodete con álabes, en el caso del tipo centrífugo, o de una hélice con palas de silueta y en número diverso, en el caso de los axiales. El conjunto, o por lo menos el rodete o la hélice, van envueltos por una caja con paredes de cierre en forma de espiral para los Ventiladores centrífugos y por un marco plano o una envoltura tubular en los axiales. La envoltura tubular puede llevar una reja radial de álabes fijos a la entrada o salida de la hélice, llamada directriz, que guía el aire, para aumentar la presión y el rendimiento del aparato. **(EcuRed,2015)**

Un ventilador centrífugo ARMFIELD FM40 es propulsado por motor, montado en una base de acero inoxidable. Los conductos transparentes de entrada y salida permiten observar fácilmente la voluta del ventilador y el impulsor. Un dispositivo de apertura manualmente ajustable permite variar el caudal de aire sin variar la velocidad del ventilador. Se utiliza una placa perforada calibrada en la descarga para medir el caudal de aire. Se proporcionan impulsores de palas intercambiables curvadas hacia adelante y hacia atrás para facilitar una comparación directa entre sus respectivas características de operación y para demostrar las tareas más apropiadas para cada tipo. Los sensores electrónicos miden la carga de presión del ventilador, la presión en la placa perforada (y por tanto el caudal) y la temperatura del aire. El equipo se suministra con un software avanzado didáctico y de registro de datos. La sección de software de la hoja de datos contiene una información más detallada. (TecnoEdu, 2020)

2.1.1. CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores han venido clasificándose de muy diferentes maneras y no es extraño que un mismo aparato pueda aceptar dos, tres o más denominaciones. Es bastante común adoptar la designación atendiendo a alguna de sus características adaptadas al caso que se está tratando. Aquí vamos a ofrecer la siguiente:

A. ATENDIENDO A SU FUNCIÓN

- **Ventiladores con Envolvente**, que suele ser tubular, tal como mostrado en la figura 1, el cual a su vez pueden ser:
 - Impulsores: Entrada libre, salida entubada.
 - Extractores: Entrada entubada, descarga libre.
 - Impulsores-Extractores: Entrada y salida entubadas.

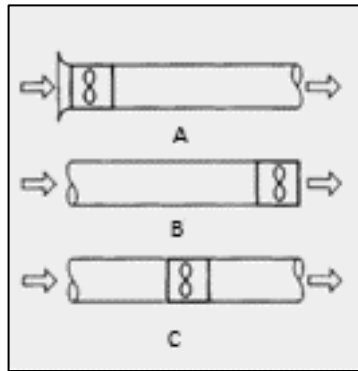


Figura 1. Ventilador con envoltorio (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores Murales.** Conocidos también como simplemente Extractores, tienen la función de trasladar aire entre dos espacios separados por un muro o pared, como se observa en la figura 2.

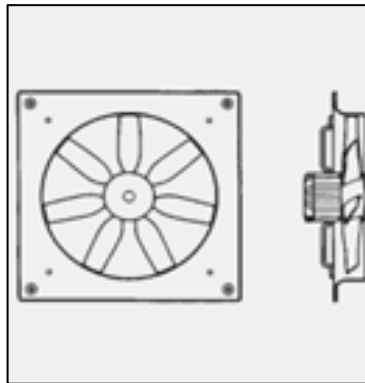


Figura 2. Ventiladores murales (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores de Chorro.** Aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas, como se observa en la Figura 3.

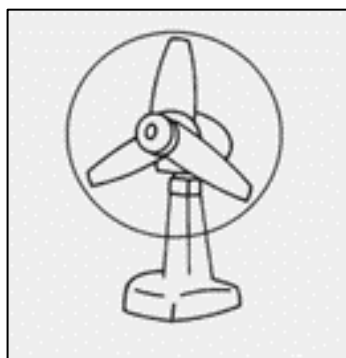


Figura 3. Ventiladores de chorro (Escoda, 2016, pg. 3-10)

B. ATENDIENDO A LA TRAYECTORIA DEL AIRE

- **Ventiladores Centrífugos.** ventiladores en los que el aire es impulsado por una turbina o rodete que lo aspira por el centro y lo expulsa a través de sus álabes o palas. El aire entra al rodete de forma paralela a su eje y sale en dirección perpendicular al mismo, es decir en la dirección de un radio. El rodete de estos aparatos está compuesto de álabes que pueden ser (Figura 4):

- Hacia adelante
- Radiales
- Hacia atrás

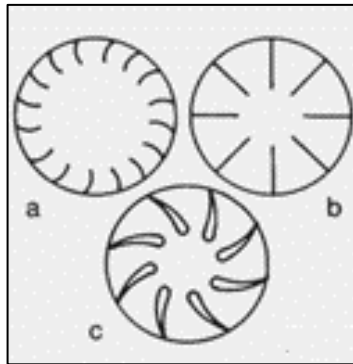


Figura 4. Ventiladores Centrífugos (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores Axiales.** cuando el aire (o gas) entra y sale del ventilador siguiendo una trayectoria paralela al eje de la hélice. En los ventiladores axiales el aire es impulsado por una hélice dotada de un número variable de álabes o palas que están ancladas en un núcleo o cubo que es el elemento que transmite la energía del eje a los álabes, como se muestra en la figura 5.

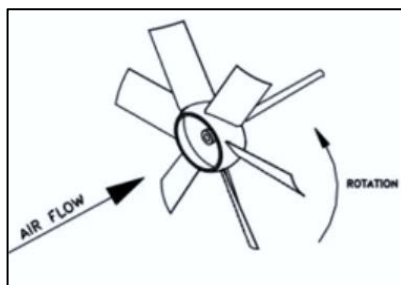


Figura 5. Ventiladores Axiales (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores Transversales.** La trayectoria del aire en el rodete de estos ventiladores es normal al eje tanto a la entrada como a la salida, cruzando el cuerpo del mismo, como se muestra en la figura 6.

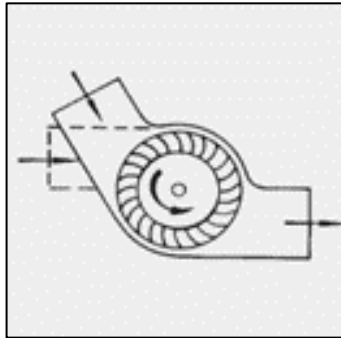


Figura 6. Ventilador transversal (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores Helicocentrífugos:** El aire entra como en los axiales y sale igual que en los centrífugos, como en la figura 7.

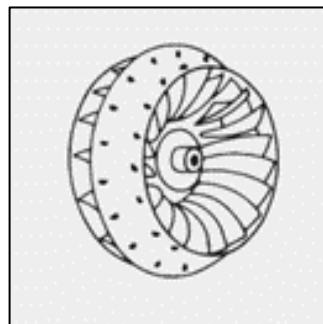


Figura 7. Ventilador helicocentrífugos (Escoda, 2016, pg. 3-10)

C. ATENDIENDO A LA PRESIÓN

- **Ventiladores de Baja Presión.** Se llaman así a los que no alcanzan los 70 Pascales. Suelen ser centrífugos y por autonomía se designan así los utilizados en climatizadores, como en la figura 8.

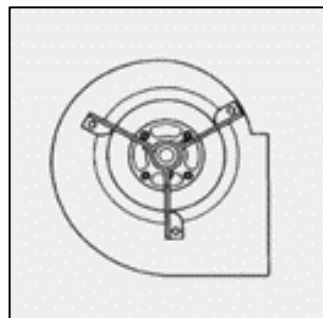


Figura 8. Ventilador baja presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores de Mediana Presión.** Si la presión está entre los 70 y 3.000 Pascales. Pueden ser centrífugos o axiales, como en la figura 9.

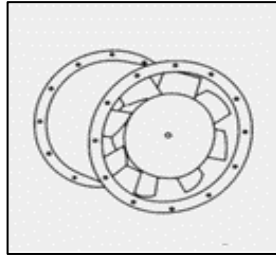


Figura 9. Ventilador mediana presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Ventiladores de Alta Presión.** Cuando la presión está por encima de los 3.000 Pascales. Suelen ser centrífugos con rodetes estrechos y de gran diámetro, como en la figura 10.

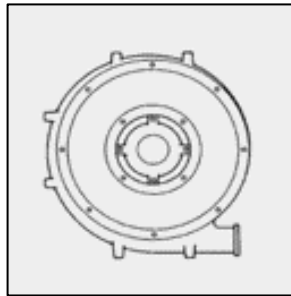


Figura 10. Ventilador alta presión (Escoda, 2016, pg. 3-10)

D. ATENDIENDO A LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.

- **Ventiladores Estándar.** Son los aparatos que vehiculan aire sin cargas importantes de contaminantes, humedad, polvo, partículas agresivas y temperaturas máximas de 40° si el motor está en la corriente de aire.
- **Ventiladores Especiales.** Son los diseñados para tratar el aire caliente, corrosivo, húmedo etc. o bien para ser instalados en el tejado, como en la figura 11, o dedicados al transporte neumático.

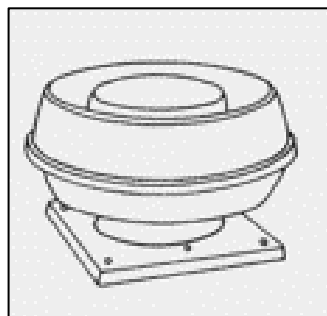


Figura 11. Ventilador Especial (Escoda, 2016, pg. 3-10)

E. ATENDIENDO AL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

- **Accionamiento Directo.** Cuando el motor eléctrico tiene el eje común, o por prolongación, con el del rodete o hélice del ventilador.
- **Accionamiento por Transmisión.** Como es el caso de transmisión por correas y poleas para separar el motor de la corriente del aire (por caliente, explosivo, etc.), así como se muestra en la figura 12.

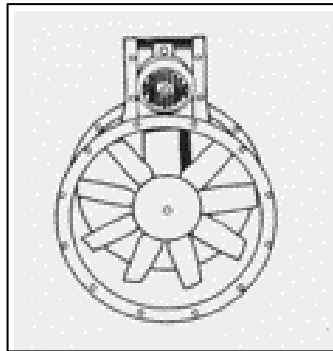


Figura 12. Ventilador con accionamiento por transmisión (Escoda, 2016, pg. 3-10)

F. ATENDIENDO AL CONTROL DE LAS PRESTACIONES.

Es el caso de ventiladores de velocidad variable por el uso de reguladores eléctricos, de compuertas de admisión o descarga, modificación del caudal por inclinación variable de los álabes de las hélices, etc, como en la figura 13.

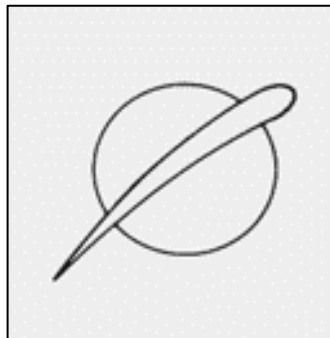


Figura 13. Ventilador de velocidad variable (Escoda, 2016, pg. 3-10)

2.1.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS

En los ventiladores centrífugos la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y perpendicular al mismo a la salida. Si el aire a la salida se recoge perimetralmente en una voluta, entonces se dice que el ventilador es de voluta.

Estos ventiladores tienen tres tipos básicos de rodetes:

- Álabes curvados hacia adelante.
- Álabes rectos.
- Álabes inclinados hacia atrás / curvados hacia atrás.

En la figura 14 puede observarse la disposición de los álabes.

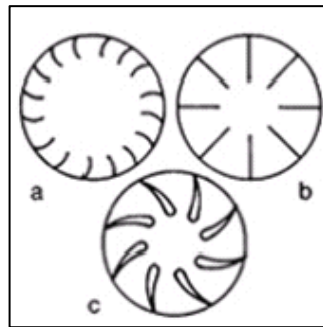


Figura 14. Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia adelante(a), rectos (b) y curvados hacia atrás (c)

(Escoda, 2016, pg. 3-10)

- **Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante**

Adecuado generalmente para aplicaciones en las que se requiere un caudal relativamente bajo y media a baja presión. Se caracterizan por tener un gran número de álabes, estrechos e inclinados hacia adelante, según el sentido de giro y con poca separación entre ellos. La potencia absorbida aumenta rápidamente con el caudal. Es importante verificar que el ventilador no consume más de lo indicado en la placa de características, de lo contrario podríamos dañar el motor. Estos tipos de ventiladores se pueden encontrar en diferentes circunstancias, como, por ejemplo, “dentro de una caja de ventilación” en la que el aire debe ser filtrado (aire limpio). (Exhibir equipos, 2018-2020)

- **Los ventiladores centrífugos radiales**

En estos ventiladores centrífugos las palas del rodete son rectas y alineadas según un radio, son el tipo menos usado de centrífugos debido a unas pobres prestaciones en términos de eficiencia y ruido, sin embargo, son muy adecuados para el trasiego de materiales granulares o pulverulentos porque los álabes, al ser rectos no retienen

esos tipos de materiales y permanecen limpios. (El Blog de la ventilación eficiente, 2017)

- **Los ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás**

Rendimientos estáticos de hasta el 90 %. Dependiendo del tipo de aplicación, estos álabes pueden ser rectos, curvos o de perfil aerodinámico. Los rodetes diseñados con álabes curvados hacia atrás tienen muy buen rendimiento y son apropiados para la mayoría de aplicaciones, ya que consiguen una muy buena aerodinámica generando muy poco ruido. Este es el tipo de diseño adecuado cuando el ventilador vehicula gases limpios o con pocas trazas de polvo. (Gruber hermanos, 2020)

A. ECUACIONES DE VENTILADORES CENTRIFUGOS

Tabla 1

Nomenclatura de los parámetros de un ventilador centrífugo

NOMBRE	UNIDAD	SIMBOLO	DEFINICION
Presión diferencial del ventilador	dpf	Pa (N/m ²)	Diferencia de presión entre la entrada y salida del ventilador, en Newtons por metro cuadrado = (p ₂ -P ₁).
Presión diferencial del orificio	dpo	Pa (N/m ²)	Diferencia de presión entre la presión atmosférica y la presión en el orificio de entrada, en Newtons por metro cuadrado.
Coefficiente de descarga	Cd		Cd = 0.596 para el FM40
Velocidad del ventilador	n	Hz	Velocidad de rotación del ventilador.
Temperatura de entrada	Ta	°C	Temperatura del aire medida en el conducto de entrada.

Presión barométrica	Pa	Pa	La presión ambiental del entorno.
Aceleración debida a la gravedad	g	m/s ²	La aceleración que actúa sobre cualquier punto dentro del fluido de trabajo debido al efecto de la gravedad. Tomado como 9,81 m / s ²
Entrada de área de sección transversal	A ₁	m ²	Área transversal de la entrada del ventilador. = $\pi d_1^2 / 4$ donde d ₁ = 100mm
Área de sección transversal de salida	A ₂	m ²	Área transversal de la salida del ventilador. = $\pi d_2^2 / 4$ donde d ₂ = 75mm
Densidad del aire	P _{air}	Kg/m ³	Densidad del aire que entra en el conducto de entrada. Supone que es el mismo que la densidad del aire que sale del conducto de salida, y también igual a la densidad atmosférica ambiente.
Caudal volumétrico	Q _v	m ³ /s	El volumen total de aire por segundo que pasa a través del ventilador.
Velocidad de entrada del aire	V ₁	m/s	Velocidad del aire que pasa por el conducto de entrada. V ₁ = Q _v / A ₁
Velocidad de salida del aire	V ₂	m/s	Velocidad del aire que pasa por el conducto de salida. V ₂ = Q _v / A ₂

Presión total del ventilador	p_{Tf}	Pa	El aumento total de presión resultante de la labor realizada por el ventilador en el aire que pasa a través de él. $p_{Tf} = \left(\frac{(V_2^2 - V_1^2)\rho}{2} \right) + (p_2 - p_1)$
El par del motor	t	Nm	El par aplicado por el motor al ventilador.
Potencia mecánica entrada	P_m	W	La aportación de energía mecánica es el trabajo realizado en el ventilador por el motor. $P_m = 2\pi \cdot n \cdot t / 60$
Potencia de salida del ventilador	P_u	W	La salida de potencia del ventilador es el trabajo realizado por el ventilador, que también puede ser considerado como la energía obtenida por el aire que pasa a través del ventilador. $P_u = Q_v \times P_{Tf}$
La eficiencia global	E_{gr}	%	La eficiencia global del ventilador, calculado como la energía útil absorbida por la corriente de aire como una fracción de la potencia eléctrica suministrada al motor, expresado como un porcentaje. $E_{gr} = \frac{P_u}{P_m} \times 100$

Fuente: Módulo de FM40

El ventilador centrífugo es una máquina rotodinámica flujo radial. El fluido se introduce en el centro de un impulsor giratorio. El impulsor imparte velocidad a la corriente de aire y el aire se desplaza hacia fuera desde el centro del impulsor, perpendicular a la dirección de la corriente de entrada, y alrededor de la carcasa (voluta) en el conducto de salida. Como resultado de la alta velocidad de rotación, el

fluido adquiere una alta energía cinética. La diferencia de presión entre los lados de entrada y de salida se deriva de la conversión de esta energía cinética en energía de presión a medida que el aire sale de la carcasa del ventilador.

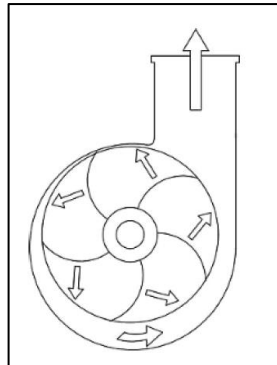


Figura 15. Impulsor giratorio (Modulo de FM40)

Los ventiladores centrífugos pueden generalmente lograr un aumento de presión mayor que otros tipos de ventilador rotodinámica, pero también tienden a ser más ruidosos, especialmente a presiones más bajas estáticas. Las presiones obtenidas son más estables que los producidos por las bombas de aire de desplazamiento positivo. A diferencia de los ventiladores axiales, el flujo de aire a través de un ventilador centrífugo no se puede invertir (el ventilador no funcionará si se ejecuta hacia atrás). Un ventilador centrífugo puede, sin embargo, ser utilizado sin modificación significativa al diseño en sistemas con relativamente alta presión estática (presión atmosférica más de siete veces estándar).

Los ventiladores centrífugos se utilizan en una variedad de aplicaciones, incluyendo sistemas de ventilación y de extracción de humos, sopladores y dispositivos de inflación. Debido a que el motor está situado fuera de la corriente de aire, un motor estándar todavía se puede utilizar en aplicaciones en las que la corriente de aire es húmedo, corrosivo, caliente, o de otro modo perjudicial para la vida de un dispositivo sin protección. El ventilador también puede ser diseñado de una manera que permite que el propulsor se puede cambiar o sustituir sin afectar al resto de la unidad de ventilación. La relación general entre las distintas formas de energía, basado en la Ley de la Termodinámica primera aplicada a una unidad de masa de fluido que fluye a través de un control de volumen.

Se expresa como:

$$-W_s = d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g \cdot dz + \int v \cdot dp + F \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

W_s : Es el trabajo de eje mecánico realizado sobre el fluido.

$d(v^2/2)$: Es el cambio en la energía cinética del fluido.

$g \cdot dz$: Es el cambio en la energía potencial del fluido.

F : Es la pérdida de energía por fricción en forma de calor a los alrededores o en el aumento de la temperatura del propio fluido a medida que viaja de entrada a la salida.

$\int v \cdot dp$: Es el cambio en energía de presión = $\frac{dp}{\rho} = \frac{(p_2-p_1)}{\rho}$

Los tres primeros términos de la derecha representan el trabajo útil W_u , es decir:

$$W_a = \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho}\right) \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

Subíndice 1: Se refiere a la entrada del ventilador.

Subíndice 2: Se refiere a la salida del ventilador.

Para el FM40, el cambio en la energía potencial $g(z_2 - z_1)$ puede considerarse despreciable. La ecuación puede entonces alternativamente ser presentada como la presión p_{Tf} del ventilador, mediante la conversión de las unidades de trabajo por unidad de masa a la presión:

$$p_{Tf} = \left(\frac{(v_2^2 - v_1^2)\rho}{2}\right) + (p_2 - p_1) \dots \dots \dots (3)$$

Las pérdidas por fricción se han eliminado. También se supone para los fines de los siguientes experimentos prácticos que el fluido es incompresible (es decir, es constante).

La medición de la velocidad del aire

La tasa de flujo de volumen se mide mediante la utilización de la diferencia de presión entre el aire en la entrada al conducto de entrada (que se supone que es a la misma presión y velocidad que el aire ambiente en la habitación) y el aire en el orificio de entrada, y se calcula como sigue:

$$Q_V = \frac{c_d \pi d^2 \times \sqrt{2\rho p_o}}{4\rho} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

d: Es el diámetro del orificio.

p_o : Es la presión diferencial a través del orificio.

ρ : Es la densidad del aire

C_d : Es el coeficiente de descarga para el orificio ($C_d = 0.596$ para el orificio en FM40)

Esta es una forma simplificada de la ecuación estándar para medidores de flujo de orificio, que también incluyen el diámetro en frente del orificio como parte de la ecuación.

Para el FM40, el diámetro en frente del orificio puede ser considerada infinita.

La velocidad de entrada puede encontrarse dividiendo el caudal volumétrico por el área de entrada:

$$V_1 = Q_v / A_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

Donde:

$$A_1 = \pi r_1^2, r_1 = 50mm$$

Suponiendo que el aire es incompresible, la velocidad del aire de salida de manera similar se puede calcular dividiendo el caudal volumétrico por el área de salida:

$$V_2 = Q_v / A_2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

Donde:

$$A_2 = \pi r_2^2, r_2 = 37.5mm$$

Estas velocidades se calculan automáticamente por el software de las lecturas del sensor de presión. (Módulo FM40, 2017)

B. CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

- **Rodete con álabes curvado hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$).**

Como se puede notar en las curvas características de la figura 1.18, a mayor caudal se absorbe mayor potencia por lo que hay que tomar precauciones en su operación y en la selección del motor. No es auto limitante de potencia. La altura de presión aumenta desde la descarga libre hasta el punto de caudal nulo con caída “a” para bajos caudales. La potencia aumenta rápidamente con el caudal. El ruido es mínimo para máxima eficiencia y aumenta hacia la descarga libre. (Vargas, 2013).

$$\eta=0.40-0.65$$

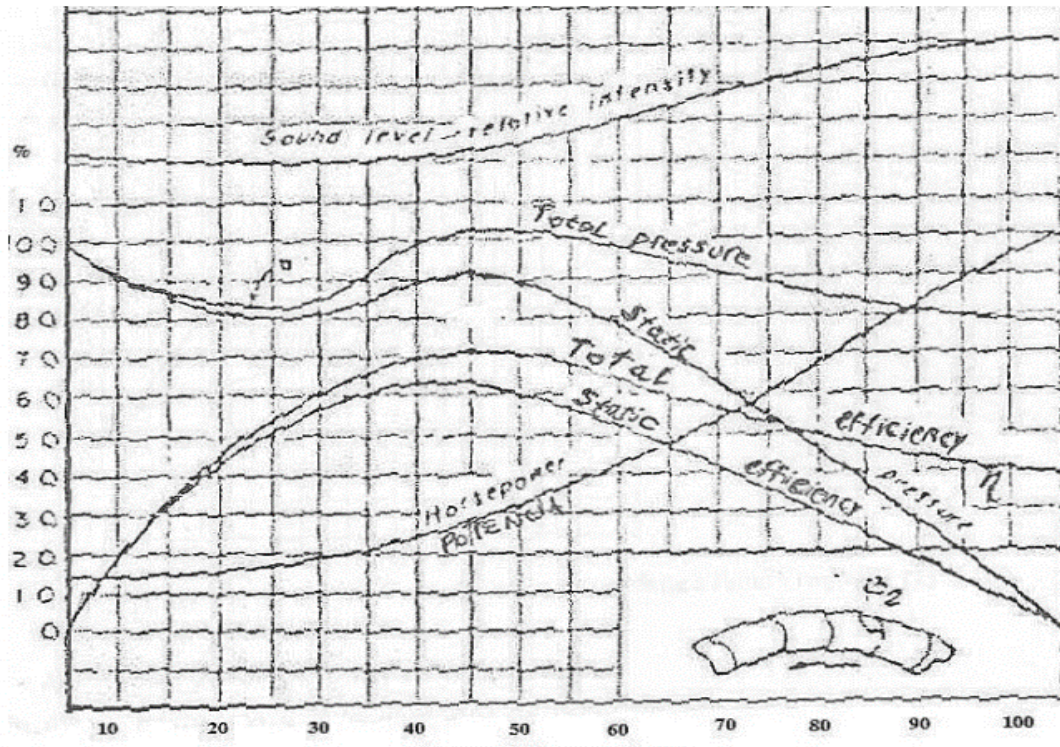


Figura 16. Curva característica de rodetes con álabes curvado hacia adelante (Vargas, 2013, p. 20)

