

**Universidad Nacional del Altiplano**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y  
SISTEMAS**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**TESIS**

**“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO  
MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE  
LABORATORIO DE VENTILADORES PARA LA EPIME.”**

**PRESENTADO POR:**

**FRANCISCO JOEL ALVARO CUEVAS**

**EDGAR CÁCERES PERCA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE: INGENIERO  
MECÁNICO ELÉCTRICISTA**

**PUNO – PERÚ**

**2017**



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,  
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



TESIS

“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO  
MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE  
LABORATORIO DE VENTILADORES PARA LA EPIME.”

PRESENTADO POR:  
FRANCISCO JOEL ALVARO CUEVAS  
EDGAR CÁCERES PERCA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO - PERÚ  
2017

*Universidad Nacional Del Altiplano - Puno*

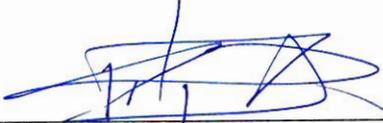
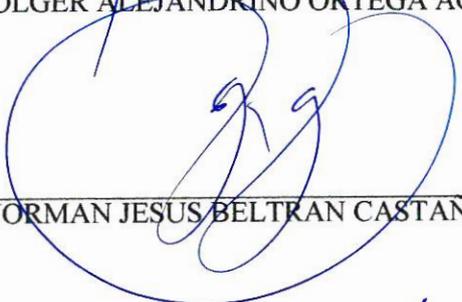
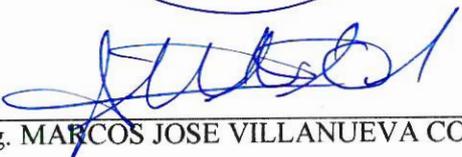
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y SISTEMAS  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR  
CENTRÍFUGO MEDIANTE EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
MÓDULO DE LABORATORIO DE VENTILADORES PARA LA EPIME”**

**TESIS PRESENTADA POR:  
FRANCISCO JOEL ALVARO CUEVAS  
EDGAR CÁCERES PERCA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

APROBADA POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE	:	 _____ Mg. OLGER ALEJANDRINO ORTEGA ACHATA
PRIMER MIEMBRO	:	 _____ Dr. NORMAN JESUS BELTRAN CASTAÑON
SEGUNDO MIEMBRO	:	 _____ Ing. MARCOS JOSE VILLANUEVA CORNEJO
DIRECTOR DE TESIS	:	 _____ Ing. LEONEL MARINO CASTILLO ENRIQUEZ
ASESOR DE TESIS	:	 _____ Ing. JULIO ALBERTO CONDORI ARGANDOÑA

PUNO - PERÚ

2017

ARÉA: MECÁNICA  
TEMA: TURBOMÁQUINAS

## AGRADECIMIENTO

*Les doy a las gracias a mis padres por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en transcurso de mi vida, sobre todo por ser un excelente ejemplo de vida a seguir.*

*A la Universidad Nacional del Altiplano y a sus catedráticos que me impartieron en las aulas todos sus conocimientos y me mostraron sus valores permitiendo así una formación integral en mí persona y en varios de sus alumnos por eso mil gracias a ustedes mis maestros.*

*De manera muy especial mi gratitud y reconocimiento a mi asesor Ing. Julio Condori Argandoña, por conducirme acertadamente en la formulación de mi tesis de investigación.*

*A mis compañeros por confiar y creer en mí y haber hecho de mi etapa universitaria un trayecto de vivencias que nunca olvidare.*

*Finalmente hago extensivo mi agradecimiento y reconocimiento a los miembros del jurado informante y dictaminador que de una u otra manera forma prestaron su colaboración para la culminación del presente trabajo.*

## DEDICATORIA

*Mi tesis la dedico con todo mi amor y cariño a Dios, por haberme permitido vivir hasta este día, por haberme guiado a lo largo de mi vida, por ser apoyo, mi luz y mi camino por haberme dado fortaleza en aquellos momentos de debilidad*

*A mis padres: Francisco y Rosa por su apoyo, consejos, comprensión, amor en los momentos difíciles y por apoyarme con los recursos necesarios para estudiar, me han dado lo que soy como persona, mis valores, principios, carácter, empeño, perseverancia, coraje para conseguir mis objetivos*

*A mis hermanas: Dianne y Helen por estar siempre presente acompañándome para poder realizarme, a mis tíos y abuelos quien han sido mi motivación, inspiración y felicidad*

Francisco J. Alvaro

## DEDICATORIA

*El presente trabajo lo dedico primeramente a dios por que al le debemos todo. A mis queridos padres José Cáceres y Valentina Perca, que gracias a ellos y su esfuerzo supieron formar el profesional que ahora soy. Les doy las gracias y estoy eternamente agradecido.*

Edgar Cáceres

## ÍNDICE

RESUMEN.....	13
ABSTRACT.....	14
INTRODUCCIÓN.....	15
CAPÍTULO I .....	16
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	17
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	20
1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	21
CAPÍTULO II .....	21
MARCO TEÓRICO .....	22
2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	23
2.2. SUSTENTO TEÓRICO .....	24
2.3. GLOSARIO DE TÉRMINOS BÁSICOS.....	45
2.4. HIPÓTESIS .....	46
2.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES .....	47
CAPÍTULO III.....	47
DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN .....	48
3.1. DISEÑO DEL DUCTO DE IMPULSIÓN .....	49
3.2. DISEÑO DEL MECANISMO DE REGULACIÓN DE CAUDAL.....	57
3.3. DISEÑO DEL MECANISMO DE MEDICIÓN DE LA POTENCIA EN EL EJE DEL VENTILADOR.....	64
3.4. DISEÑO DE LA MEDICIÓN CON EL TUBO PITOT.....	68
3.5. DISEÑO DEL ENSAYO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIOS AL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO .....	71
CAPÍTULO IV.....	85
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN .....	86
4.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	86
4.2. EJEMPLO DE PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL ENSAYO EXPERIMENTAL DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	88
4.2.1. Condiciones Ambientales.....	88

4.2.2.	Cálculo del peso específico del aire en el laboratorio (Puno).....	88
4.2.3.	Datos técnicos del ventilador centrífugo del Módulo de ensayo.....	89
4.2.4.	Cálculo del Caudal (Q).....	89
4.2.5.	Cálculo de la altura efectiva (H) .....	93
4.2.6.	Cálculo de parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo.....	95
4.3.	RESULTADOS DE CÁLCULO PARA LOS CAUDALES .....	97
4.4.	RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA LAS ALTURAS EFECTIVAS..	99
4.5.	RESUMEN DE RESULTADOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS H-Q DE COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM.....	101
4.6.	GRÁFICOS DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RMP.....	102
4.7.	CÁLCULOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS DEL SISTEMA DE VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM.....	105
4.8.	RESUMEN DE RESULTADOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS DEL SISTEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM.....	106
4.9.	GRÁFICOS DE LAS CURVAS DEL SISTEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM. .....	107
4.10.	DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM.....	110
4.11.	RESULTADO DE LOS CÁLCULOS DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM.....	113
	CONCLUSIONES .....	118
	RECOMENDACIONES.....	120
	BIBLIOGRAFÍA.....	121

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 01:</b>	Operacionalización de Variables.....	47
<b>Tabla 02:</b>	Determinación de la Fuerza de Frenado F para diferentes RPM.....	67
<b>Tabla 03:</b>	Ensayo N° 1: Datos experimentales a 1000 RPM.....	86
<b>Tabla 04:</b>	Ensayo N° 2: Datos experimentales a 1250 RPM.....	87
<b>Tabla 05:</b>	Ensayo N° 3: Datos experimentales a 1500 RPM.....	87
<b>Tabla 06:</b>	Cálculo de Caudales para 1000 RPM.....	98
<b>Tabla 07:</b>	Cálculo de Caudales para 1250 RPM.....	98
<b>Tabla 08:</b>	Cálculo de Caudales para 1500 RPM.....	98
<b>Tabla 09:</b>	Cálculo de Alturas Efectivas para 1000 RPM .....	99
<b>Tabla 10:</b>	Cálculo de Alturas Efectivas para 1250 RPM .....	99
<b>Tabla 11:</b>	Cálculo de Alturas Efectivas para 1250 RPM .....	100
<b>Tabla 12:</b>	Caudales y Alturas Efectivas a diferentes RPM.....	101
<b>Tabla 13:</b>	Alturas del Sistema a diferentes RPM .....	106
<b>Tabla 14:</b>	Alturas del sistema en función del caudal a diferentes RPM.....	106
<b>Tabla 15:</b>	Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1000 RPM.....	113
<b>Tabla 16:</b>	Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1250 RPM.....	114
<b>Tabla 17:</b>	Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1500 RPM.....	114

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 01:</b>	Caudales y alturas Efectivas a 1000 RPM.....	102
<b>Gráfico 02:</b>	Caudales y alturas Efectivas a 1250 RPM.....	102
<b>Gráfico 03:</b>	Caudales y alturas Efectivas a 1500 RPM.....	104
<b>Gráfico 04:</b>	Caudal - H <sub>SISTEMA</sub> (1000 RPM).....	107
<b>Gráfico 05:</b>	Caudal - H <sub>SISTEMA</sub> (1250 RPM).....	108
<b>Gráfico 06:</b>	Caudal - H <sub>SISTEMA</sub> (1500 RPM).....	109
<b>Gráfico 07:</b>	Punto óptimo de funcionamiento (1000 RPM). ....	110
<b>Gráfico 08:</b>	Punto óptimo de funcionamiento (1250 RPM). ....	111
<b>Gráfico 09:</b>	Punto óptimo de funcionamiento (1500 RPM). ....	112
<b>Gráfico 10:</b>	Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1000 RPM.....	115
<b>Gráfico 11:</b>	Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1250 RPM.....	116
<b>Gráfico 12:</b>	Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1500 RPM.....	116

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 01:</b>	Trayectoria de una partícula de fluido en el rodete de una máquina: a) radial y b) axial.....	27
<b>Figura 02:</b>	Rendimiento de un ventilador centrífugo. ....	33
<b>Figura 03:</b>	Disposición del ensayo del Ventilador. ....	34
<b>Figura 04:</b>	Esquema de tubo de Pitot.....	37
<b>Figura 05:</b>	Mediciones de la presión dinámica ( $P_d$ ), presión estática ( $P_e$ ) y presión total ( $P_t$ ) en el ducto.....	38
<b>Figura 06:</b>	Curvas características del ventilador centrífugo .....	39
<b>Figura 07:</b>	Fuerzas que actúan en el freno Prony .....	43
<b>Figura 08:</b>	Tacómetro, medidor de RPM.....	44
<b>Figura 09:</b>	Circuito fotoeléctrico básico. ....	45
<b>Figura 10:</b>	Dimensiones del ducto según NAFH .....	49
<b>Figura 11:</b>	Determinación de la fuerza $F$ de presión, que tiende a separar las dos partes del cilindro. ....	51
<b>Figura 12:</b>	Fuerza total de presión que actúa en una sección transversal .....	53
<b>Figura 13:</b>	Dimensiones del ducto de impulsión en función del diámetro.....	57
<b>Figura 14:</b>	Cono regulador del caudal.....	58
<b>Figura 15:</b>	Determinación de las dimensiones del cono regulador de caudal .....	59
<b>Figura 16:</b>	Dimensiones del ducto de impulsión.....	60
<b>Figura 17:</b>	Determinación de dimensiones del área de l ducto de impulsión .....	61
<b>Figura 18:</b>	Dimensiones del cono regulador de caudal.....	62
<b>Figura 19:</b>	Determinación de la generatriz del cono regulador de caudal .....	62
<b>Figura 20:</b>	Determinación de las dimensiones del área de cono regulador de caudal .....	63

<b>Figura 21:</b>	Freno “PRONY” .....	65
<b>Figura 22:</b>	Dimensiones del freno Prony.....	65
<b>Figura 23:</b>	Ubicación del tubo de Pitot en el ducto de impulsión.....	69
<b>Figura 24:</b>	Tubo de Pitot en el Centro del ducto y distribución de velocidades en la sección del ducto.....	70
<b>Figura 25:</b>	Medición de la altura de la presión total con el tubo de Pitot	70
<b>Figura 26:</b>	Medición de la altura de la presión estática .....	71
<b>Figura 27:</b>	Curvas características de un ventilador centrífugo a RPM = constante. ....	74
<b>Figura 28:</b>	Instalación del módulo de ensayo del ventilador .....	75
<b>Figura 29:</b>	Características geométricas del ventilador centrífugo .....	76
<b>Figura 30:</b>	Curva característica del ventilador y curva del sistema. ....	77
<b>Figura 31:</b>	Distribución de velocidades en la sección 2 del ducto de impulsión.....	92

**INDICE DE ANEXOS**

<b>ANEXO N° 01</b> .....	123
<b>ANEXO N° 02</b> .....	124
<b>ANEXO N° 03</b> .....	128
<b>ANEXO N° 04</b> .....	129
<b>ANEXO N° 05</b> .....	135

## RESUMEN

Considerando que nuestra Escuela Profesional es relativamente joven y, que nuestra Universidad como las demás del país no cuentan con los recursos económicos necesarios para equipar los laboratorios de ingeniería, en ese sentido el proyecto de investigación y Tesis desarrollado contribuye a suplir esa necesidad académica aplicando los conocimientos adquiridos de la ingeniería de diseño mecánico y eléctrico. El objetivo de la Tesis fue “Diseñar y construir un módulo para el estudio del comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes RMP”. La metodología empleada es la de la ingeniería de diseño mecánico que abarca las siguientes etapas: Reconocimiento de la necesidad, definición del problema, síntesis, análisis y optimización, evaluación y construcción del prototipo del módulo de ensayo. Para la validación del módulo se realizó los ensayos experimentales del ventilador a tres velocidades, cuyos resultados de la determinación gráfica del punto óptimo de funcionamiento fueron, 1000, 1250 y 1500 RPM. Las conclusiones de la tesis fueron óptimos, lográndose diseñar y construir el módulo para el estudio del comportamiento del ventilador centrífugo. Se graficaron convenientemente las curvas del comportamiento del ventilador a tres velocidades: Curva H-Q, curva del sistema, determinación gráfica del punto óptimo de funcionamiento del ventilador, concluyéndose finalmente con los gráficos de las curvas características de presión total, potencia al eje y eficiencia total del ventilador centrífugo funcionando a 1000 RPM, 1250 RMP y 1500 RPM.

**Palabras clave:** Ventilador centrífugo, diseño, punto de funcionamiento, curvas características.

## ABSTRACT

Considering that our Professional School is relatively young and that our University like the other of the country don't have the economic necessary resources to equip the engineering laboratories, in that sense the investigation project and developed Thesis contribute to replace that academic necessity applying the acquired knowledge of the engineering of design mechanic and electric. The objective of the Thesis was to "Design and to build a module for the study of the behavior from a centrifugal fan to different RMP." The used methodology is that of the engineering of design mechanic that embraces the following stages: Recognition of the necessity, definition of the problem, synthesis, analysis and optimization, evaluation and construction of the prototype of the test module. For the validation of the module he/she was carried out the experimental tests from the fan to three speeds whose results of the graphic determination of the good point of operation were: 1000, 1250 y 1500 RPM. The conclusions of the thesis were good, achieving you to design and to build the module for the study of the behavior of the centrifugal fan. It was traced the curves of the behavior meetly from the fan to three speeds: Curved H-Q, curves of the system, graphic determination of the good point of operation of the fan, being concluded finally with the graphics of the characteristic curves of total pressure, it develops to the axis and total efficiency of the centrifugal fan working to 1000 RPM, 1250 RMP and 1500 RPM.

**Keywords:** Centrifugal fan, I design, operation point, characteristic curves

## INTRODUCCIÓN

Los ventiladores forman parte de la familia de las turbomáquinas generatrices y, dentro de ella, ocupan un puesto intermedio entre el de los compresores y el de las bombas. Y tienen diversa aplicación industrial, comercial y residencial; como: Extracción de gases de escape, refrigeración de máquinas en general, calefacción, aire acondicionado, calentadores, secadores, circulación en hornos, extracción o introducción de gases en reactores, ventilación de ambientes, equipos de recolección de polvos, etc.

Pero en la mayoría de estas aplicaciones los ventiladores necesitan ser estudiados y comprobarlos en su comportamiento mediante ensayos técnicos de laboratorio y considerando que la teoría de las diferentes áreas de la Ingeniería Mecánica Eléctrica requiere de la experimentación práctica para que nuestra enseñanza eleve su calidad académica al contrastar la teoría con la práctica. En ese contexto el objetivo fundamental de la tesis es desarrollar el “Diseño y Construcción de un módulo para el estudio del comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes RPM” de acuerdo a la norma ISO 5810. Industrial fans – Performance testing using standardized airways y la instalación corresponde a la Categoría B: Entrada libre, ducto a la salida.

La justificación académica del proyecto de tesis es relevante considerando que el módulo de ensayo se aprovechará para implementar ensayos experimentales en el curso de Laboratorio de Ingeniería Mecánica y complementar la formación académica de los estudiantes de Ingeniería Mecánica Eléctrica y además

económicamente constituye un ahorro significativo para la Universidad por el costo que tiene el módulo de ensayo en el mercado.

En el desarrollo del trabajo de tesis se establecen los ensayos que se pueden realizar para la determinación del punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo, como para graficar sus curvas características. De la misma manera se desarrolla el diseño del modo de ensayo y se muestran los cálculos de ingeniería respectivos.

**El Capítulo I:** de la tesis, se refiere al planteamiento del problema de investigación, en el que se describe la naturaleza del problema, la justificación del proyecto como los objetivos del mismo.

**El Capítulo II:** de la tesis, la constituye el marco teórico donde se abarca aspectos relacionados a los antecedentes de la investigación, sustento teórico, el glosario de términos básicos, la hipótesis de la investigación y la operacionalización de las variables.

**El Capítulo III:** de la tesis, es el de Diseño metodológico de la investigación, en el cual se abarca los cálculos de ingeniería referente a la selección y diseño del módulo de ensayo.

**Capítulo IV:** de la tesis, se realiza el análisis e interpretación de los resultados referente a los ensayos técnicos para el estudio del comportamiento del ventilador centrífugo a 1000 RPM, 1250 RMP y 1500 RPM.

## CAPÍTULO I

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

### 1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Durante los años de nuestra formación académica en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica un aspecto importante en la formación como ingenieros debería haber sido la formación teórica paralelamente con la formación en la experimentación práctica de las diferentes áreas que abarca la ingeniería mecánica eléctrica, para que nuestra enseñanza sea de calidad al contrastar los conocimientos teóricos con la práctica experimental en la ingeniería.

Considerando que nuestra Escuela Profesional es relativamente joven y, que nuestra Universidad y las Universidades del país no cuentan con los recursos económicos necesarios para equipar adecuadamente los laboratorios de ingeniería para una enseñanza óptima de la ingeniería; este problema lo viven las Universidades nacionales por la política educativa de nuestros gobiernos, que no entienden que solo una educación de calidad en las Universidades implicará que nuestro país desarrolle en todos los aspectos como el desarrollo industrial, tecnológico, económico y educacional.

Nuestra Escuela Profesional considerando este problema importante, y con el objetivo de buscar una solución a este aspecto; los últimos años como política de nuestra Escuela se está motivando e impulsando el equipamiento de los laboratorios a través de los proyectos de tesis que involucran el diseño y construcción de módulos de experimentación para ingeniería con el

asesoramiento de los docentes de los cursos de laboratorios de ingeniería de las diferentes áreas que comprende la Ingeniería Mecánica Eléctrica.

Otro aspecto fundamental de la experimentación en módulos de ensayo convenientes equipados es la iniciación en investigación que deben tener los alumnos de nuestra Escuela y, que nosotros lo experimentamos a través de la tesis que se desarrolló. Además, se consideró que la iniciación en investigación es un aspecto fundamental en la coyuntura actual de acreditación de nuestra universidad.

En las currículas de todas las universidades del país y del extranjero en los laboratorios de ingeniería mecánica se debe experimentar el funcionamiento de un ventilador centrífugo y más, teniendo en cuenta que éstas máquinas se emplean masivamente en la industria, y parece lógico que los alumnos de ingeniería tenga siquiera unos conocimientos, con los que poder manejarse en esta técnica con cierta soltura y sin dudas. Es en ese sentido que considerando que en los laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Escuela Profesional, no existía el módulo de ventilador centrífugo, importante para el estudio experimental; se logró a través del desarrollo de la tesis el diseño y construcción del módulo con el asesoramiento del docente del curso; teniendo como marco referencial el módulo de la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima para lo cual se viajó a la ciudad de Lima.

En la ejecución de la tesis se logró poner en la práctica todos los conocimientos del diseño de elementos máquinas para el diseño del módulo, lográndose una capacitación en el diseño tanto de nosotros como del docente asesor, experiencia única que conllevó a contribuir a nuestra Escuela Profesional con un módulo para

la experimentación de un ventilador centrífugo, que en un futuro próximo ayudará en la formación académica experimental y en la iniciación en la investigación de nuestros futuros compañeros de nuestra Escuela.

## 1.2. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El proyecto de tesis se desarrolló porque se identificó que nuestra Escuela Profesional carecía en el laboratorio de Ingeniería Mecánica de un módulo de ensayo para investigar el funcionamiento de un ventilador centrífugo y, en coordinación con el docente asesor se diseñó y construyó en base a equipos en desuso del laboratorio el módulo para el estudio del funcionamiento de un ventilador centrífugo a diferentes RPM. Módulo que servirá para equipar el laboratorio de ingeniería mecánica de la Escuela Profesional, contribuyendo al proceso de acreditación de nuestra Escuela en el aspecto fundamental del equipamiento de laboratorios.

El módulo servirá para que en él los docentes del área de turbomáquinas puedan realizar los ensayos experimentales para complementar la teoría respectiva de los ventiladores motivando a los estudiantes en la iniciación de la investigación lo cual es fundamental para su formación académica.

Desde el punto de vista económico el diseñar y construcción del módulo experimental constituye un ahorro significativo para nuestra Universidad, puesto que en el mercado un módulo de esas características está alrededor de veinte mil dólares.

Consideramos que el objetivo de la Universidad es la solución de los problemas de ingeniería como un aporte a la sociedad, la tesis desarrollada

servirá como una investigación de referencia en el área del diseño de máquinas, aspecto que en nuestras universidades no se desarrolla por las diferentes limitaciones que existen.

### **1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **1.3.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir un módulo para el estudio del comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes RPM.

#### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Diseñar el ducto de impulsión del módulo.
- Diseñar el cono regulador de caudal
- Diseñar el mecanismo de medición de la potencia en el eje del ventilador.
- Diseñar el sistema de transmisión para variar las RPM del eje del ventilador.
- Estudiar el comportamiento del ventilador centrífugo a diferentes RPM en el módulo.