- **Rodete con álabes rectos radiales ($\beta_1=\beta_2=90^\circ$)**

La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal y requiere de las mismas consideraciones que el ventilador Sirocco. El diseño le permite ser auto limpiante y se presentan en versiones de rodetes abiertos y cerrados. La altura de presión aumenta desde la descarga libre (100%) hasta un máximo cerca al caudal nulo (0%) para luego disminuir. (Vargas, 2013)

$$\eta= 0.65-0.75$$

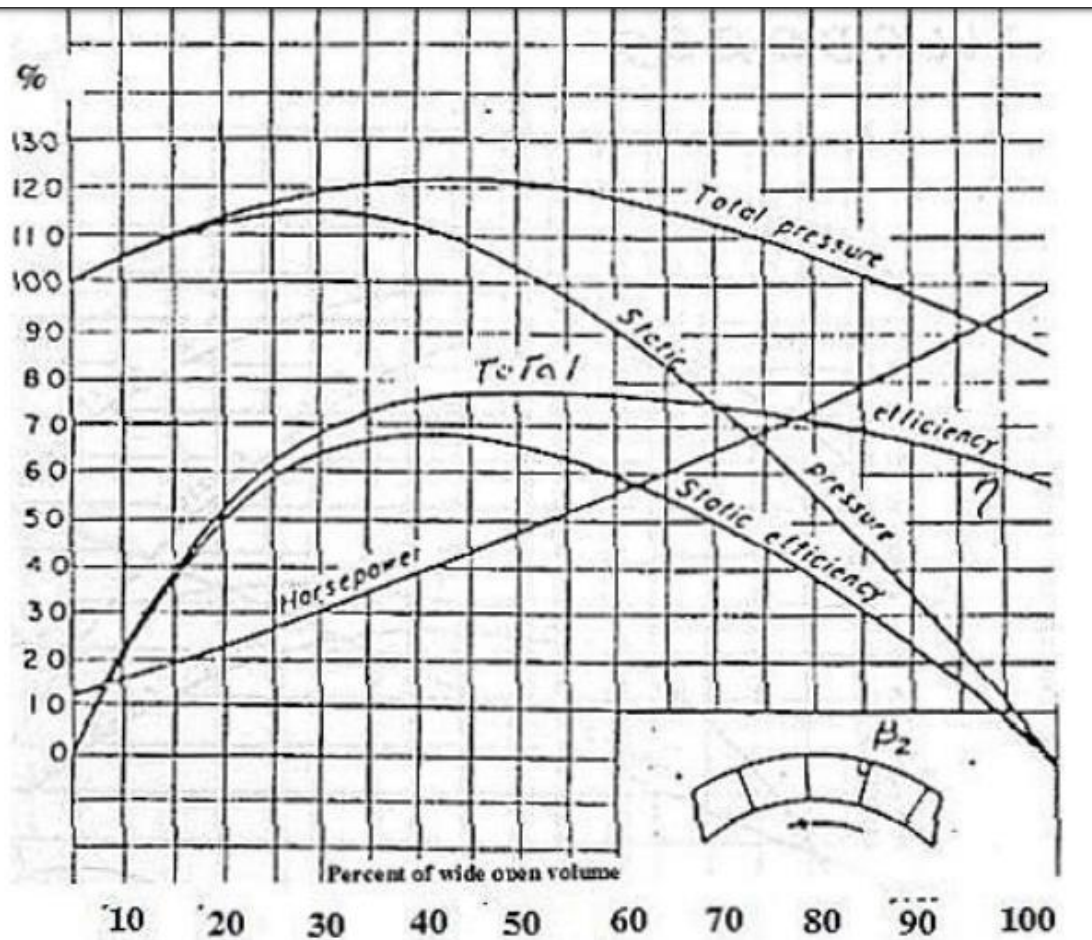


Figura 17. Curva característica de rodetes con álabes rectos radiales (Vargas, 2013, p. 21)

- **Rodete con álabes curvados hacia atrás**

Es de alto rendimiento y auto limitador de potencia al poseer una curva de potencia creciente y luego decreciente conforme aumente el caudal. La presión aumenta desde la descarga libre hasta el punto de caudal cero. La potencia es autolimitante, aumentando hasta un máximo cuando el caudal aumenta y luego decrece para un nuevo aumento de caudal. La eficiencia es máxima para una máxima potencia y el ruido es mínimo para este punto. (Vargas, 2013)

$$\eta = 0.70-0.85$$

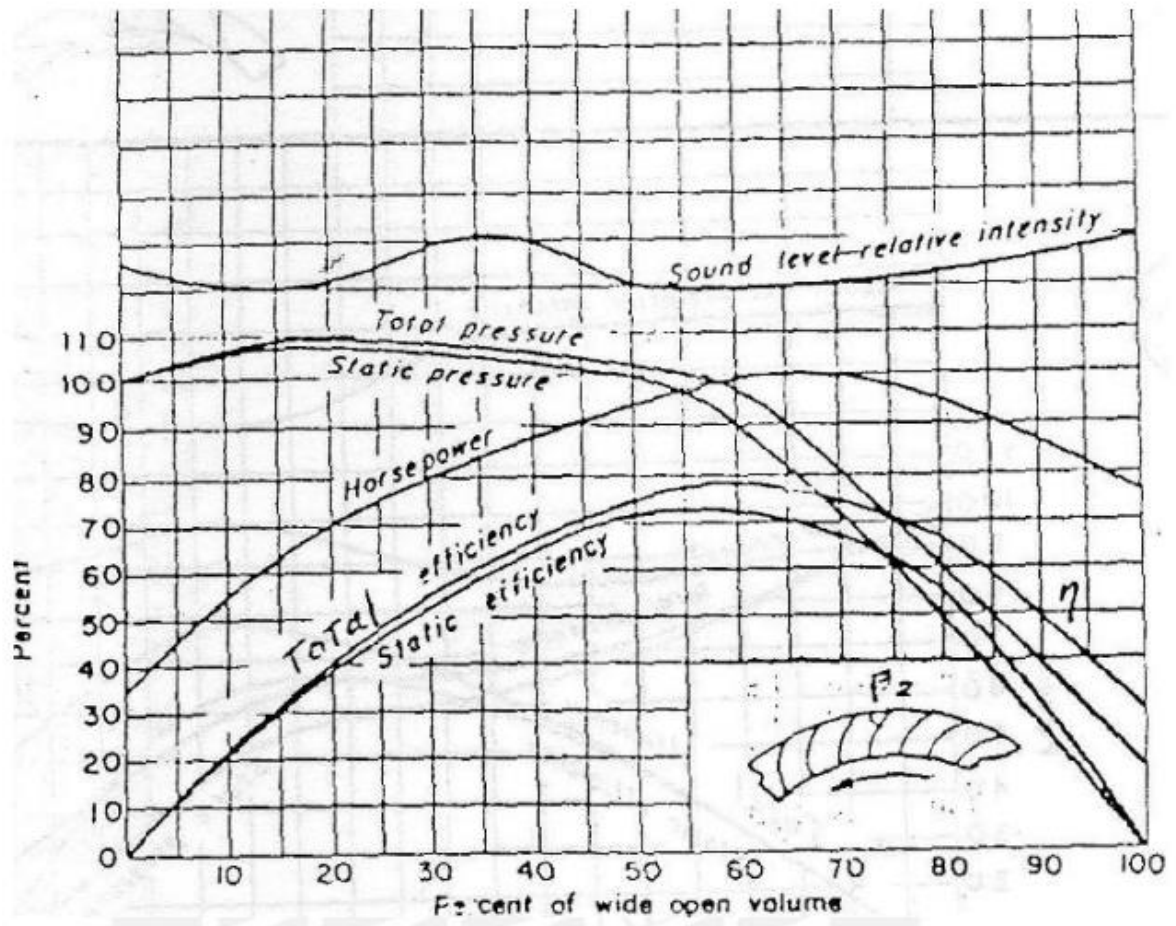


Figura 18. Curva característica de rodets con álabes curvado hacia atrás. (Vargas, 2013, p. 22)

2.2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO

Un método numérico es un procedimiento mediante el cual se obtiene, casi siempre de manera aproximada, la solución de ciertos problemas realizando cálculos puramente aritméticos y lógicos (operaciones aritméticas elementales, cálculo de funciones, consulta de una tabla de valores, cálculo proposicional, etc.). Un tal procedimiento consiste de una lista finita de instrucciones precisas que especifican una secuencia de operaciones algebraicas y lógicas (algoritmo), que producen o bien una aproximación de la solución del problema (solución numérica) o bien un mensaje. La eficiencia en el cálculo de dicha aproximación depende, en parte, de la facilidad de implementación del algoritmo y de las características especiales y limitaciones de los instrumentos de cálculo (los computadores). En general, al emplear estos instrumentos de cálculo se introducen errores llamados de redondeo. (Seminario, 2012)

2.2.1. DIFERENCIA FINITAS

En la búsqueda de una descripción cualitativa de un determinado fenómeno, por lo general se plantea un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales, válidas para cierto dominio y donde se imponen sobre este, una serie de condiciones en la frontera y en su caso de condiciones iniciales. Después de esto, el modelo matemático se considera completo, y es aquí donde la implementación computacional entra a ayudar en la solución del problema, ya que solo es posible resolver de forma exacta problemas simples y en fronteras geométricas triviales con los métodos matemáticos que disponemos.

En esta sección consideraremos como implementar la solución computacional del Método de Diferencias Finitas, este método es de carácter general que permite la resolución aproximada de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales definidas en un dominio finito. Es de una gran sencillez conceptual y constituye un procedimiento muy adecuado para la resolución de una ecuación en una, dos o tres dimensiones.

El método consiste en una aproximación de las derivadas parciales por expresiones algebraicas con los valores de la variable dependiente en un número finito de puntos seleccionados en el dominio. Como resultado de la aproximación, la ecuación diferencial parcial que describe el problema es remplazada por un número finito de ecuaciones algebraicas, en términos de los valores de la variable dependiente en los puntos seleccionados. El valor de los puntos seleccionados se convierten en las incógnitas. La solución del sistema de ecuaciones algebraico permite obtener la solución aproximada en cada punto seleccionado de la malla. **(Carrillo, González y Mendoza, 2018)**

Solo se consideran normalmente tres formas: la anterior, la posterior y la central.

Una diferencia progresiva, adelantada o posterior es una expresión de la forma:

$$\Delta_h[f](x) = f(x + h) - f(x)$$

Dependiendo de la aplicación, el espaciado h se mantiene constante o se toma el límite $h \rightarrow 0$.

Una diferencia regresiva, atrasada o anterior es de la forma

$$\nabla_h[f](x) = f(x) - f(x - h)$$

Finalmente, la diferencia central es la media de las diferencias anteriores y posteriores. Viene dada por:

$$\delta_h[f](x) = f\left(x + \frac{1}{2}h\right) - f\left(x - \frac{1}{2}h\right)$$

- Cálculo de las diferencias finitas

El teorema de Taylor puede expresarse por la fórmula:

$$\Delta_h = hD + \frac{1}{2}h^2D^2 + \frac{1}{3!}h^3D^3 + \dots = e^{hD} - 1$$

Donde D denota el operador derivada, que hace corresponder f con su derivada f' , es decir

$$Du = u', \quad D^2u = u'', \quad D^3u = u''', \dots$$

Formalmente, invirtiendo la exponencial,

$$hD = \log(1 + \Delta_h) = \Delta_h - \frac{1}{2}\Delta_h^2 + \frac{1}{3}\Delta_h^3 + \dots$$

Esta fórmula sigue siendo válida en el sentido de que ambos operadores dan el mismo resultado cuando se aplican a un polinomio. Incluso para funciones analíticas, las series de la derecha no convergen con seguridad, sino que puede tratarse de una serie asintótica. Sin embargo, pueden emplearse para obtener aproximaciones más precisas de la derivada. Por ejemplo, Los dos primeros términos de la serie llevan a:

$$f'(x) = \frac{\Delta_h[f](x) - \frac{1}{2}\Delta_h^2[f](x)}{h} = \frac{f(x+2h) - 4f(x+h) + 3f(x)}{2h}$$

El error de la aproximación es del orden de h^2 .

Las fórmulas análogas para los operadores posterior y central son:

$$hD = -\log(1 - \nabla_h) \text{ y } hD = 2\text{arsinh}\left(\frac{1}{2}\delta_h\right)$$

2.2.2. ELEMENTOS FINITOS

El método del elemento finito es una técnica numérica para resolver problemas que se pueden describir por ecuaciones diferenciales parciales o que pueden ser formulados por medio de una minimización de un funcional (cálculo variacional).

El método del elemento finito es una herramienta de análisis muy poderosa que permite obtener soluciones aproximadas a una amplia variedad de problemas de mecánica en el continuo.

La premisa básica es que una región de solución puede ser modelada analíticamente reemplazándola con un arreglo de elementos discretos.

Esto permite reducir un número infinito de incógnitas del problema a uno con un número finito de incógnitas.

Por otro lado, el método también permite variar las condiciones (parámetros elásticos, viscosidad, densidad, temperatura, etc.) de los elementos individualmente o en grupos de acuerdo a las ecuaciones constitutivas que se empleen en el problema. **(Zúñiga, 2016)**

2.2.3. VOLÚMENES FINITOS

Es uno de los métodos más usados el cual permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales. En el cual se requiere especificar perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla, en la que la solución obtenida satisface de forma exacta las ecuaciones, independiente del tamaño de la malla. **(Ballena, 2016)**

Para entender mejor la forma en que trabaja este tipo de método se hará un ejemplo ilustrativo con la ecuación de calor unidimensional permanente:

$$\frac{d}{dx}\left(K \frac{dT}{dx}\right) + S = 0 \dots \dots \dots (7)$$

Donde k es el coeficiente de conducción térmica, T es la temperatura y S es un término fuente que en este caso representa la tasa de generación de calor

por unidad de volumen. Para la discretización mostrada en la Fig.08 se tiene el punto P de la malla, el cual tiene como puntos vecinos los puntos W (izquierda, dirección $-x$) y E (derecha, dirección $+x$). La distancia entre W y P es $(\delta x)_w$, la distancia entre P y E es $(\delta x)_e$. Entre los puntos W y P, se encuentra w que corresponde al límite izquierdo del volumen de control construido entorno a P. Entre los puntos P y E, se encuentra el punto e que corresponde al límite derecho del volumen de control considerado. La distancia entre w y e es Δx . Como este es un problema unidimensional, el volumen de control tiene dimensiones: $\Delta x \times 1 \times 1$.

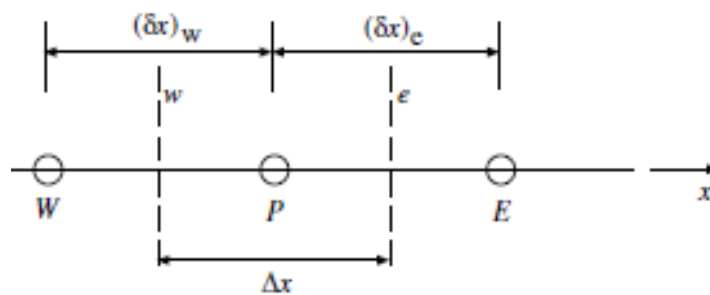


Figura 19. Malla de discretización por volúmenes finitos (Ballena, 2016, p. 17)

Integrando la ecuación (7) en el volumen de control considerado, se tiene:

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left(K \frac{dT}{dx} \right) dx + \int_w^e S dx = 0 \dots\dots\dots (8)$$

Definiendo: $\bar{S}\Delta x = \int_w^e S dx$, de la ecuación anterior se deduce:

$$\left(K \frac{dT}{dx} \right)_e - \left(K \frac{dT}{dx} \right)_w + \bar{S}\Delta x = 0 \dots\dots\dots (9)$$

Para evaluar las derivadas de T en los puntos w y e, se requiere hacer una suposición respecto al volumen de control. En la Fig. 09 se muestran las suposiciones simples: de paso constante y paso lineal, donde se escogerá el de paso lineal ya que w y e no se encuentran definidas en el de paso constante. En este caso las derivadas serán:

$$\left(K \frac{dT}{dx} \right)_w = K_w \frac{T_P - T_w}{(\delta x)_w} \dots\dots\dots (10)$$

$$\left(K \frac{dT}{dx} \right)_e = K_e \frac{T_E - T_P}{(\delta x)_e} \dots\dots\dots (11)$$

Reemplazando (10) y (11) en (9), se obtiene:

$$K_e \frac{T_E - T_P}{(\delta x)_e} - K_w \frac{T_P - T_W}{(\delta x)_w} + \bar{S} \Delta x = 0 \dots \dots \dots (12)$$

De donde al realizar las simplificaciones (Anexo 1. Desarrollo de ecuación de calor unidimensional permanente), se tendrá:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_w T_W b \dots \dots \dots (13)$$

Donde:

$$a_E = \frac{K_e}{(\delta x)_e} ; \quad a_w = \frac{K_w}{(\delta x)_w} ; \quad a_p = a_E + a_w ; \quad b = \bar{S} \Delta x$$

Y como se verá la ecuación (13) indica que la temperatura en P puede expresarse en función de la temperatura en los puntos W y E.

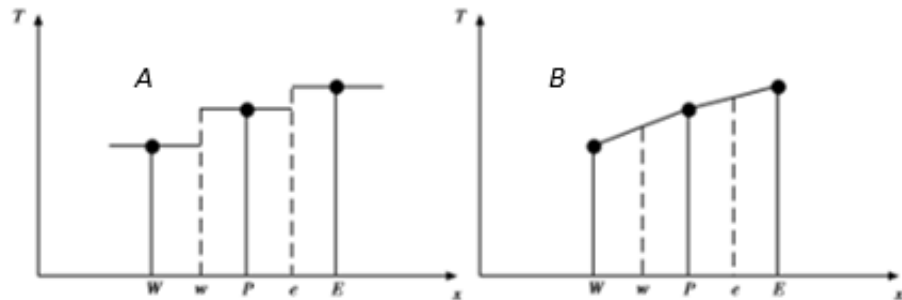


Figura 20. Funciones de la variable de integración dentro del volumen de control, de paso constante (A) de paso lineal (B). (Ballena, 2016, p. 17)

Para completar el análisis es necesario estimar, K_e , K_w y \bar{S} ; lo cual puede hacerse utilizando funciones de interpolación, como se hizo con T.

Consideraremos con mayor detalle el término fuente. Generalmente este término es función de T: $S(T)$. Para el análisis se considerará una linealización de esta función dentro del volumen de control. Para ello se considerara la siguiente aproximación para una primera instancia:

$$\bar{S} = S_0 + S_1 T_p \dots \dots \dots (14)$$

La cual involucra una suposición del tipo paso constante, donde el valor de S en el volumen de control se considera constante y dado únicamente por el valor de T en el punto P, es decir en el centro del volumen de control. Con esta suposición la ecuación (13) puede reescribirse:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + (S_0 + S_1 T_p) \Delta x \dots \dots \dots (15)$$

Arreglando esta ecuación de modo de dejar la variable T_p en el lado derecho, se tiene:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + b \dots \dots \dots (16)$$

Ecuación que es idéntica a (13), solo que esta vez se define por:

$$a_p = a_E + a_W - S_1 \Delta x ; b = S_0 \Delta x$$

Las cuatro reglas básicas según Patankar (1980), para que las aproximaciones realizadas en la sección anterior sean válidas son:

Consistencia en los flujos a través del volumen de control: El flujo de calor que sale de un volumen de control debe ser igual al que entra al volumen de control siguiente (Figura 10), donde se puede observar como la ecuación cuadrática conduce a los flujos estimados en P. La función de interpolación debe evitar este problema.

Otra inconsistencia es que el valor K evaluado en el límite del volumen de control tenga valores distintos. Esto se evita no usando el valor K_p para evaluar el coeficiente K en w o e .

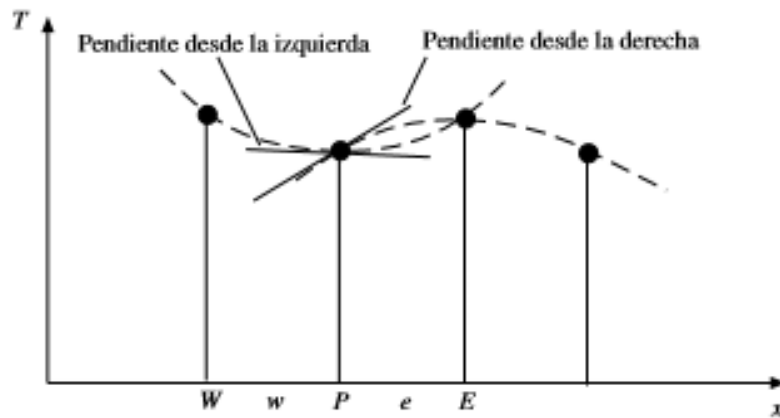


Figura 21. Ejemplo de función de interpolación que conduce a una discontinuidad de los flujos evaluados de dos volúmenes de control vecinos. (Ballena, 2016, p. 18)

Coeficientes positivos: Los coeficientes a_E ; a_W ; a_p deben ser positivos. En efecto en los procesos convectivo y difusivos, un aumento en T_E o T_W deben conducir a un aumento en T_p .

Linealización del término fuente con pendiente negativa: Para evitar que a_p sea negativo si S_1 es muy grande, se requiere imponer que S_1 sea negativo, debido a que el término fuente responde negativamente a los aumentos de temperatura.

Suma de coeficientes vecinos: El valor del coeficiente a_p debe ser igual a la suma de los coeficientes vecinos a_i vecinos. Esta propiedad está relacionada con la ecuación diferencial original. (**Ballena, 2016**)

CAPÍTULO III
MATERIALES Y
MÉTODOS

3.1. MATERIALES

Entre ellos tenemos a los siguientes:

1. Unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD.

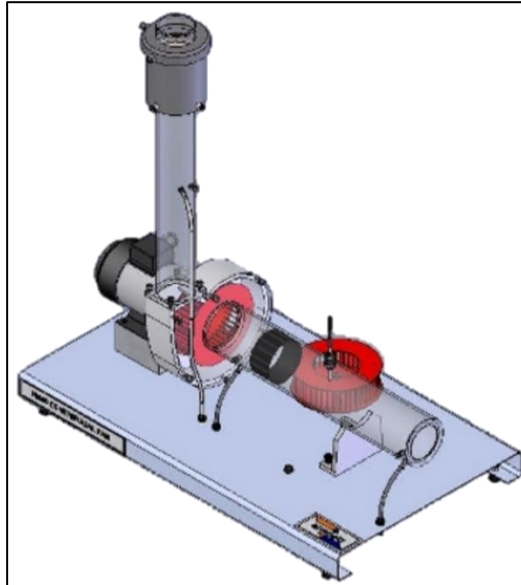


Figura 22. Unidad de demostración del Ventilador Centrifugo FM40 ARMFIELD (Manual del Equipo FM40ARMFIELD)

2. Software Solidwork 2018:

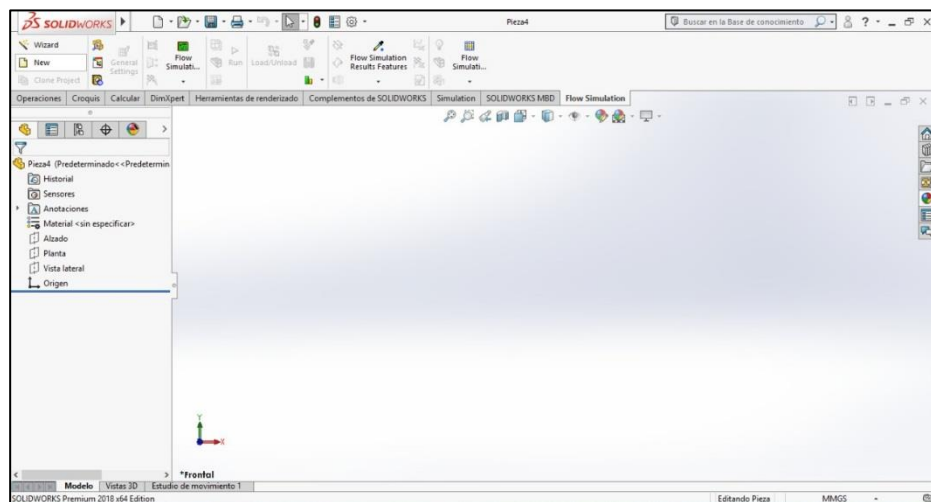


Figura 23.. Entorno de trabajo de Solidwork 2018 (Elaboración propia)

3. Vernier:

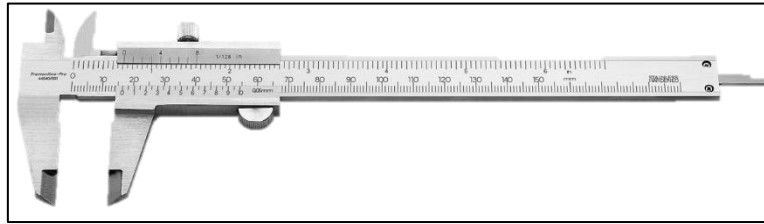


Figura 24. Vernier Tramontina 200mm

4. Capturador de datos de FM40 Armfield:

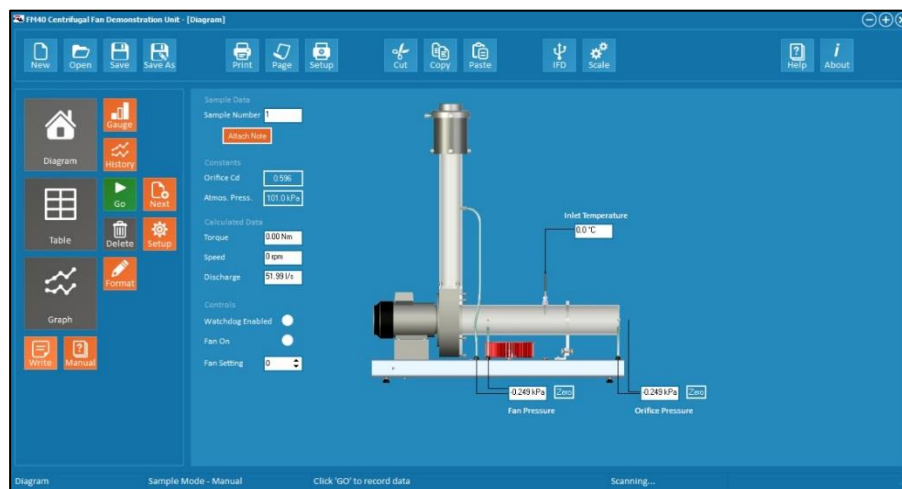


Figura 25. Entorno de trabajo de Software controlador de FM40 Armfield (Elaboración propia)

3.2. METODOLOGÍA DE TRABAJO

3.2.1. EXPERIMENTAL

Se hizo uso de la Unidad de demostración de Ventilador Centrífugo FM40 ARMFIELD. Las tomas se realizaron varios días consecutivos, debido a que la prolongación del uso de este equipo implicaba fallo en la toma de datos. Se tomó datos cada 5 minutos, para estabilizar el fluido.

Se realizó la toma de datos teniendo variaciones de caudal, para lo cual, se configuró la apertura de la válvula de estrangulamiento del ventilador en 3 momentos: Apertura 1, apertura 2/3 y apertura 1/3, donde para cada apertura se configuraron los datos de RPM: 20%, 40%, 60%, 80% y 100%.

3.2.2. SIMULACIÓN

Primero, se identificó el elemento al cual se realizó el estudio, siendo el impulsor del ventilador centrífugo FM40 Armfield, identificando su estructura y sus dimensiones que abordan a este.

Luego, se procedió a realizar el modelamiento a través del software Solidwork 2018.

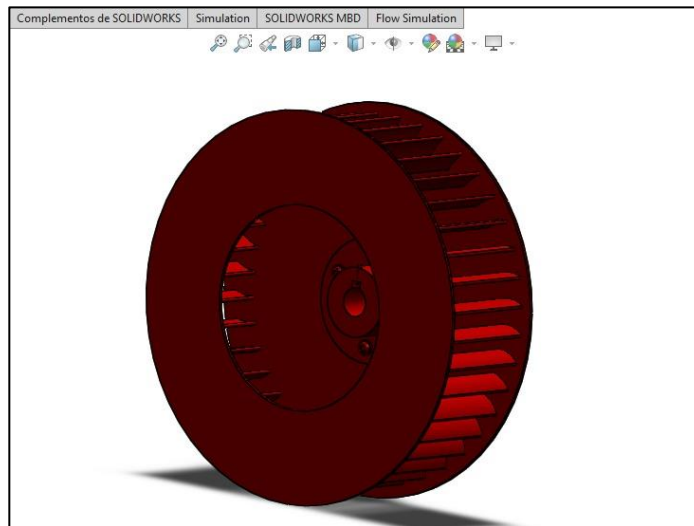


Figura 26. Modelamiento del impulsor del ventilador centrífugo FM40 Armfield (Elaboración propia)

Continuamos con el entorno de Flow Simulation; en éste se creó un nuevo proyecto, así mismo, se ingresó el tipo de fluido a tratar, del Dominio computacional, Condiciones de contorno (Presión de entrada, Flujo a la salida).

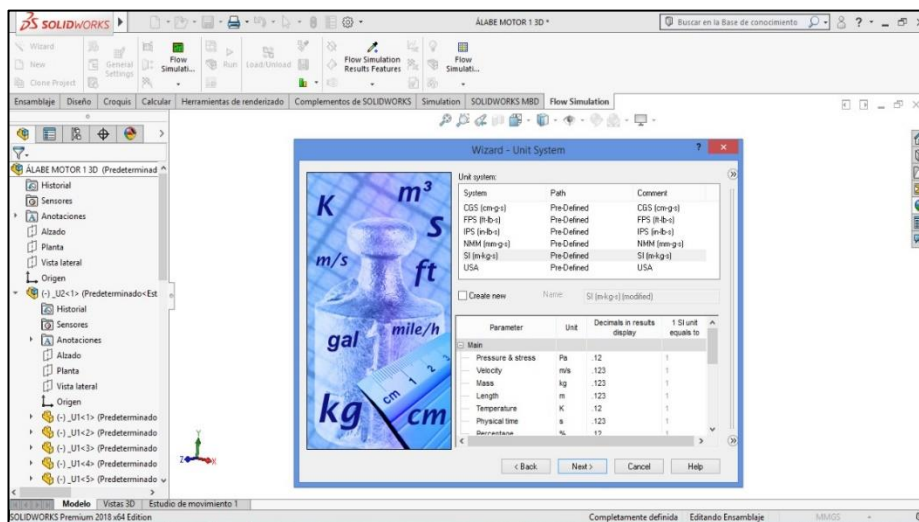


Figura 27. Ventana de nuevo proyecto en Flow Simulation (Elaboración propia)

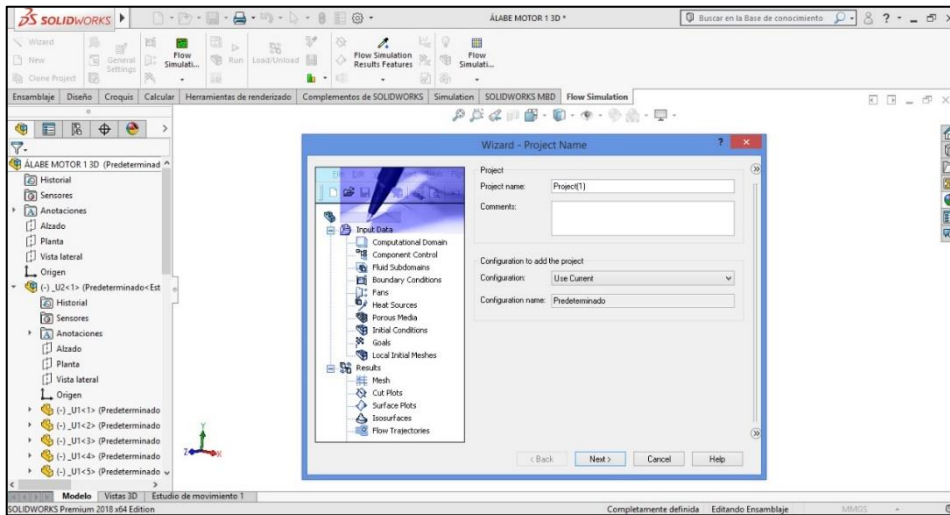


Figura 28. Ventana de Unidad de Sistema en Flow Simulation (Elaboración propia)

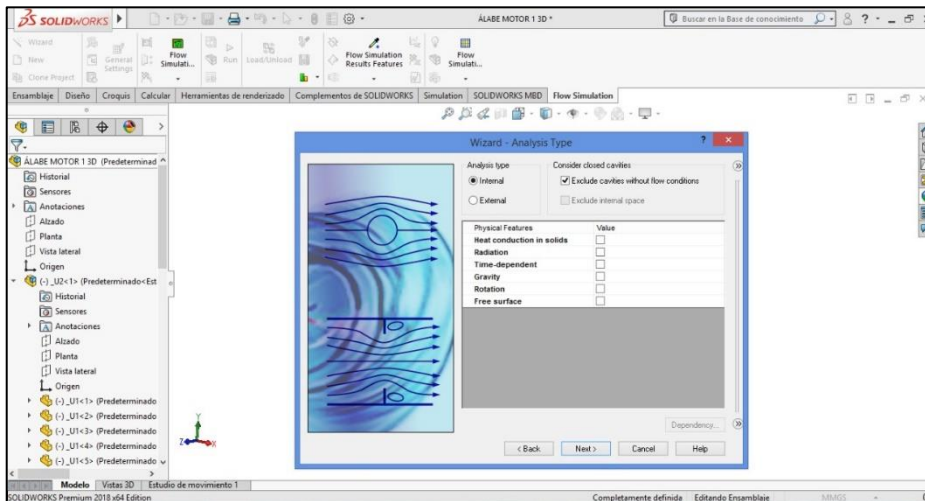


Figura 29. Ventana de tipo de análisis en Flow Simulation (Elaboración propia)

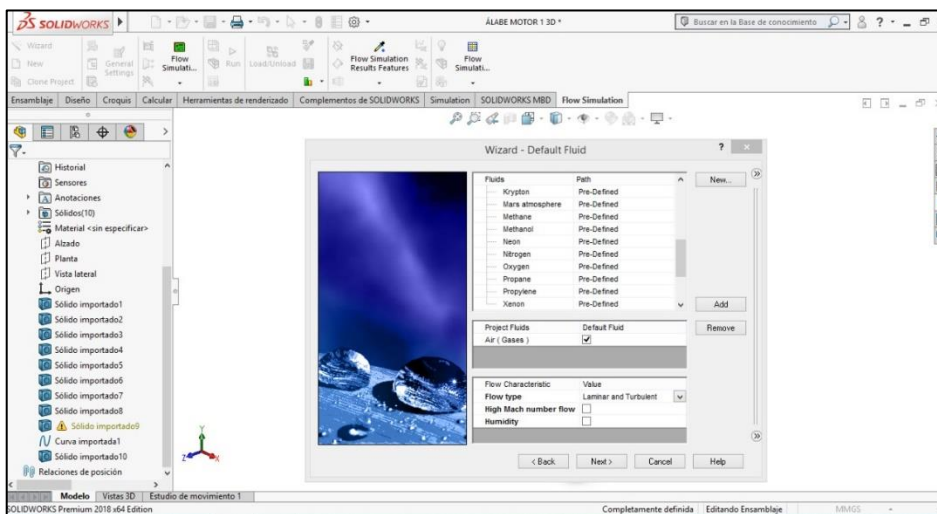


Figura 30. Ventana de elección de fluidos de estudio (Elaboración propia)

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y
DISCUSIONES

4.1. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO DETERMINADO EXPERIMENTALMENTE

Se determinarán los parámetros característicos del ventilador centrífugo (Presión, Potencia y Eficiencia) en 4 etapas: parámetros de entrada obtenidos del programa ARMFIELD F41, parámetros de salida aplicando fórmulas matemáticas, parámetros de entrada y salida aplicando promedio al conjunto de datos y finalmente, los parámetros se mostrarán de manera gráfica usando tablas y gráficos de Excel.

4.1.1. PARÁMETROS DE ENTRADA OBTENIDOS POR EL PROGRAMA ARMFIELD FM40:

Se procedió a configurar manualmente la válvula de estrangulamiento a la salida del ventilador en 3 tiempos: Apertura total de la válvula (apertura 1), Apertura 2/3 de la válvula y apertura 1/3 de la válvula. Para cada caso se configuró el RPM del ventilador en la pantalla de control del programa ARMFIELD F41, esto es expresado en porcentaje: 20%, 40%, 60%, 80% y 100%.

A continuación, se mostrarán las tablas según la apertura de la válvula de estrangulamiento y la configuración de los RPM expresado en porcentaje:

- **APERTURA 1:**

Tabla 2

Parámetros con apertura 1 y RPM 20%

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
1	101	20	708	0.046	24.65	297.80	0.031	0.028	0.596
2	101	20	708	0.053	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
3	101	20	708	0.048	24.50	297.50	0.031	0.027	0.596
4	101	20	708	0.046	24.50	297.50	0.031	0.026	0.596
5	101	20	708	0.051	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
6	101	20	708	0.049	24.60	297.60	0.031	0.027	0.596
7	101	20	708	0.051	24.70	297.70	0.031	0.026	0.596
8	101	20	708	0.054	24.65	297.65	0.031	0.028	0.596
9	101	20	708	0.048	24.55	297.55	0.031	0.027	0.596
10	101	20	708	0.048	24.65	297.65	0.031	0.027	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.049	24.61	297.63	0.031	0.027	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 20%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 708 RPM, Torque 0.049 Nm, Presión diferencial del orificio 0.031 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.027 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 3*Parámetros con apertura 1 y RPM 40%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga C_d
11	101	40	1416	0.059	24.50	297.65	0.146	0.125	0.596
12	101	40	1416	0.059	24.55	297.55	0.146	0.128	0.596
13	101	40	1416	0.059	24.50	297.50	0.145	0.126	0.596
14	101	40	1416	0.056	24.50	297.50	0.145	0.126	0.596
15	101	40	1416	0.059	24.55	297.55	0.146	0.125	0.596
16	101	40	1416	0.054	24.55	297.55	0.145	0.125	0.596
17	101	40	1416	0.054	24.55	297.55	0.147	0.124	0.596
18	101	40	1416	0.054	24.70	297.70	0.145	0.126	0.596
19	101	40	1416	0.054	24.75	297.75	0.146	0.129	0.596
20	101	40	1416	0.057	24.65	297.65	0.145	0.128	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.056	24.58	297.60	0.145	0.126	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 40%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 1416 RPM, Torque 0.056 Nm, Presión diferencial del orificio 0.145 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.126 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 4*Parámetros con apertura 1 y RPM 60%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
21	101	60	2124	0.186	24.70	297.85	0.342	0.296	0.596
22	101	60	2124	0.184	24.75	297.75	0.341	0.301	0.596
23	101	60	2124	0.187	24.75	297.75	0.342	0.299	0.596
24	101	60	2124	0.187	24.70	297.70	0.347	0.295	0.596
25	101	60	2124	0.136	24.65	297.65	0.204	0.303	0.596
26	101	60	2124	0.181	24.60	297.60	0.333	0.329	0.596
27	101	60	2124	0.150	24.65	297.65	0.233	0.316	0.596
28	101	60	2124	0.181	24.70	297.70	0.339	0.297	0.596
29	101	60	2124	0.184	24.70	297.70	0.342	0.299	0.596
30	101	60	2124	0.184	24.70	297.70	0.343	0.293	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.176	24.69	297.71	0.317	0.303	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 60%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2124 RPM, Torque 0.176 Nm, Presión diferencial del orificio 0.317 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.303 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 5*Parámetros con apertura 1 y RPM 80%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
31	101	80	2832	0.386	24.45	297.60	0.654	0.550	0.596
32	101	80	2832	0.383	24.45	297.60	0.650	0.546	0.596
33	101	80	2832	0.386	24.55	297.70	0.654	0.548	0.596
34	101	80	2832	0.386	24.50	297.65	0.653	0.546	0.596
35	101	80	2832	0.383	24.50	297.65	0.658	0.543	0.596
36	101	80	2832	0.380	24.35	297.50	0.696	0.563	0.596
37	101	80	2832	0.385	24.40	297.55	0.657	0.548	0.596
38	101	80	2832	0.383	24.40	297.55	0.661	0.555	0.596
39	101	80	2832	0.380	24.40	297.55	0.669	0.548	0.596
40	101	80	2832	0.383	24.40	297.55	0.666	0.549	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.384	24.44	297.59	0.662	0.549	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 80%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2832 RPM, Torque 0.384 Nm, Presión diferencial del orificio 0.662 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.549 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 6*Parámetros con apertura 1 y RPM 100%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
41	101	100	3540	0.625	24.30	297.45	1.075	0.870	0.596
42	101	100	3540	0.606	24.30	297.45	1.073	0.864	0.596
43	101	100	3540	0.625	24.30	297.45	1.065	0.863	0.596
44	101	100	3540	0.601	24.25	297.40	1.070	0.856	0.596
45	101	100	3540	0.621	24.35	297.50	1.055	0.860	0.596
46	101	100	3540	0.609	24.35	297.50	1.083	0.866	0.596
47	101	100	3540	0.608	24.45	297.60	1.075	0.855	0.596
48	101	100	3540	0.609	24.35	297.50	1.062	0.857	0.596
49	101	100	3540	0.611	24.45	297.60	1.059	0.862	0.596
50	101	100	3540	0.620	24.45	297.60	1.069	0.852	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.613	24.36	297.51	1.069	0.860	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 100%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 3540 RPM, Torque 0.613 Nm, Presión diferencial del orificio 1.069 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.860 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

- **APERTURA 2/3:**

Tabla 7

Parámetros con apertura 2/3 y RPM 20%

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
1	101	20	708	0.054	24.70	297.85	0.018	0.030	0.596
2	101	20	708	0.051	24.55	297.70	0.018	0.030	0.596
3	101	20	708	0.048	24.70	297.85	0.018	0.030	0.596
4	101	20	708	0.051	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
5	101	20	708	0.053	24.65	297.80	0.019	0.030	0.596
6	101	20	708	0.053	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
7	101	20	708	0.051	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
8	101	20	708	0.049	24.65	297.80	0.018	0.030	0.596
9	101	20	708	0.053	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
10	101	20	708	0.051	24.60	297.75	0.018	0.030	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.051	24.64	297.79	0.018	0.030	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura a las 2/3 partes de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 20%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 708 RPM, Torque 0.051 Nm, Presión diferencial del orificio 0.018 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.030 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 8*Parámetros con apertura 2/3 y RPM 40%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga C_d
11	101	40	1416	0.043	24.55	297.70	0.091	0.138	0.596
12	101	40	1416	0.043	24.65	297.80	0.090	0.139	0.596
13	101	40	1416	0.040	24.50	297.65	0.091	0.143	0.596
14	101	40	1416	0.040	24.50	297.65	0.091	0.139	0.596
15	101	40	1416	0.042	24.50	297.65	0.091	0.140	0.596
16	101	40	1416	0.045	24.55	297.70	0.091	0.138	0.596
17	101	40	1416	0.042	24.55	297.70	0.092	0.140	0.596
18	101	40	1416	0.042	24.65	297.80	0.090	0.140	0.596
19	101	40	1416	0.039	24.50	297.65	0.090	0.140	0.596
20	101	40	1416	0.042	24.45	297.60	0.090	0.138	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.042	24.54	297.69	0.091	0.140	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura a las 2/3 partes de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 40%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 1416 RPM, Torque 0.042 Nm, Presión diferencial del orificio 0.091 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.140 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 9*Parámetros con apertura 2/3 y RPM 60%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
21	101	60	2124	0.155	24.55	297.70	0.218	0.339	0.596
22	101	60	2124	0.155	24.55	297.70	0.214	0.339	0.596
23	101	60	2124	0.153	24.50	297.65	0.217	0.337	0.596
24	101	60	2124	0.155	24.50	297.65	0.216	0.336	0.596
25	101	60	2124	0.151	24.55	297.70	0.212	0.337	0.596
26	101	60	2124	0.153	24.40	297.55	0.209	0.336	0.596
27	101	60	2124	0.150	24.45	297.60	0.211	0.336	0.596
28	101	60	2124	0.155	24.55	297.70	0.210	0.338	0.596
29	101	60	2124	0.156	24.50	297.65	0.210	0.337	0.596
30	101	60	2124	0.151	24.45	297.60	0.207	0.337	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.153	24.50	297.65	0.212	0.337	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura a las 2/3 partes de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 60%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2124 RPM, Torque 0.153 Nm, Presión diferencial del orificio 0.212 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.337 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 10*Parámetros con apertura 2/3 y RPM 80%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
31	101	80	2832	0.305	24.35	297.50	0.377	0.629	0.596
32	101	80	2832	0.303	24.40	297.55	0.380	0.627	0.596
33	101	80	2832	0.301	24.40	297.55	0.380	0.630	0.596
34	101	80	2832	0.303	24.40	297.55	0.376	0.626	0.596
35	101	80	2832	0.297	24.40	297.55	0.376	0.629	0.596
36	101	80	2832	0.298	24.40	297.55	0.380	0.635	0.596
37	101	80	2832	0.305	24.40	297.55	0.378	0.629	0.596
38	101	80	2832	0.301	24.35	297.50	0.373	0.626	0.596
39	101	80	2832	0.301	24.40	297.55	0.379	0.631	0.596
40	101	80	2832	0.303	24.35	297.50	0.384	0.632	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.302	24.39	297.54	0.378	0.630	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura a las 2/3 partes de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 80%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2832 RPM, Torque 0.302 Nm, Presión diferencial del orificio 0.378 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.630 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 11*Parámetros con apertura 2/3 y RPM 100%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
41	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.538	1.017	0.596
42	101	100	3540	0.450	24.35	297.50	0.534	1.013	0.596
43	101	100	3540	0.458	24.40	297.55	0.532	1.013	0.596
44	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.541	1.018	0.596
45	101	100	3540	0.453	24.35	297.50	0.534	1.013	0.596
46	101	100	3540	0.450	24.40	297.55	0.530	1.005	0.596
47	101	100	3540	0.448	24.45	297.60	0.524	1.007	0.596
48	101	100	3540	0.448	24.45	297.60	0.532	1.017	0.596
49	101	100	3540	0.451	24.40	297.55	0.526	1.011	0.596
50	101	100	3540	0.448	24.40	297.55	0.530	1.016	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.451	24.39	297.54	0.532	1.013	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con apertura a las 2/3 partes de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 100%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 3540 RPM, Torque 0.451 Nm, Presión diferencial del orificio 0.532 kPa y Presión diferencial del ventilador 1.013 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

- **APERTURA 1/3:**

Tabla 12

Parámetros con apertura 1/3 y RPM 20%

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
1	101	20	708	0.048	24.65	297.80	0.004	0.031	0.596
2	101	20	708	0.048	24.80	297.95	0.004	0.031	0.596
3	101	20	708	0.048	24.90	298.05	0.004	0.031	0.596
4	101	20	708	0.045	24.90	298.05	0.004	0.033	0.596
5	101	20	708	0.048	24.90	298.05	0.004	0.032	0.596
6	101	20	708	0.049	24.75	297.90	0.004	0.033	0.596
7	101	20	708	0.048	24.85	298.00	0.004	0.032	0.596
8	101	20	708	0.048	24.80	297.95	0.004	0.033	0.596
9	101	20	708	0.051	24.90	298.05	0.004	0.032	0.596
10	101	20	708	0.049	24.95	298.10	0.004	0.033	0.596
PROMEDIO	101	20	708	0.048	24.84	297.99	0.004	0.032	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 20%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 708 RPM, Torque 0.048 Nm, Presión diferencial del orificio 0.004 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.032 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 13*Parámetros con apertura 1/3 y RPM 40%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga C_d
11	101	40	1416	0.017	24.80	297.95	0.017	0.142	0.596
12	101	40	1416	0.019	24.80	297.95	0.018	0.143	0.596
13	101	40	1416	0.019	24.80	297.95	0.018	0.143	0.596
14	101	40	1416	0.015	24.75	297.90	0.019	0.144	0.596
15	101	40	1416	0.017	24.85	298.00	0.018	0.142	0.596
16	101	40	1416	0.019	24.90	298.05	0.019	0.144	0.596
17	101	40	1416	0.015	24.85	298.00	0.018	0.142	0.596
18	101	40	1416	0.017	24.80	297.95	0.018	0.143	0.596
19	101	40	1416	0.019	24.75	297.90	0.018	0.144	0.596
20	101	40	1416	0.019	24.75	297.90	0.019	0.144	0.596
PROMEDIO	101	40	1416	0.017	24.81	297.96	0.018	0.143	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 40%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 1416 RPM, Torque 0.017 Nm, Presión diferencial del orificio 0.018 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.143 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 14*Parámetros con apertura 1/3 y RPM 60%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
21	101	60	2124	0.077	24.80	297.95	0.043	0.334	0.596
22	101	60	2124	0.071	24.80	297.95	0.042	0.334	0.596
23	101	60	2124	0.074	24.75	297.90	0.040	0.330	0.596
24	101	60	2124	0.068	24.80	297.95	0.038	0.332	0.596
25	101	60	2124	0.070	24.80	297.95	0.040	0.333	0.596
26	101	60	2124	0.074	24.80	297.95	0.039	0.331	0.596
27	101	60	2124	0.073	24.90	298.05	0.042	0.334	0.596
28	101	60	2124	0.073	24.80	297.95	0.042	0.331	0.596
29	101	60	2124	0.071	24.90	298.05	0.042	0.334	0.596
30	101	60	2124	0.076	24.80	297.95	0.041	0.333	0.596
PROMEDIO	101	60	2124	0.073	24.82	297.97	0.041	0.333	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 60%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2124 RPM, Torque 0.073 Nm, Presión diferencial del orificio 0.041 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.333 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 15*Parámetros con apertura 1/3 y RPM 80%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
31	101	80	2832	0.158	24.80	297.95	0.067	0.608	0.596
32	101	80	2832	0.159	24.80	297.95	0.072	0.608	0.596
33	101	80	2832	0.158	24.85	298.00	0.071	0.608	0.596
34	101	80	2832	0.162	24.80	297.95	0.072	0.615	0.596
35	101	80	2832	0.158	24.90	298.05	0.064	0.603	0.596
36	101	80	2832	0.159	24.85	298.00	0.071	0.609	0.596
37	101	80	2832	0.158	24.85	298.00	0.066	0.608	0.596
38	101	80	2832	0.156	24.85	298.00	0.066	0.611	0.596
39	101	80	2832	0.161	24.85	298.00	0.070	0.609	0.596
40	101	80	2832	0.156	24.90	298.05	0.070	0.611	0.596
PROMEDIO	101	80	2832	0.159	24.86	298.01	0.069	0.609	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 80%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 2832 RPM, Torque 0.159 Nm, Presión diferencial del orificio 0.069 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.609 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

Tabla 16*Parámetros con apertura 1/3 y RPM 100%*

Sample Number	Presión Atmosférica [kPa]	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [°C]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd
41	101	100	3540	0.249	24.90	298.05	0.113	0.961	0.596
42	101	100	3540	0.247	24.95	298.10	0.110	0.949	0.596
43	101	100	3540	0.244	24.95	298.10	0.110	0.966	0.596
44	101	100	3540	0.249	24.95	298.10	0.108	0.961	0.596
45	101	100	3540	0.247	25.00	298.15	0.107	0.964	0.596
46	101	100	3540	0.252	25.00	298.15	0.111	0.974	0.596
47	101	100	3540	0.247	24.95	298.10	0.109	0.964	0.596
48	101	100	3540	0.254	24.95	298.10	0.112	0.966	0.596
49	101	100	3540	0.247	24.95	298.10	0.106	0.957	0.596
50	101	100	3540	0.246	24.95	298.10	0.111	0.965	0.596
PROMEDIO	101	100	3540	0.248	24.96	298.11	0.110	0.963	0.596

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 100%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 3540 RPM, Torque 0.248 Nm, Presión diferencial del orificio 0.110 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.963 kPa.