## CAPÍTULO II

## MARCO TEÓRICO

### 2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

- En este manual se explica los procedimientos para la realización de ensayos experimentales del área de Ingeniería Mecánica en la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima, uno de cuyos ensayos se refiere precisamente al ventilador centrífugo cuyo objetivo del mismo es determinar el comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes condiciones de funcionamiento.

El módulo experimental referencial es uno fabricado en Estados Unidos que se encuentra en el laboratorio de Máquinas Térmicas, obviamente respecto a su diseño en el manual de uso no existe ninguna información. Precisamente éste módulo sirvió de referencia principal para el diseño y fabricación del módulo de la tesis desarrollada, para lo cual se viajó a la ciudad de Lima y se visitó a la UNI para la recolección de todos los datos técnicos respecto a su diseño y fabricación; en base a dicha información y adecuándonos a condiciones técnicas y económicas se diseñó y construyó el módulo eficientemente. (Ingeniería, 2009)

- En los apuntes de este curso se analiza información referente a la teoría de ventiladores centrífugos en la que trata de las etapas de cálculo del ventilador centrífugo. En el capítulo referente a pruebas de ventiladores se estudió la teoría para analizar ensayos del comportamiento de ventiladores. De la misma manera en la página N° 26 se resumió

información referente a la selección de ventiladores utilizando catálogos proporcionados por los fabricantes (Evtcev, 1997).

- La información referente a la Práctica de laboratorio 3 del curso de Ingeniería de Fluidos, cuyo objetivo es obtener experimentalmente las curvas características de un ventilador centrífugo, donde se precisa que se obtuvieron los siguientes gráficos:
  - Curva de presión total en función del caudal
  - Curva de la potencia consumida en función al caudal
  - Curva de rendimiento del ventilador en función del caudal
  - Determinación de la velocidad específica del ventilador.

Se resumió aspectos referentes a la instalación del módulo, medidas y cálculos de parámetros necesarios en el ensayo experimental. Y finalmente se obtuvo un formato de hoja de toma de datos de laboratorio. (Oviedo, 2015)

## **2.2. SUSTENTO TEÓRICO**

### **2.2.1. Máquinas de fluido**

Las máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido (agua o aire) o bien proporciona la energía que absorbe la máquina o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

En toda máquina de fluido hay un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica. Por ejemplo, el aire sale de un ventilador con más presión que

la que tenía a la entrada de la misma, porque el ventilador ha restituido al aire la energía absorbida en el eje.

Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas. (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2010)

**Máquina hidráulica**, es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de peso específico, y por tanto de volumen específico en su paso a través de la máquina. (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2010)

**Máquina Térmica**, es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía de volumen específico.

La compresibilidad e incompresibilidad del fluido que se traduce en la variación o invariancia del volumen específico es fundamental en el diseño de una máquina. En el ventilador la variación del volumen específico es inferior a 1000 mm de columna de aire y se considera hipotéticamente que el volumen específico es constante para su diseño. (Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2010)

### 2.2.2. Máquina hidráulica

Para clasificar las máquinas hidráulicas se atiende al órgano principal de la máquina, o sea al órgano en que se intercambia la energía mecánica en energía del fluido o viceversa, este órgano se llama rodete.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

La ecuación de Bernoulli, escrita entre la entrada y la salida del rotor de una máquina hidráulica puede escribirse así:

$$\Delta H = \pm \left( \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (Ec.1)$$

Donde:

$P_1$  = Presión a la entrada del rotor.

$P_2$  = Presión a la salida del rotor.

$Z_1$  = Altura geodésica a la entrada del rotor.

$Z_2$  = Altura geodésica a la salida del rotor.

$V_1$  = Velocidad a la entrada del rotor.

$V_2$  = Velocidad a la salida del rotor.

$\gamma$  = Peso específico del aire.

$g$  = Aceleración de la gravedad.

Donde el signo (+) se refiere a un motor hidráulico, por ejemplo, una turbina, y el signo (-) a un generador hidráulico, por ejemplo, un ventilador o una bomba.

**2.2.3. Ecuación de Euler**

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de los turbomáquinas hidráulicas, expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas, para los ventiladores está dada por:

$$H_t = \frac{1}{g} (\mu_2 c_{2u} - \mu_1 c_{1u}) \dots\dots\dots (Ec.2)$$

Donde:

$H_t$  = Altura teórica de Euler.

$c_{1u}$  y  $c_{2u}$  = componentes circunferenciales de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida o proyecciones de  $c_1$  y  $c_2$  sobre  $\mu_1$  y  $\mu_2$ .

$\mu_1$  y  $\mu_2$  = Velocidad del rodete en la entrada y salida o velocidades absolutas del alabe.

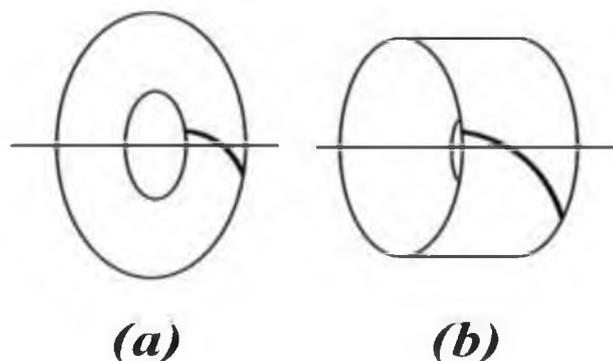
Los ventiladores son máquinas generadoras: el rodete imparte energía al fluido por lo tanto el valor de  $H_t$  es la energía específica comunicada al fluido, que medida en Kgm/Kg o m, se llama altura teórica de la máquina. (Mataix, Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, 2010)

#### 2.2.4. Clasificación de las turbomáquinas según la dirección del fluido

En las figuras 1 a y b se representa con línea continua y una flecha la trayectoria de una partícula que atraviesa el rodete en los dos casos siguientes:

- En la Fig. 1a se representa la trayectoria de una partícula en una máquina centrífuga o radial.
- En la Fig. 1b, lo mismo en una máquina axial.

**Figura 1:** Trayectoria de una partícula de fluido en el rodete de una máquina: a) radial y b) axial.



**Fuente:** Mataix, C. (2010) *Mecánica de Fluidos y Maquinas hidráulicas*

En la máquina centrífuga o radial la velocidad en ningún punto (del rodete) tiene componente axial, solo tiene dos componentes: tangencial y radial.

En la máquina axial la velocidad en ningún punto tiene componente radial, solo tiene dos componentes axial y circunferencial.

### **2.2.5. Pérdidas en el ventilador**

Todas las pérdidas de energía entre la entrada y la salida del ventilador se clasifican en tres grupos:

- Pérdidas hidráulicas
- Pérdidas volumétricas
- Pérdidas mecánicas

#### **2.2.5.1. Pérdidas hidráulicas**

Las pérdidas hidráulicas disminuyen la energía específica útil que el ventilador comunica al fluido, o sea la altura efectiva. Son de dos clases: pérdidas de superficie y pérdidas de forma: las pérdidas de superficie se producen por el rozamiento del fluido con las paredes del ventilador (rodete, corona y directriz) o de las partículas del fluido entre sí; las pérdidas de forma se producen por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo. (Mataix, Mecánica de Fluidos y maquinas hidráulicas, 2010)

#### **2.2.5.2. Pérdidas volumétricas**

Estas pérdidas son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: pérdidas exteriores  $q_e$  y pérdidas interiores  $q_i$ .

Las pérdidas volumétricas exteriores  $q_e$ , constituyen fugas de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje del ventilador, que la atraviesa. Para reducirlas se utiliza la caja de empaquetadura o prensaestopas, que se llama de material de cierre, provista de su correspondiente tapa con pernos, que permiten comprimiendo el prensaestopas contra el eje de la máquina mejorar el cierre.

Las pérdidas volumétricas interiores  $q_i$ , son las más importantes y reducen mucho el rendimiento volumétrico de algunas bombas; aunque  $q_e$  se haya reducido prácticamente a 0 por un prensaestopas de alta calidad. La explicación de estas pérdidas es la siguiente: a la salida del rodete hay más presión que a la entrada. Luego parte del líquido en vez de seguir a la caja espiral retrocederá por el conducto que forma el juego del rodete con la carcasa a la entrada del rodete, para volver a ser impulsado por la bomba.

Este caudal, llamado caudal de cortocircuito, absorbe energía del rodete.  
(Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2010)

### **2.2.5.3. Pérdidas mecánicas**

Las pérdidas mecánicas se originan en:

- El rozamiento del prensaestopas con el eje del ventilador.
- El rozamiento del eje con los cojinetes.
- El rozamiento del disco, se llama así al rozamiento de la pared exterior del rodete con la atmósfera que le rodea. Es decir, el rodete de un ventilador es un disco o mejor una caja en cuyo interior circula el fluido; pero en el exterior, o sea en el juego entre el rodete y la carcasa, inevitablemente penetra también el fluido: el disco no gira, pues, en el vacío, sino en una

atmósfera donde se produce un rozamiento que incluimos en las pérdidas mecánicas y se denomina pérdida por rozamiento de disco. (Mataix, Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, 2010).

#### 2.2.5.4. Altura efectiva de un ventilador

Si no hubiera pérdida en el interior del ventilador la altura teórica o de Euler sería también el aumento de altura que experimentaría el fluido entre la entrada y salida del ventilador.

La altura efectiva,  $H$  es la altura útil que da el ventilador o sea la altura teórica de Euler  $H_t$  menos las pérdidas en el interior del ventilador.

$$H = H_t - H_{int} \dots \dots \dots (Ec.3)$$

Donde:

$H$  = Altura efectiva.

$H_t$  = Altura teórica de Euler.

$H_{int}$  = Altura de pérdida en el interior del ventilador.

#### 2.2.6. Ventilador radial o centrífugo

Los ventiladores radiales o centrífugos son utilizados cuando el flujo de aire requerido es relativamente bajo comparado a la altura de presión que va a proporcionar el ventilador.

Los ventiladores radiales o centrífugos tienen su aplicación en transporte neumático, quemadores y cámaras de combustión, ventilación, tiro forzado e inducido en calderas, colectores de polvo, procesos de secado, chimeneas, aire acondicionado, etc.

Lo que determina cuando se debe utilizar un ventilador axial o radial es la eficiencia. Para determinadas condiciones de flujo de aire y altura de presión de un ventilador es más eficiente que otro.

Esto se refleja en la cifra llamada número específico de revoluciones de caudal  $N_q$ . El rango dentro de un ventilador centrífugo es más eficiente que uno axial es de 20 – 80, y los axiales su  $N_q$  está entre 80 – 600. (Cherkasski, 2011)

En el sistema métrico, el número específico de revoluciones de caudal, está dado por:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (Ec.4)$$

Dónde: N = Velocidad de rotación del motor (RPM)

Q = Caudal del fluido (m<sup>3</sup>/s)

H = Altura de presión total (m)

**2.2.7. Características de los ventiladores**

**2.2.7.1. Caudal**

Es el volumen de fluido que circula por el ventilador en la unidad de tiempo. Esta definición es exacta para ventiladores de media y baja presión, pues en los de alta presión debería tenerse en cuenta la compresibilidad del fluido, variando la definición a la masa de aire (o fluida) que circula por el ventilador en la unidad de tiempo, para una masa de aire en las condiciones normales de presión y temperatura: (Masana, Ventiladores y Turbocompresoras, 2012)

- Temperatura : 20°C
- Humedad relativa : 65%
- Presión : 760 mm Hg

### 2.2.7.2. Presión

Podemos definir la presión como la diferencia algebraica entre las presiones totales medias en las bocas de impulsión y de aspiración, los caudales se expresan en milímetros de columna de agua ( $760 \text{ mm Hg} = 10,133 \text{ m.m.c.d.a}$ ). La presión estática ( $P$ ) es la presión interior de un fluido que se halla moviéndose en línea recta, es decir, la fuerza por unidad de área ejercida contra las paredes de un recipiente por un fluido que está en reposo; la presión estática es la producida por el movimiento al azar de las moléculas de un fluido, pero no por el movimiento del fluido como un todo. La presión de velocidad ( $\rho v^2/2$ ) es la fuerza por unidad de área ejercida por el movimiento en conjunto de un fluido sobre un plano perpendicular a la dirección del movimiento. (Masana, Ventiladores y Turbocompresoras, 2012).

La presión total o dinámica o de estancamiento  $\left( P + \frac{\rho v^2}{2g} \right)$  es la suma de las presiones estáticas y de velocidad es la presión total ejercida por un fluido en movimiento sobre un plano perpendicular a la dirección del movimiento.

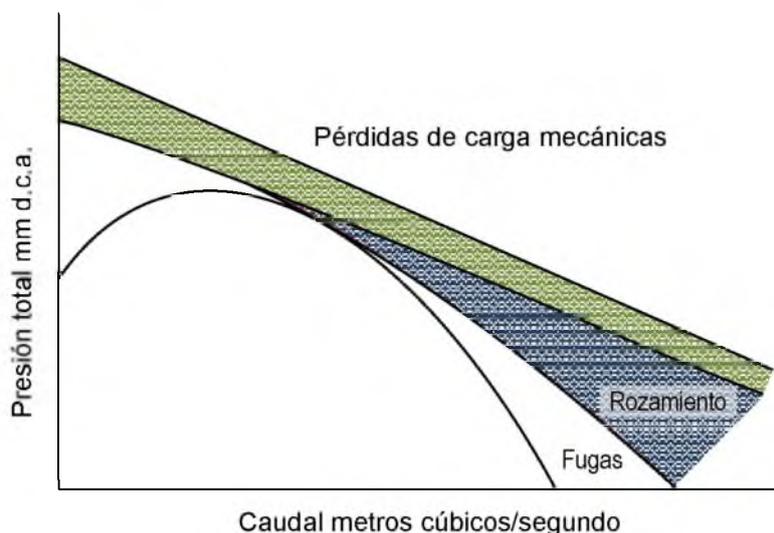
Las unidades de presión en  $\text{Kg/mm}^2$  o  $\text{mm.d.c.a.}$ ,  $V$  la velocidad media en  $\text{m/s}$ ,  $\rho$  la densidad del fluido en  $\text{Kg/m}^3$  y  $g$  la aceleración de la gravedad en  $\text{m/s}^2$ .

### 2.2.7.3. Rendimiento

La calidad mecánica de un ventilador se juzga por su rendimiento, que se define como el cociente entre la potencia utilizada y la suministrada. Los especialistas y los constructores recurren a rendimientos parciales para comparar aisladamente los diferentes factores que influyen, en el funcionamiento del aparato. (Masana, Ventiladores y Turbocompresoras, 2012)

En la figura 2 se muestra la curva clásica de un ventilador centrífugo de acuerdo con el diagrama de Eck.

**Figura 2:** Rendimiento de un ventilador centrífugo.



**Fuente:** Masana, J. (2011) *Ventiladores y turbocompresoras*, Barcelona

## 2.2.8. Ensayos y pruebas

### 2.2.8.1. Disposición

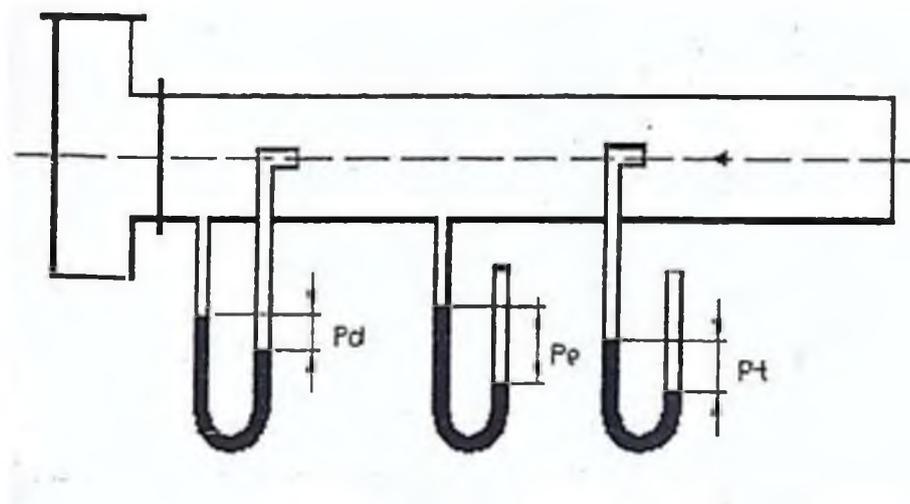
Para determinar la curva de funcionamiento de cualquier ventilador debe ser éste ensayado convenientemente. Existen diversos medios para realizar este ensayo y diversos sistemas. En un ensayo de un ventilador se debe medir y calcular la presión total, la presión estática, potencia al eje, eficiencia total, caudal de aire y las RPM del ventilador con el objeto de conocer si el ventilador va a satisfacer los requerimientos del sistema al cual va a ser instalado.

Uno de los ensayos más simples, y que no requiere mediciones dificultosas ni el manejo engorroso de coeficientes o de boquillas aforados es el

utilizado por la “National Association of Fan Manufacturers” (NAFM) que vamos a exponer a continuación para ventiladores centrífugos y que académicamente es ensayado en la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima.

El ventilador así ensayado se dispone de acuerdo con la Figura 3. El ducto de ensayo ha de ser cilíndrico y de plancha de acero perfectamente lisa y aún mejor protegida por un buen galvanizado sin rugosidades. La sección de este tubo será equivalente a la de la boca de impulsión; es decir, tendrá igual superficie, con una tolerancia de un 5%, y la longitud necesaria será de unas diez veces su diámetro.

**Figura 3:** Disposición del ensayo del Ventilador.



**Fuente:** National Association of Fan Manufacturers (NAFM)

Los constructores de ventiladores los fabrican con la boca de impulsión cuadrada o rectangular, la unión del tubo a la boca de impulsión deberá realizarse mediante una pieza de unión de bocas cuadrada/rectangular a redonda teniendo en cuenta que las caras laterales de esta pieza tronco-piramidal no deberán

exceder en su inclinación por encima de los seis o siete grados respecto al eje del tubo.

En el extremo final del tubo se dispone de un regulador de caudal de forma cónica que sea capaz de abrir o cerrar el paso del aire.

La velocidad de régimen (RPM) del ventilador se determinará mediante un tacómetro de garantía con sucesivas mediciones de las que se calculará su media.

Las presiones se miden con un tubo de Pitot, que puede adquirirse en las empresas dedicadas a la fabricación y venta de aparatos de metrología.

La presión dinámica se medirá mediante un micromanómetro sensible o bien a partir de la velocidad del aire de acuerdo con:

$$P_d = \frac{\delta \times v^2}{2g} \dots\dots\dots (Ec.5)$$

Donde:

$P_d$  = Presión dinámica

$V$  = Velocidad

$G$  = Aceleración de la gravedad

El caudal se halla a partir de la velocidad:

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad} \times \text{Sección del ducto}$$

La potencia absorbida puede determinarse con un dinamómetro o con un vatímetro, debiendo tener en cuenta en este caso el rendimiento del motor.

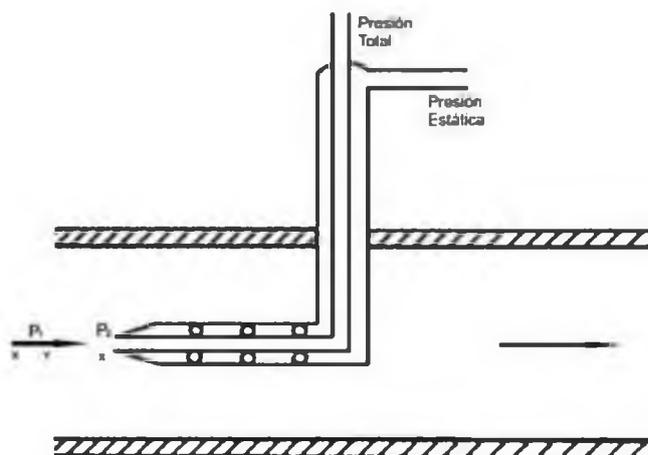
El tubo de Pitot debe colocarse en el ducto de ensayo a 7,5 veces el diámetro.

Debe comenzarse el ensayo con la boca del ducto de prueba totalmente cerrada realizando de esta manera una primera medición.

#### **2.2.8.2. Tubo de Pitot**

El tubo de Pitot utilizado para la medición del caudal está constituido por dos tubos que detectan la presión en dos puntos distintos de la tubería. Pueden montarse por separado o agrupado dentro de un alojamiento, formando un dispositivo único. Uno de los tubos mide la presión de impacto o presión total (presión estática más presión dinámica) en un punto de la vena. El otro mide únicamente la presión estática, generalmente mediante un orificio practicado en la pared de la conducción. (Mott, *Mecánica de Fluidos Aplicado*, 2013)

El tubo de Pitot mide dos presiones simultáneamente: presión de impacto o total ( $P_t$ ) y presión estática ( $P_e$ ). el dispositivo para medir la presión de impacto es un tubo con un extremo doblado en ángulo recto hacia la dirección el flujo. El extremo del tubo que mide la presión estática es cerrado, pero tiene una pequeña ranura en un lado. Los tubos se pueden montar separados o en una sola unidad. En la figura 4.

**Figura 4:** Esquema de tubo de Pitot.

**Fuente:** Mott, R. (2013) *Mecánica de Fluidos aplicado*, México

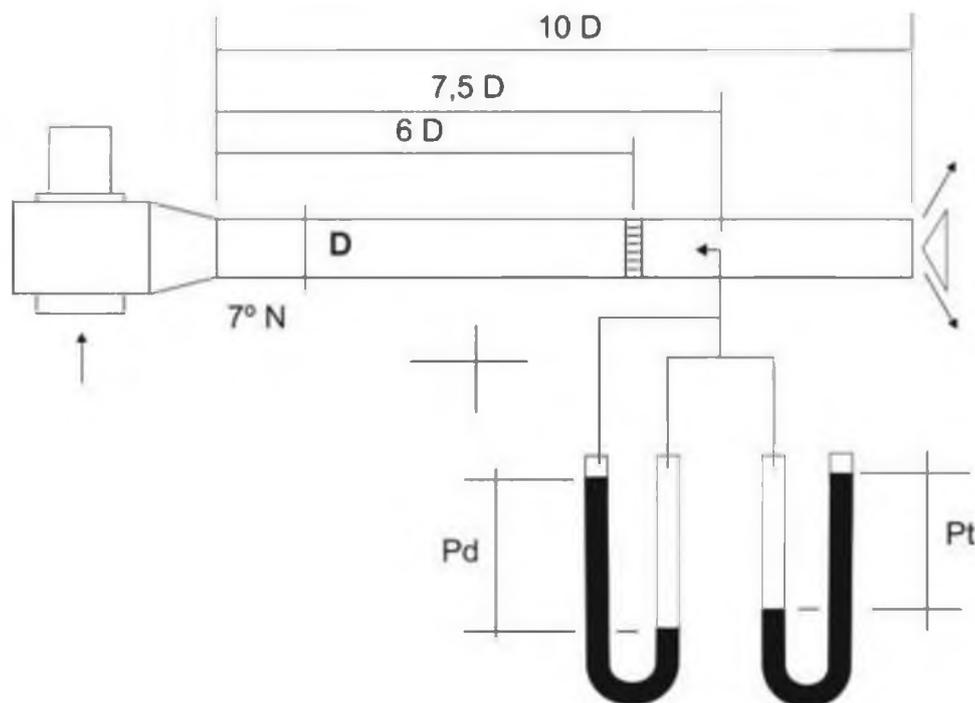
Para determinar el lugar de inserción de los tubos, es necesario localizar el punto de máxima velocidad, desplazando el orificio de los mismos a lo largo del diámetro de la tubería. A pesar de que un tubo de Pitot puede calibrarse para medir caudal dentro de una tolerancia del 0,5% en más o menos, la distribución inestable de velocidades puede desencadenar errores importantes. Esto constituye uno de los motivos por los que estos elementos se utilizan sobre todo para la medida de caudal de gases (aire).