Y valores constantes de Presión atmosférica 101 kPa, Temperatura 297 K y Coeficiente de descarga 0.596.

4.1.2. PARÁMETROS DE SALIDA:

A partir de las tablas anteriores, y usando fórmulas matemáticas, se obtuvieron valores de: Densidad del aire, Caudal de flujo, Velocidad de entrada, Velocidad de salida y potencia mecánica, con los cuales calcularemos los parámetros de característicos del ventilador centrífugo: Presión total del ventilador, Potencia del ventilador y Eficiencia.

A continuación, se mostrarán las fórmulas utilizadas y las tablas con valores promedio según la apertura de la válvula de estrangulamiento y la configuración de los RPM expresado en porcentaje.

Se aplicarán las fórmulas tomando como ejemplo la apertura 1 y configuración de RPM al 20%.

❖ Densidad del aire:

$$\rho_{air} = \frac{P_a}{(R_{Air} * T_a)}$$
$$\rho_{air} = \frac{101 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ KJ/KgK} * 297.63 \text{ K})}$$

$$\rho_{Air} = 1.182 \text{ Kg/m}^3$$

Donde:

ρ_{air} = Densidad del aire

P_a = Presión atmosférica

R_{Air} = Constante particular del aire (0.287 KJ/KgK)

T_a = Temperatura de entrada (K)

❖ Caudal de flujo

$$Q_V = C_d * \left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{75}{1000}\right)^2 * \left(\frac{1}{\rho_{air}}\right) * \sqrt{2 * \delta_{Air} * d_{po} * 1000}$$
$$Q_V = 0.596 * \left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{75}{1000}\right)^2 * \left(\frac{1}{1.182 \text{ Kg/m}^3}\right) * \sqrt{2 * 1.182 \text{ Kg/m}^3 * 0.031 \text{ kP} * 1000}$$

$$Q_V = 0.019 \text{ m}^3/\text{h}$$

Donde:

Q_v = Caudal del aire

C_d = Coeficiente de descarga

dpo = Presión diferencial del orificio

❖ Velocidad de entrada

$$V_1 = \frac{Q_v}{\left(\left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{100}{1000}\right)^2\right)}$$
$$V_1 = \frac{0.019 \text{ m}^3/\text{h}}{\left(\left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{100}{1000}\right)^2\right)}$$

$$V_1 = 2.426 \text{ m/s}$$

Donde:

V_1 = Velocidad de entrada

❖ Velocidad de salida

$$V_2 = \frac{Q_v}{\left(\left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{75}{1000}\right)^2\right)}$$
$$V_2 = \frac{0.019 \text{ m}^3/\text{h}}{\left(\left(\frac{\pi}{4}\right) * \left(\frac{75}{1000}\right)^2\right)}$$

$$V_2 = 4.312 \text{ m/s}$$

Donde:

V_2 = Velocidad de salida

❖ Presión total del ventilador

$$P_{Tf} = dpf * 1000) + \frac{(V_2^2 - V_1^2) * \rho_{air}}{2}$$
$$P_{Tf} = (0.027 \text{ kPa} * 1000) + \frac{\left(\left(4.312 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 - \left(2.426 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right) * 1.182 \text{ Kg/m}^3}{2}$$

$$P_{Tf} = 34.793 \text{ Pa}$$

Donde:

P_{Tf} = Presión total del ventilador

d_p = Presión diferencial del ventilador

❖ Potencia del ventilador de salida

$$P_u = P_{Tf} * Q_v$$

$$P_u = 34.793 \text{ kPa} * 0.019 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P_u = 0.663 \text{ W}$$

Donde:

P_u = Potencia del ventilador de salida

❖ Potencia Mecánica

$$P_m = (n * \left(\frac{\pi}{30}\right)) * t$$

$$P_m = (708 \text{ rpm} * \left(\frac{\pi}{30}\right)) * 0.049 \text{ Nm}$$

$$P_m = 3.668 \text{ W}$$

Donde:

P_m = Potencia mecánica

n = Velocidad del ventilador

t = Motor torque

❖ Eficiencia:

$$E_{gr} = \left(\frac{P_u}{P_m}\right) * 100$$

$$E_{gr} = \left(\frac{0.663 \text{ W}}{3.668 \text{ W}}\right) * 100$$

$$E_{gr} = 18.073\%$$

Donde:

E_{gr} = Eficiencia del ventilador

- **APERTURA 1:**

Tabla 17

Apertura 1 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

Sample Number	Configuración del ventilador [%]	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa)	Potencia del Ventilador de Salida (W)	Potencia Mecánica (W)	Eficiencia (%)
PROMEDIO	20	1.182	0.019	2.426	4.312	35.037	0.668	3.668	18.200
PROMEDIO	40	1.183	0.041	5.259	9.349	161.765	6.681	8.367	79.853
PROMEDIO	60	1.182	0.061	7.759	13.794	379.683	23.138	39.130	59.132
PROMEDIO	80	1.183	0.088	11.215	19.939	710.231	62.561	113.836	54.957
PROMEDIO	100	1.183	0.112	14.250	25.333	1119.856	125.333	227.397	55.117

Fuente: Elaboración propia

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento se observa que, al incrementar los RPM en porcentaje, disminuye el caudal de flujo, pero aumenta la velocidad de entrada y velocidad de salida. De igual forma, el comportamiento de Presión y Potencia incrementan directamente proporcional a la configuración de los RPM. Mientras que, la Eficiencia tiende a incrementarse con la configuración de 20% a 40% y desciende al pasar a 60%, 80% y 100%.

Y el valor que se mantienen constante es: Densidad del aire 1.18 kg/m³.

- **APERTURA 2/3:**

Tabla 18

Apertura 2/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

Sample Number	Configuración del ventilador [%]	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa)	Potencia del Ventilador de Salida (W)	Potencia Mecánica (W)	Eficiencia (%)
PROMEDIO	20	1.182	0.015	1.867	3.319	34.671	0.508	3.805	13.360
PROMEDIO	40	1.183	0.033	4.147	7.373	161.776	5.270	6.189	85.141
PROMEDIO	60	1.182	0.050	6.353	11.294	388.663	19.393	34.110	56.854
PROMEDIO	80	1.183	0.067	8.477	15.071	721.375	48.030	89.492	53.670
PROMEDIO	100	1.183	0.079	10.057	17.879	1142.175	90.216	167.281	53.931

Fuente: Elaboración propia

Con 2/3 de apertura de la válvula de estrangulamiento se observa que, al incrementar los RPM en porcentaje, disminuye el caudal de flujo, pero aumenta la velocidad de entrada y velocidad de salida. De igual forma, el comportamiento de Presión y Potencia incrementan directamente proporcional a la configuración de los RPM. Mientras que, la Eficiencia tiende a incrementarse con la configuración de 20% a 40% y desciende al pasar a 60%, 80% y 100%.

Y el valor que se mantienen constante es: Densidad del aire 1.18 kg/m³.

- **APERTURA 1/3:**

Tabla 19

Apertura 1/3 con RPM 20%, 40%,60%, 80% y 100%

Sample Number	Configuración del ventilador [%]	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa)	Potencia del Ventilador de Salida (W)	Potencia Mecánica (W)	Eficiencia (%)
PROMEDIO	20	1.181	0.007	0.898	1.596	33.294	0.235	3.576	6.565
PROMEDIO	40	1.181	0.015	1.867	3.320	147.749	2.167	2.590	83.657
PROMEDIO	60	1.181	0.022	2.789	4.959	342.443	7.502	16.161	46.421
PROMEDIO	80	1.181	0.028	3.624	6.442	625.792	17.810	46.992	37.900
PROMEDIO	100	1.181	0.036	4.566	8.118	989.243	35.477	92.036	38.547

Fuente: Elaboración propia

Con 1/3 de apertura total de la válvula de estrangulamiento se observa que, al incrementar los RPM en porcentaje, disminuye el caudal de flujo, pero aumenta la velocidad de entrada y velocidad de salida. De igual forma, el comportamiento de Presión y Potencia incrementan directamente proporcional a la configuración de los RPM. Mientras que, la Eficiencia tiende a incrementarse con la configuración de 20% a 40% y desciende al pasar a 60%, 80% y 100%.

Y el valor que se mantienen constante es: Densidad del aire 1.18 kg/m³.

4.1.3. PARÁMETROS DE ENTRADA Y SALIDA:

- **Configuración del ventilador: 20%**

Tabla 20

RPM 20% con Apertura 1, 2/3 y 1/3

Apertura	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa) 708 rpm	Potencia del Ventilador de Salida (W) 708 rpm	Potencia Mecánica	Eficiencia 708 rpm
APERTURA 1	20	708.000	0.049	297.625	0.031	0.028	0.596	1.182	0.019	2.426	4.312	35.037	0.668	3.668	18.200
APERTURA 2/3	20	708.000	0.051	297.785	0.018	0.030	0.596	1.182	0.015	1.867	3.319	34.671	0.508	3.805	13.360
APERTURA 1/3	20	708.000	0.048	297.990	0.004	0.032	0.596	1.181	0.007	0.898	1.596	33.294	0.235	3.576	6.565

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla con la configuración del ventilador al 20% se puede evidenciar que los parámetros característicos de Presión, Potencia y Eficiencia son directamente proporcionales a la apertura de la válvula de estrangulamiento, es decir con un 1/3 de apertura tenemos valores de Presión 33.294 Pa, Potencia 0.235 W y Eficiencia 6.565%, valores menores a la apertura total (apertura 1) donde los valores son Presión 35.037, Potencia 0.668 y Eficiencia 18.2%.

- **Configuración del ventilador: 40%**

Tabla 21

RPM 40% con Apertura 1, 2/3 y 1/3

Apertura	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa) 1416 rpm	Potencia del Ventilador de Salida (W) 1416 rpm	Potencia Mecánica	Eficiencia 1416 rpm
APERTURA 1	40	1416.000	0.056	297.580	0.145	0.126	0.596	1.183	0.041	5.259	9.349	161.765	6.681	8.367	79.853
APERTURA 2/3	40	1416.000	0.042	297.490	0.091	0.140	0.596	1.183	0.033	4.147	7.373	161.776	5.270	6.189	85.141
APERTURA 1/3	40	1416.000	0.017	297.955	0.018	0.143	0.596	1.181	0.015	1.867	3.320	147.749	2.167	2.590	83.657

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla con la configuración del ventilador al 40% se puede evidenciar que el parámetro característico de Potencia es directamente proporcional a la apertura de la válvula de estrangulamiento, es decir con un 1/3 de apertura tenemos Potencia 2.167 W; lo que representa un valor menor que cuando se tiene la apertura total (apertura 1) donde la Potencia es 6.681 W.

Mientras que el comportamiento de la Presión y Eficiencia es incrementar con la apertura de 1/3 a 2/3 pero al pasar a la apertura total (Apertura 1) sufre una ligera disminución.

- **Configuración del ventilador: 60%**

Tabla 22

RPM 60% con Apertura 1, 2/3 y 1/3

Apertura	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador [rpm]	Motor Torque [Nm]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa) 2124 rpm	Potencia del Ventilador de Salida (W) 2124 rpm	Potencia Mecánica	Eficiencia 2124 rpm
APERTURA 1	60	2124.000	0.176	297.705	0.317	0.303	0.596	1.182	0.061	7.759	13.794	379.683	23.138	39.130	59.132
APERTURA 2/3	60	2124.000	0.153	297.650	0.212	0.337	0.596	1.182	0.050	6.353	11.294	388.663	19.393	34.110	56.854
APERTURA 1/3	60	2124.000	0.073	297.965	0.041	0.333	0.596	1.181	0.022	2.789	4.959	342.443	7.502	16.161	46.421

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla con la configuración del ventilador al 60% se puede evidenciar que el parámetro característico de Potencia y Eficiencia son directamente proporcionales a la apertura de la válvula de estrangulamiento, es decir con un 1/3 de apertura tenemos Potencia 7.502 W y Eficiencia 46.421%; lo que representa valores menores que cuando se tiene la apertura total (apertura 1) donde la Potencia es 23.138 W y la Eficiencia 59.132%.

Mientras que el comportamiento de la Presión es incrementar con la apertura de 1/3 a 2/3 pero al pasar a la apertura total (Apertura 1) sufre una ligera disminución.

- **Configuración del ventilador: 80%**

Tabla 23

RPM 80% con Apertura 1, 2/3 y 1/3

Apertura	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa) 2832 rpm	Potencia del Ventilador de Salida (W) 2832 rpm	Potencia Mecánica	Eficiencia 2832 rpm
APERTURA 1	80	2832.000	0.384	297.455	0.662	0.549	0.596	1.183	0.088	11.215	19.939	710.231	62.561	113.836	54.957
APERTURA 2/3	80	2832.000	0.302	297.535	0.378	0.630	0.596	1.183	0.067	8.477	15.071	721.375	48.030	89.492	53.670
APERTURA 1/3	80	2832.000	0.158	297.995	0.069	0.609	0.596	1.181	0.028	3.624	6.442	625.792	17.810	46.992	37.900

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla con la configuración del ventilador al 80% se puede evidenciar que el parámetro característico de Potencia y Eficiencia son directamente proporcionales a la apertura de la válvula de estrangulamiento, es decir con un 1/3 de apertura tenemos Potencia 17.810 W y Eficiencia 37.9%; lo que representa valores menores que cuando se tiene la apertura total (apertura 1) donde la Potencia es 62.561 W y la Eficiencia 54.9%.

Mientras que el comportamiento de la Presión es incrementar con la apertura de 1/3 a 2/3 pero al pasar a la apertura total (Apertura 1) sufre una ligera disminución.

- **Configuración del ventilador: 100%**

Tabla 24

RPM 100% con Apertura 1, 2/3 y 1/3

Apertura	Configuración del Ventilador [%]	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Temperatura de Entrada T [K]	Presión Diferencial del Orificio [kPa]	Presión Diferencial del Ventilador [kPa]	Coefficiente de Descarga Cd	Densidad del aire (kg/m ³)	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Entrada (m/s)	Velocidad de Salida (m/s)	Presión Total del Ventilador (Pa) 3540 rpm	Potencia del Ventilador de Salida (W) 3540 rpm	Potencia Mecánica	Eficiencia 3540 rpm
APERTURA 1	100	3540.000	0.613	297.505	1.069	0.860	0.596	1.183	0.112	14.250	25.333	1119.856	125.333	227.397	55.117
APERTURA 2/3	100	3540.000	0.451	297.540	0.532	1.013	0.596	1.183	0.079	10.057	17.879	1142.175	90.216	167.281	53.931
APERTURA 1/3	100	3540.000	0.248	298.105	0.110	0.963	0.596	1.181	0.036	4.566	8.118	989.243	35.477	92.036	38.547

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla con la configuración del ventilador al 100% se puede evidenciar que el parámetro característico de Potencia y Eficiencia son directamente proporcionales a la apertura de la válvula de estrangulamiento, es decir con un 1/3 de apertura tenemos Potencia 35.477 W y Eficiencia 38.5 %; lo que representa valores menores que cuando se tiene la apertura total (apertura 1) donde la Potencia es 125.333 W y la Eficiencia 55.1 %.

Mientras que el comportamiento de la Presión es incrementar con la apertura de 1/3 a 2/3 pero al pasar a la apertura total (Apertura 1) sufre una ligera disminución.

4.1.4. GRÁFICOS DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS:

- Gráfico de Potencia con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100%

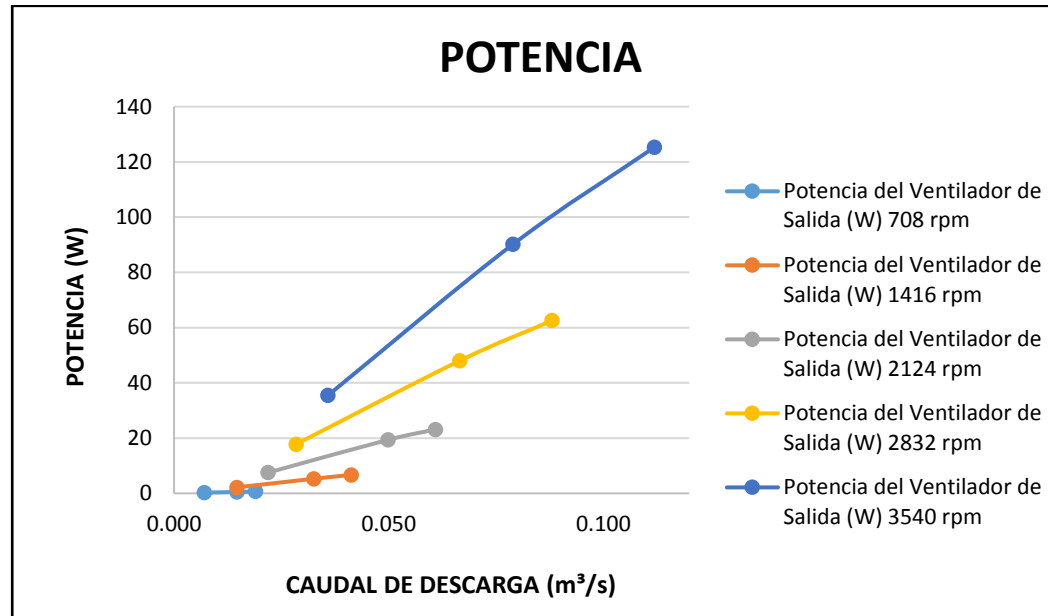


Figura 31. Parámetro característico de Potencia (Elaboración propia)

En la figura 31 presentamos el gráfico de Potencia vs Caudal donde podemos apreciar que conforme vayamos aumentando la configuración de velocidad del ventilador va aumentando la potencia, siendo la configuración del 100%, es decir velocidad de 3540 RPM., la que posee mayor potencia y se identifica con la línea azul.

- Gráfico de Presión con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100%

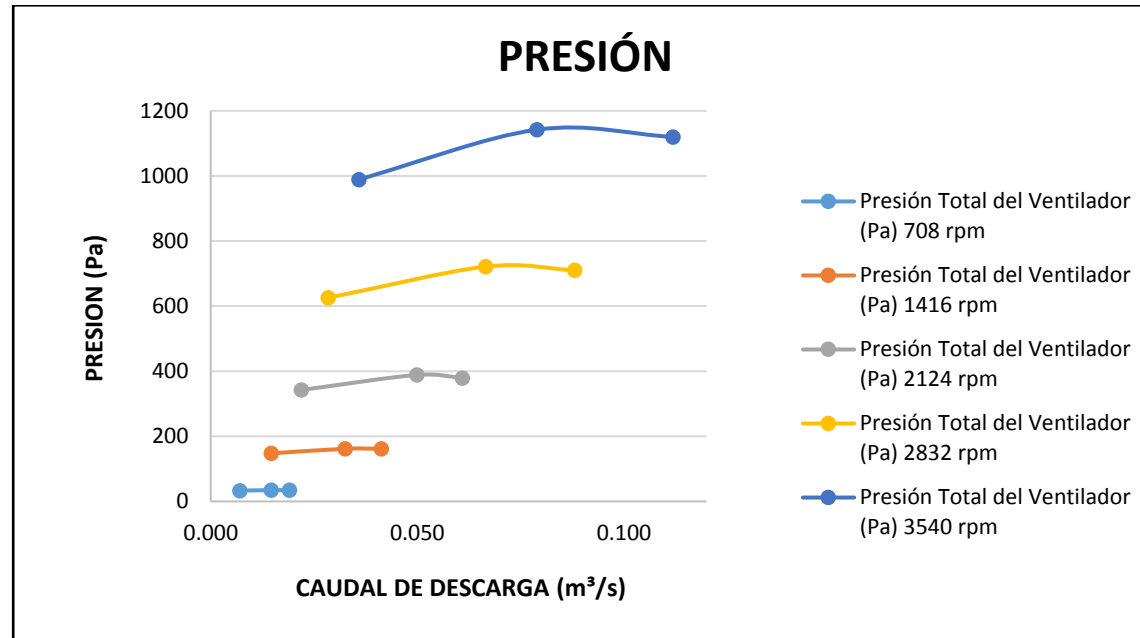


Figura 32. Parámetro característico de Presión (Elaboración propia)

En la figura 32 presentamos el gráfico de Presión vs Caudal donde podemos apreciar que conforme vamos aumentando la configuración de velocidad del ventilador va aumentando la presión, siendo la configuración del 100%, es decir velocidad 3540 RPM, la que posee mayor presión y se identifica con la línea azul.

- **Gráfico de Eficiencia con la configuración del ventilador al 20%, 40%, 60%, 80% y 100%**

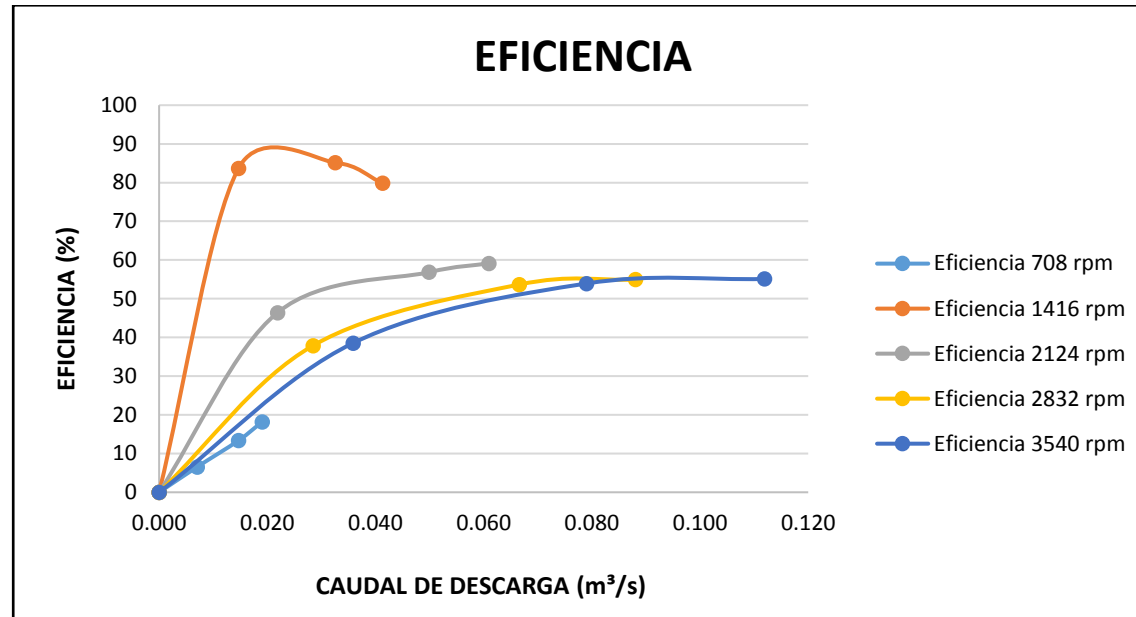


Figura 33. Parámetro característico de Eficiencia (Elaboración propia)

En la figura 33 presentamos el gráfico de Eficiencia vs Caudal donde podemos apreciar que cuando el ventilador está a la configuración de 40% de velocidad, es decir 1416 RPM, su eficiencia es mayor, identificado con el color anaranjado.

- **Gráfico de Potencia, Presión y Eficiencia con la configuración del ventilador al 100%**

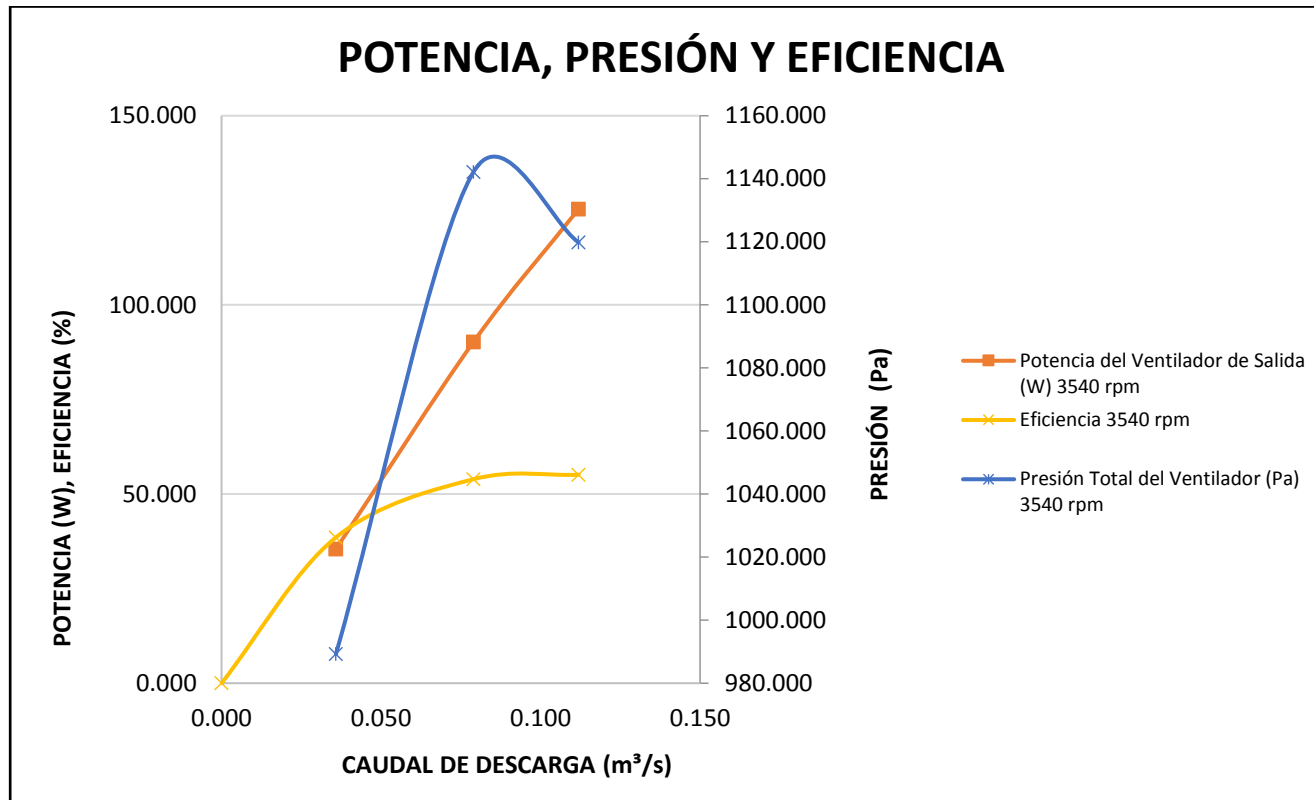


Figura 34. Potencia, Presión y Eficiencia con RPM al 100% (Elaboración propia)

Con apertura total de la válvula de estrangulamiento y configuración del ventilador al 20%, tenemos valores de Velocidad del ventilador 708 RPM, Torque 0.049 Nm, Presión diferencial del orificio 0.031 kPa y Presión diferencial del ventilador 0.027 kPa.

4.2. MODELAMIENTO NUMÉRICO DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

4.2.1. PARÁMETROS DE ENTRADA

Estos parámetros han sido obtenidos de la parte experimental para diversas configuraciones de velocidad del ventilador y diversas aperturas a la salida del flujo para variar el caudal del aire y serán ingresados en el programa de simulación SolidWorks.

Tabla 25

Parámetros de entrada.

Configuración del Ventilador [%]	Apertura	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Caudal de Flujo (m ³ /s)	Velocidad de Salida (m/s)
20	APERTURA 1	708.000	0.019	4.312
	APERTURA 2/3	708.000	0.015	3.319
	APERTURA1/3	708.000	0.007	1.596
40	APERTURA 1	1416.000	0.041	9.349
	APERTURA 2/3	1416.000	0.033	7.373
	APERTURA1/3	1416.000	0.015	3.320
60	APERTURA 1	2124.000	0.061	13.794
	APERTURA 2/3	2124.000	0.050	11.294
	APERTURA1/3	2124.000	0.022	4.959
80	APERTURA 1	2832.000	0.088	19.939
	APERTURA 2/3	2832.000	0.067	15.071
	APERTURA1/3	2832.000	0.028	6.442
100	APERTURA 1	3540.000	0.112	25.333
	APERTURA 2/3	3540.000	0.079	17.879
	APERTURA1/3	3540.000	0.036	8.118

Fuente: Elaboración propia

4.2.2. PARÁMETRO DE SALIDA

A partir de aquí se va a empezar con la simulación numérica del ventilador centrífugo, una vez que ya tenemos abierto el programa nos disponemos a esbozar el diagrama del ventilador y realizamos las diferentes configuraciones mencionadas en el capítulo anterior, dentro de nuestro dominio computacional nos pedirá datos como flujo volumétrico, presión de entrada, velocidad de salida y los rpm, por ende utilizamos los datos presentados anteriormente, una vez ingresados esos datos nos pedirá también la configuración de mallado que seleccionaremos para esta simulación, a mayor número de mallas la simulación es más exacta pero también al aumentar el número de mallas el tiempo para realizar la simulación numérica aumenta ya que el programa hará más iteraciones buscando la estabilización de los valores, luego seleccionamos los parámetros que queremos obtener

y nos serán necesario para nuestro estudio y por ultimo después de realizar esas dos acciones anteriores disponemos a presionar el botón run que está representado por una flecha y al esperar el determinado tiempo nos arroja tablas y gráficos de parámetros los parámetros seleccionados.

A. PARÁMETROS DE ESTUDIO

Al introducir los parámetros indicados en la Tabla 25, se configuró y seleccionó los parámetros de salida que necesitamos, se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 26

Parámetros necesarios para cálculos posteriores.

Configuración del ventilador	Parámetro	Apertura 1	Apertura 2/3	Apertura 1/3
20%	Velocidad angular [rad/s]	74.14	74.14	74.14
	Caudal volumétrico [m ³ /s]	0.019	0.015	0.007
	Velocidad de salida del ventilador [m/s]	4.312	3.319	1.596
	Presión Dinámica [Pa]	50.547	41.929	37.368
	Torque [N*m]	0.057	0.048	0.039
Configuración del ventilador	Parámetro	Apertura 1	Apertura 2/3	Apertura 1/3
40%	Velocidad angular [rad/s]	148.28	148.28	148.28
	Caudal volumétrico [m ³ /s]	0.041	0.033	0.015
	Velocidad de salida del ventilador [m/s]	9.349	7.373	3.32
	Presión Dinámica [Pa]	204.968	204.974	136.709
	Torque [N*m]	0.062	0.056	0.021
Configuración del ventilador	Parámetro	Apertura 1	Apertura 2/3	Apertura 1/3
60%	Velocidad angular [rad/s]	222.425	222.425	222.425
	Caudal volumétrico [m ³ /s]	0.061	0.05	0.022
	Velocidad de salida del ventilador [m/s]	13.794	11.294	4.959
	Presión Dinámica [Pa]	452.415	411.409	369.878
	Torque [N*m]	0.195	0.188	0.105
Configuración del ventilador	Parámetro	Apertura 1	Apertura 2/3	Apertura 1/3
80%	Velocidad angular [rad/s]	296.566	296.566	296.566
	Caudal volumétrico [m ³ /s]	0.088	0.067	0.028
	Velocidad de salida del ventilador [m/s]	19.939	15.071	6.442
	Presión Dinámica [Pa]	906.895	716.285	653.333
	Torque [N*m]	0.354	0.301	0.175
Configuración del ventilador	Parámetro	Apertura 1	Apertura 2/3	Apertura 1/3

100%	Velocidad angular [rad/s]	370.708	370.708	370.708
	Caudal volumétrico [m ³ /s]	0.112	0.079	0.036
	Velocidad de salida del ventilador [m/s]	25.333	17.879	8.118
	Presión Dinámica [Pa]	1496.100	1050.595	1056.000
	Torque [N*m]	0.540	0.334	0.215

Fuente: Programa SolidWorks

En la tabla 26 apreciamos 5 parámetros de las cuales las dos últimas son: Presión dinámica y Torque, estos son los parámetros requeridos para realizar nuestros cálculos posteriores y así poder determinar los parámetros característicos del ventilador centrífugo: presión, potencia y eficiencia.

B. GRÁFICOS DE PARÁMETROS

A continuación, se presentarán los gráficos que el programa SolidWorks simuló:

- **Gráfico de Presión con todas las variaciones de configuración del ventilador.**

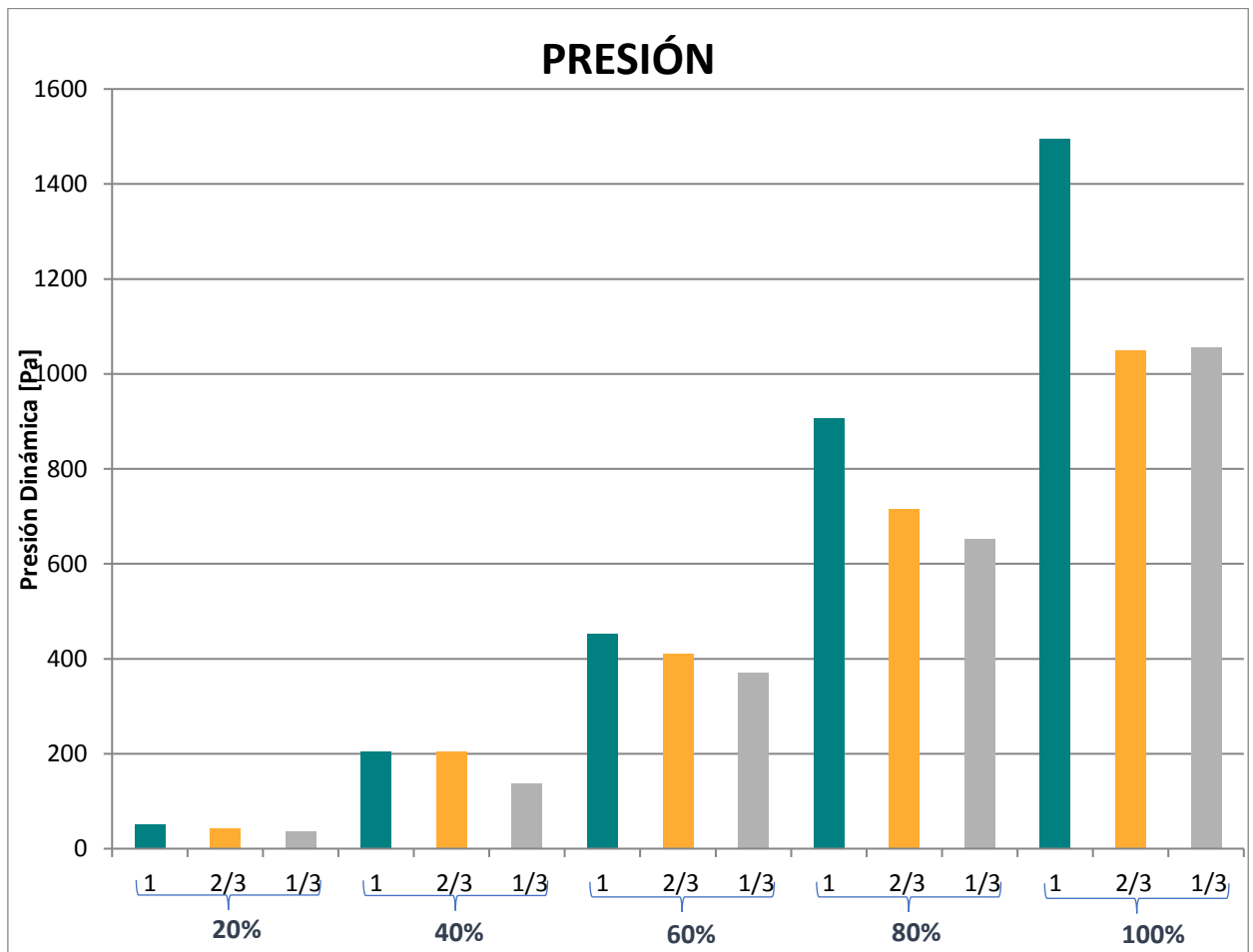


Figura 35. Presión con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 35 presentamos el parámetro de presión con las diferentes configuraciones 20, 40, 60, 80 y 100% teniendo en cuenta sus aperturas (1, 2/3 y 1/3), este gráfico se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos que a medida que estrangulamos el área de salida del ventilador, la velocidad aumenta, esto origina que se incremente la energía cinética y disminuya la presión en cada configuración. Podemos hacer referencia al análisis de un tubo de Venturi: cuando el área se reduce, la velocidad se incrementa y por conservación de energía la presión disminuye.

- **Gráfico de Temperatura con todas las variaciones de configuración del ventilador.**

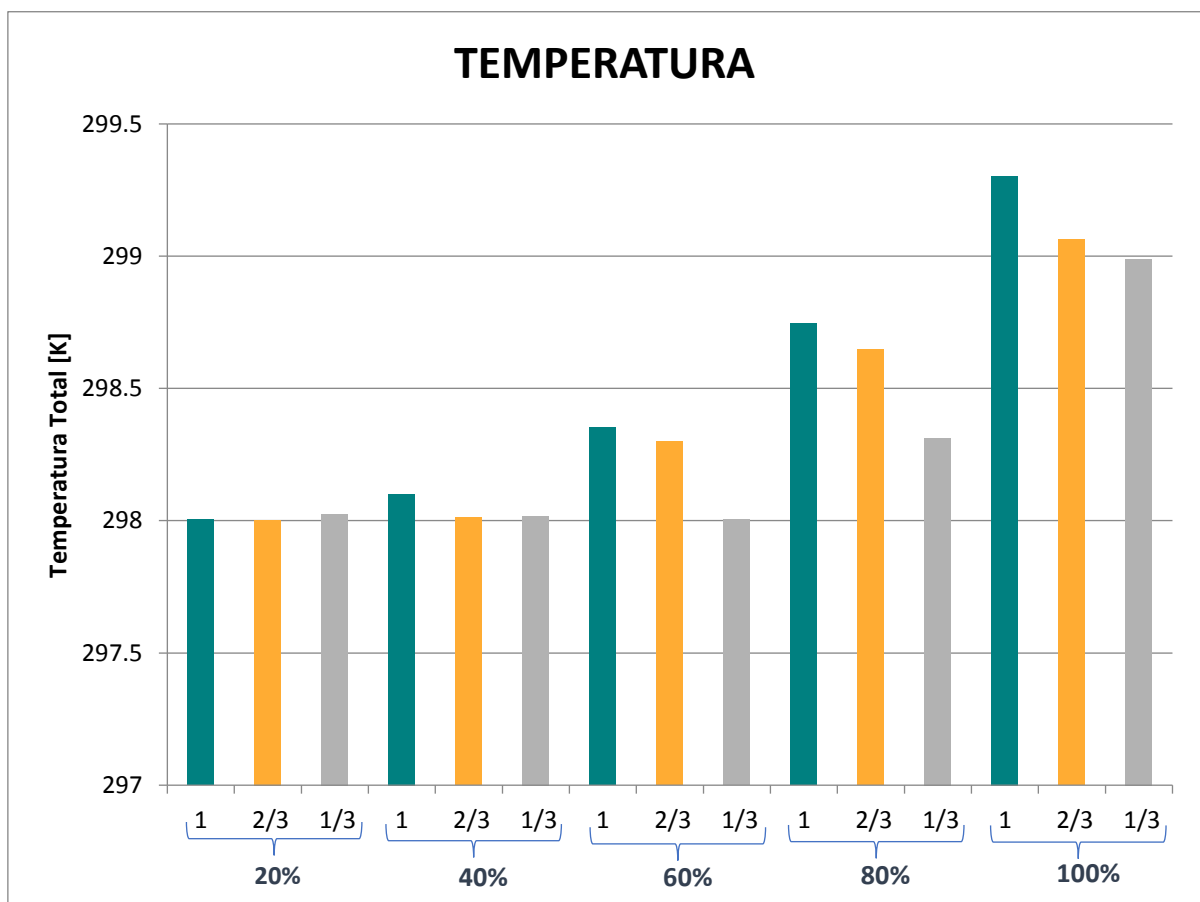


Figura 36. Temperatura con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 36 presentamos el parámetro de temperatura con las diferentes configuraciones del ventilador, este gráfico se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos la tendencia de disminución de temperatura a partir de la configuración del ventilador al 60% ya que el flujo va más rápido a partir de ese porcentaje, en términos térmicos hay una relación directa entre la energía térmica del flujo y la temperatura es decir si se incrementa la energía térmica del flujo la temperatura se incrementa, tomando la ecuación de la entalpia para poder

describir esta situación podemos decir que si aumenta la entalpia aumenta la temperatura o viceversa; sabemos también que la entalpia varia conforme varia la presión, entonces cuando la presión cae o disminuye la entalpia también lo hace y por ende la temperatura se comporta igual.

- **Gráfico de Densidad con todas las variaciones de configuración del ventilador.**

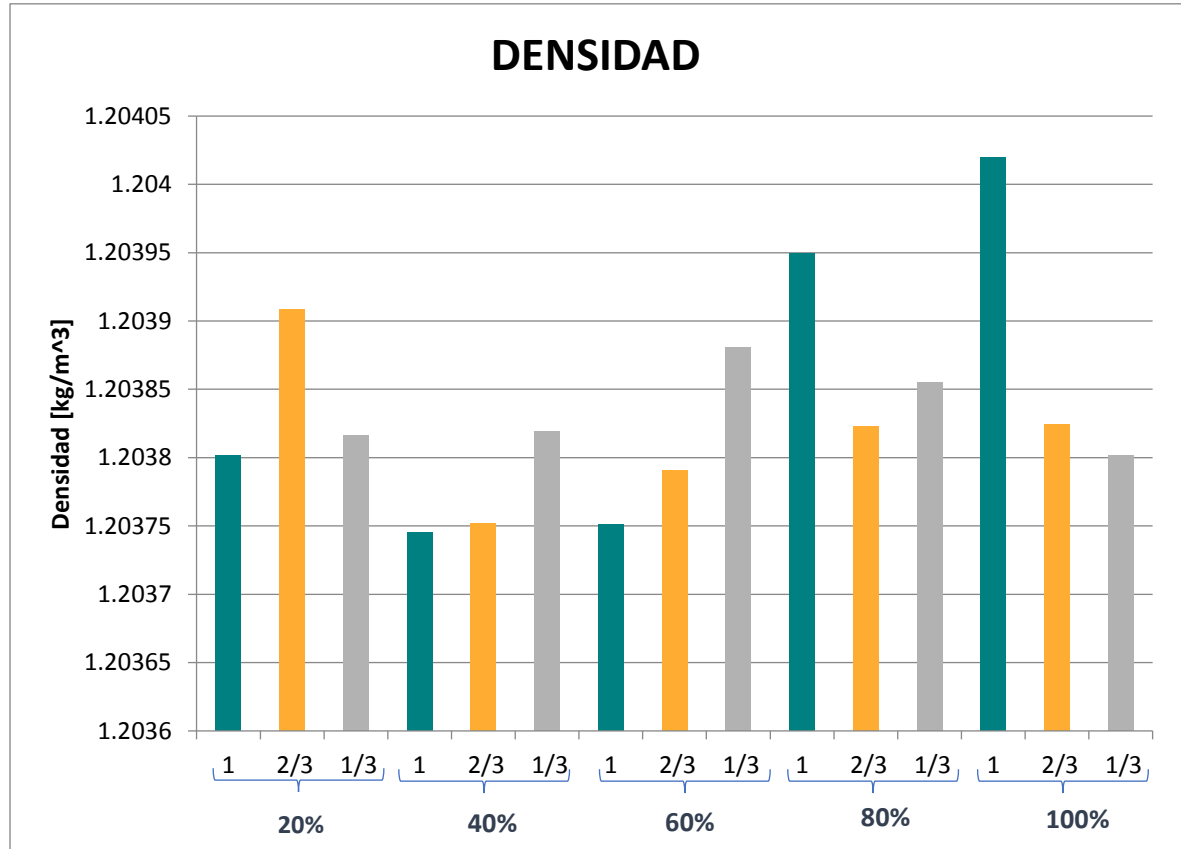


Figura 37. Densidad con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 37 presentamos el parámetro de densidad con las diferentes configuraciones 20, 40, 60, 80 y 100% teniendo en cuenta sus aperturas, este gráfico se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos que la densidad en la configuración del 20% está entorno a un valor constante, en los casos de 40% y 60% la densidad depende de la presión, es decir, a medida que la presión disminuye el gas se libera y tiende a aumentar la densidad; en los casos de 80% y 100% la densidad depende de los parámetros de presión y temperatura por ende tiende a disminuir.

C. ITERACIONES

Para realizar la simulación, el programa de SolidWorks solicitó que se ingrese el número de mallas a utilizar porque de ello va a depender el número de iteraciones que hará el programa hasta estabilizar los resultados. En este caso utilizamos 2 mallas que nos da como resultado 254 iteraciones aproximadamente para cada configuración del ventilador 20, 40, 60, 80 y 100% teniendo en cuenta sus 3 aperturas. Los gráficos que se observará a continuación serán de los parámetros mostrados anteriormente:

- **Gráfico de Presión vs Iteraciones, con las configuraciones del ventilador.**

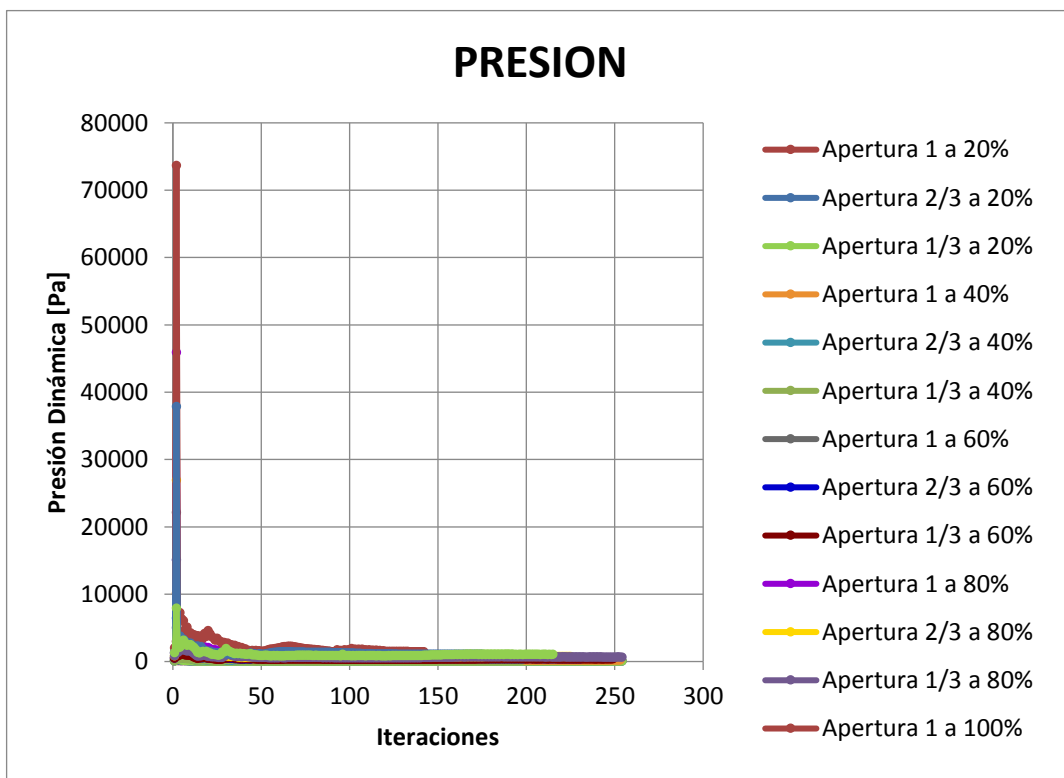


Figura 38. Presión con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 38 presentamos el parámetro de presión vs las iteraciones que realizó el programa configurado para 2 mallas, el objetivo de las iteraciones es estabilizar los valores y así dar un resultado constante al parámetro, en este gráfico podemos observar que los valores se empiezan a estabilizar a partir de la iteración 100 donde apreciamos sus líneas más rectas.

- Gráfico de Temperatura vs Iteraciones, con las configuraciones del ventilador.

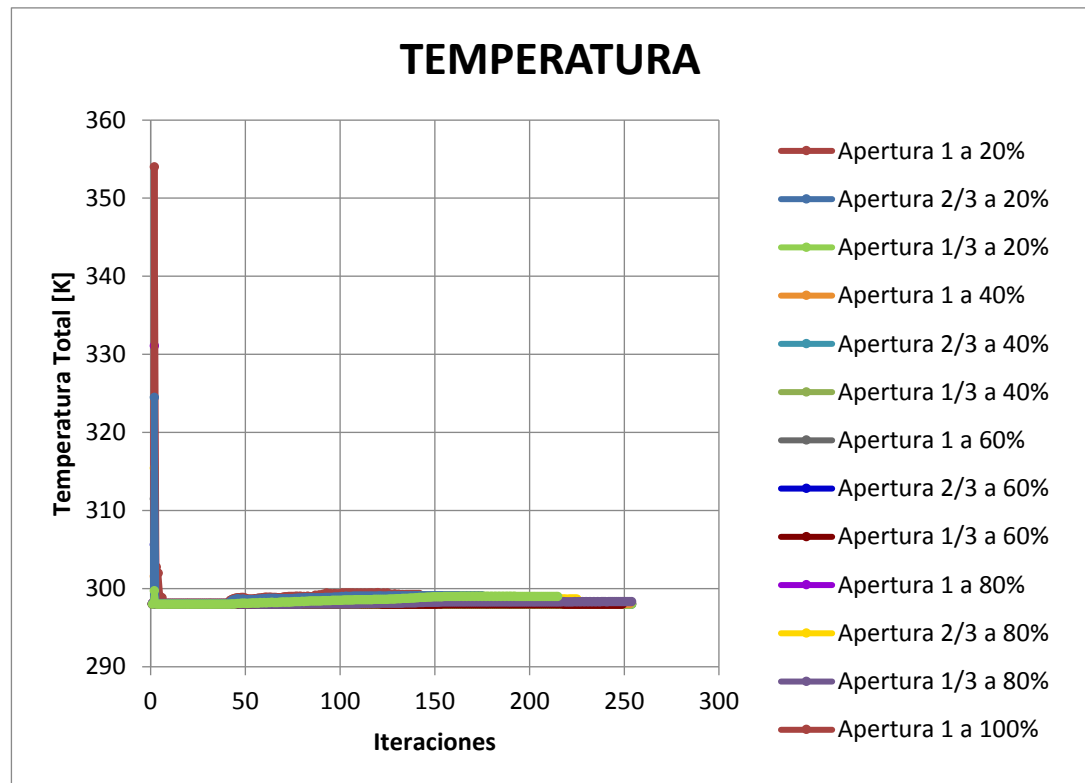


Figura 39. Temperatura con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 39 presentamos el parámetro de temperatura vs las iteraciones que realizó el programa configurado para 2 mallas, el objetivo de las iteraciones es estabilizar los valores y así dar un resultado constante al parámetro, en este gráfico podemos observar que los valores se empiezan a estabilizar a partir de la iteración 150 donde apreciamos sus líneas más rectas.