La presión diferencial medida a través del tubo de Pitot puede calcularse utilizando la ecuación de Bernoulli, y resulta ser proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido.

Los tubos de Pitot tienen limitada aplicación industrial debido a que pueden obstruirse con cierta facilidad con las partículas que pueda arrastrar el fluido. En general se emplean en ductos de gran diámetro, con fluidos limpios, principalmente gases y vapores.

Al tubo de Pitot para realizar experimentalmente la medida de las presiones en el ducto se le adiciona un manómetro diferencial de la manera que se muestra en el esquema de la figura 5.

**Figura 5:** Mediciones de la presión dinámica ( $P_d$ ), presión estática ( $P_e$ ) y presión total ( $P_t$ ) en el ducto.



**Fuente:** National Association of Fan Manufacturers (NAFM)

### 2.2.8.3. Curvas características de un ventilador centrífugo

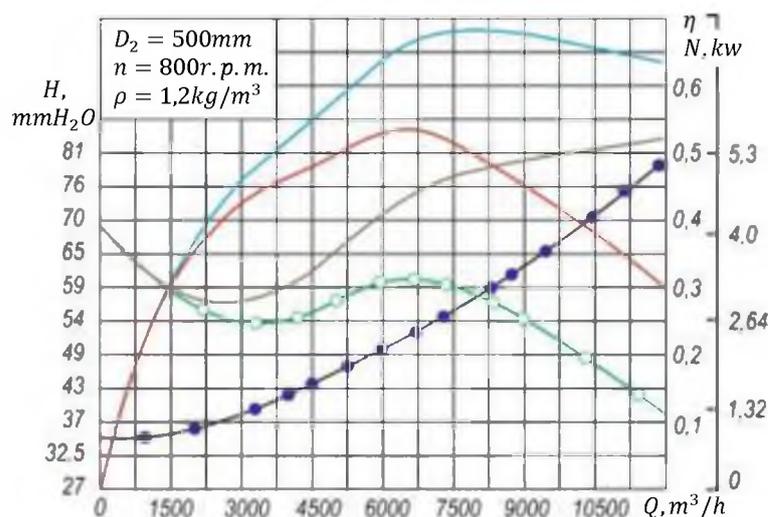
El funcionamiento del ventilador con la frecuencia de rotación dada se caracteriza por el caudal volumétrico  $Q$ , la presión total  $P$ , la potencia  $N$  y el rendimiento total  $\eta$ .

Se llaman curvas características de los ventiladores a las gráficas de las alturas de presión total y estática o presión total y presión estática, de la potencia en el eje del rendimiento o eficiencia total en función del caudal volumétrico.

Las curvas características se obtienen mediante el ensayo inmediato de los ventiladores con frecuencia de rotación constante.

En la figura siguiente se muestran las formas típicas de las curvas características para una frecuencia de rotación constante,  $n = \text{constante}$ .

**Figura 6:** Curvas características del ventilador centrífugo



**Fuente:** Cherkasski, V. (2011) *Bombas, Ventiladores, Compresoras*, Moscú 2da Edición

### 2.2.9. Motores eléctricos

Los motores eléctricos se pueden dividir en dos categorías: los que operan con corriente alterna (CA), en los cuales el voltaje varía sinusoidalmente, y los que trabajan con corriente directa (CD), donde el voltaje es constante para una condición de operación dada. Los motores de CA también se caracterizan como polifásicos o monofásicos (dos cables y tierra). (Orthwein, 2006).

### 2.2.9.1. Motores de corriente alterna

Los motores de corriente alterna se clasifican en cuatro tipos según la NEMA (National Electrical Manufacturers Association): (1) motores de inducción (2) motores síncronos, (3) motores de arranque con devanado parcial, y (4) motores con devanado en serie. Los motores de inducción tienen un número de subclasificaciones de acuerdo a la NEMA.

Los motores de inducción operan a velocidades fijas, determinados por el número de polos acomodados en el devanado y a la frecuencia de la energía suministrada. Son de relativo bajo costo, robustos y requieren poco mantenimiento porque no tienen conexiones eléctricas (ni escobillas, conmutadores, colectores) en el rotor.

Los motores de inducción se pueden subdividir en motores de jaula de ardilla y motores de inducción de rotor devanado. Los motores de jaula de ardilla se llaman así a causa del arreglo de los conductores en sus rotores. El espacio entre los conductores se rellena con material no conductor para darles la apariencia final.

En el motor de inducción de rotor devanado, el rotor de jaula de ardilla es reemplazado por uno con devanados o bobinas conectados a anillos de deslizamiento, de modo que el circuito del rotor pueda conectarse a un circuito externo por medio de escobillas.

Un motor de inducción operará a una evolución ligeramente menor a la velocidad síncrona (7% o menos) siempre que entregue un par mayor de cero, porque está es la diferencia en la velocidad rotacional del rotor y la velocidad

rotacional del campo magnético producido por las bobinas de campo (o estator) que inducen la corriente en el rotor y, por consiguiente, produce el par entre el rotor y el campo.

En los motores verdaderamente síncronos, las bobinas del rotor están conectados a circuitos externos por medio de escobillas y un conmutador para controlar el campo magnético inducido por la corriente en el devanado del rotor; éstos pueden utilizar un devanado de inducción para arrancar y añadir estabilidad a la frecuencia. (Orthwein, 2006)

#### **2.2.9.2. Motores trifásicos**

La mayor parte de los motores industriales de un caballo de potencia o mayores son motores de inducción de tres fases porque son de menor tamaño y más económicos que los motores de una fase de igual potencia. Varían en capacidad desde menos de un caballo de potencia hasta 10000 hp. A pesar de la ventaja de su tamaño los motores trifásicos de potencia fraccionaria no se utilizan en aparatos ni en equipos de talleres domésticos, a causa del gasto adicional de cambiar el cableado de la casa de monofásico a trifásico. (Seymour, 2005).

#### **2.2.10. Medición de la Potencia al eje**

Para determinar la potencia en el eje del ventilador (N) es necesario la medición del torque (T) y la velocidad angular ( $\omega$ ).

$$N = T \cdot \omega \dots\dots\dots(\text{Ec.6})$$

Dónde:         $N$  = Potencia al eje ( $\omega$ )  
                   $T$  = torque (N-m)  
                   $\omega$  = velocidad angular (rad/s)

Generalmente el torque se puede medir mediante la medición de la fuerza ( $F$ ) en Newton (N) por el brazo de palanca ( $b$ ) en metros (m) definido y, frecuentemente la velocidad angular en función de las revoluciones por minuto del eje ( $n$ ). (Seymour, 2005)

Por consiguiente:

$$N = \frac{Fb 2\pi n}{60000} \text{ (Kw)} \dots\dots\dots \text{(Ec.7)}$$

Donde:

$N$  = Potencia al eje (kw)  
 $b$  = Brazo de palanca (m)  
 $n$  = Revoluciones por minuto  
 $F$  = Fuerza (N)

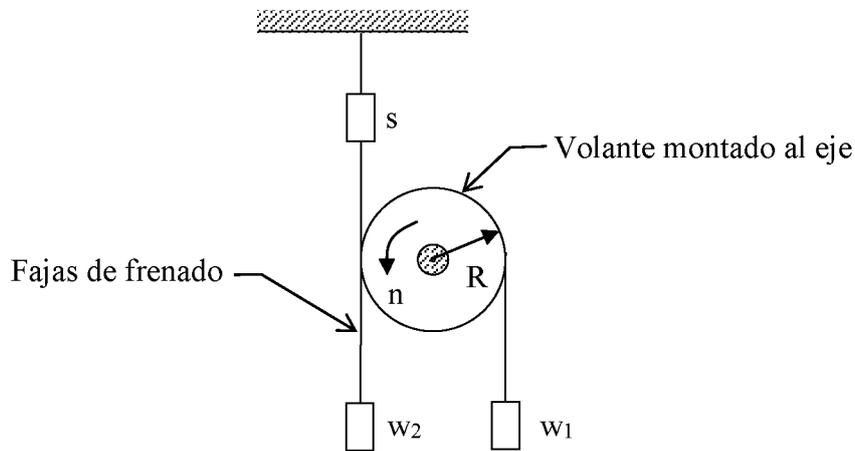
### 2.2.10.1. Mediciones del torque

Los dispositivos de medición del torque son llamados comúnmente dinamómetros.

El dinamómetro mecánico más familiar es el “FRENO PRONY”, el cual es un dispositivo mecánico dependiente de la fricción seca para la conversión de la energía mecánica de rotación en calor mediante el frenado del eje. (Seymour, El Laboratorio del Ingeniero Mecánico, 2005)

Cuyo fundamento teórico es el siguiente:

**Figura 7:** Fuerzas que actúan en el freno Prony



**Elaborado:** Por los Autores

Experimentalmente se frena el eje en rotación, el cual se determinará su potencia y se procede a medir simultáneamente:

Torque: T (lb-pie p N-m)

Las pesas de frenado:  $w_1$  y  $w_2$  (lb o Kg)

La lectura del dinamómetro: s (lb o Kg)

El radio de la volante: R (pies o m)

Lográndose la medición del torque, a través de la siguiente expresión:

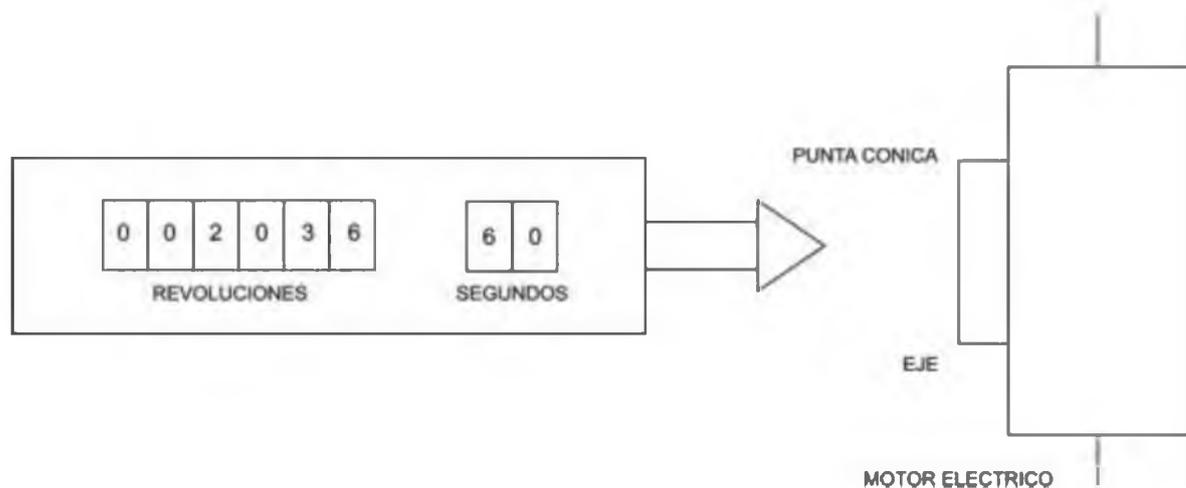
$$T = (w_1 + s - w_2) R \dots\dots\dots(\text{Ec.8})$$

**2.2.10.2. Medición de velocidad angular**

A través de la medición de las revoluciones por minuto del eje por un dispositivo mecánico llamado tacómetro, el movimiento angular es transmitido al

indicador por medio de un gusano o tornillo sin fin a engranajes reductores (el indicador puede ser de tipo digital). Para transmitir el movimiento giratorio utilizan puntas cónicas (para ejes) o ruedas giratorias (para volantes). (Seymour, El Laboratorio del Ingeniero Mecánico, 2005)

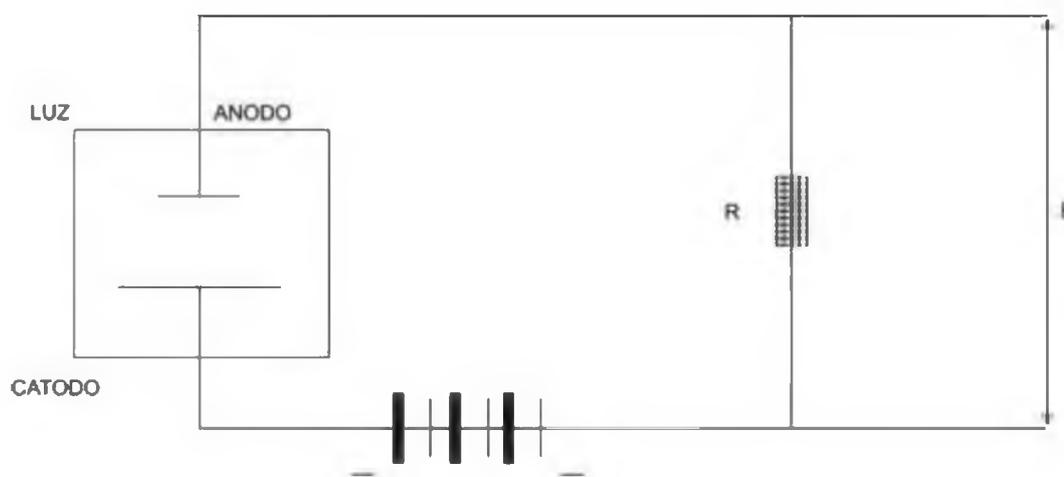
**Figura 8:** Tacómetro, medidor de RPM



**Fuente:** Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*

El tacómetro óptico convierte un haz de luz en una señal eléctrica empleando un circuito como el de la figura 2.8, la luz incide en el cátodo y libera electrones que son atraídos por el ánodo, produciéndose una corriente eléctrica en el circuito externo.

El cátodo y el ánodo están encerrados en un receptáculo de vidrio o de cuarzo evacuado o relleno con gas inerte. Este sensor fotoeléctrico es útil para medir la intensidad de la luz.

**Figura 9:** Circuito fotoeléctrico básico.

*Elaborado: Por los Autores*

## 2.3. GLOSARIO DE TÉRMINOS BÁSICOS

### 2.3.1. Turbomáquina

Las turbomáquinas son máquinas de transferencia de energía que funcionan según el principio de cambio del momento angular que experimenta un fluido a su paso por un elemento mecánico giratorio llamado rotor.

### 2.3.2. Ventilador

El ventilador es una bomba de aire, puede ser axial o radial según sea la dirección que sigue el flujo en su recorrido por el rotor. El ventilador eleva la presión del aire dentro del rango de 0 – 1000 mm de columna de agua.

### 2.3.3. Número específico de revoluciones de caudal ( $N_q$ )

El rango dentro del cual un ventilador axial es más eficiente que uno radial es de 80 - 600, y las radiales  $N_q$  está entre 20 – 80.

#### **2.3.4. Caudal (Q)**

El caudal Q es el volumen fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a al corriente, unidad:  $m^3/seg$ , SI.

#### **2.3.5. Altura Efectiva (H)**

La altura efectiva es la diferencia de energías entre la salida y la entrada del ventilador. Esta diferencia es la energía específica útil comunicada por el ventilador al fluido.

#### **2.3.6. Altura de Euler**

La altura de Euler es la energía específica que da la máquina al fluido, o la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido o altura hidráulica.

### **2.4. HIPÓTESIS**

#### **2.4.1. Hipótesis General**

Se diseñará y construirá un módulo para el estudio del comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes RPM.

#### **2.4.2. Hipótesis Específicas**

- Se diseñará el ducto de impulsión del módulo.
- Se diseñará el cono regulador de caudal
- Se diseñará el mecanismo de medición de la potencia en el eje del ventilador.

- Se diseñará el sistema de transmisión para variar las RPM del eje del ventilador.
- Se estudiará el comportamiento del ventilador centrífugo a diferentes RPM en el módulo.

## 2.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

**Tabla 1:** Operacionalización de Variables

VARIABLES	INDICADORES	ÍNDICES
PRESIÓN dependiente	N/m <sup>2</sup>	P
CAUDAL dependiente	m <sup>3</sup> /s	Q
ALTURA EFECTIVA dependiente	m de aire	H
ALTURA DE PRESIÓN DE VELOCIDAD dependiente	m de aire	$\frac{V^2}{2g}$
ALTURA DE PRESIÓN ESTÁTICA dependiente	m de aire	$\frac{P_e}{\gamma}$
POTENCIA AERODINÁMICA dependiente	HP	1 Pa
POTENCIA AL EJE dependiente	HP	BHP
EFICIENCIA TOTAL dependiente	Adimensional	$\eta_t$

*Elaborado: Por los Autores*

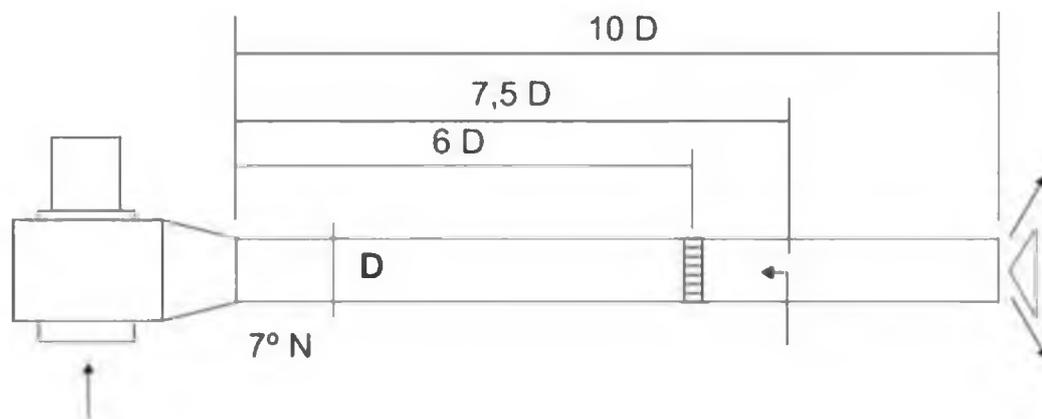
## CAPÍTULO III

## DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

### 3.1. DISEÑO DEL DUCTO DE IMPULSIÓN

Para el ensayo experimental del comportamiento de un ventilador centrífugo los ductos son de sección circular y deben tener las siguientes características según la National Association of Fan Manufacturers (NAFM), como se muestra en el esquema.

**Figura 10:** Dimensiones del ducto según NAFM



**Fuente:** National Association of Fan Manufacturers (NAFM)

El ducto de impulsión debe tener sección circular por dos aspectos fundamentales:

- Para graficar experimentalmente las curvas características del comportamiento del ventilador centrífugo, éstas están en función de los diferentes caudales. Para calcular los caudales se deben calcular con precisión y rápidamente las velocidades promedio respectivas en la sección circular donde se ubica el tubo de Pitot.
- El cálculo experimental de las velocidades promedio del aire que circula en el ducto se realiza empleando el tubo de pitot, para lo cual es necesario

conocer las distribuciones de las velocidades en la sección donde se monta el tubo de Pitot, información experimental que existen en los libros de mecánica de fluidos pero solo para ductos de sección circular.

### 3.1.1. Perfiles de velocidad

La velocidad promedio del flujo que encontramos a partir de la ecuación de continuidad,  $v = Q/A$ . Sin embargo, en algunos casos debemos determinar la velocidad del fluido en un punto dentro de la corriente de flujo. La magnitud de la velocidad no es, en modo alguno, uniforme a través de una sección particular del conducto, y como se muestra en la figura 11, la forma en que la velocidad varía con respecto a la posición depende del tipo de flujo que exista.

La velocidad máxima para cualquier tipo de flujo que presenta en el centro de conducto. La razón de las diferentes formas de los perfiles de velocidad es que, debido al movimiento bastante caótico y a la mezcla violenta de las moléculas del fluido en un flujo turbulento, existe una transferencia del momento entre las moléculas, lo cual trae como resultado una distribución de velocidad más uniforme que en el caso del flujo laminar. (Robert, 2004)

Experimentalmente la velocidad promedio en la sección se determina multiplicando la velocidad máxima determinada con el tubo de Pitot por 0,82.

$$V_{\text{promedio}} = 0,82 V_{\text{máx}} \dots \dots \dots (\text{Ec.9})$$

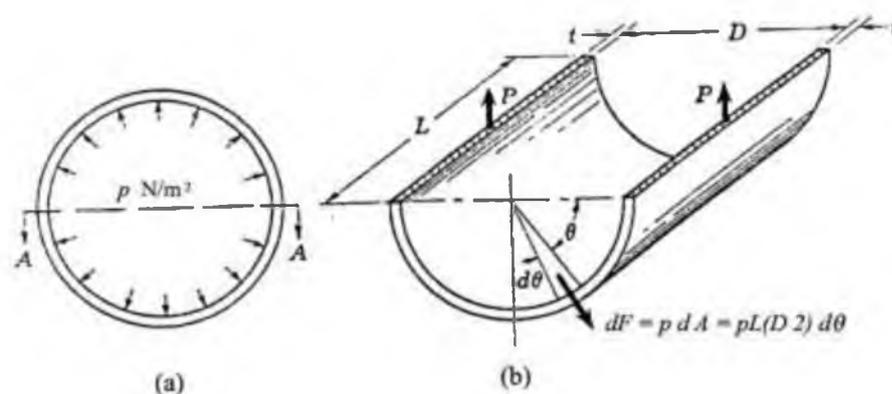
Por consiguiente, los cálculos de los diferentes caudales (ocho para graficar las curvas características del ventilador se realizan con mayor precisión y más rápidamente.

### 3.1.2. Diseño del espesor de la plancha para construir el ducto

El ducto de impulsión cilíndrico por donde circula aire a una presión  $P$  ( $\text{N/m}^2$ ) está sometido a fuerzas de tensión según sus secciones longitudinales y transversales, y las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que falle. (Ferdinad, 2005)

Primero determinaremos la fuerza de tensión que actúa normalmente a un elemento diferencial de la pared del ducto, a un ángulo  $\theta$  del diámetro horizontal. Considerando la sección longitudinal A-A y el respectivo diagrama de cuerpo libre de la Figura 11. se tiene:

**Figura 11:** Determinación de la fuerza  $F$  de presión, que tiende a separar las dos partes del cilindro.



**Fuente:** Mott, R. (2013) *Mecánica de Fluidos aplicado*, México

En el diagrama:

$$dF = pdA = pL \frac{D}{2} d\theta \dots\dots\dots(\text{Ec.10})$$

Donde:

dF = Diferencial de fuerza

p = Presión interior en el ducto

dA = Diferencial de área

L = Longitud del ducto

d = Diámetro del ducto

dθ = Diferencial del ángulo

Por simetría respecto al plano vertical que pasa por el eje del ducto, a cada dF le corresponde otra (no dibujada) cuya componente horizontal será igual, pero de sentido contrario, por lo que todas parejas de componentes horizontales se anulan y la fuerza total  $F$  que tiende a repasar una mitad del ducto cilíndrico de la otra es la suma de los componentes verticales de dichas fuerzas elementales.

$$F = \int_0^\pi \left( pL \frac{D}{2} d\theta \right) \text{sen } \theta = pL \frac{D}{2} [-\cos \theta]_0^\pi$$

Operando:

$$F = pDL$$

Evidentemente, y para mantener el equilibrio del medio cilindro, la fuerza total  $F$ , que actúa normalmente al plano A-A, es resistida por las fuerzas iguales  $P$  que actúa en las dos secciones cortadas de la pared del cilindro. Por tanto:

$$\sum F_r = 0 \quad ; \quad F = pDL = 2P$$

El esfuerzo en la sección longitudinal que soporta la fuerza  $F$  resulta de dividir ésta entre el área de las dos secciones de corte. Por tanto:

$$\left[ \sigma = \frac{F}{A} \right] \quad \sigma_t = \frac{pLD}{2tL} = \frac{PD}{2t} \dots\dots\dots(\text{Ec.11})$$

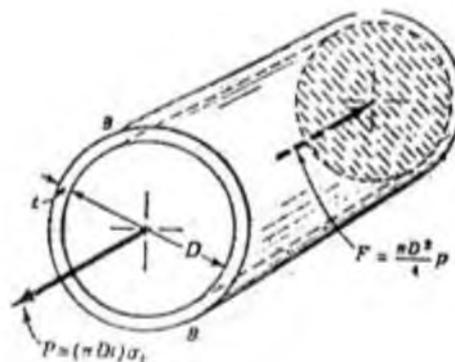
Donde:

- $\sigma_t$  = Esfuerzo normal en la plancha
- $p$  = Presión en el interior del ducto
- $D$  = Diámetro del ducto
- $t$  = Espesor de la plancha

Este esfuerzo suele llamarse esfuerzo tangencial o circunferencial, es el esfuerzo medio calculado es prácticamente igual al esfuerzo máximo que aparece en la superficie interior del ducto.

Si consideramos ahora el diagrama de cuerpo libre de una parte del ducto cilíndrico separada del resto por una sección transversal cualquiera B-B de la Figura 12.

**Figura 12:** Fuerza total de presión que actúa en una sección transversal



**Fuente:** Mott, R. (2013) *Mecánica de Fluidos aplicado*, México

Se observa que la fuerza  $F$  que tiende a separar esta parte del cilindro de la otra, y que es la fuerza que actúa sobre el fondo del mismo, ha de ser contrarrestada por la resultante  $P$  de las fuerzas que actúan en la pared del ducto, normalmente al plano de la sección transversal del corte. El área de esta sección es igual al espesor de la pared multiplicada por la longitud de la circunferencia media, o sea  $\pi(D+t)t$ . Si  $t$  es muy pequeño comparada con  $D$ , el área es aproximadamente igual a  $\pi Dt$ . Por tanto:

$$P = F : \quad \pi Dt \sigma_t = \frac{\pi D^2}{4} P$$

Entonces: 
$$\sigma_t = \frac{pD}{4t} \dots\dots\dots(\text{Ec. 12})$$

Donde:

Gt = Esfuerzo Normal en la plancha

p = Presión al interior del ducto

D = Diámetro del ducto

t = Espesor de la plancha

El esfuerzo calculado actúa paralelamente al eje longitudinal del cilindro.

Comparando las expresiones (11) y (12) se observa que el esfuerzo circunferencial tiene un valor doble del longitudinal y, por tanto, se puede afirmar que si la presión de un ducto cilíndrico se eleva hasta alcanzar el valor de ruptura, la falla del material tendrá lugar a lo largo de una sección longitudinal, o de una junta longitudinal.

Las expresiones (11) y (12) nos definen los esfuerzos a que está sometido el ducto de salida o impulsión cuando está funcionando el ventilador y que nos

permitirán diseñar el espesor ( $t$ ) de la plancha de acero estructural necesaria con la que se construirá el ducto. Las características técnicas del ventilador que se tiene en el módulo respecto a su presión es de:

$$p = 405 \text{ mm c.a.} = 3963,61 \text{ Pa.}$$

El ducto de entrada o aspiración tiene un diámetro interno de 0,22 m, por lo tanto el ducto de salida o impulsión tendrá para su construcción también un diámetro interno de 0,22 m. En el mercado de aceros estructurales, Aceros Arequipa S.A. tiene en el mercado la venta de planchas delgadas LAC con un espesor menor de 4,75 mm con las siguientes especificaciones técnicas:

Norma Técnica: ASTM A36

Límite fluencia mínimo:  $2550 \text{ Kg/cm}^2 = 250,07 \text{ MPa}$

En las expresiones (11) y (12) los esfuerzos  $\sigma_t$ , para el diseño debe ser igual al esfuerzo de diseño  $\sigma_d$  el cual para ductos a presión está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \dots\dots\dots (\text{Ec.13})$$

Donde:

$\sigma_d$  = Esfuerzo de diseño

$\sigma_y$  = esfuerzo de fluencia mínimo.

$N$  = factor de seguridad, el cual se recomienda como mínimo 4 para las condiciones de esfuerzo a que estará sometido el módulo. Consideramos 5.

$$\text{Entonces: } \sigma_t = \sigma_d = \frac{250,07 \text{ MPa}}{5} = 50,014 \text{ MPa}$$

Reemplazando estos valores en las expresiones: (11), (12)

En la expresión (11) del esfuerzo circunferencial:

$$\sigma_t = \frac{pD}{2t} ; \quad 50,014 \times 10^6 \text{ Pa} = \frac{3963,61 \text{ Pa} (0,22 \text{ m})}{2t}$$

$$\text{Operando: } t = 8,7175 \times 10^{-6} \text{ m}$$

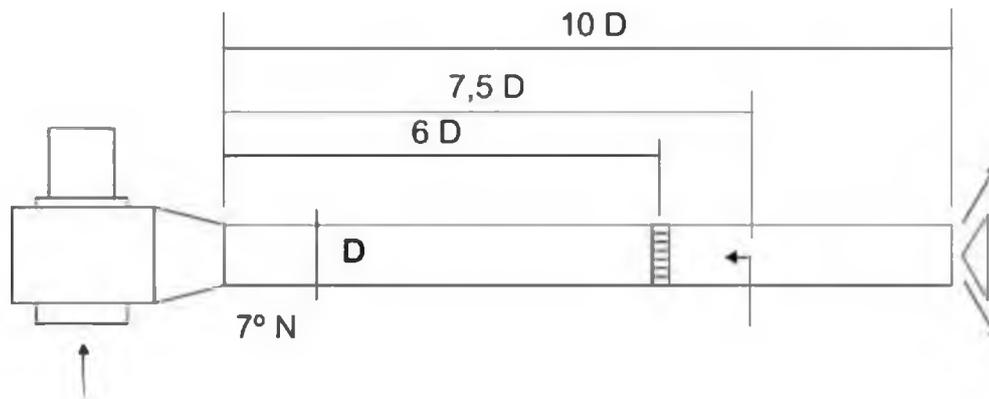
$$t = 8,7175 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Por lo tanto el espesor de la plancha necesaria para soportar los esfuerzos de trabajo debe ser como mínimo  $t = 8,7175 \times 10^{-3} \text{ mm}$  y el espesor de la plancha que utilizamos para la construcción del ducto de impulsión, la seleccionamos de los existentes en el mercado y que fue de:

$$t = 1/16 \text{ pulg} = 1.5 \text{ mm}$$

La dimensión de la longitud del ducto de impulsión fue determinado por las normas de ensayo de ventiladores de la National Association of Fan Manufacturers (NAFM), especificados en el siguiente esquema:

**Figura 13:** Dimensiones del ducto de impulsión en función del diámetro.



**Fuente:** National Association of Fan Manufacturers (NAFM)

Por consiguiente, la longitud del ducto de impulsión será igual a:

$$L = 10 D$$

Entonces:

$$L = 10 (0,22 \text{ m})$$

$$L = 2,2 \text{ m}$$

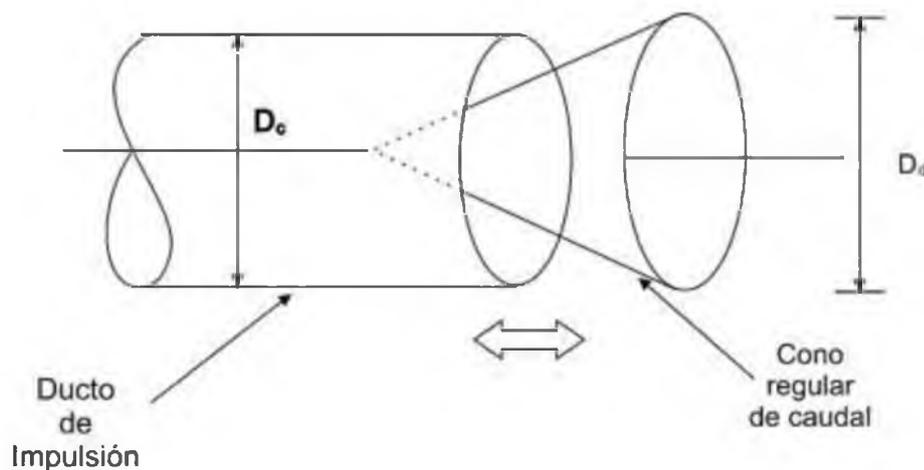
### 3.2. DISEÑO DEL MECANISMO DE REGULACIÓN DE CAUDAL

El módulo de ensayo para el estudio del comportamiento del ventilador centrífugo debe tener un mecanismo de regulación del caudal del aire. El cual se montó al final del ducto de salida o impulsión por especificaciones de la NAFM, que permite regular hasta ocho caudales. Este mecanismo no puede ser una compuerta simple que regule el caudal del aire, sino un mecanismo aerodinámico. Por lo que se diseñó como mecanismo que tiene la forma de cono de revolución, que tiene las siguientes características técnicas de diseño.

El cono regulador de caudal funcionará introduciéndose progresivamente al ducto de impulsión, cuyo montaje permite regular hasta ocho posiciones del cono es decir ocho caudales.

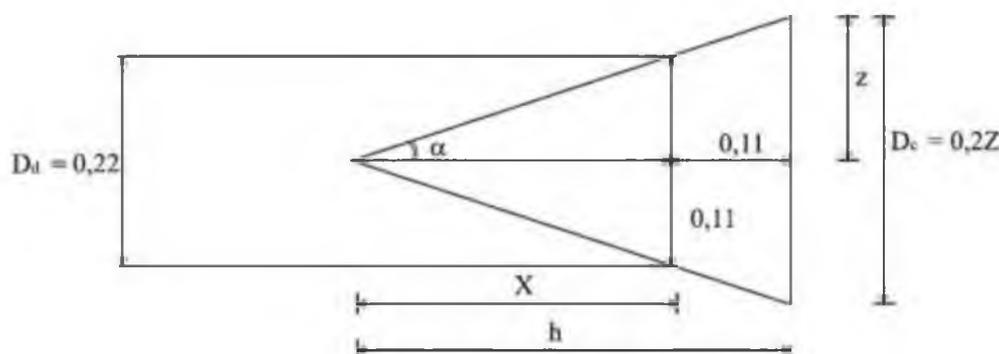
Se construyó de plancha de acero estructural del mismo espesor ( 1/16" ) que el ducto de impulsión, por estar sometido a similares esfuerzos de trabajo que el ducto de impulsión. El dimensionamiento del cono regulador de caudal se realizó considerando en principio su funcionamiento, el que se grafica a continuación.

**Figura 14:** Cono regulador del caudal



**Elaborado:** Por los Autores

Analizando el esquema de funcionamiento del cono regulador, para que el cono pueda regular ocho caudales, el diámetro del cono  $D_c$  lo podemos diseñar un poco mayor que el diámetro del ducto  $D_d = 0,22$  m. la altura (h) y el  $D_c$  lo determinamos exactamente a través del siguiente esquema.

**Figura 15:** Determinación de las dimensiones del cono regulador de caudal*Elaborado: Por los Autores*

El ensayo del ventilador comienza con la boca del ducto de impulsión totalmente cerrada (esquema anterior) realizando de esta manera una primera medición. Seguidamente se abrirá unos milímetros esta boca realizando una segunda medición y así sucesivamente hasta considerar los ocho caudales del ensayo. Esta variación del caudal se realizará con un mecanismo de tornillo sin fin para un control con precisión, considerando un desplazamiento lineal del tornillo para cada caudal de dos centímetros, el desplazamiento lineal total para los ocho caudales será de 16 cm y considerando un desplazamiento lineal de seguridad de 9 cm, en el esquema anterior  $x = 0,25$  m.

Entonces:

$$\alpha = \arctg \frac{0,11}{0,25}$$

$$\alpha = 24^\circ$$

Por razones de montaje y construcción la altura del regulador de caudal sobresaldrá de ducto de impulsión 5 cm, por consiguiente:

$$h = x + y$$

$$h = 25 + 5 = 30 \text{ cm}$$

Entonces:  $\text{tg } 24^\circ = \frac{Z}{30}$

$$Z = 13.4 \text{ cm}$$

Por lo tanto el diámetro del cono regulador será igual a:

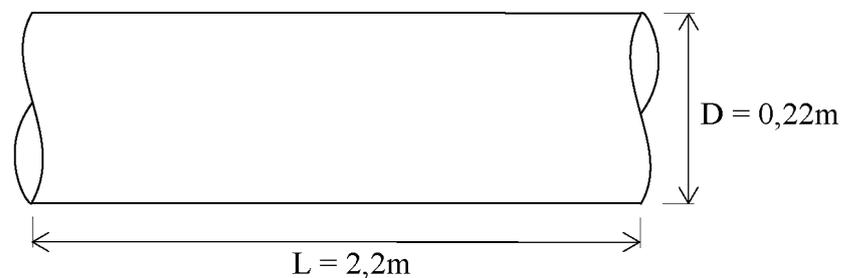
$$D_c = 2Z = 2 (13,4)$$

$$D_c = 26,8 \text{ cm}$$

### 3.2.1. Diseño del área que generará el ducto de impulsión

Las dimensiones del ducto de impulsión son:

**Figura 16:** Dimensiones del ducto de impulsión



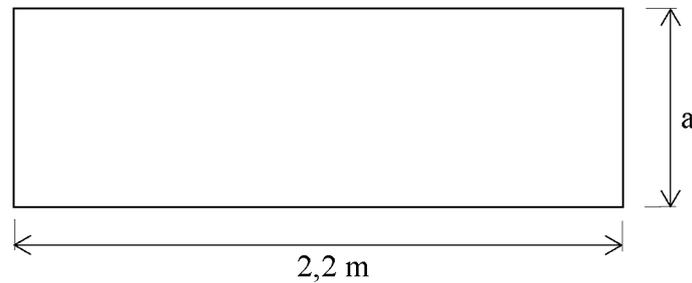
**Elaborado:** Por los Autores

Dónde: L : longitud del ducto

D : diámetro del ducto

El área que generará el ducto de las dimensiones requeridas será determinada de la siguiente manera:

**Figura 17:** Determinación de dimensiones del área del ducto de impulsión



**Elaborado:** Por los Autores

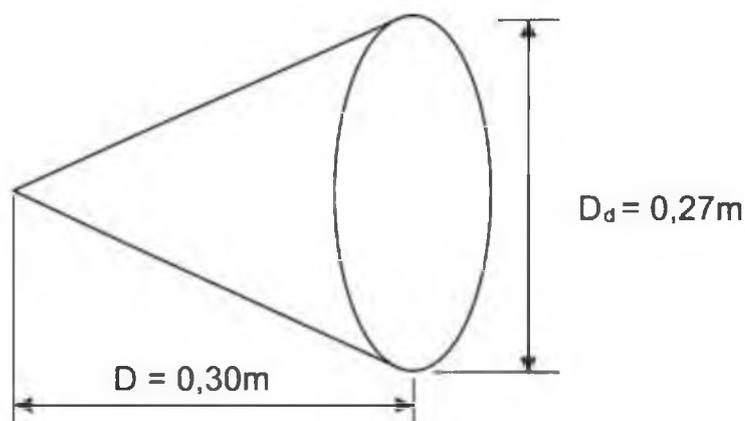
Dónde:  $a = 2\pi R$

$$a = 2\pi(0,11) = 0,69 \text{ m}$$

Por las condiciones de operación del ducto de impulsión, el aire a presión que circular no generará esfuerzos de trabajo excesivos, los cuales se calcularon al diseñar el espesor de la plancha del ducto. Por lo tanto para la construcción del ducto se empleó soldadura. Como el ensayo del ventilador condiciona que la superficie interior del ducto sea completamente lisa, la plancha se cortó de las dimensiones anteriores y la unión de los extremos por soldadura se hizo por la parte exterior.

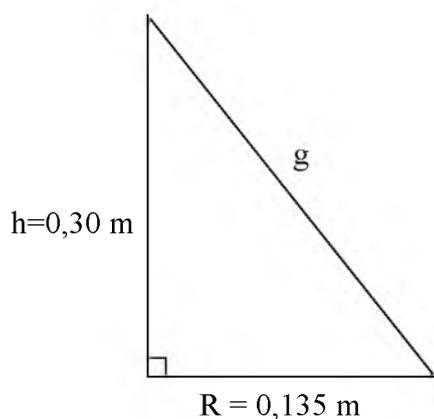
### 3.2.2. Diseño del área que generará el cono regulador de caudal

Las dimensiones del cono regulador de caudal son:

**Figura 18:** Dimensiones del cono regulador de caudal*Elaborado: Por los Autores*

Para la construcción del cono diseñaremos el área necesaria de plancha que generará el cono:

El área necesaria es un sector circular que tiene por radio (R) la generatriz (g) del cono y por arco, la longitud de la circunferencia (l) de la base del cono.

**Figura 19:** Determinación de la generatriz del cono regulador de caudal

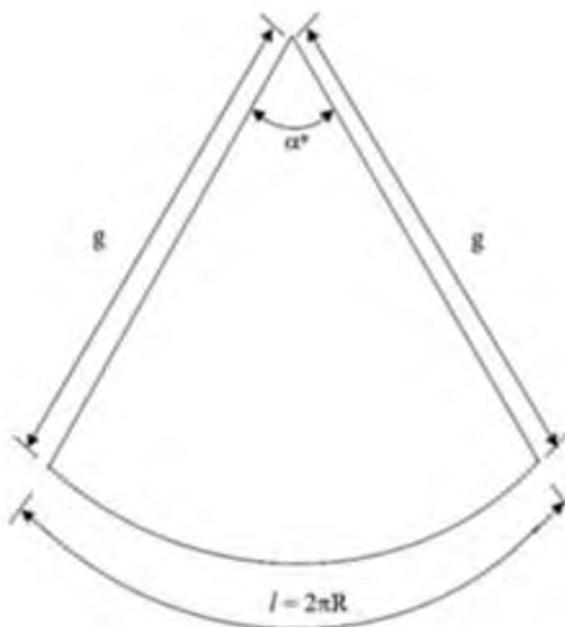
$$g = \sqrt{(0,30)^2 + (0,135)^2}$$

$$g = 0,329 \text{ m}$$

*Elaborado: Por los Autores*

Entonces:

**Figura 20:** Determinación de las dimensiones del área de cono regulador de caudal



**Elaborado:** Por los Autores

Se verifica que: 
$$2\pi R = 2\pi g \left( \frac{\alpha^\circ}{360^\circ} \right)$$

$$\alpha^\circ = \frac{360R}{g} = \frac{360(0,135)}{0,329}$$

$$\alpha^\circ = 147,72^\circ$$

También: 
$$l = 2\pi R = 2\pi(0,135)$$

$$l = 0,848\text{m}$$

Las dimensiones calculadas del área que generará el cono regulador de caudal se empleará para cortar la plancha y posteriormente construir el cono, soldando los extremos, pero en este caso el cordón de soldadura fue interiormente para que la superficie exterior quede lisa y no ofrezca resistencia al flujo de aire durante los ensayos del ventilador.

### 3.3. DISEÑO DEL MECANISMO DE MEDICIÓN DE LA POTENCIA EN EL EJE DEL VENTILADOR

Para medir la potencia mecánica al eje (BHP) requerida para operar el ventilador centrífugo es necesario la medición del torque (T) y las RPM de giro del eje.

$$BHP = \frac{T \cdot (RPM)}{725,75} \dots\dots\dots (Ec.14)$$

Dónde: BHP = potencia al eje en HP

T = torque actuante sobre el eje en m-Kgf

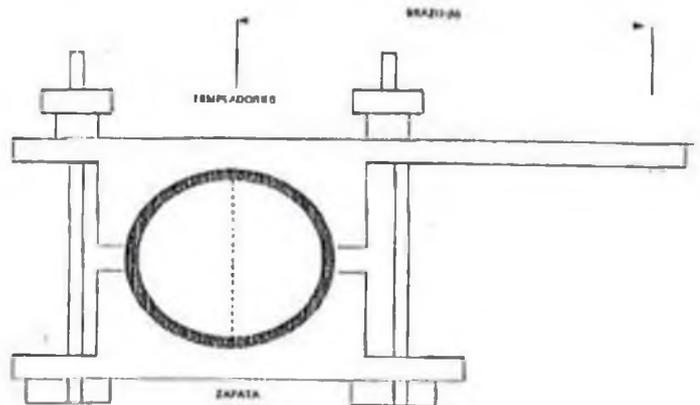
RPM = revoluciones por minuto del eje del ventilador

Generalmente el torque se puede medir mediante la medición de la fuerza (F) en kilogramos fuerza (Kgf) aplicado a un brazo (b) en metros y frecuentemente la velocidad (n) se mide en (RPM).