- **Gráfico de Densidad vs Iteraciones, con las configuraciones del ventilador.**

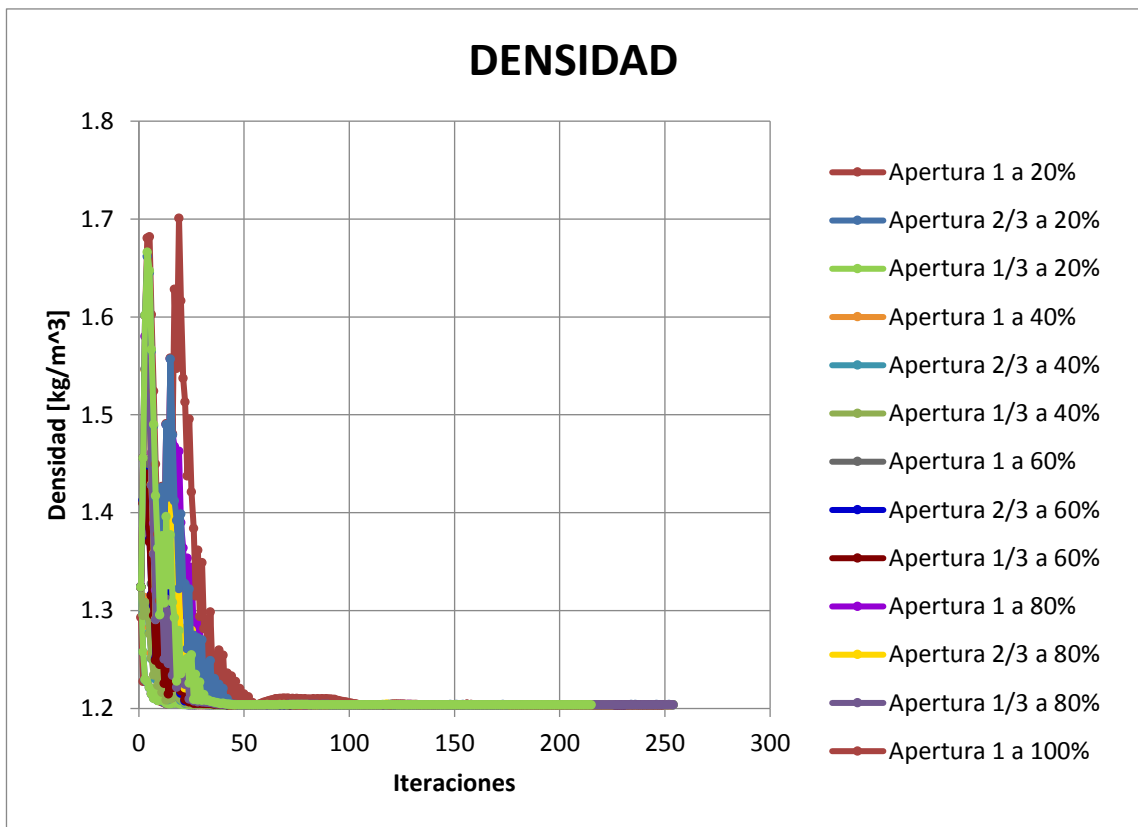


Figura 40. Densidad con la configuración del ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% (Programa SolidWorks)

En figura 40 presentamos el parámetro de densidad vs las iteraciones que realizó el programa configurado para 2 mallas, el objetivo de las iteraciones es estabilizar los valores y así dar un resultado constante al parámetro, en este gráfico podemos observar que los valores se empiezan a estabilizar a partir de la iteración 100 donde apreciamos sus líneas más rectas.

D. LINEAS DE CORRIENTE

El programa SolidWorks tiene una variedad de herramientas lo cual ayuda a precisar los datos ingresados, en esta oportunidad las líneas de corrientes nos ayudan a verificar como es que los parámetros van variando en cuanto entran a simularse a través de colores.

PARÁMETRO DE PRESIÓN

El parámetro de presión es el primero que revisaremos, para saber cómo se comporta mediante la simulación en sus diferentes configuraciones de velocidad de ventilador y resaltando cada apertura de estas.

- **Parámetro de Presión con configuración del ventilador al 20%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

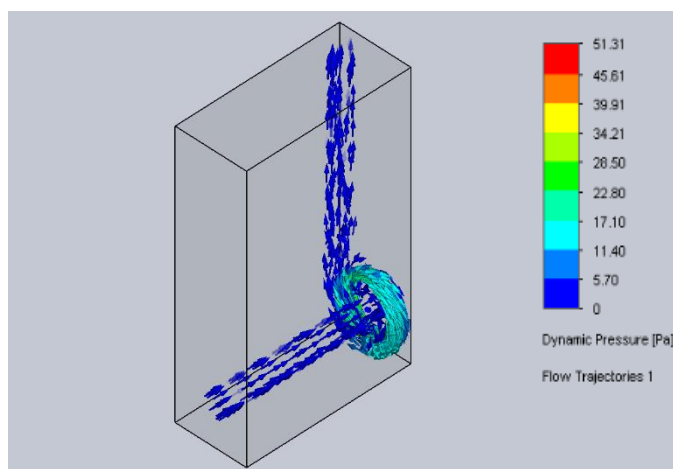
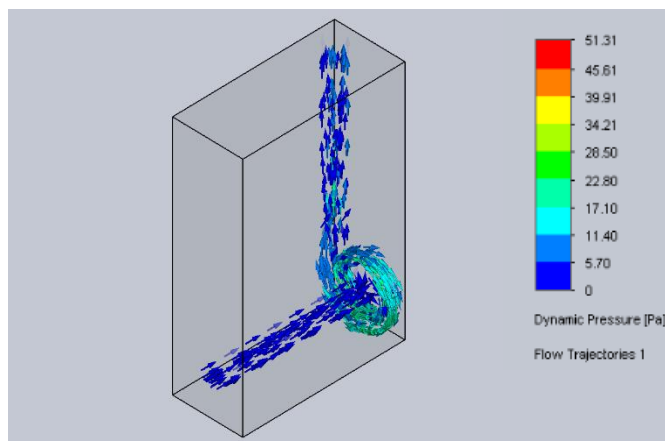
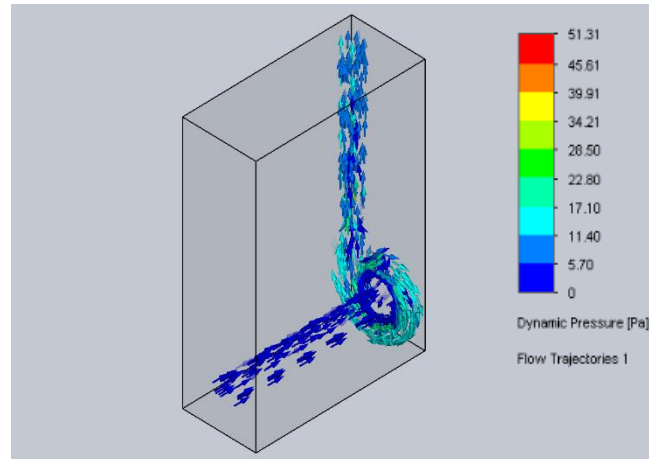


Figura 41. Presión con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)

En la figura 41 presentamos el parámetro de presión con configuración del ventilador al 20% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos que hay aumento de presión en la salida del rotor del ventilador a comparación de la entrada, pero conforme vayamos estrangulando la válvula de salida se observa la caída de presión notándose el cambio de color en las imágenes es decir se observa primero el color celeste mientras que en las otras se observa el azul.

- **Parámetro de Presión con configuración del ventilador al 40%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

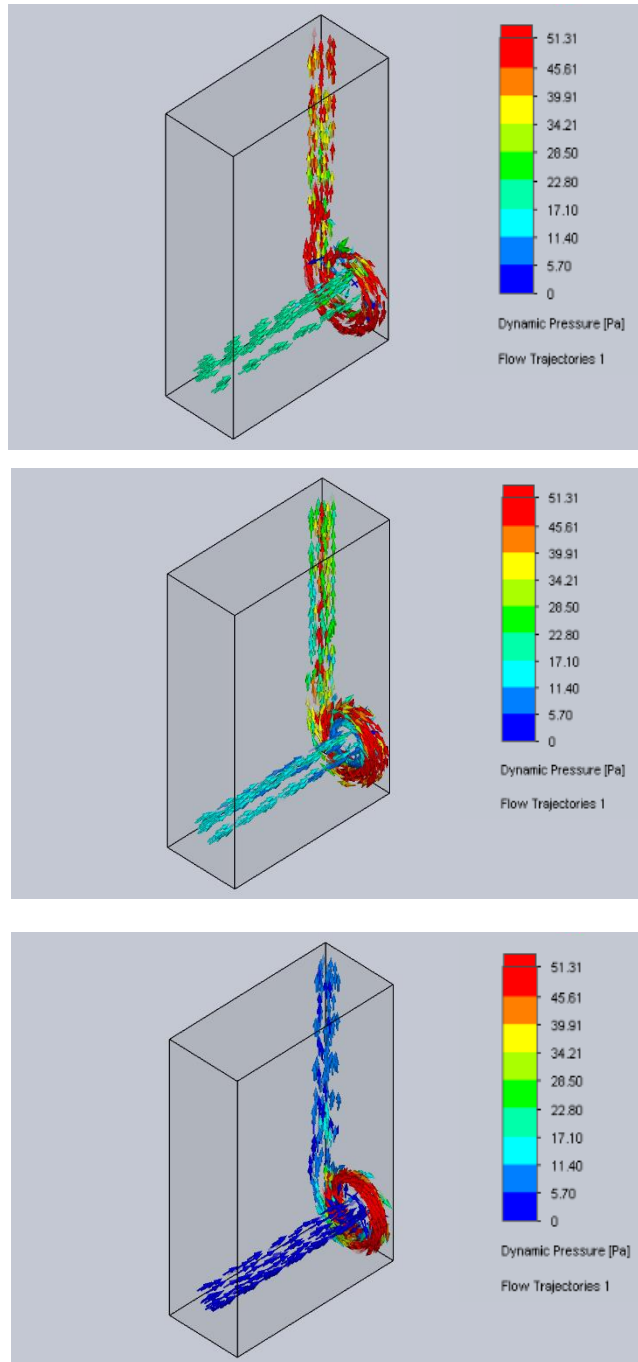


Figura 42. Presión con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)

En la figura 42 presentamos el parámetro de presión con configuración del ventilador al 40% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos que hay aumento de presión en la salida del rotor del ventilador a comparación de la entrada, pero conforme vayamos estrangulando la válvula de salida se observa la caída de presión notándose el cambio de color en las imágenes es decir se observa primero el color anaranjado mientras que en las otras se observa el verde y azul.

- **Parámetro de Presión con configuración del ventilador al 60%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

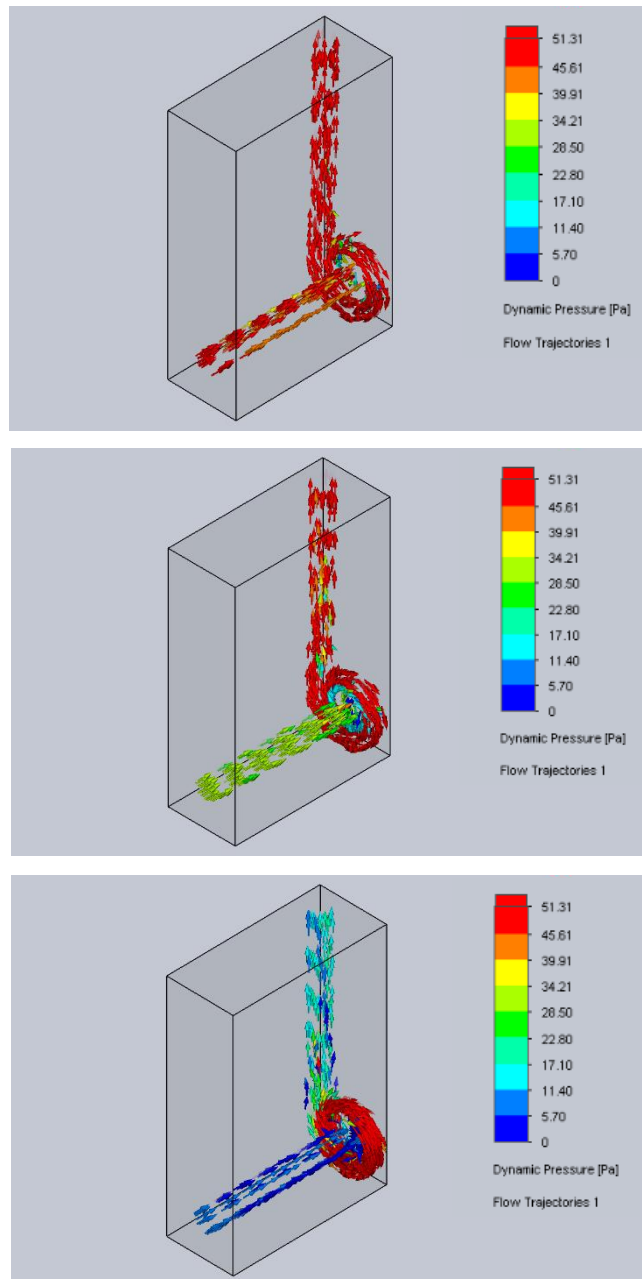


Figura 43. Presión con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)

En la figura 43 presentamos el parámetro de presión con configuración del ventilador al 60% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos que hay aumento de presión en la salida del rotor del ventilador a comparación de la entrada, pero conforme vayamos estrangulando la válvula de salida se observa la caída de presión notándose el cambio de color en las imágenes es decir se observa primero el color rojo mientras que en las otras se observa el anaranjado y celeste.

- **Parámetro de Presión con configuración del ventilador al 80%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

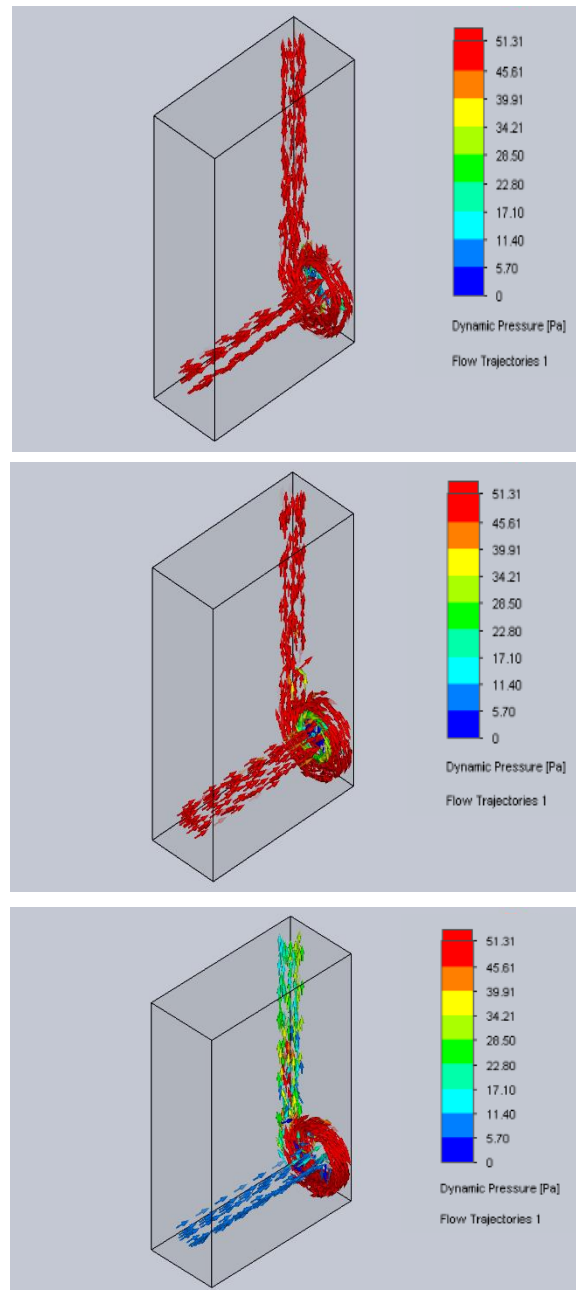


Figura 44. Presión con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)

En la figura 44 presentamos el parámetro de presión con configuración del ventilador al 80% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos que hay aumento de presión en la salida del rotor del ventilador a comparación de la entrada, pero conforme vayamos estrangulando la válvula de salida se observa la caída de presión notándose el cambio de color en las imágenes es decir se observa primero el color rojo mientras que en las otras se observa el rojo claro y verde.

- **Parámetro de Presión con configuración del ventilador al 100%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

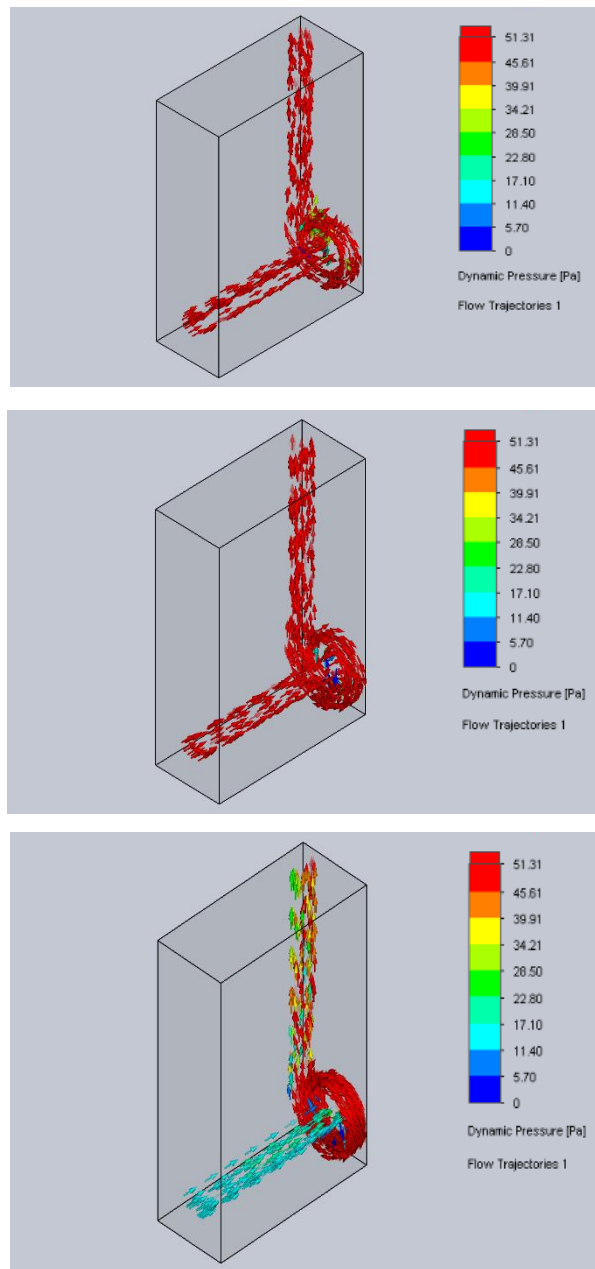


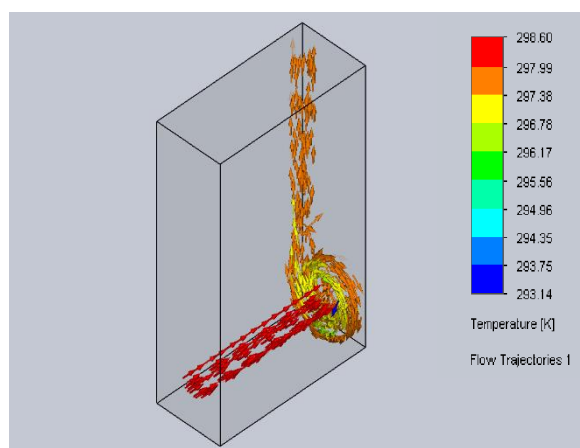
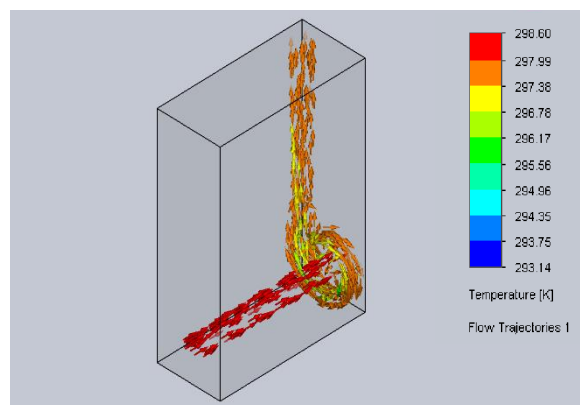
Figura 45. Presión con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 45 presentamos el parámetro de presión con configuración del ventilador al 100% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos que hay aumento de presión en la salida del rotor del ventilador a comparación de la entrada, pero conforme vayamos estrangulando la válvula de salida se observa la caída de presión notándose el cambio de color en las imágenes es decir se observa primero el color rojo mientras que en las otras se observa el rojo y anaranjado.

PARÁMETRO DE TEMPERATURA

El parámetro de temperatura revisaremos ahora, para saber cómo se comporta mediante la simulación en sus diferentes configuraciones de velocidad de ventilador y resaltando cada apertura de estas.

- **Parámetro de Temperatura con configuración del ventilador al 20%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**



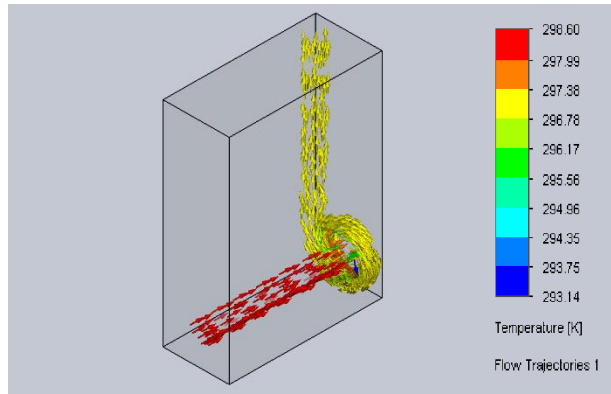
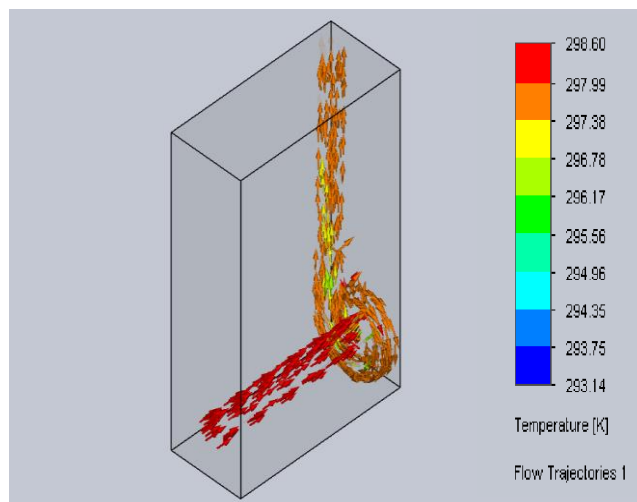


Figura 46. Temperatura con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)

En la figura 46 presentamos el parámetro de temperatura con configuración del ventilador al 20% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos la disminución de temperatura en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada, también al estrangular nuestra apertura notamos la caída de temperatura, observándose el cambio de colores primero el color anaranjado mientras que en las otras se observa el amarillo.

- **Parámetro de Temperatura con configuración del ventilador al 40%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**



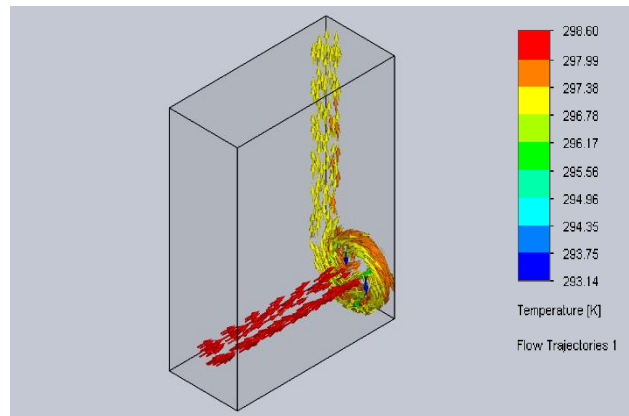
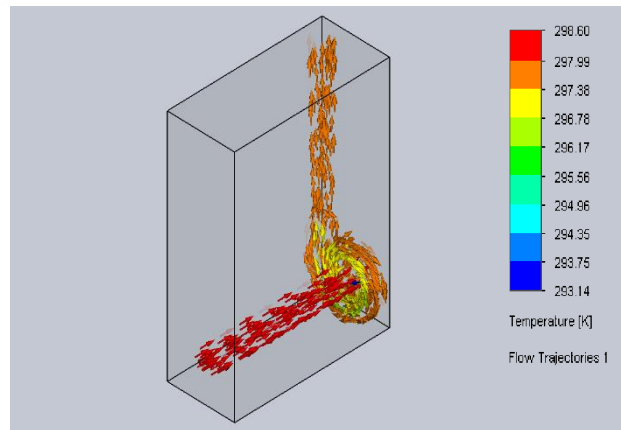


Figura 47. Temperatura con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)

En la figura 47 presentamos el parámetro de temperatura con configuración del ventilador al 40% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos la disminución de temperatura en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada, también al estrangular nuestra apertura notamos la caída de temperatura, observándose el cambio de colores primero el color anaranjado mientras que en las otras se observa el anaranjado claro y amarillo.