Los dispositivos de medición del torque son llamados comúnmente dinamómetros, y el dinamómetro clásico es el "FRENO PRONY", que es el fundamento de los dinamómetros, el cual es un dispositivo mecánico dependiente de la fricción seca para la conversión de la energía mecánica en calor, como se

muestra en la Figura 21, el cual se empleó para determinar la capacidad de medición del dinamómetro a seleccionar.

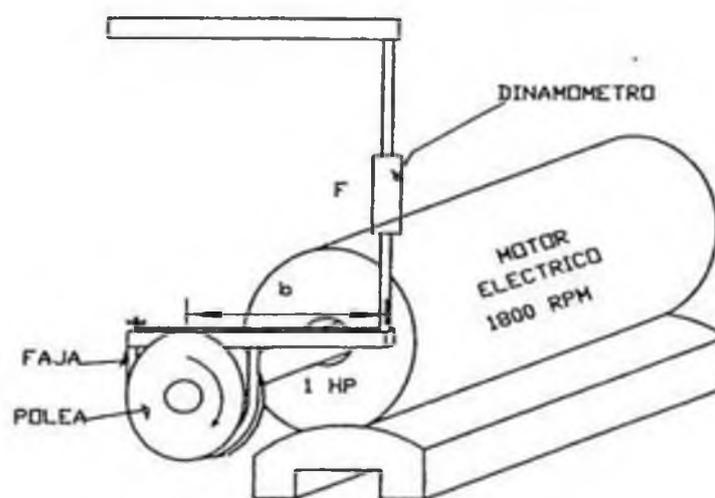
**Figura 21:** Freno "PRONY"



**Fuente:** Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*,  
Barcelona

Para las consideraciones del diseño, en la figura 22 siguiente se consideró:

**Figura 22:** Dimensiones del freno Prony



**Fuente:** Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*,  
Barcelona

En principio el motor eléctrico del módulo tiene las siguientes características técnicas:

- Marca: Kazo
- Tipo de corriente: Alterna
- Voltaje: 220/380 V
- Intensidad: 3.5 A
- Potencia de la placa: 746 W = 1 HP trifásico
- Velocidad de giro: 1670 RPM

En segundo lugar la velocidad de giro del eje del ventilador centrífugo o radial, se midió con un tacómetro digital con el que está equipado el módulo.

En la fórmula de la potencia al eje:

$$BHP = \frac{T \cdot (RPM)}{725,75}$$

El torque (T) es igual a:

$$T = F \cdot b$$

Donde el brazo de palanca (b) por la disponibilidad de espacio del módulo lo consideramos de 18 cm, es decir

$$b = 0,18 \text{ m}$$

Para determinar la magnitud de la fuerza (F) de frenado de la volante montada en el eje del ventilador, que determinó la capacidad requerida del

dinamómetro; consideramos que el motor eléctrico transmite a través del acoplamiento flexible toda su potencia (1HP), de esa manera nos damos un margen de seguridad de diseño. Reemplazando en la fórmula de la potencia:

$$1HP = \frac{F(Kgf) \cdot (0,18m)(RPM)}{725,75}$$

Operando: 
$$F(Kgf) = \frac{4031,94}{RPM}$$

Analizando la expresión de la fuerza F, mientras menor sea los RPM de giro del eje, la fuerza de frenado de la volante del eje será mayor y viceversa. Teniendo en cuenta que los ensayos de comportamiento del ventilador centrífugo se realizarán variando el RPM, generalmente entre valores de 750 RPM a 200 RPM calculamos la F para los siguientes RPM:

**Tabla 2:** Determinación de la Fuerza de Frenado F para diferentes RPM.

RPM	F (Kgf)
100	40,32
300	13,44
500	8,06
750	5,38
1000	4,03
1250	3,23
1500	2,69
1730	2,33
2000	2,02

**Elaborado:** Por los Autores

Analizando la tabla 3.1 y teniendo en cuenta que los ensayos del ventilador se realizarán en el orden de 750 a 2000 RPM, seleccionamos y montamos en el módulo un dinamómetro (“romana”) que pueda medir la fuerza  $F$  en un rango de:

0 - 12 Kgf

Que en el mercado comercial se seleccionó uno equivalente a:

0 - 25 lbf

### **3.4. DISEÑO DE LA MEDICIÓN CON EL TUBO PITOT**

Para realizar ensayos para estudiar el comportamiento de un ventilador centrífugo es necesario realizar mediciones de la presión estática, presión de velocidad y presión total del aire en el ducto de impulsión. Estas mediciones son fundamentales para calcular los caudales y alturas efectivas del ventilador para graficar las curvas H-Q y curvas del sistema que nos permitirán analizar el comportamiento del ventilador centrífugo.

Para realizar la medición de la presión del fluido del aire se emplea el tubo de Pitot, el cual nos permitirá medir la presión total, también denominada presión de estancamiento o presión remanente (suma de presión estática y de la presión de velocidad o dinámica). Lo inventó el ingeniero francés Henri Pitot en 1732. Se utiliza mucho para medir la velocidad del viento en aparatos aéreos y para cuantificar las velocidades del aire y gases en aplicaciones industriales.

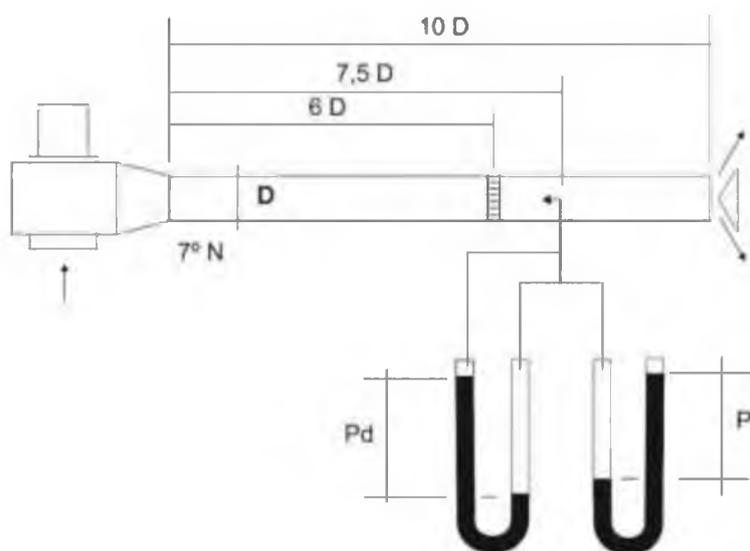
En el módulo en el que se diseñó ciertos dispositivos para su funcionamiento óptimo.

### 3.4.1. Ubicación del tubo de Pitot en el ducto de impulsión

Se diseñó la ubicación, es decir en qué punto del ducto de impulsión se montará el tubo de Pitot.

Para la ubicación del tubo de Pitot se considera las normas de la National Association of Fan Manufacturers (NAFM) y teniendo como referencia el módulo de la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima. La ubicación del tubo de Pitot está normalizado en la siguiente figura 3.6 del ducto de impulsión.

**Figura 23:** Ubicación del tubo de Pitot en el ducto de impulsión.



**Fuente:** National Association of Fan Manufacturers (NAFM)

Entonces de acuerdo a las normas el tubo de Pitot se ubicó a 7,5 veces el diámetro del ducto de impulsión:

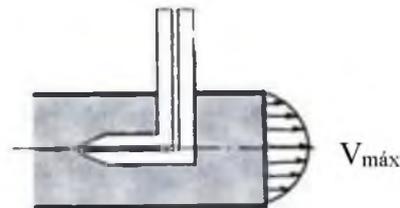
$$7,5 Dd = 7,5 (0,22 \text{ m}) = 1,65 \text{ m}$$

### 3.4.2. Ubicación del tubo de Pitot en la sección del ducto

El tubo de Pitot es un tubo hueco, que se montó o ubicó de tal forma que su extremo abierto apunte directamente a la corriente del fluido de aire en el ducto

y, es más se ubicó en el punto central del área circular del ducto, con el objetivo que mida la velocidad máxima del fluido del aire, en el punto donde está ubicado el tubo de Pitot, como se muestra en la Figura 24.

**Figura 24:** Tubo de Pitot en el Centro del ducto y distribución de velocidades en la sección del ducto.



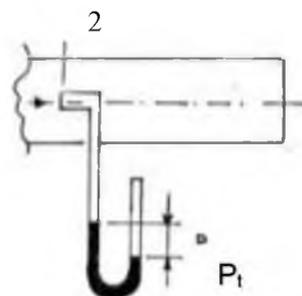
**Elaborado:** Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*,  
Barcelona

Es importante recalcar que el tubo de Pitot nos permitió calcular la velocidad en un punto ( $v_{máx}$ ) dado de la corriente de flujo, no la velocidad media del fluido del aire en el punto del ducto de impulsión donde está ubicado el tubo de Pitot.

### 3.4.3. Medición de la altura de la presión total con el tubo de Pitot

Para medir la altura de presión total en m de agua con el tubo de Pitot, se le instaló al tubo de Pitot un manómetro diferencial que se montó en el tablero de control como se muestra en la figura 25.

**Figura 25:** Medición de la altura de la presión total con el tubo de Pitot



$P_t$  : Altura de presión total  
(2): Punto donde se ubica el tubo de Pitot

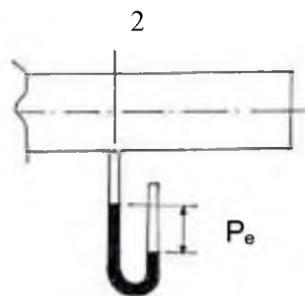
**Fuente:** Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*, Barcelona

#### 3.4.4. Medición de la altura de presión estática

La presión estática es el valor de la fuerza que ejerce el aire sobre las superficies o paredes de los ductos, en sentido perpendicular a ellas, la presión se debe al grado de agitación molecular del aire impulsado por el ventilador.

En el diseño y construcción del módulo para medir la altura de presión estática en m de agua, se hizo un agujero en la pared del ducto en el mismo punto donde se ubica la sección (2) en el ducto donde se instaló el tubo de Pitot; como se muestra en la figura 26.

**Figura 26:** Medición de la altura de la presión estática



*Elaborado:* Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*,  
Barcelona

### 3.5. DISEÑO DEL ENSAYO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIOS AL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

#### 3.5.1. Introducción

El objetivo del ensayo experimental es determinar el comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes revoluciones por minuto (RPM).

Los ventiladores centrífugos son máquinas de transferencia de energía que funcionan según el principio de cambio del momento angular que experimenta el fluido del aire a su paso por un elemento mecánico giratorio llamado rotor.

El ventilador es una bomba de aire, puede ser axial o radial según sea la dirección que sigue el flujo en su recorrido por el rotor. El ventilador eleva la presión del aire dentro del rango de 0-1000 mm de columna de agua.

A pesar de que el aire es un fluido altamente compresible, dado el hecho de que el ventilador eleva relativamente poco la presión del aire, éste se puede considerar incompresible. Esto sucede mientras la variación de la densidad no exceda el 7%, debido a esto el cálculo y diseño de un ventilador se simplifica y se le clasifica dentro de las turbomáquinas hidráulicas.

Los ventiladores axiales son utilizados cuando el flujo de aire requerido es relativamente grande comparado a la altura de presión que a a proporcionar el ventilador.

Los ventiladores radiales o centrífugos son utilizados cuando el flujo de aire requerido es relativamente bajo comparado a la altura de presión que va a proporcionar el ventilador.

Lo que determina cuando se debe utilizar un ventilador axial o radial es la eficiencia para determinadas condiciones de flujo de aire y altura de presión un ventilador es más eficiente que otro. Esto se refleja en la cifra llamada número específico de revoluciones de caudal  $N_q$ . El rango dentro del cual un ventilador

axial es más eficiente que uno radial es de 80-600, y los radiales o centrífugos  $N_q$  está entre 20-80. En el sistema métrico:

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (\text{Ec. 15})$$

Donde:

$N_q$  = Numero específico de caudal

$N$  = RPM

$Q$  = Caudal ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$H$  = Altura afectiva (m)

Los ventiladores axiales tienen su aplicación en quemadores, cámaras de combustión, ventilación, tiro forzado en calderas, torres de enfriamiento, procesos de secado, etc.

Los ventiladores radiales o centrífugos tienen su aplicación en transporte neumático, quemadores, ventilación, tiro forzado, colectores de polvo, chimeneas, aire acondicionado, procesos de secado, etc.

### 3.5.2. Ensayo de un ventilador

Existen muchos métodos de ensayo de ventiladores en los diferentes países que provienen de los códigos o normas en uso. En general los códigos difieren en la disposición de los ductos de aire a los cuales va a ser conectado el ventilador para el ensayo. La National Association of Fan Manufacturers (NAFM) establece cuatro tipos de instalaciones.

Tipo A: instalación con entrada libre y salida libre.

Tipo B: instalación con entrada libre y ducto a la salida.

Tipo C: instalación con ducto a la entrada y salida libre.

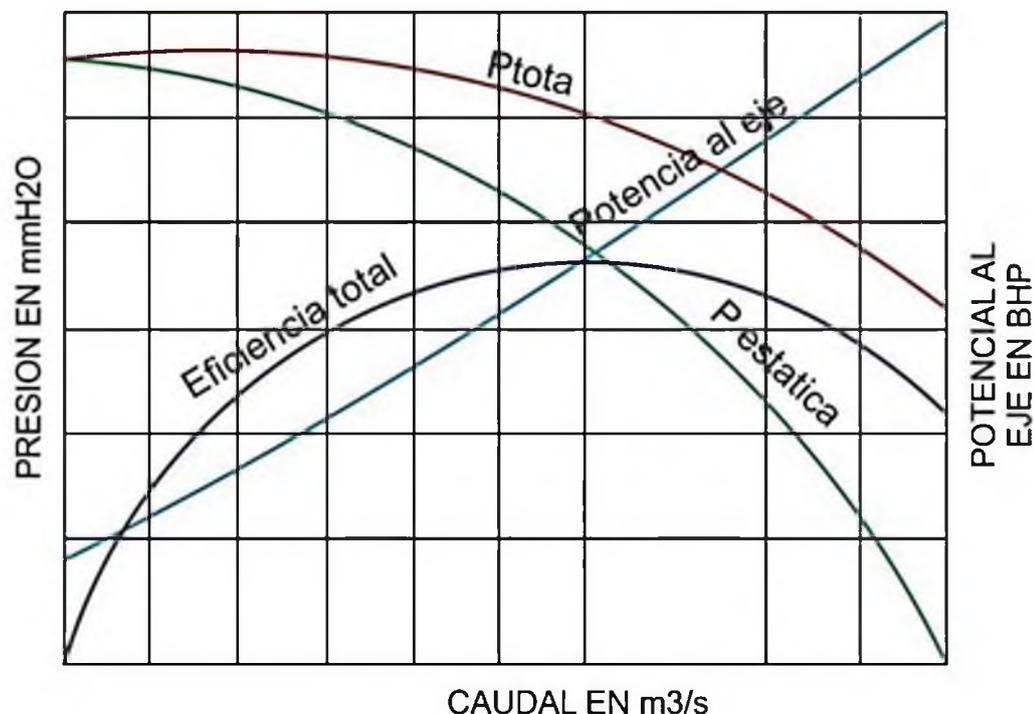
Tipo D: instalación con ducto tanto a la entrada como en la salida.

Para comparar el funcionamiento entre dos ventiladores se debe seguir el mismo método.

En el ensayo del ventilador se debe medir y calcular la presión total, la presión estática, potencia al eje, eficiencia total, volumen de aire (caudal) y las RPM del ventilador con el objetivo de conocer si el ventilador va a satisfacer los requerimientos del sistema al cual va a ser instalado. Para el ensayo del ventilador utilizaremos el método de la "National Association of Fan Manufacturers" (NAFM).

El ensayo recomendado consiste fundamentalmente en obtener las curvas características que aparecen en el gráfico siguiente.

**Figura 27:** Curvas características de un ventilador centrífugo a RPM = constante.

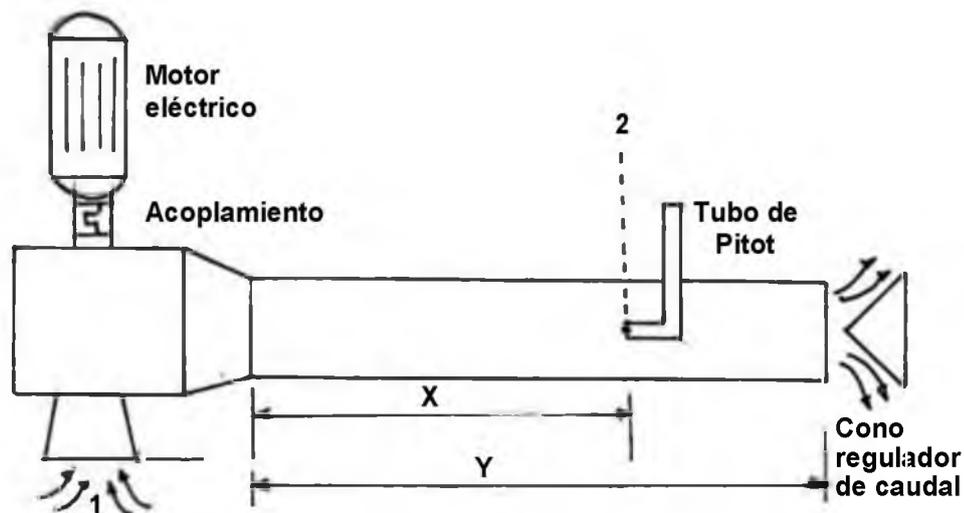


**Fuente:** Universidad Nacional de Ingeniería (2009) laboratorio de Ingeniería Mecánica III, Lima, Perú

### 3.5.3. Instalación del módulo de ensayo del ventilador centrífugo

El módulo diseñado y construido se instaló en el laboratorio de turbomáquinas y tiene el esquema de la instalación con entrada libre y ducto a la salida (tipo B):

**Figura 28:** Instalación del módulo de ensayo del ventilado

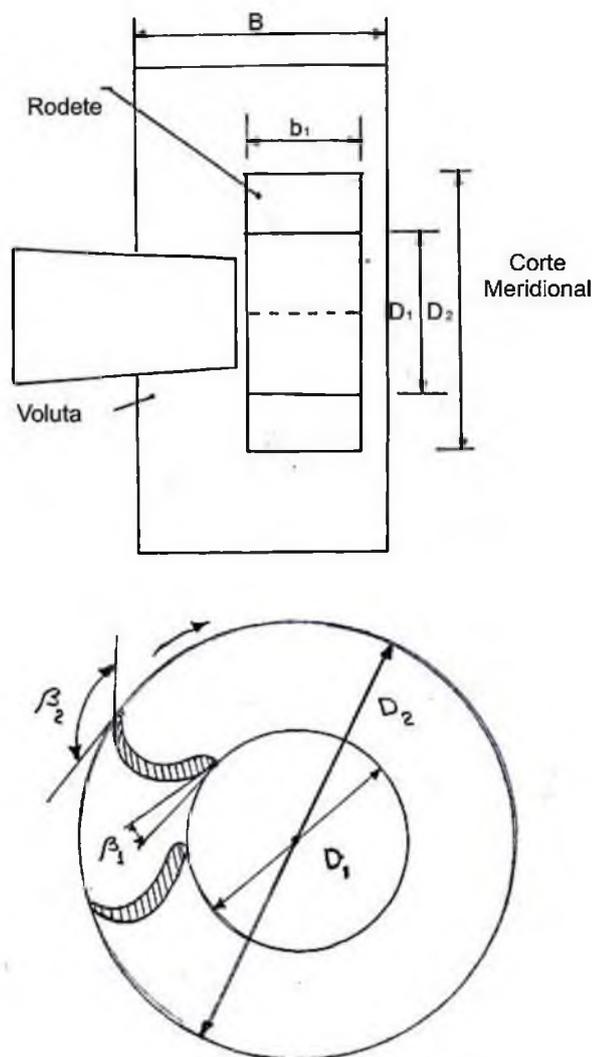


*Elaborado:* Seymour, J. (2005) *El laboratorio del ingeniero mecánico*,  
Barcelona

### 3.5.4. Ventilador centrífugo

Considerando que el ensayo de un ventilador se debe efectuar para que sea necesario conocer su curva característica  $H - Q$  de comportamiento, el ventilador del módulo es un ventilador que se adquirió en función a la economía y a la disponibilidad en el medio. El esquema de ventilador se muestra en la figura 3.20.

**Figura 29:** Características geométricas del ventilador centrífugo



**Fuente:** Holman, J. (1999). Métodos experimentales para Ingeniería.

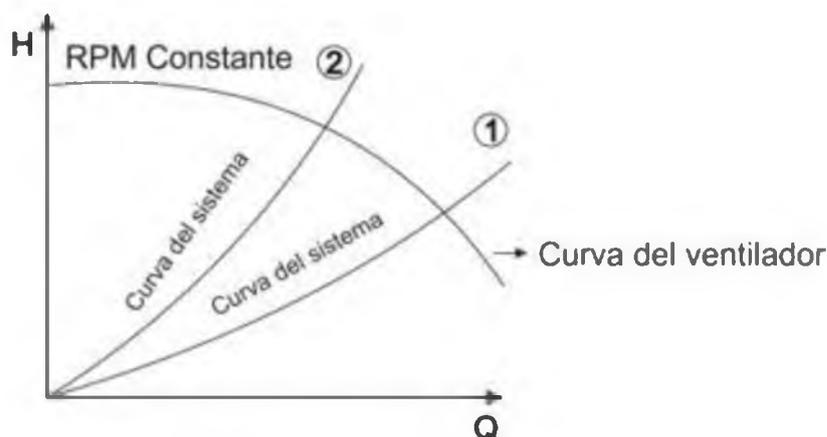
Mexico

Marca del Ventilador : Blower corporation

Condiciones de diseño : Desconocidos

### 3.5.5. Ductos del sistema

Los ductos del Sistema son cilíndricos con un diámetro de 0,22 m. El sistema está provisto de un cono regulador de caudal. El cono opera cambiando la curva del sistema, como se muestra en la Figura 30.

**Figura 30:** Curva característica del ventilador y curva del sistema.

**Elaborado:** Holman, J. (1999). Métodos experimentales para Ingeniería.

Mexico

Posición del cono más abierto : Curva del sistema (1)

Posición del cono más cerrado : Curva del sistema (2)

Los ductos tienen aberturas para introducir un tubo de Pitot y toma de presión estática, que funcionan con sus respectivos manómetros diferenciales instalados en el Tablero Central.

### 3.5.6. Motor Eléctrico

Las características técnicas del motor eléctrico son:

- Marca : Kazo
- Tipo de corriente : Alterna
- Voltaje : 220/380 V
- Intensidad : 3.5 A
- Potencia de la placa : 746 W = 1 HP trifásico
- Velocidad : 1670 RPM

### 3.5.7. Equipo de Cambio de Velocidades (Variador de frecuencia)

El motor eléctrico está provisto de un variador de frecuencia que consiste de un circuito electrónico de control que permite cambiar las velocidades de 0 hasta 2500 RPM, para ensayar el ventilador a diferentes RPM.

### 3.5.8. Objetivos del Ensayo del Ventilador Centrífugo

El objetivo del ensayo es conocer la performance del ventilador centrífugo, es decir el comportamiento del ventilador a diferentes RPM.

A una RPM constante del ventilador se calculará diferentes valores del caudal (Q) y la altura efectiva (H); la eficiencia total ( $\eta_T$ ), la potencia aerodinámica y la potencia al eje.

### 3.5.9. Procedimiento del ensayo

1. Marcar 8 posiciones distintas del cono regulador del caudal, para las cuales se realizará el experimento. Para obtener 8 condiciones de funcionamiento para cada RPM.
2. Verificar los manómetros diferenciales y sus respectivas tomas.
3. Verificar que el potenciómetro del variador de velocidad esté apagado.
4. Verificar el sistema de freno Prony para la medición de la potencia al eje.
5. Encender el motor y fijar un RPM en el variador de velocidad.
6. Colocar el cono regulador de caudal en la primera posición.
7. Para cada posición del cono regulador de caudal, tomar los siguientes datos en el tubo de Pitot en el ducto de salida: presión total y presión

estática; la fuerza que produce el torque reactivo del eje del ventilador y las RPM a los que gira el rotor.

8. Repetir los mismos pasos a partir del paso 6 para las otras RPM. Puede ser 2 ó más.
9. Una vez realizado el experimento, llevar la velocidad de rotación al mínimo y apagar el motor.

### **3.5.10. Procedimiento del cálculo**

Emplearemos el procedimiento de cálculo empleado en el laboratorio de ingeniería Mecánica III, de la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima, que está basado en los ensayos de la “National Association of Fan Manufacturers” (NAFM), que es una Institución Americana. (Ingeniería, Laboratorio de Ingeniería Mecánica III, 2009)

#### **3.5.10.1. Condiciones ambientales**

Se debe medir durante la experiencia:

- La presión atmosférica
- La temperatura de bulbo seco
- La temperatura de bulbo húmedo

#### **3.5.10.2. Cálculo del Caudal (Q)**

Se calculará en el ducto de impulsión, en la sección de medición (2), donde está instalado el tubo de Pitot:

$$C_{\text{máx}} = \sqrt{2g D_h \frac{\gamma_a}{\gamma}} \dots\dots\dots(\text{Ec.16})$$

Dónde:  $C_{\text{máx}}$  = Velocidad máxima de la sección (m/s)

$D_h$  = Altura de presión de velocidad medida en el manómetro diferencial (m de agua)

$\gamma_a$  = Peso específico del agua

$\gamma$  = Peso específico del aire

Entonces,  $C_{\text{media}} = K C_{\text{máx}}$

Dónde:  $C_{\text{media}}$  = Velocidad media en la sección (m/s)

$K$  = Constante de corrección para obtener la velocidad media

$K = 0,5$  para flujo laminar

$K = 0,82$  para flujo turbulento

En el ventilador centrífugo por condiciones de operación el aire trabaja generalmente en flujo turbulento, el cual se verifica calculando el número de Reynolds (Re).

$$\text{Re} = \frac{C_m \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots(\text{Ec.17})$$

Dónde:  $\text{Re}$  = Número de Reymolds (Adimensional)

$C_m$  = Velocidad media calculada tomando  $K = 0,82$ , en m/s

$D$  = Diámetro del ducto = 0,22 m

$\nu$  = Viscosidad cinemática a la temperatura del aire ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

Este valor suele salir por encima de 40000, que corresponde a flujo turbulento.

Finalmente el caudal será igual a:

$$Q = C_m \cdot A = C_m \frac{\pi D^2}{4} \dots\dots\dots(\text{Ec.18})$$

Donde:

$Q$  = Caudal (m<sup>3</sup>/s)

$C_m$  = Velocidad media (m/s)

$D$  = Diámetro del ducto (m)

**3.5.10.3. Cálculo de la altura efectiva (H)**

A partir del esquema de la instalación mostrada anteriormente, y aplicando Bernoulli entre los puntos (1) y (2):

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + \sum H_p \dots\dots\dots(\text{Ec.19})$$

Dónde:  $\frac{P}{\gamma}$  = Altura de presión estática en la respectiva sección (m)

$C$  = Velocidad media en la sección (m/s)

$Z_2 - Z_1$  =Diferencia de niveles entre las dos secciones, se considera igual a cero.

$\sum H_p$  =Sumatoria de altura de pérdidas (m)

Reordenando la ecuación:

$$H = \frac{P_2}{\gamma} + h_{f_1} + h_{f_2} \dots\dots\dots(\text{Ec.20})$$

Dónde:  $\frac{P_{t_2}}{\gamma}$  = altura de la presión total manométrica en la sección (2), expresada en metros de aire.

$$\frac{P_{t_2}}{\gamma} = \frac{P_{e_2}}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2G} \dots\dots\dots(\text{Ec.21})$$

Dónde:  $\frac{P_{e_2}}{\gamma}$  = es la presión estática manométrica

$\frac{C_2^2}{2G}$  = es la presión dinámica manométrica

$h_R$  = Pérdidas por fricción en el ducto entre las secciones 1 y 2.

Según NAFM recomienda usar:

$$h_{R_1} = 0,02 \frac{L}{D} \cdot \frac{C^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{Ec.22})$$

Dónde: L = longitud del ducto entre 1 y 2 en m

D = diámetro del ducto en m

C = velocidad media en el ducto en m/s

Esta fórmula es válida cuando no hay alineador de flujo como es el caso de nuestra instalación.

$$h_{P_2} = \frac{K C^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{Ec.23})$$

Dónde:  $h_{P_2}$  = es la pérdida por efecto de entrada del aire al ducto.

C = la velocidad media en la sección 1 en m/s.

K = coeficiente de pérdida de entrada que para nuestro caso podemos tomar entre 0,5 y 0,95, asumimos igual a 0,8.

**3.5.10.4. Cálculo de la potencia aerodinámica (Pa)**

A partir de la fórmula:

$$P_a = \frac{\gamma QH}{76} \dots\dots\dots (\text{Ec.24})$$

Dónde:  $P_a$  = potencia aerodinámica en HP

$\gamma$  = peso específico del aire calculado según temperatura ambiente  
y presión atmosférica en Kg/m<sup>3</sup>.

$Q$  = caudal en m<sup>3</sup>/s

$H$  = altura efectiva en m de aire.

**3.5.10.5. Potencia al eje del ventilador (BHP)**

A partir de la fórmula:

$$BHP = \frac{T \cdot (RPM)}{725,75} \dots\dots\dots (\text{Ec.25})$$

Dónde: BHP = potencia al eje en HP

$T$  = Torque actuante sobre el eje del rotor en m-Kgf

RPM = revoluciones por minuto del eje del ventilador y del rotor

**3.5.10.6. Cálculo de la Eficiencia Total ( $\eta_t$ )**

Se sabe que:

$$\eta_t = \frac{P_a}{BHP} \dots\dots\dots (\text{Ec. 26})$$

Dónde:  $P_a$  = Potencia aerodinámica en HP

BHP = Potencia al eje en HP

## 3.5.10.7. Cálculo de las cifras adimensionales

a) Número específico de revoluciones de Caudal ( $N_q$ )

$$N_q = \frac{RPM \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (Ec.27)$$

Dónde:      Q = Caudal m<sup>3</sup>/s  
                  H = Altura efectiva en m

b) Cifra de presión ( $\psi$ )

$$\psi = \frac{Q}{v_2^2} \dots\dots\dots (Ec.28)$$

Dónde:      H = Altura efectiva en m  
                  v<sub>2</sub> = Velocidad tangencial a la salida del rotor en m/s

c) Cifra de Caudal ( $\phi$ )

$$\phi = \frac{Q}{v_2 \left( \frac{\pi D_2^2}{4} \right)} \dots\dots\dots (Ec.29)$$

Dónde:      Q = Caudal en m<sup>3</sup>/s  
                  v<sub>2</sub> = velocidad tangencial a la salida del rotor en m/s  
                  D<sub>2</sub> = diámetro exterior del rotor en m.

## CAPÍTULO IV

## ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

### 4.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En el módulo diseñado para el estudio de comportamiento de un ventilador centrífugo a diferentes revoluciones por minuto (RPM), se realizaron tres ensayos experimentales a 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM; con el objetivo de verificar que los resultados que se obtuvieron en estos ensayos coincidieron con la teoría de los ventiladores centrífugos y, de esa manera se validó el módulo diseñado y construido para implementar los laboratorios de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

Los datos experimentales para tres RPM diferentes fueron los siguientes:

**Tabla 3:** Ensayo N° 1: Datos experimentales a 1000 RPM

n = 1000 RPM

Brazo de palanca: b = 0,18 m

Posición del Cono Regulador del Caudal: N°	Altura de Presión Total: $P_t$ (mm H <sub>2</sub> O)	Altura de Presión Estática: $P_e$ (mm H <sub>2</sub> O)	Fuerza: F (Kgf)
1	38,4	38,1	0,40
2	32,8	31,7	0,45
3	25,8	23,9	0,46
4	22,4	19,8	0,48
5	18,1	14,9	0,49
6	16,7	13,2	0,50
7	15,5	11,4	0,51
8	15,2	10,9	0,52

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 4:** Ensayo N° 2: Datos experimentales a 1250 RPM

n = 1250 RPM

Brazo de palanca: b = 0,18 m

Posición del Cono Regulador del Caudal: N°	Presión Total: P <sub>t</sub> (mm H <sub>2</sub> O)	Presión Estática: P <sub>e</sub> (mm H <sub>2</sub> O)	Fuerza: F (Kgf)
1	67,4	67,3	0,68
2	59,4	57,4	0,81
3	47,9	44,5	0,84
4	40,1	35,6	0,86
5	33,7	27,9	0,87
6	30,7	24,4	0,88
7	28,9	21,3	0,90
8	26,9	19,1	0,92

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 5:** Ensayo N° 3: Datos experimentales a 1500 RPM

n = 1500 RPM

Brazo de palanca: b = 0,18 m

Posición del Cono Regulador del Caudal: N°	Presión Total: P <sub>t</sub> (mm H <sub>2</sub> O)	Presión Estática: P <sub>e</sub> (mm H <sub>2</sub> O)	Fuerza: F (Kgf)
1	104,6	104,1	0,92
2	91,8	88,9	1,12
3	74,1	68,6	1,20
4	60,3	52,1	1,21
5	53,9	44,5	1,23
6	48,0	36,8	1,25
7	44,9	33,0	1,27
8	41,6	29,2	1,28

*Elaborado: Por los Autores*

## 4.2. EJEMPLO DE PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL ENSAYO EXPERIMENTAL DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

El ejemplo de procedimiento de cálculo que se realizó es para la primera posición del cono regulador de caudal para 1000 RPM, cuyos parámetros calculados nos permitieron cuantificar las coordenadas del primer punto de los gráficos de las curvas H-Q del ventilador y del sistema y demás parámetros del comportamiento del ventilador.

Análogamente, se procedió para el cálculo de los parámetros respectivos de los siete puntos restantes, los cuales se tabulan en las tablas respectivas.

### 4.2.1. Condiciones Ambientales

Las condiciones ambientales que se midieron en el laboratorio fueron:

$$P_{at} = 489 \text{ mm Hg} = 0,6648 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$T_{ambiente} = 15^{\circ}\text{C}$$

### 4.2.2. Cálculo del peso específico del aire en el laboratorio (Puno)

Para su cálculo empleamos la siguiente fórmula:

$$\gamma_{aire} = \frac{P}{RT} \dots\dots\dots (\text{Ec.30})$$

Donde:

$\gamma$  = Peso específico del aire en Puno en  $\text{Kgf/m}^3$

P = Presión atmosférica en  $\text{Kgf/m}^2$

$R = \text{Constante del aire} = 29,264 \text{ m}^{\circ}\text{K}$

$T = \text{Temperatura ambiente en } ^{\circ}\text{K}$

Entonces:

$$\gamma_{\text{aire}} = \frac{0,6648 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{10^4 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}}{29,264 \frac{\text{m}}{^{\circ}\text{K}} \cdot (15 + 273)^{\circ}\text{K}}$$

$$\gamma_{\text{aire}} = 0,789 \text{ Kgf/m}^3$$

#### 4.2.3. Datos técnicos del ventilador centrífugo del Módulo de ensayo

RPM = 1000

Longitud del ducto entre los puntos: 1 y 2 = 2,20 m

Diámetro del ducto = 0,22 m

Torque =  $T = F \cdot b$  (para el cálculo de la potencia al eje)

$b = 0,18 \text{ m}$

La longitud del ducto en el esquema de la instalación del módulo es de 1,65 m. y por consideraciones de seguridad una longitud de 0,45 m (ductos de empalme, carcasa); consideraremos entonces  $L = 2,20 \text{ m}$ .

$L = 2,20 \text{ m}$ .

#### 4.2.4. Cálculo del Caudal (Q)

En la sección de medición, donde está instalado el tubo de Pitot (punto 2) en el ducto de impulsión del módulo.

Precisamente para su medición se emplea el tubo de Pitot, que nos permite calcular la velocidad del aire, en el punto donde se ubica el orificio del instrumento, a través de la siguiente expresión:

$$C = \sqrt{2g \cdot \Delta h} \dots\dots\dots(\text{Ec.31})$$

Donde:

C = Velocidad en el punto de la sección donde está ubicado el tubo de pitot (m/s)

$\Delta h$  = altura de presión de velocidad (m de aire)

g = aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$\Delta h$  debe estar en m de aire porque la sustancia de trabajo es el fluido de aire, pero esta altura de presión se midió en mm de agua, pero por mecánica de fluidos para hallar la altura de presión equivalente se debe cumplir:

$$\Delta h_{Vaire} \cdot \gamma_{aire} = \Delta h_{Vagua} \cdot \gamma_{agua} \dots\dots\dots(\text{Ec.32})$$

$\Delta h_{\gamma_{aire}}$  = Altura de presión del aire

$\Delta h_{\gamma_{agua}}$  = Altura de presión del agua

$\gamma_{aire}$  = Poso específico del aire

$\gamma_{agua}$  = Poso específico del agua

Entonces:

$$\Delta h_{Vaire} = \frac{\Delta h_{Vagua} \cdot \gamma_{agua}}{\gamma_{aire}}$$

$\Delta h_{\text{agua}}$  para la primera posición del cono regulador de caudal para 1000 RPM es igual a:

$$\text{Altura de presión total} = \text{altura de presión de velocidad} + \text{Altura de presión estática}$$

Por consiguiente:

$$\begin{array}{rcl} \text{Altura de Presión} & & \text{Altura de} \\ \text{Velocidad} & = & \text{presión total} \\ \Delta h \text{ (mm agua)} & & \text{(mm agua)} \end{array} - \begin{array}{r} \text{Altura de presión} \\ \text{estática} \\ \text{(mm agua)} \end{array}$$

Considerando los valores de la tabla 4.1 para 1000 RPM:

$$\Delta h_{\text{Vagua}} = 38,4 - 38,1 = 0,3 \text{ mm agua}$$

Y considerando que  $\gamma_{\text{agua}} = 1000 \text{ Kgf/m}^3$ , en la expresión:

$$\Delta h_{\text{Vaire}} = \frac{0,3 \times 10^{-3} \text{ m agua} \cdot 1000 \text{ Kgf/m}^3}{0,789 \text{ Kgf/m}^3}$$

$$\Delta h_{\text{Vaire}} = 0,38 \text{ m de aire}$$

Reemplazando en (I):

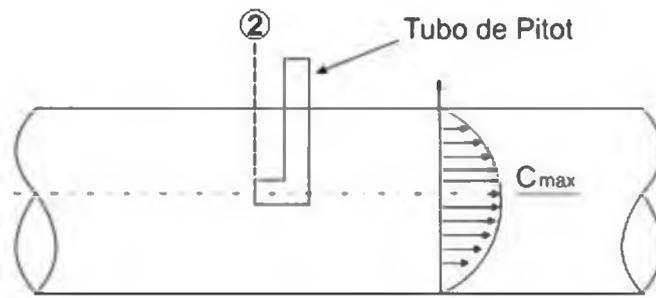
$$C = \sqrt{2(9,81 \text{ m/s}^2) \cdot 0,38 \text{ m}}$$

$$C = 2,73 \text{ m/s}$$

Como el tubo de Pitot está ubicado en el punto central de la sección 2, entonces por la distribución de velocidades en el ducto, esta velocidad que se calculó es la velocidad máxima, como se explica en la figura 4.1.

$$C_{\text{max}} = 2,73 \text{ m/s}$$

**Figura 31:** Distribución de velocidades en la sección 2 del ducto de impulsión



**Elaborado:** Por los Autores

Para flujo turbulento, que es el flujo de aire que circula por la sección 2 del ducto, por información experimental y teórica se sabe que para un ducto de sección circular, la velocidad media en la sección 2 se calculó: (Mott, Mecánica de Fluidos Aplicada, 2003)

$$C_{media} = 0,82 C_{m\acute{a}x} \dots \dots \dots (Ec.33)$$

Entonces:

$$C_{media} = 0,82 (2,73 \text{ m/s})$$

$$C_{media} = 2,24 \text{ m/s}$$

Comprobando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{C_{media} \cdot D}{\nu} \dots \dots \dots (Ec.34)$$

Donde:

$$D = \text{diámetro del ducto } 0,22 \text{ m}$$

$$\nu^* = \text{viscosidad cinemática del aire a } 15^\circ\text{C} = 1,465 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Operando: } Re = \frac{2,24 \cdot 0,22}{1,465 \times 10^{-5}} = 0,34 \times 10^5$$

Cuyo número de Reynolds corresponde a flujo Turbulento.

Luego el caudal se calculó:

$$Q = C_{media} \times A \dots\dots\dots (Ec.35)$$

Dónde:

A = sección circular del ducto

C<sub>media</sub> = Velocidad media en la sección 2

$$Q = 2,24 \times \frac{\pi(0,22)^2}{4}$$

$$Q = 0,085 \text{ m}^3/\text{s}$$

**4.2.5. Cálculo de la altura efectiva (H)**

Sabemos que:

$$H = \frac{P_{t_2}}{\gamma} + h_{P_1} + h_{P_2} \dots\dots\dots (Ec.36)$$

Donde:

$\frac{P_{t_2}}{\gamma}$  = altura de presión total en m de aire, en la sección 2.

$\frac{P_{e_2}}{\gamma}$  = altura de presión estática en la sección 2  $\left(\frac{P_{e_2}}{\gamma}\right)$  + altura de presión de velocidad en la sección 2  $\left(\frac{C_2^2}{2g}\right)$

De los datos experimentales de la Tabal 4.1:

$$\frac{P_e}{\gamma} = 38,1 \times 10^{-3} \text{ m H}_2\text{O} \times \frac{1000}{0,789} = 48,29 \text{ m aire}$$

Como el tubo de Pitot está en el punto central de la sección 2, esta presión estática calculada es el punto central; pero como la altura de presión estática que es constante en toda la sección:

$$\frac{P_{e_2}}{\gamma} = 48,29 \text{ m aire}$$

La altura de presión de velocidad en la sección 2 se calculó de la siguiente manera:

$$\frac{C_2^2}{2g} = \frac{C_{\text{media}}^2}{2g} = \frac{(2,24)^2}{2(9,81)} = 0,26 \text{ m aire}$$

Por consiguiente la altura de presión total en la sección 2:

$$\frac{P_{t_2}}{\gamma} = \frac{P_{e_2}}{\gamma} + \frac{C_{\text{media}}^2}{2g} = 48,29 + 0,26$$

$$\frac{P_{t_2}}{\gamma} = 48,55 \text{ m aire}$$

- Cálculo de las pérdidas primarias:

$$h_{p_1} = 0,02 \frac{L}{D} \frac{C_{\text{media}}^2}{2g} \dots\dots\dots (\text{Ec.37})$$

$$L = 2,2 \text{ m}$$

$$D = 0,22 \text{ m}$$

$$h_{P_1} = 0,02 \frac{2,2 (2,24)^2}{0,22 2(9,81)}$$

$$h_{P_1} = 0,05 \text{ m aire}$$

- Cálculo de las pérdidas secundarias:

$$h_{P_2} = 0,8 \frac{C_{\text{máx}}^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{Ec.38})$$

$$h_{P_2} = 0,8 \frac{(2,24)^2}{2(9,81)}$$

$$h_{P_2} = 0,20 \text{ m aire}$$

Por consiguiente, la altura efectiva del ventilador centrífugo:

$$H = 48,55 + 0,05 + 0,20$$

$$H = 48,80 \text{ m aire}$$

**4.2.6. Cálculo de parámetros de funcionamiento del ventilador centrífugo**

**4.2.6.1. Cálculo de la potencia aerodinámica (Pa)**

$$P_a = \frac{\gamma QH}{76} \text{ (HP)} \dots\dots\dots(\text{Ec.39})$$

$$P_a = \frac{0,789 \times 0,085 \times 48,80}{76}$$

$$P_a = 0,04 \text{ HP}$$

**4.2.6.2. Potencia al eje del ventilador (BHP)**

$$BHP = \frac{T \cdot (RPM)}{725,75} \text{ (HP) .....(Ec.40)}$$

$$T = F \cdot b$$

De los datos experimentales de la Tabla 4.1

$$F = 0,40 \text{ Kgf}$$

b = 0,18m; el brazo de palanca es constante para el cálculo de todas las posiciones del cono regulador del caudal.

Entonces:

$$T = 0,40 \text{ Kgf} (0,18 \text{ m}) = 0,072 \text{ Kgf-m}$$

Por consiguiente:

$$BHP = \frac{0,072 \times 1000}{725,75} \text{ .....(ecu.41)}$$

$$BHP = 0,10HP$$

**4.2.6.3. Eficiencia total del ventilador ( $\eta_t$ )**

$$\eta_t = \frac{Pa}{BHP} = \frac{0,04}{0,10}$$

$$\eta_t = 0,40 \text{ (40\%)}$$

#### 4.2.6.4. Número específico de revoluciones de Caudal (Nq)

El número específico de revoluciones de caudal Nq es un parámetro de funcionamiento del ventilador importante, cuyo valor nos indica si el ventilador está funcionando eficientemente.