- **Parámetro de Temperatura con configuración del ventilador al 60%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

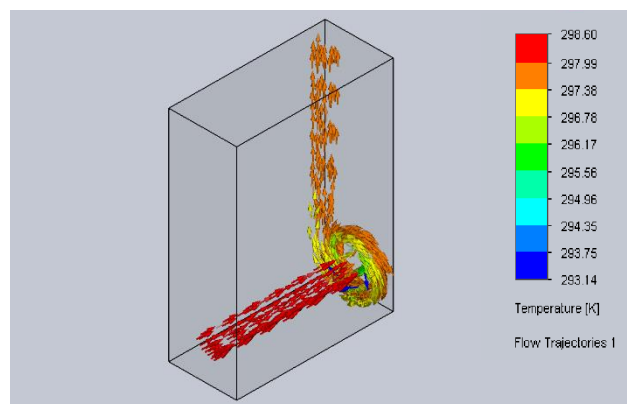
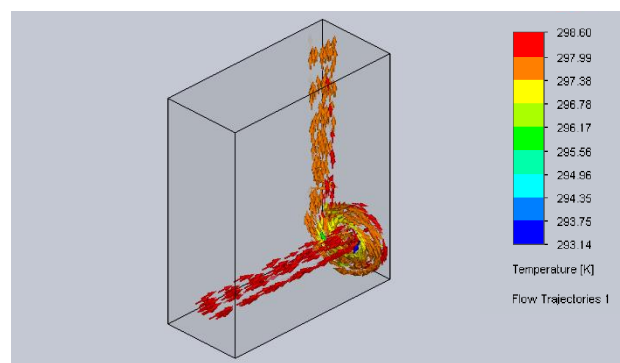
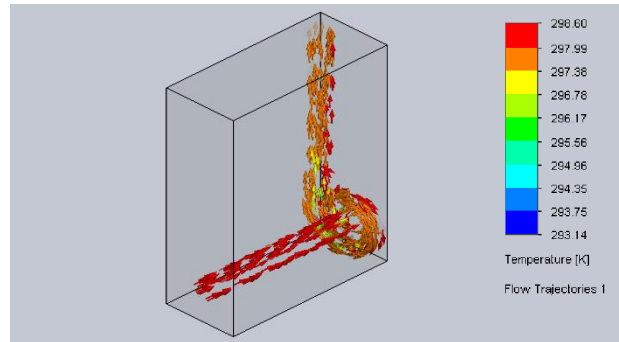


Figura 48. Temperatura con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)

En la figura 48 presentamos el parámetro de temperatura con configuración del ventilador al 60% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos la disminución de temperatura en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada, también al estrangular nuestra apertura notamos la caída de temperatura, observándose el cambio de colores primero el color anaranjado con rasgos rojos mientras que en las otras se observa el anaranjado y anaranjado claro.

- **Parámetro de Temperatura con configuración del ventilador al 80%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

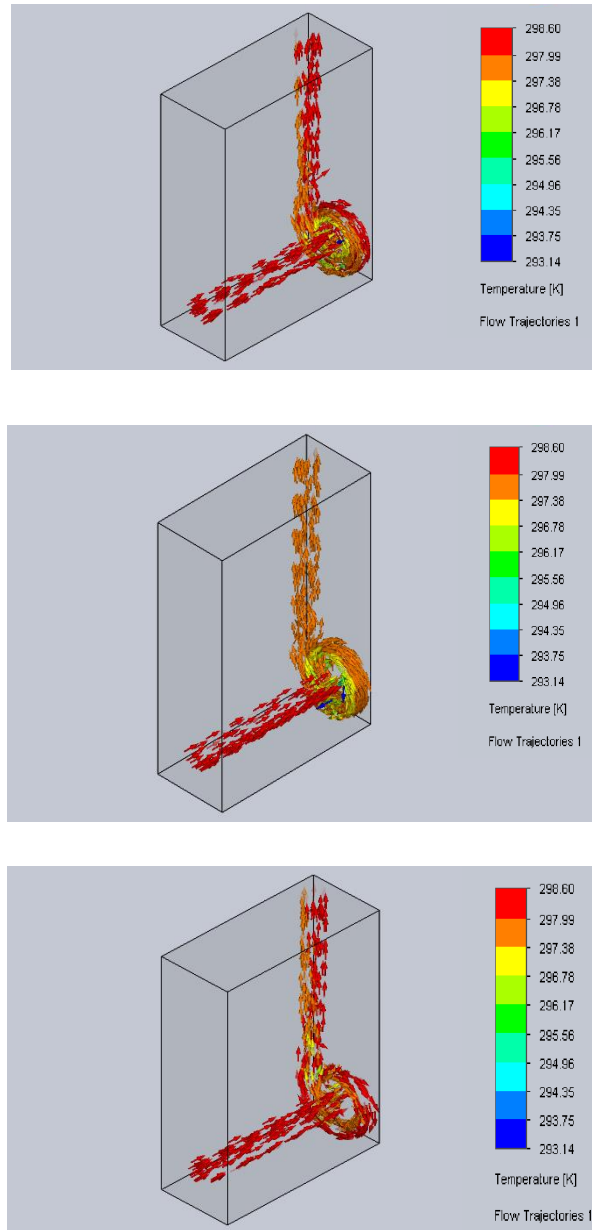


Figura 49. Temperatura con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)

En la figura 49 presentamos el parámetro de temperatura con configuración del ventilador al 80% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos la disminución de temperatura en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada, también al estrangular nuestra apertura notamos la caída de temperatura, observándose el cambio de colores primero el color rojo mientras que en las otras se observa el anaranjado con rasgos rojos y anaranjado.

- **Parámetro de Temperatura con configuración del ventilador al 100%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

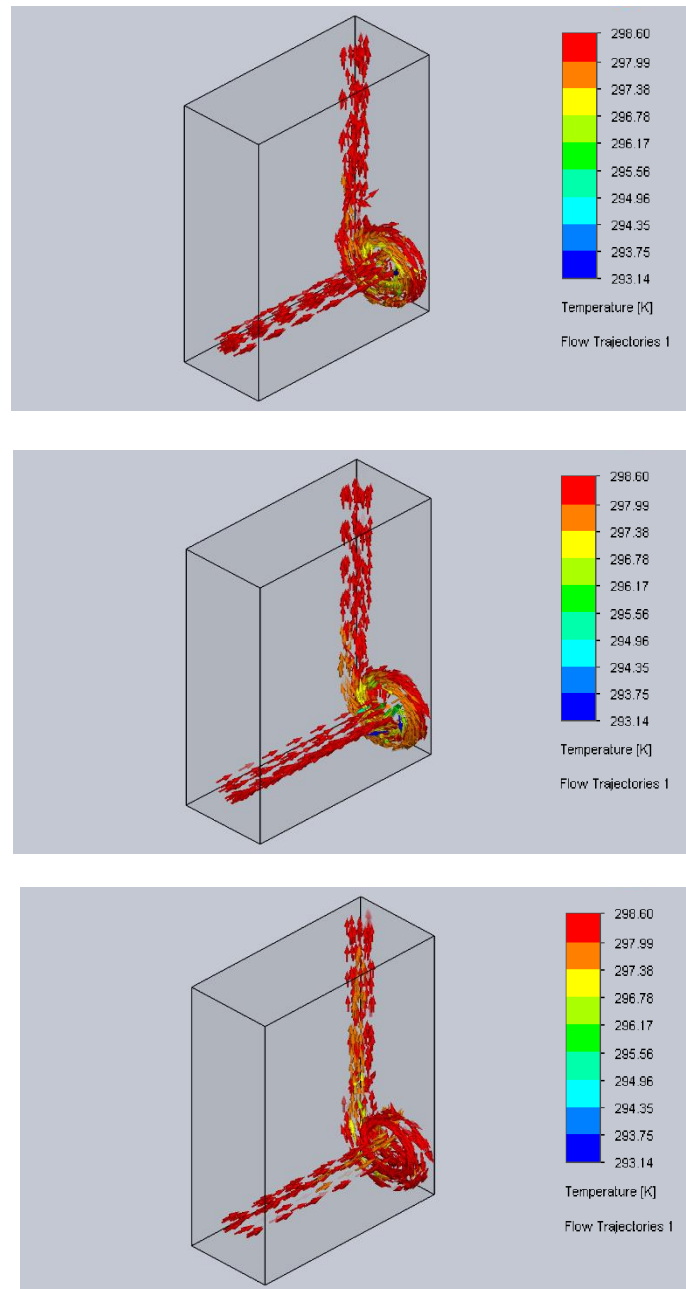


Figura 50. Temperatura con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 50 presentamos el parámetro de temperatura con configuración del ventilador al 100% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, donde apreciamos la disminución de temperatura en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada, también al estrangular nuestra apertura notamos la caída de temperatura, observándose el cambio de colores primero el color rojo mientras que en las otras se observa el rojo y anaranjado.

PARÁMETRO DE VELOCIDAD

Por último, revisaremos las líneas de corriente del parámetro de velocidad para saber cómo se comportó mediante la simulación en sus diferentes configuraciones de velocidad de ventilador y resaltando cada apertura de éstas.

- **Parámetro de Velocidad con configuración del ventilador al 20%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

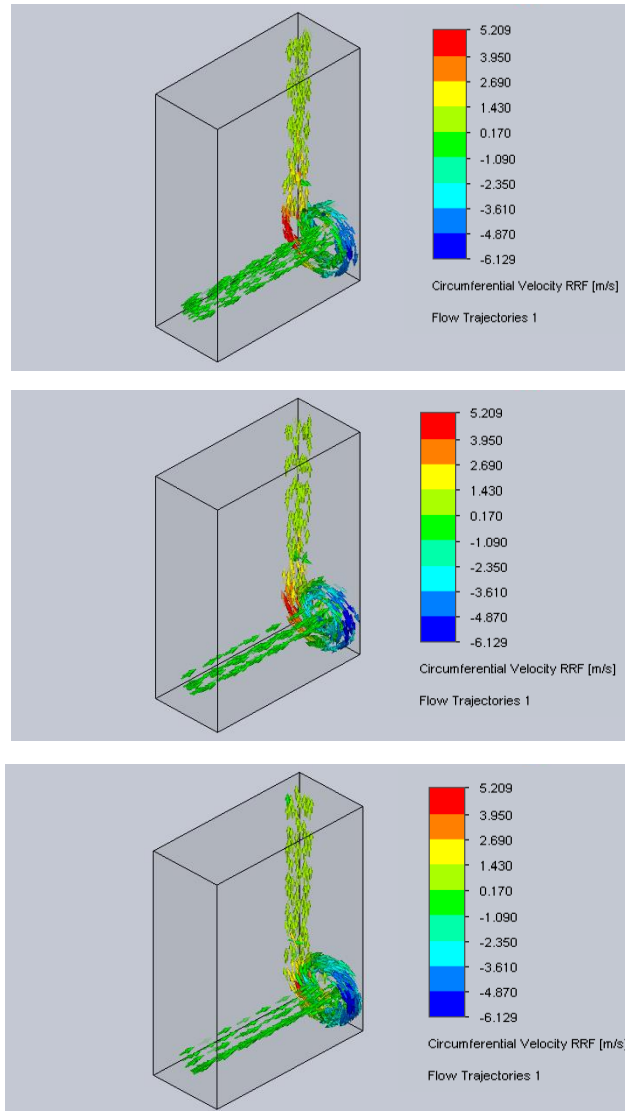


Figura 51. Velocidad con la configuración del ventilador al 20% (Programa SolidWorks)

En la figura 51 presentamos el parámetro de velocidad con configuración del ventilador al 20% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos aumento de velocidad en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada y al estrangular nuestra apertura notamos la caída de velocidad observándose el cambio de color primero el color amarillo mientras que en las otras se observa el amarillo y verde.

- **Parámetro de Velocidad con configuración del ventilador al 40%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

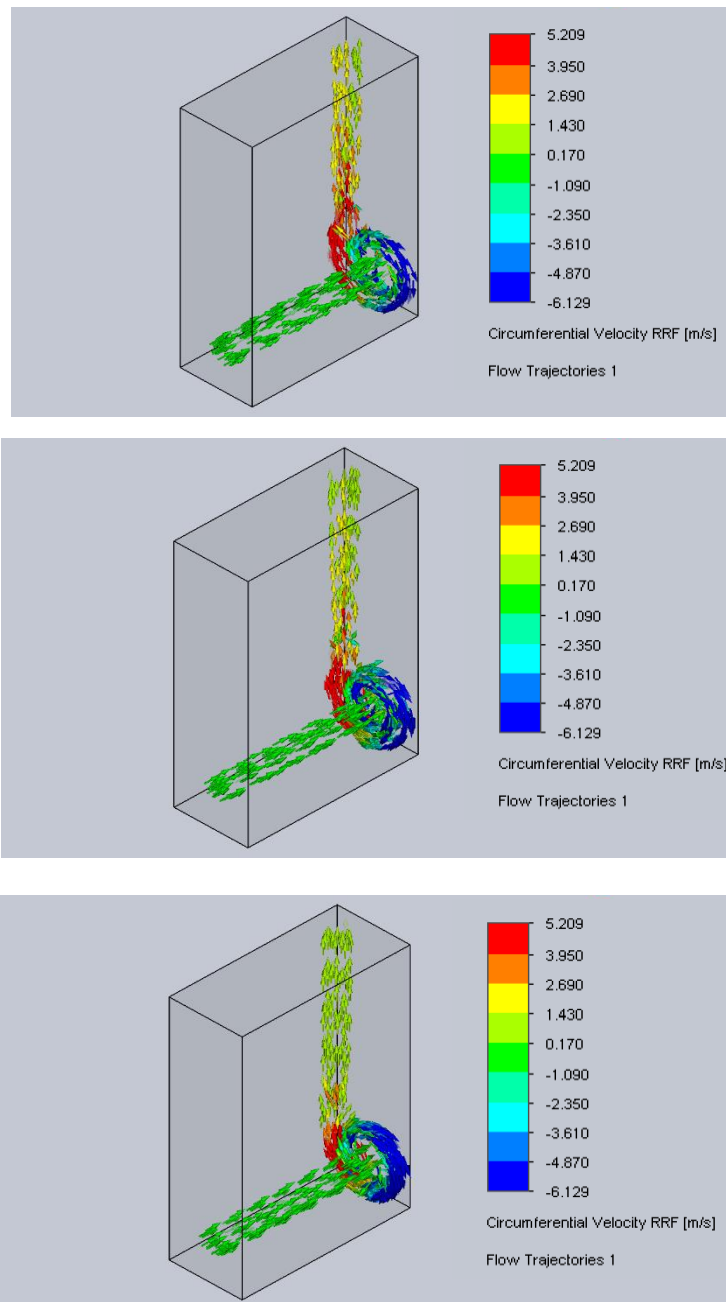


Figura 52. Velocidad con la configuración del ventilador al 40% (Programa SolidWorks)

En la figura 52 presentamos el parámetro de velocidad con configuración del ventilador al 40% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos aumento de velocidad en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada y al estrangular nuestra apertura notamos la caída de velocidad observándose el

cambio de color primero el color anaranjado mientras que en las otras se observa el amarillo y verde.

- **Parámetro de Velocidad con configuración del ventilador al 60%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

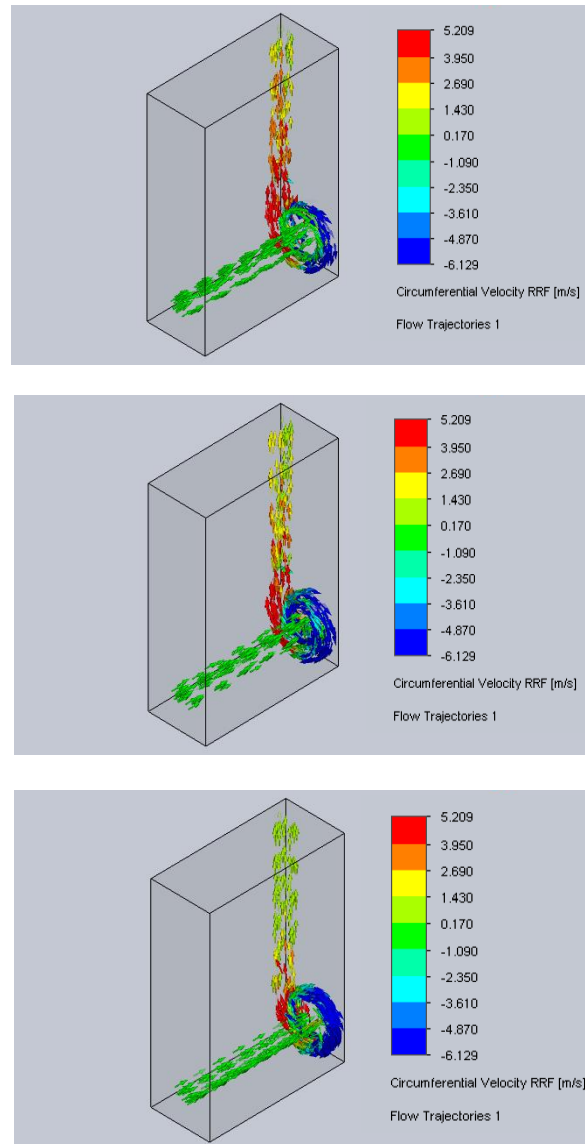


Figura 53. Velocidad con la configuración del ventilador al 60% (Programa SolidWorks)

En la figura 53 presentamos el parámetro de velocidad con configuración del ventilador al 60% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos aumento de velocidad en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada y al estrangular nuestra apertura notamos la caída de velocidad observándose el

cambio de color primero el color rojo mientras que en las otras se observa el anaranjado y amarillo.

- **Parámetro de Velocidad con configuración del ventilador al 80%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

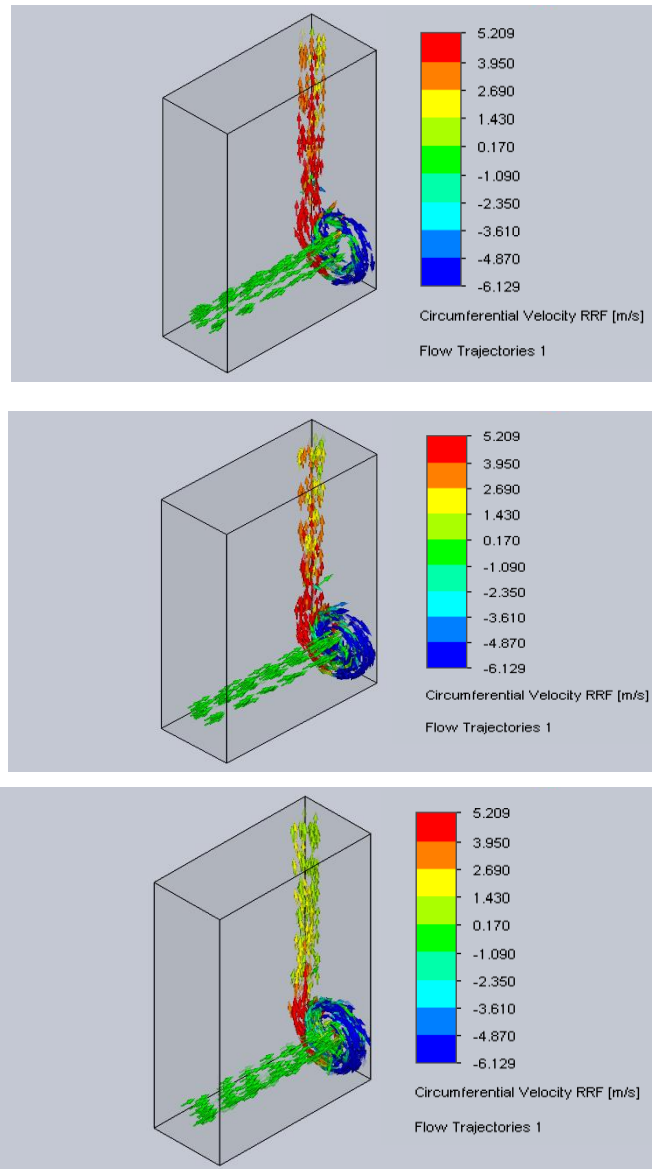


Figura 54. Velocidad con la configuración del ventilador al 80% (Programa SolidWorks)

En la figura 54 presentamos el parámetro de velocidad con configuración del ventilador al 80% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos aumento de velocidad en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada y al estrangular nuestra apertura notamos la caída de velocidad observándose el

cambio de color primero el color rojo mientras que en las otras se observa el rojo claro y amarillo.

- **Parámetro de Velocidad con configuración del ventilador al 100%, apertura 1, 2/3 y 1/3 respectivamente.**

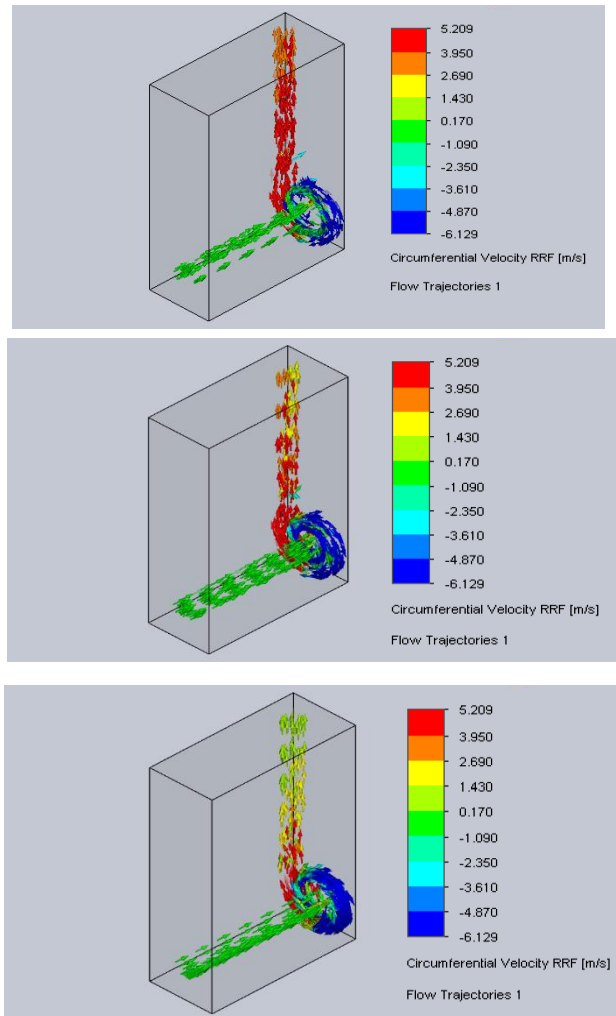


Figura 55. Velocidad con la configuración del ventilador al 100% (Programa SolidWorks)

En la figura 55 presentamos el parámetro de velocidad con configuración del ventilador al 100% en la apertura 1, 2/3 y 1/3, esta figura se obtuvo del programa SolidWorks, donde apreciamos aumento de velocidad en la salida del rotor del ventilador con respecto a la entrada y al estrangular nuestra apertura notamos la caída de velocidad observándose el cambio de color primero el color rojo mientras que en las otras se observa el rojo y anaranjado.

4.2.3. ECUACIONES

Teniendo los datos necesarios para hallar nuestros parámetros de evaluación procedemos a realizar las ecuaciones:

- **Ecuación para la configuración de ventilador al 20%, con la apertura 1.**

❖ **Potencia del ventilador de salida**

$$P_u = P_{Tf} * Q_V$$
$$P_u = 50.547Pa * 0.019 m^3/h$$
$$P_u = 0.960W$$

Donde:

P_u = Potencia del ventilador de salida

P_{Tf} = Presión total del ventilador

Q_V = Caudal volumétrico

❖ **Potencia Mecánica**

$$P_m = (n * \left(\frac{\pi}{30}\right)) * t$$
$$P_m = (708rpm * \left(\frac{\pi}{30}\right)) * 0.057Nm$$
$$P_m = 4.226W$$

Donde:

P_m = Potencia mecánica

n = Velocidad del ventilador

t = Motor torque

❖ **Eficiencia:**

$$E_{gr} = \left(\frac{P_u}{P_m}\right) * 100$$
$$E_{gr} = \left(\frac{0.960W}{4.226W}\right) * 100$$
$$E_{gr} = 22.725\%$$

Donde:

E_{gr} = Eficiencia del ventilador

RESULTADOS FINALES

Al realizar las ecuaciones correspondientes presentadas anteriormente para cada configuración de ventilador al 20, 40, 60, 80 y 100% con sus diferentes aperturas obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 27

Resultados de evaluación.

Configuración del Ventilador [%]	Aperturas	Velocidad del Ventilador n [rpm]	Motor Torque t [Nm]	Caudal de Flujo	Presión Total del Ventilador [Pa]	Potencia del Ventilador de Salida [W]	Potencia Mecánica [W]	Eficiencia [%]
20	1	708	0.057	0.019	50.547	0.960	4.226	22.725
	2/3	708	0.048	0.015	41.929	0.629	3.559	17.673
	1/3	708	0.039	0.007	37.368	0.262	2.892	9.046
40	1	1416	0.062	0.041	204.968	8.404	9.194	91.408
	2/3	1416	0.056	0.033	204.974	6.764	8.304	81.458
	1/3	1416	0.021	0.015	136.709	2.051	3.114	65.853
60	1	2124	0.195	0.061	452.415	27.597	43.373	63.628
	2/3	2124	0.188	0.05	411.409	20.570	41.816	49.193
	1/3	2124	0.105	0.022	369.878	8.137	23.355	34.842
80	1	2832	0.354	0.088	906.895	79.807	104.984	76.018
	2/3	2832	0.301	0.067	716.285	47.991	89.266	53.762
	1/3	2832	0.175	0.028	653.333	18.293	51.899	35.248
100	1	3540	0.540	0.112	1496.100	167.563	200.182	83.705
	2/3	3540	0.334	0.079	1050.595	82.997	123.816	67.032
	1/3	3540	0.215	0.036	1056.000	38.016	79.702	47.698

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 27 presentamos los datos obtenidos por el programa SolidWorks seguido de los parámetros hallados mediante ecuaciones mencionadas anteriormente, donde podemos observar claramente que en la apertura 1 de las diversas variaciones de configuración de ventilador obtenemos los valores máximos de potencias y eficiencia; viéndolo en forma global se podría deducir que a mayor configuración de ventilador va aumentando las potencias, a excepción de la eficiencia que observamos que en la configuración 40% nos muestra la máxima eficiencia.