Para un ventilador centrífugo o radial el Nq debe estar en el rango de

$$20 < Nq < 80$$

Si está en este rango el ventilador está funcionando eficientemente

$$Nq = \frac{RPM \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (Ec.42)$$

Reemplazando valores:

$$Nq = \frac{1000 \sqrt{0,085}}{(48,80)^{3/4}}$$

$$Nq = 15,79$$

### 4.3. RESULTADOS DE CÁLCULO PARA LOS CAUDALES

Se obtuvieron a partir de los datos experimentales de las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 y los cálculos se realizaron análogamente al ejemplo de procedimiento de cálculo del acápite 4.2.

**Tabla 6:** Cálculo de Caudales para 1000 RPM

	Altura de presión de velocidad $\Delta h$ (m aire)	Velocidad máxima $C_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media $C_{media}$ (m/s)	$Re \times 10^5$	Caudal Q (m <sup>3</sup> /s)
1	0,38	2,73	2,24	0,34	0,085
2	1,39	5,22	4,28	0,64	0,163
3	2,41	6,88	5,64	0,83	0,214
4	3,29	8,05	6,60	0,99	0,250
5	4,06	8,92	7,31	1,10	0,278
6	4,44	9,33	7,65	1,15	0,291
7	5,20	10,10	8,28	1,24	0,315
8	5,45	10,34	8,48	1,27	0,322

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 7:** Cálculo de Caudales para 1250 RPM

	Altura de presión de velocidad $\Delta h$ (m aire)	Velocidad máxima $C_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media $C_{media}$ (m/s)	$Re \times 10^5$	Caudal Q (m <sup>3</sup> /s)
1	0,13	1,60	1,31	0,20	0,050
2	2,53	7,05	5,78	0,87	0,220
3	4,31	9,20	7,54	1,13	0,287
4	5,70	10,58	8,68	1,30	0,330
5	7,35	12,01	9,85	1,48	0,374
6	7,98	12,51	10,26	1,54	0,390
7	9,63	13,75	11,28	1,69	0,429
8	9,89	13,93	11,42	1,71	0,434

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 8:** Cálculo de Caudales para 1500 RPM

	Altura de presión de velocidad $\Delta h$ (m aire)	Velocidad máxima $C_{m\acute{a}x}$ (m/s)	Velocidad media $C_{media}$ (m/s)	$Re \times 10^5$	Caudal $Q$ (m <sup>3</sup> /s)
1	0,63	3,52	2,89	0,43	0,110
2	3,68	8,50	6,97	1,05	0,265
3	6,97	11,69	9,59	1,44	0,364
4	10,39	14,28	11,71	1,76	0,445
5	11,91	15,29	12,54	1,88	0,477
6	14,20	16,69	13,69	2,06	0,520
7	15,08	17,20	14,10	2,12	0,536
8	15,72	17,56	14,40	2,16	0,547

*Elaborado: Por los Autores*

**4.4. RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA LAS ALTURAS EFECTIVAS**

**Tabla 9:** Cálculo de Alturas Efectivas para 1000 RPM

	Altura de presión estática en la sección 2 $P_e/\gamma$ (m aire)	Altura de presión velocidad en sección 2 $cm^2/2g$ (m aire)	Altura de presión total en la sección 2 $P_t/\gamma$ (m aire)	Pérdidas primarias $hp_1$ (m aire)	Pérdidas secundarias $hp_2$ (m aire)	Altura afectiva $H$ (m aire)
1	48,29	0,26	48,55	0,05	0,20	48,80
2	40,18	0,93	41,11	0,19	0,75	42,05
3	30,29	1,62	31,91	0,32	1,30	33,53
4	25,10	2,22	27,32	0,44	1,78	29,54
5	18,88	2,72	21,60	0,54	2,18	24,32
6	16,73	2,98	19,71	0,60	2,39	22,70
7	14,45	3,49	17,94	0,70	2,80	21,44
8	13,81	3,67	17,48	0,73	2,93	21,14

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 10:** Cálculo de Alturas Efectivas para 1250 RPM

	Altura de presión estática en la sección 2 $P_e/\gamma$ (m aire)	Altura de presión velocidad en sección 2 $cm^2/2g$ (m aire)	Altura de presión total en la sección 2 $P_t/\gamma$ (m aire)	Pérdidas primarias $hp_1$ (m aire)	Pérdidas secundarias $hp_2$ (m aire)	Altura afectiva $H$ (m aire)
1	85,30	0,09	85,39	0,02	0,07	85,48
2	72,75	1,70	74,45	0,34	1,36	76,15
3	56,40	2,90	59,30	0,58	2,32	62,20
4	45,12	4,34	49,46	0,77	3,47	52,80
5	35,36	4,95	40,31	0,99	3,96	45,26
6	30,93	5,37	36,30	1,07	4,29	41,64
7	27,00	6,49	33,49	1,30	5,19	39,98
8	24,21	6,65	30,86	1,33	5,32	37,51

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 11:** Cálculo de Alturas Efectivas para 1250 RPM

	Altura de presión estática en la sección 2 $P_e/\gamma$ (m aire)	Altura de presión velocidad en sección 2 $cm^2/2g$ (m aire)	Altura de presión total en la sección 2 $P_t/\gamma$ (m aire)	Pérdidas primarias $hp_1$ (m aire)	Pérdidas secundarias $hp_2$ (m aire)	Altura afectiva $H$ (m aire)
1	131,94	0,43	132,37	0,09	0,34	132,80
2	112,67	2,48	115,15	0,50	1,98	117,63
3	86,95	4,69	91,64	0,94	3,75	96,33
4	66,03	6,99	73,02	1,40	5,59	80,01
5	56,40	8,02	64,42	1,60	6,41	72,43
6	46,64	9,55	56,19	1,91	7,64	65,74
7	41,83	10,13	51,96	2,03	8,11	62,10
8	37,01	10,57	47,58	2,11	8,45	58,14

*Elaborado: Por los Autores*

**4.5. RESUMEN DE RESULTADOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS H-Q DE COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM.**

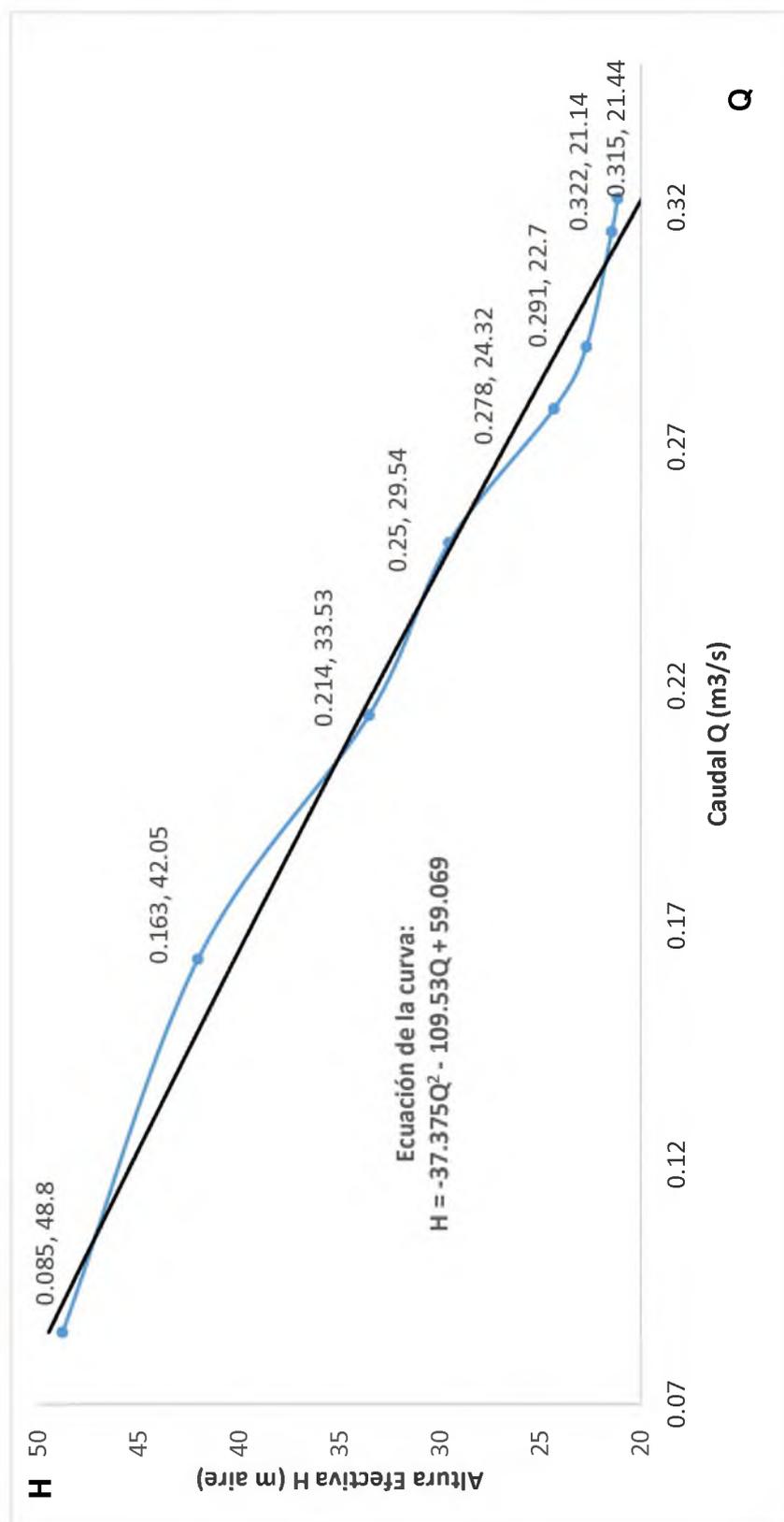
**Tabla 12:** Caudales y Alturas Efectivas a diferentes RPM

	1000 RPM		1250 RPM		1500 RPM	
	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m aire)
1	0,085	48,80	0,050	85,48	0,110	132,80
2	0,163	42,05	0,220	76,15	0,265	117,63
3	0,214	33,53	0,287	62,20	0,365	96,33
4	0,250	29,54	0,330	54,80	0,445	80,01
5	0,278	24,32	0,374	45,26	0,477	73,43
6	0,291	22,70	0,390	41,66	0,520	65,74
7	0,315	21,44	0,429	39,98	0,536	62,10
8	0,322	21,14	0,434	37,51	0,547	58,14

*Elaborado: Por los Autores*

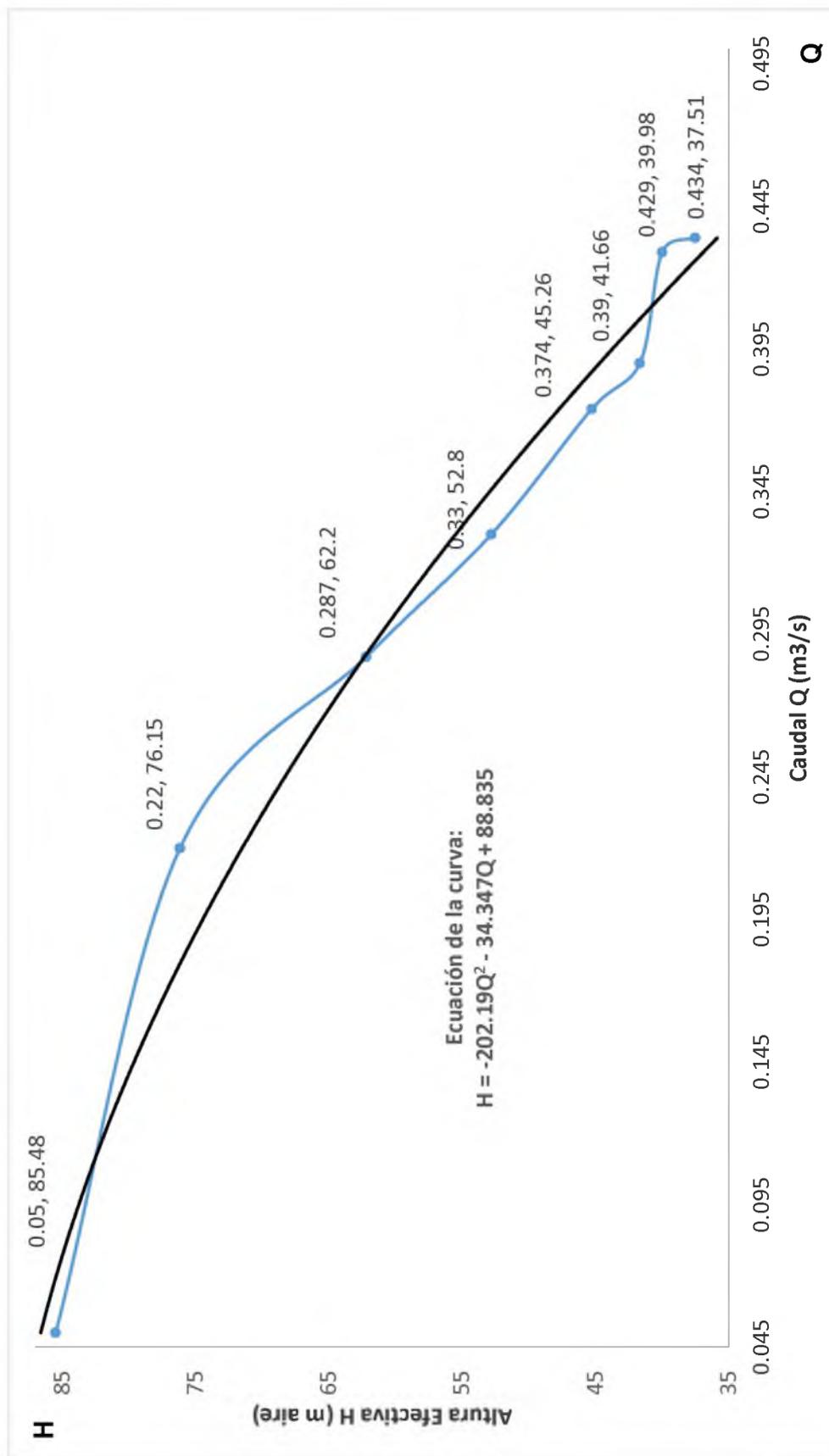
4.6. GRÁFICOS DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RMP

Gráfico 1: Caudales y alturas Efectivas a 1000 RPM.



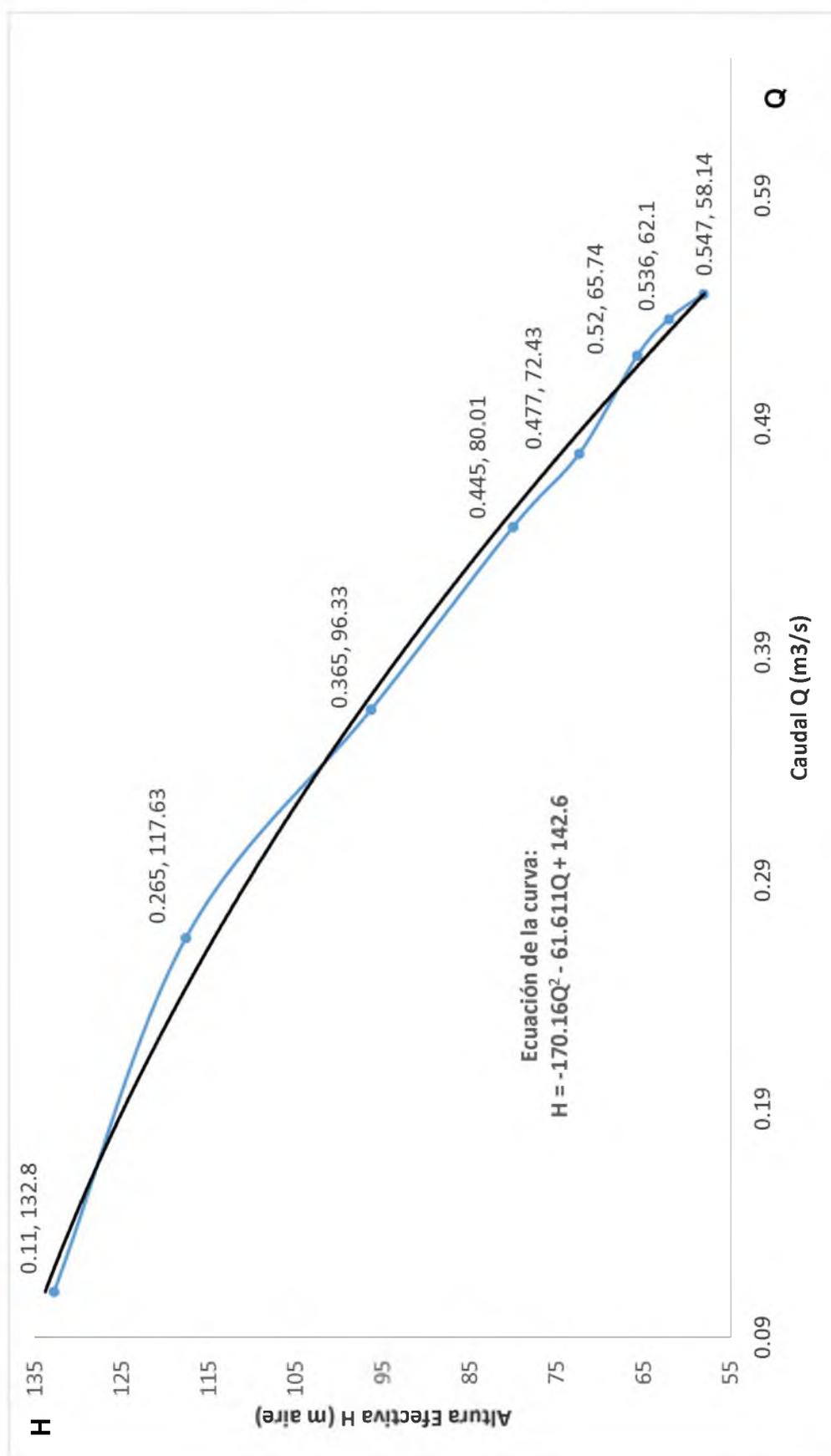
Elaborado: Por los Autores

Gráfico 2: Caudales y alturas Efectivas a 1250 RPM.



Elaborado: Por los Autores

**Gráfico 1:** Caudales y alturas Efectivas a 1500 RPM.



*Elaborado: Por los Autores*

#### 4.7. CÁLCULOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS DEL SISTEMA DE VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM

Para graficar las curvas del Sistema del Ventilador Centrífugo a diferentes RPM, las abscisas es decir los caudales serán los mismos que para graficar las curvas de comportamiento H-Q.

Las ordenadas de las gráficas lo constituyen las alturas del sistema ( $H_{\text{sis}}$ ), las cuales los calculamos sumando las pérdidas primarias con las pérdidas secundarias. Este procedimiento se realizó utilizando los parámetros calculados en las tablas anteriores.

$$H_{\text{sistema}} = hp_1 + hp_2 \dots \dots \dots (\text{Ec. 38})$$

Donde:

$H_{\text{sistema}}$  = Altura del sistema (m)

$hp_1$  = Altura de pérdidas primarias (m)

$hp_2$  = Altura de pérdidas secundarias (m)

Las alturas del sistema se calcularon para cada una de las posiciones del cono regulador de caudal.

Como ejemplo de cálculo para la posición N° 1 del cono regulador de caudal para una velocidad de 1000 RPM se realizó de la siguiente manera:

$$H_{\text{sistema}} = 0,05 + 0,20 = 0,25 \text{ m aire}$$

Análogamente se procedió para las diferentes posiciones del cono regulador de caudal, se tabularon en las siguientes tablas:

**Tabla 13:** Alturas del Sistema a diferentes RPM

	1000 RPM			1250 RPM			1500 RPM		
	hp <sub>1</sub> (m)	hp <sub>2</sub> (m)	H <sub>sist</sub> (m)	hp <sub>1</sub> (m)	hp <sub>2</sub> (m)	H <sub>sist</sub> (m)	hp <sub>1</sub> (m)	hp <sub>2</sub> (m)	H <sub>sist</sub> (m)
1	0,05	0,20	0,25	0,02	0,07	0,09	0,09	0,34	0,43
2	0,19	0,75	0,94	0,34	1,36	1,70	0,50	1,98	2,48
3	0,32	1,30	1,62	0,58	2,32	2,90	0,94	3,75	4,69
4	0,44	1,77	2,22	0,77	3,47	3,84	1,40	5,59	6,99
5	0,54	2,18	2,72	0,99	3,96	4,95	1,60	6,41	8,01
6	0,60	2,39	2,99	1,07	4,29	5,36	1,91	7,64	9,55
7	0,70	2,80	3,50	1,30	5,19	6,49	2,03	8,11	10,14
8	0,73	2,93	3,66	1,33	5,32	6,65	2,11	8,45	10,56

*Elaborado: Por los Autores*

**4.8. RESUMEN DE RESULTADOS PARA GRAFICAR LAS CURVAS DEL SISTEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM**

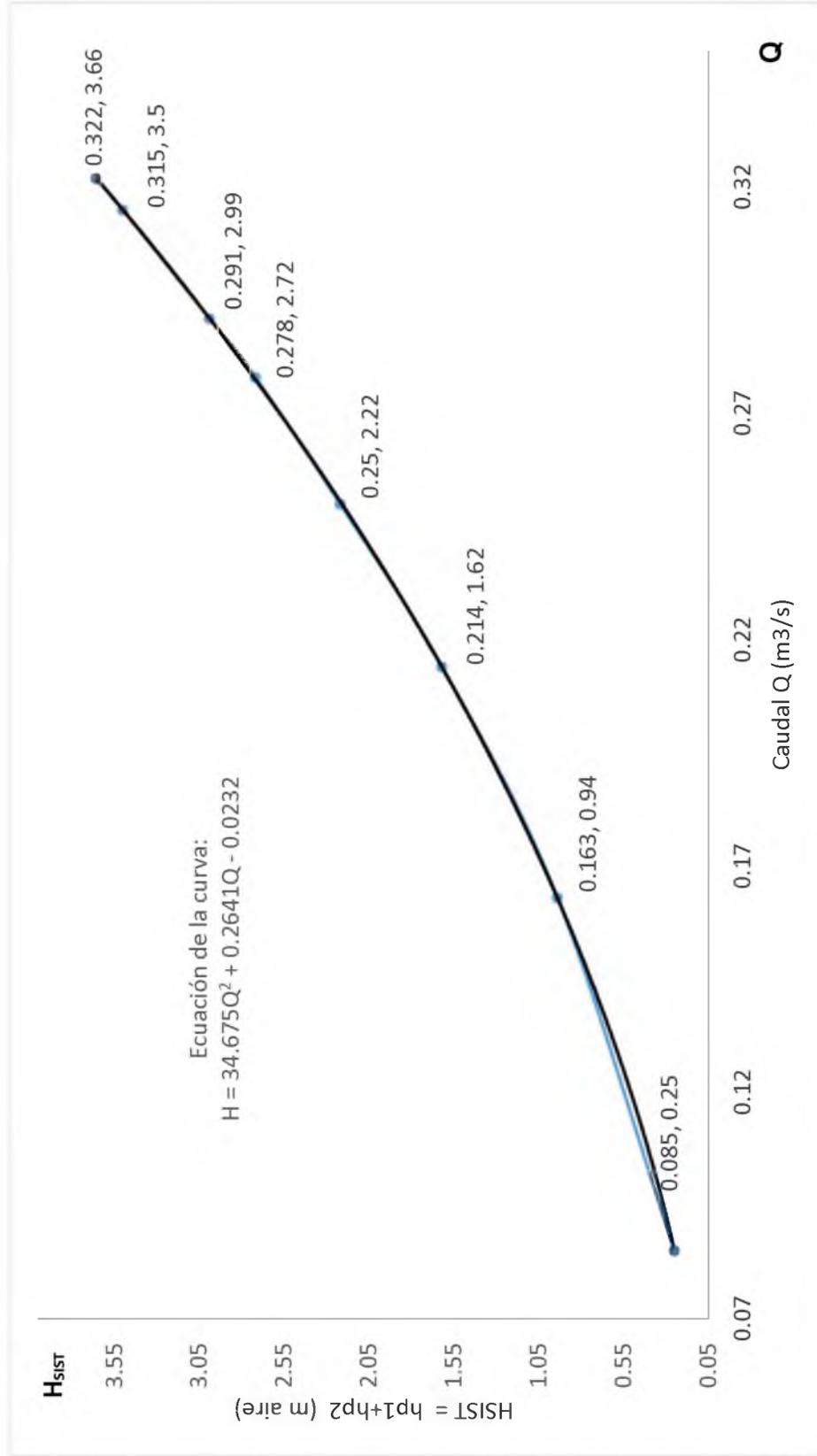
**Tabla 14:** Alturas del sistema en función del caudal a diferentes RPM.