- **Gráfico Presión vs Caudal**

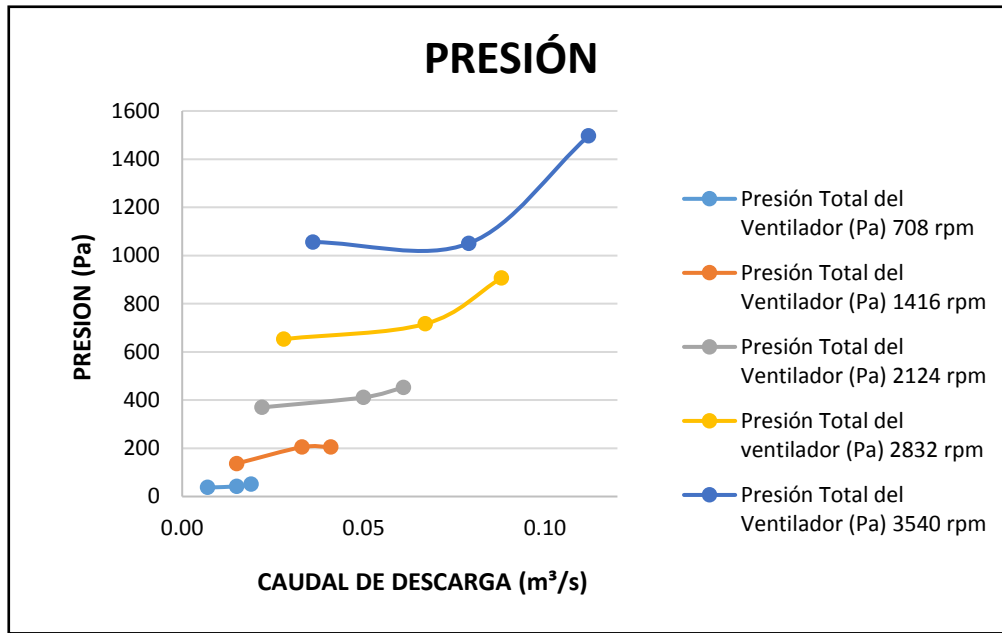


Figura 56. Presión vs Caudal (Elaboración propia)

En la figura 86 presentamos el gráfico de Presión vs Caudal donde podemos apreciar que conforme vayamos aumentando la configuración de velocidad del ventilador va aumentando la presión, siendo la configuración del 100% la que posee mayor presión y se identifica con la línea azul.

- **Gráfico Potencia vs Caudal**

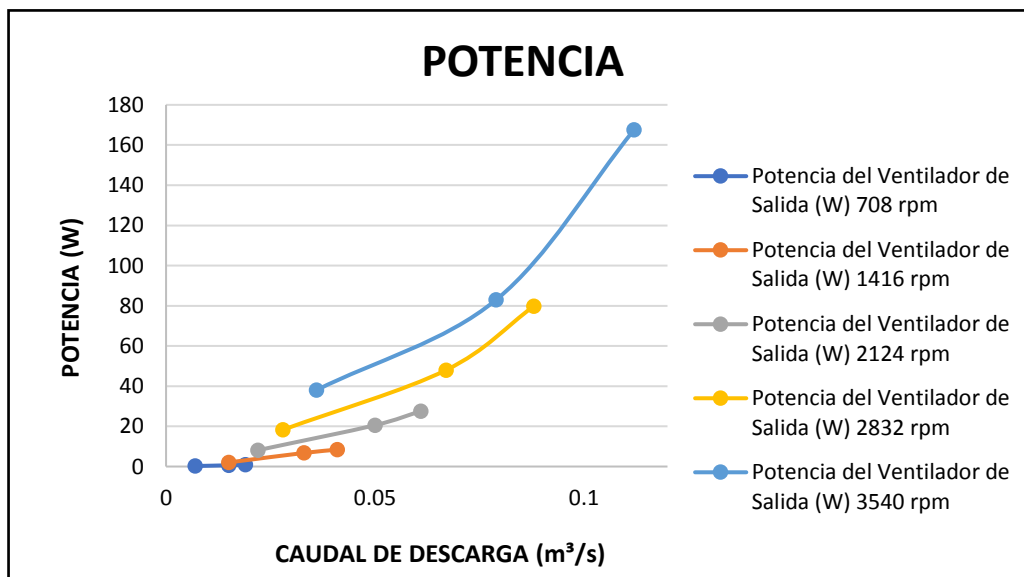


Figura 57. Potencia vs Caudal (Elaboración propia)

En la figura 87 presentamos el gráfico de Potencia vs Caudal donde podemos apreciar que conforme vayamos aumentando la configuración de velocidad del ventilador va aumentando la potencia, siendo la configuración del 100% la que posee mayor potencia y se identifica con la línea celeste.

- **Gráfico Eficiencia vs Caudal**

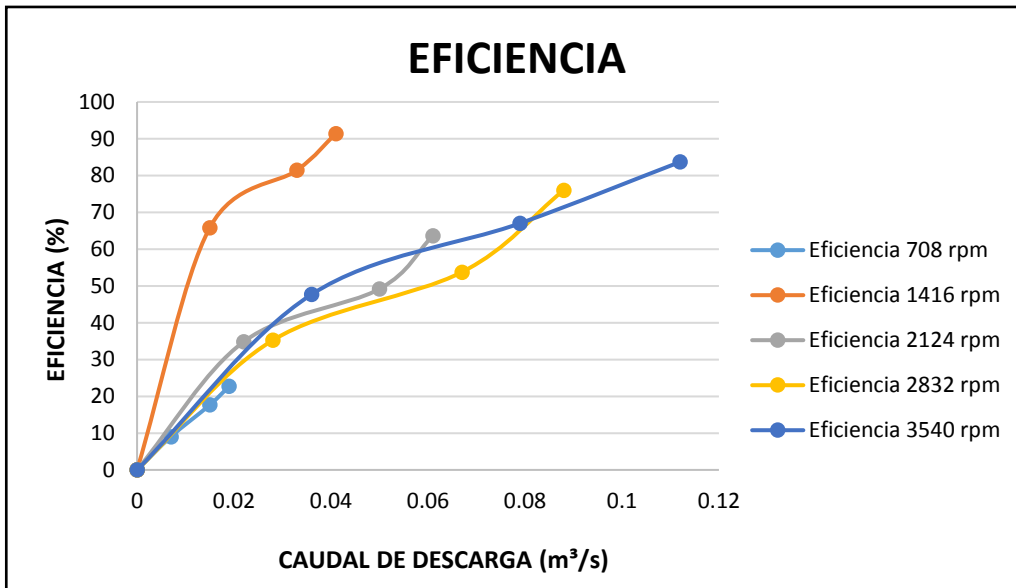


Figura 58. Eficiencia vs Caudal (Elaboración propia)

En la figura 88 presentamos el gráfico de Eficiencia vs Caudal donde podemos apreciar que cuando el ventilador está a la configuración de 40% de velocidad su eficiencia es mayor, identificado con el color anaranjado.

- **Gráfico Potencia, Presión y Eficiencia**

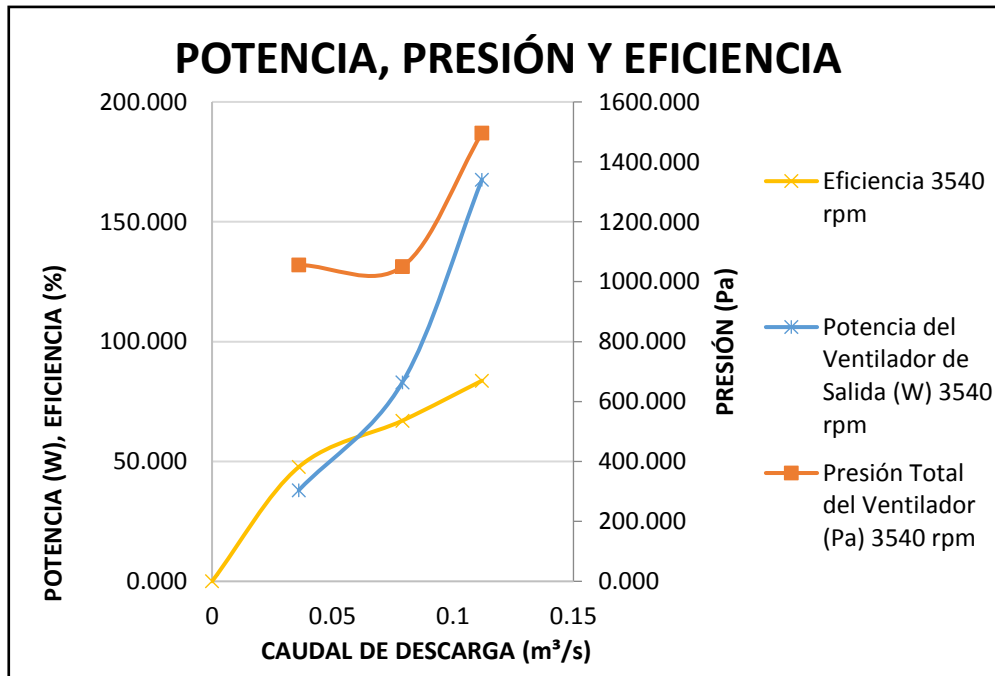


Figura 59. Presión, Potencia y Eficiencia

En la figura 89 presentamos el gráfico de los parámetros evaluados donde podemos apreciar que el parámetro de presión está por encima de los demás parámetros.

4.3. COMPARACIÓN DE LOS PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

Luego de haber obtenido los parámetros del programa del ventilador y del programa SolidWorks realizamos la comparación representada en tablas para ver qué tanta variación se generó.

Tabla 28

Datos experimentales y numéricos del parámetro de presión.

PARÁMETRO	CONFIGURACIÓN DEL VENTILADOR (%)	APERTURAS	DATOS EXPERIMENTAL	DATOS NUMÉRICOS
PRESIÓN	20	1	35.037	50.547
		2/3	34.671	41.929
		1/3	33.294	37.368
	40	1	161.765	204.968
		2/3	161.776	204.974
		1/3	147.749	136.709
	60	1	379.683	452.415
		2/3	388.663	411.409
		1/3	342.443	369.878
	80	1	710.231	906.895
		2/3	721.375	716.285
		1/3	625.792	653.333
	100	1	1119.856	1496.100
		2/3	1142.175	1050.595
		1/3	989.243	1056.000

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla mostramos la comparación de datos experimentales y numéricos del parámetro de presión apreciando que los datos numéricos tienen la misma tendencia a disminuir que los datos experimentales, es decir, en cada apertura según su configuración la presión va disminuyendo, tomemos de ejemplo la configuración 20%, en sus aperturas de 1, 2/3 y 1/3 sus resultados experimentales son 35.037, 34.671 y 33.294 en el mismo orden; en sus resultados numéricos tenemos 50.547, 41.929 y 37.368. Notándose que en la apertura 1 la presión es mayor en ambos resultados.

Tabla 29*Datos experimentales y numéricos del parámetro de potencia.*

PARÁMETRO	CONFIGURACIÓN DEL VENTILADOR (%)	APERTURAS	DATOS EXPERIMENTAL	DATOS NUMÉRICOS
POTENCIA	20	1	0.668	0.960
		2/3	0.508	0.629
		1/3	0.235	0.262
	40	1	6.681	8.404
		2/3	5.270	6.764
		1/3	2.167	2.051
	60	1	23.138	27.597
		2/3	19.393	20.570
		1/3	7.502	8.137
	80	1	62.561	79.807
		2/3	48.030	47.991
		1/3	17.810	18.293
100	1	125.333	167.563	
	2/3	90.216	82.997	
	1/3	35.477	38.016	

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla mostramos la comparación de datos experimentales y numéricos del parámetro de potencia apreciando que los datos numéricos tienen la misma tendencia a disminuir que los datos experimentales, es decir, en cada apertura según su configuración la potencia va disminuyendo, tomemos de ejemplo la configuración 20%, en sus aperturas de 1, 2/3 y 1/3 sus resultados experimentales son 0.668, 0.508 y 0.235 en el mismo orden; en sus resultados numéricos tenemos 0.960, 0.629 y 0.262. Notándose que en la apertura 1 la potencia es mayor en ambos resultados.

Tabla 30*Datos experimentales y numéricos del parámetro de eficiencia.*

PARÁMETRO	CONFIGURACIÓN DEL VENTILADOR (%)	APERTURAS	DATOS EXPERIMENTAL	DATOS NUMÉRICOS
EFICIENCIA	20	1	18.2	22.7
		2/3	13.4	17.7
		1/3	6.6	9.0
	40	1	79.9	91.4
		2/3	85.1	81.5
		1/3	83.7	65.9
	60	1	59.1	63.6
		2/3	56.9	49.2
		1/3	46.4	34.8
	80	1	55.0	76.0
		2/3	53.7	53.8
		1/3	37.9	35.2
100	1	55.1	83.7	
	2/3	53.9	67.0	
	1/3	38.5	47.7	

Fuente: Elaboración propia

En la presente tabla mostramos la comparación de datos experimentales y numéricos del parámetro de eficiencia apreciando que los datos numéricos tienen la misma tendencia a disminuir que los datos experimentales, es decir, en cada apertura según su configuración la eficiencia va disminuyendo, tomemos de ejemplo la configuración 20%, en sus aperturas de 1, 2/3 y 1/3 sus resultados experimentales son 18.2, 13.4 y 6.6 en el mismo orden; en sus resultados numéricos tenemos 22.7, 17.7 y 9.0. Notándose que en la apertura 1 la eficiencia es mayor en ambos resultados. Resaltando que la mayor eficiencia la obtenemos en la configuración al 40% en ambos resultados.

4.4. DISCUSIONES

En comparación con el trabajo de los autores Vecina, Kothe y Luz, donde las simulaciones numéricas fueron resueltas con Fluent/ANSYS a través de la ecuación de continuidad utilizando 3 mallas, la diferencia entre los resultados simulados y experimentales son: para caudal el 4% y potencia el 18%. Mientras que, en nuestro trabajo, donde las simulaciones numéricas fueron resueltas con SolidWorks utilizando 2 mallas, la diferencia es, para caudal el 0% y potencia el 15%. Lo cual muestra similitud en los resultados para los parámetros característicos de un ventilador centrífugo con álabes inclinados hacia atrás.

En el trabajo de Herrera, García De La Figal, De Las Cuevas y Martins, en el cual al utilizar la dinámica de fluidos por computadora (CFD) concluyen, al igual que nosotros, la importancia de la creación del enmallado el cual definirá el número de nodos para el desarrollo de las ecuaciones, esto para la determinación del parámetro de velocidad, el cual difiere el 5% a comparación del cálculo experimental, mientras que, en nuestro trabajo, la diferencia del parámetro velocidad es 9%.

CAPÍTULO V
CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

Según el primer objetivo específico, se determinó experimentalmente los parámetros característicos en el ventilador centrífugo, en el cual, la tendencia del parámetro presión es aumentar en la apertura 2/3 y disminuir en la apertura 1/3 a partir de la configuración del 40% del ventilador, teniendo como valores 161.765, 161.776 y 147.749Pa; en el parámetro potencia la tendencia es de disminuir cada vez que se realice es estrangulamiento de la válvula, para la configuración 40% tenemos los siguientes valores: 6.681, 5.270 y 2.167W; y finalmente en el parámetro eficiencia la tendencia es de disminuir conforme se estrangule la válvula a excepción de la configuración al 40% que se comporta diferente, para la configuración 20% tenemos: 18.2, 13.4 y 6.6%.

Para el segundo objetivo específico, se determinó numéricamente los parámetros característicos en el ventilador centrífugo utilizando para la simulación el programa SolidWork Flow Simulation, en el cual, la tendencia del parámetro presión es disminuir conforme se va estrangulando la válvula de salida, para la configuración del 40% del ventilador, tenemos los valores 204.968, 204.974 y 136.709Pa; en el parámetro potencia la tendencia es de disminuir cada vez que se realice es estrangulamiento de la válvula, para la configuración 40% tenemos los siguientes valores: 8.404, 6.764 y 2.051W; y finalmente en el parámetro eficiencia la tendencia es de disminuir conforme se estrangule la válvula, para la configuración 40% tenemos: 91.4, 81.5 y 65.9%, es a esta configuración que encontramos la mayor eficiencia.

Finalmente, para el tercer objetivo, se realizó la comparación de los parámetros característicos del ventilador centrífugo obtenidos numérica y experimentalmente, donde el parámetro presión difiere en 14.7%, el parámetro potencia en 15.0% y eficiencia en 12.3%.

5.2. RECOMENDACIONES

El ventilador centrífugo del laboratorio de turbomáquinas de la Universidad Nacional del Santa, cuenta con dos rotores, con álabes inclinados hacia atrás y con álabes hacia adelante, en el presente trabajo solo se hizo uso del primero, en próximos trabajos, se puede hacer uso del rodete con álabes inclinados hacia adelante utilizando la misma metodología de cálculo y compararlos.

En el presente trabajo solo se estranguló 2 veces el área de la válvula de salida, en próximos trabajos se puede estrangular más de 2 veces para observar mejor las tendencias de aumento o disminución de los parámetros.

Existe la manera de realizar también la operación mediante el método de elementos finitos y de diferencias finitas, para su contrastación.

La simulación en SolidWorks Flow Simulation se realizó con la configuración de 2 mallas obteniendo un aproximado de 254 iteraciones para poder estabilizar los valores de los parámetros, en próximos trabajos se puede hacer la simulación con la configuración de mas de 2 mallas para ver si los resultados son más precisos y comparar el número de iteraciones que se obtiene para cada parámetro.

REFEENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Almazo J. (2016). Diseño de un banco de pruebas para ventiladores axiales en serie, norma ANSI/AMCA 210 (Tesis de doctorado). Recuperada de <https://es.scribd.com/document/411728383/Simulacion-de-un-ventilador-de-flujo-axial-pdf>

Becerra, G., (2016). Un Sistema Para Resolver Problemas Relacionados Con El Momento Lineal. Página web de la Universidad Autónoma Chapingo. Recuperado de <http://virtual.chapingo.mx/fis/momentolineal.pdf>

Carrillo, A., González, K. I., y Mendoza O. (2018). Introducción al método de diferencias finitas y su implementación computacional. Página Web de la Universidad Autónoma Monterrey. Recuperado de <http://mmc.geofisica.unam.mx/femp/Ejemplitos/04MetodoDeDiferenciasFinitas/IntroduccionAlMetodoDeDiferenciasFinitasYSuImplementacionComputacional>

Colaboradores de Hiru. (2015). Energía cinética y Energía Potencial. Hiru.eus. Recuperado de <https://www.hiru.eus/es/fisica/energia-cinetica-y-energia-potencial>

Definición ABC. 2020. Definición De Ventilador. Recuperado de: <https://www.definicionabc.com/tecnologia/ventilador.php>

Deiana, A. C., Granados, D. L., y Sardella, M. F. (2018). Balance de masa. Página Web de la Universidad Nacional de San Juan. Recuperado de <http://www.fi.unsj.edu.ar/asignaturas/introing/BalanceDeMasa.pdf>

Diccionario.motorgiga.com. (2020). Ventilador - Definición. Recuperado de: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/ventilador-definicion-significado/gmx-niv15-con195909.htm>

Ecured.cu. (2020). Ventiladores Industriales. [Recuperado de: https://www.ecured.cu/Ventiladores_industriales

Escoda, S. (2014). Manual práctico de Ventilación. Barcelona, España. S &P.

Exhibir Equipos Bogotá. 2016. Ventiladores Centrífugos Alabes, Presión Y Aplicaciones - Exhibir Equipos Bogotá. Recuperado de: <https://exhibirequipos.com/ventiladores-centrifugos-alabes-presion-aplicaciones/>

Fe Marqués, J. (2005). Aplicación del método de volúmenes finitos a la resolución numérica de las ecuaciones de agua someras con incorporación de los esfuerzos debidos a la turbulencia (Tesis de pregrado, Universidad Da Coruña). Recuperado de: https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/1165/FeMarques_%20Jaime_TD_2005.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Gruber, 2018. Ventiladores Centrífugos Industriales - Diseño De Palas. Gruber Hermanos - Ventiladores Industriales Centrífugos y Axiales. Recuperado de: https://www.gruberhermanos.com/productos_v_centrifugos_palas.html.

Herrera P., Mario I., García C., Armando E., De las Cuevas H., Martins M. (2010). Modelación mediante la dinámica de los fluidos por computadora (CFD) de la corriente de aire de un pulverizador agrícola con ventilador centrífugo. Ciencias Técnicas Agropecuarias, 19(3), 62-68. Recuperado 09 de noviembre de 2018, de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2071-00542010000300012&lng=es&tlng=es.

Laboratorio de Turbomáquinas. (2017). Módulo ventilador centrífugo FM40. Nuevo Chimbote: Universidad Nacional Del Santa.

Márquez, J. (2017). Diseño y ensayo de un ventilador centrifugo (Tesis de licenciatura). Recuperada de <https://riull.ull.es/xmlui/bitstream/handle/915/5839/Diseno%20y%20ensayo%20de%20un%20ventilador%20centrifugo.pdf?sequence=1>

Pretel, Y. (2019). Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pellets de plástico reciclado en la empresa CONSORCIO RECICLADOR DEL NORTE S.A.C (Tesis de licenciatura). Recuperada de http://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/37783/pretel_ay.pdf?sequence=1

Romero, D. (2018). Marco teórico. Recuperado de: <http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>

S&P. (2020). Ventiladores Centrífugos: Tipos y Características. Recuperado de: <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/ventiladores-centrifugos/>

Sanchez, J., (2018), Estudio paramétrico de un ventilador centrífugo industrial a través de la herramienta CFD Fluent en Ansys(Tesis de licenciatura). Recuperada de https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/63919626/Estudio_parametrico_de_un_ventilador_centrifugo_industrial_a_traves_de_la_herramienta_CFD_Fluent_en_ANSYS20200714-55112-1t527zr.pdf?1594745646=&response-content-disposition=inline%3B+filename%3DEstudio_parametrico_de_un_ventilador_cen.pdf&Expires=1600645000&Signature=Aqag8YC~FlGd6vp2zYgon5NjEDFbegmPI2Yqwlxul-h3oO2by4FsACxHRWBgHlliwVZ-2tsi8pBgPKskKSQDm2H3iK1psnziefXf~JG2IsgX9XVetThdn6aQFn5xDaLzyWg5zjbypAMnFVGH-DNawZ3pL17F-ogPwHvGOFABN8W3b8DHLRpVt252RchyX5TVmZyQiACVmjfCFxhETrYkKrdI7xxeQkWoD5ZuWwlgDZfBk7RqaO~Y0~s1UYyECgYW0lzowptJoqYOlBiU2SbF6KmoImsIwmEBLTfs4ZwRaPxDBFEFltM~Bsn6GYESTWEWdberlzoXMYLVrftV7LJcXEg__&Key-Pair-Id=APKAJLOHF5GGSLRBV4ZA

Scribd. (2018). Ventiladores. Recuperado de: http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES.pdf

Seminario, R. (2012). Métodos Numéricos para ingeniería. Página Web de la Universidad Nacional de Colombia. Recuperado de <http://disi.unal.edu.co/~lctorress/MetNum/LiMetNu2.pdf>

Sodeca. (2020). Caudal y presión del ventilador. Recuperado de: https://www.sodeca.com/Content/img/es/InformacioTecnica_01.pdf

TecnoEdu.com. (2020). Unidad De Demostraciones Y Ensayo De Ventiladores Centrífugos. Recuperado de: <https://tecnoedu.com/Armfield/FM40.php>

Universidad De Buenos Aires. (2016). Recuperado de http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES.pdf

Universidad Nacional Experimental de Táchira. (2015). Recuperado de <http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>

Vargas Alayo, J. (2013). Estudio teórico experimental de un ventilador centrífugo de álabes rectos radiales del laboratorio de energía – PUCP. (Tesis de pregrado, Pontificia Universidad Católica del Perú). Recuperado de http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1761/VARGAS_JULIO_VENTILADOR_CENTRIFUGO.pdf?sequence=1

Vásquez y Ventura (2016). Influencia de la relación longitud axial y diámetro de garganta del conducto directriz, implementado en la turbina eólica modelo rj-300 del laboratorio de termo fluidos de la universidad nacional de Trujillo, en el aumento del coeficiente de potencia (Tesis de licenciatura). Recuperada de <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/2644>

Vecina T., Khote L., y Luz J. (2017). Proyecto de optimización de un ventilador centrífugo mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) y comparación con mediciones experimentales. Espacios, 38 (36), 52-58. Recuperado de <http://www.revistaespacios.com/a17v38n36/a17v38n36p04.pdf>

Zúñiga, F., (2016). Introducción al método del elemento finito. Página web de la Universidad Nacional Autónoma de México. Recuperado de <http://www.geociencias.unam.mx/geociencias/index.html>

ANEXOS

Tabla 31
Especificaciones Técnicas

Caudal Máximo	70 l/s típico
Presión Máxima	0.7 kPa
Velocidad Máxima del Ventilador	3000 RPM
Potencia Nominal del motor	550 W
2 Sensores de Presión	5 in ancho
Diámetro del Conducto de entrada	90 mm
Diámetro del Conducto de descarga	70 mm

Fuente: Elaboración propia