	1000 RPM		1250 RPM		1500 RPM	
	Q (m <sup>3</sup> /s)	H <sub>sist</sub> (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H <sub>sist</sub> (m aire)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H <sub>sist</sub> (m aire)
1	0,085	0,25	0,050	0,09	0,110	0,43
2	0,163	0,94	0,220	1,70	0,265	2,48
3	0,214	1,62	0,287	2,90	0,365	4,69
4	0,250	2,22	0,330	3,84	0,445	6,99
5	0,278	2,72	0,374	4,95	0,477	8,01
6	0,291	2,99	0,390	5,36	0,520	9,55
7	0,315	3,50	0,429	6,49	0,536	10,14
8	0,322	3,66	0,434	6,65	0,547	10,56

*Elaborado: Por los Autores*

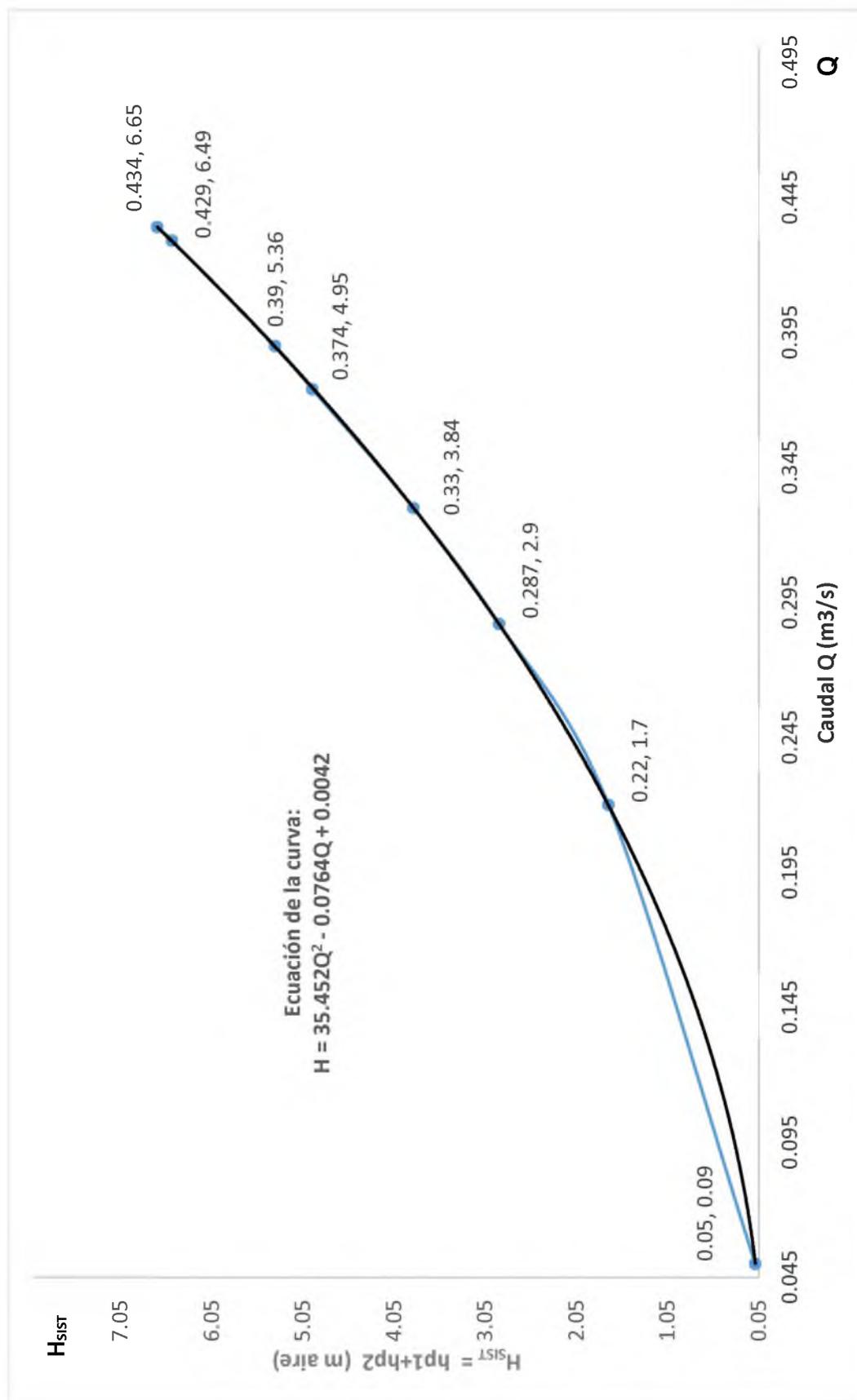
**4.9. GRÁFICOS DE LAS CURVAS DEL SISTEMA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO FUNCIONANDO A 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM.**

**Gráfico 2:** Caudal - H<sub>SISTEMA</sub> (1000 RPM).



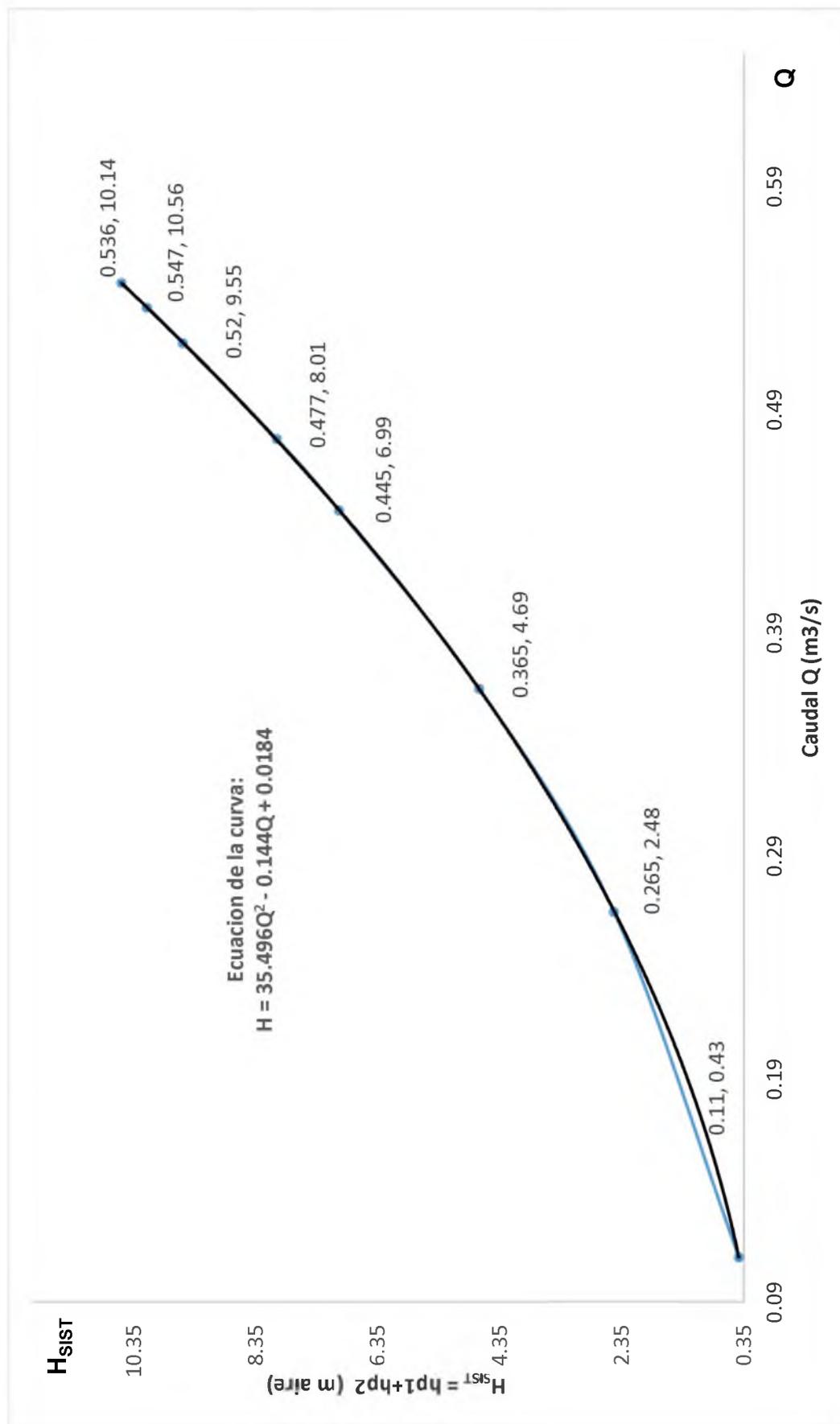
*Elaborado: Por los Autores*

**Gráfico 3:** Caudal - H<sub>sistema</sub> (1250 RPM).



*Elaborado: Por los Autores*

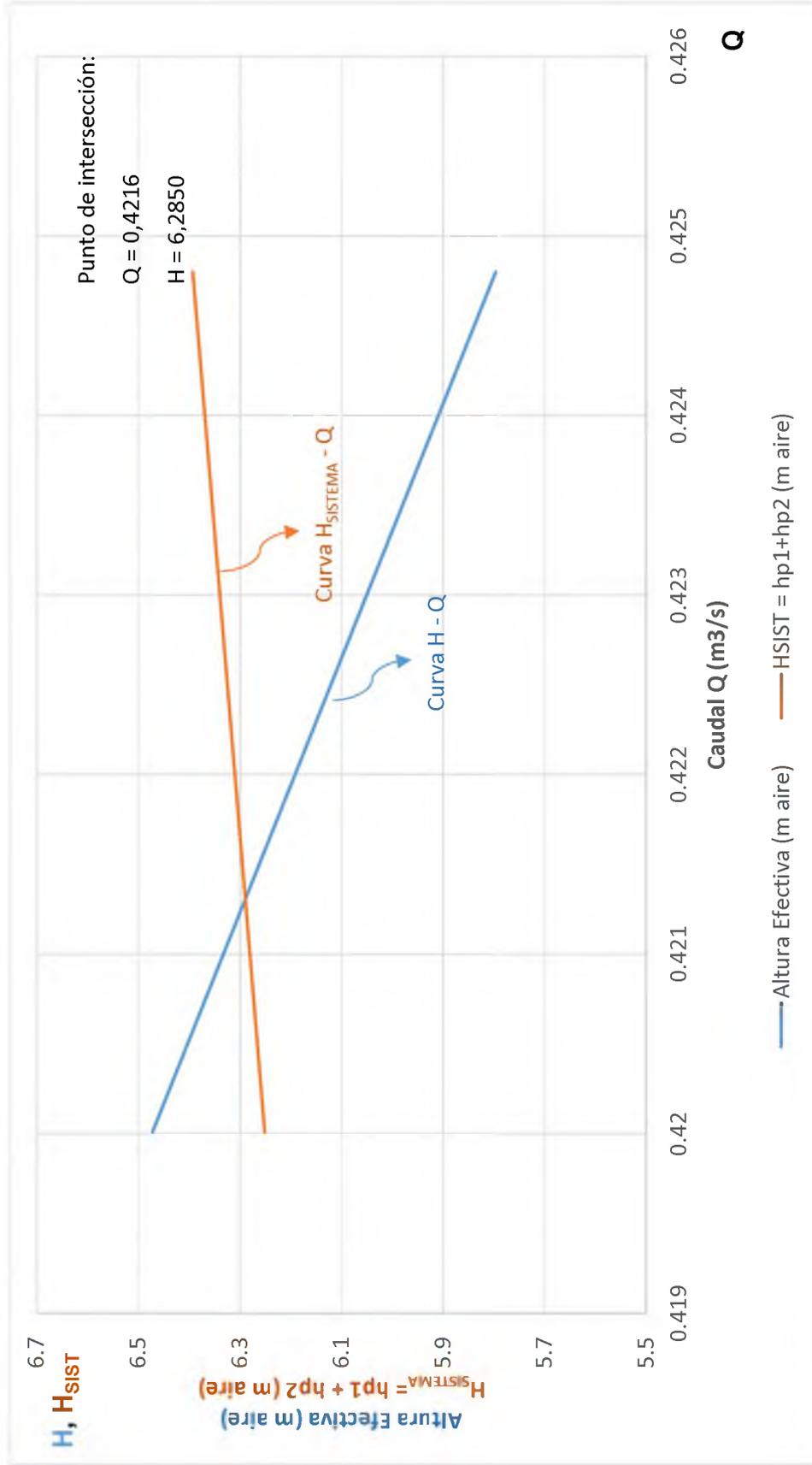
**Gráfico 4:** Caudal - H<sub>sistema</sub> (1500 RPM).



*Elaborado: Por los Autores*

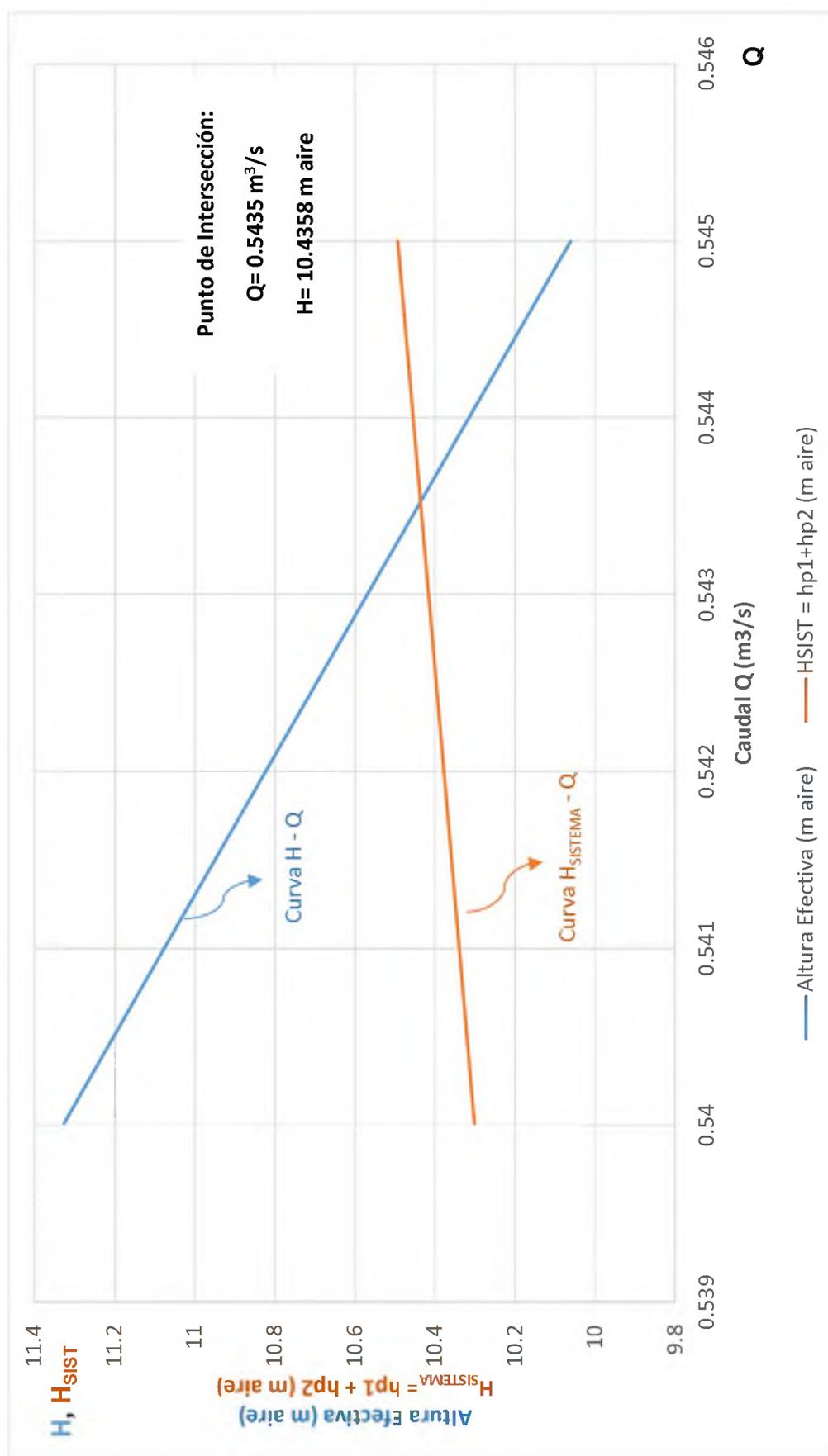
4.10. DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL PUNTO ÓPTIMO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM

Gráfico 5: Punto óptimo de funcionamiento (1000 RPM).



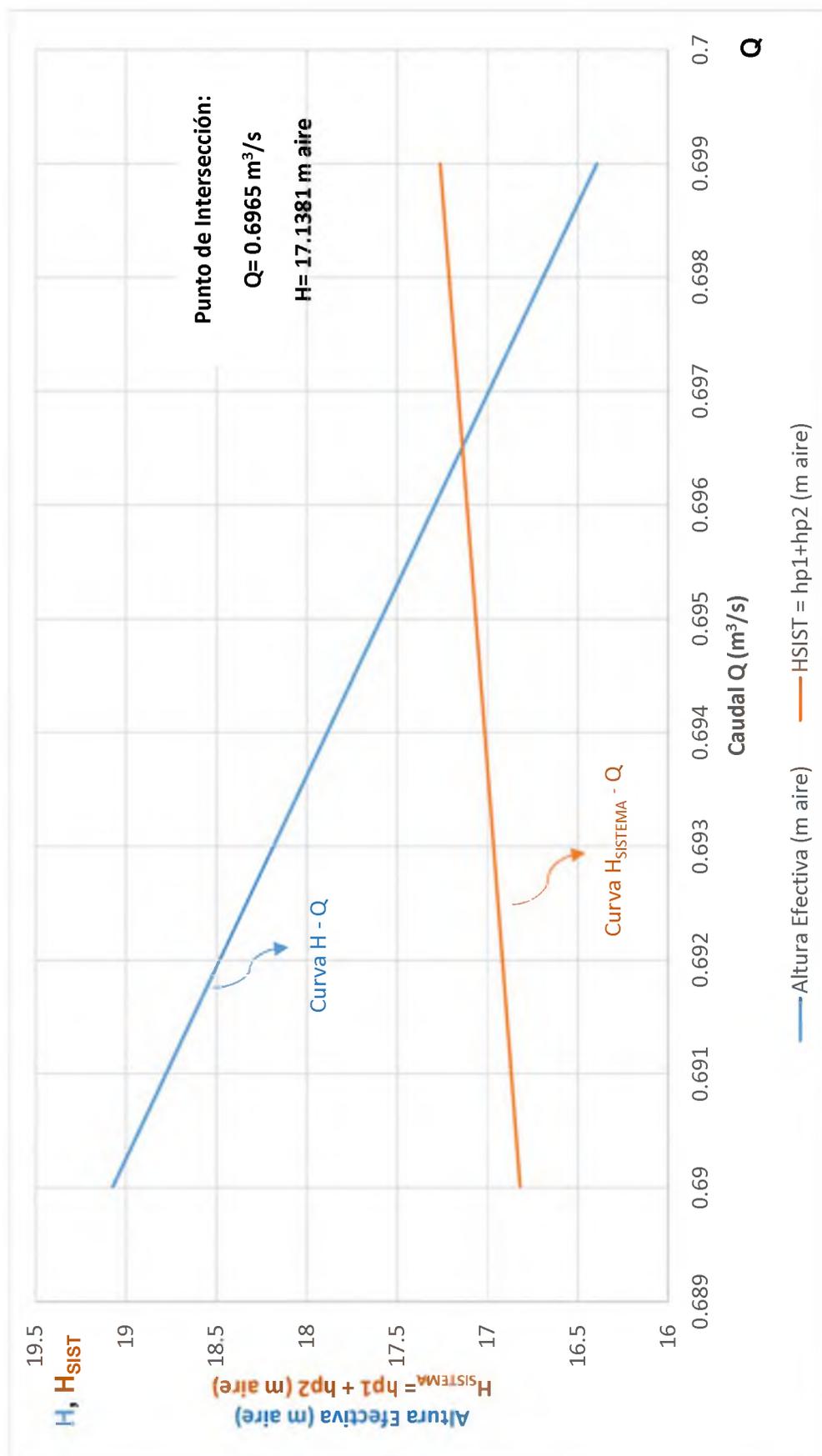
Elaborado: Por los Autores

Gráfico 6: Punto óptimo de funcionamiento (1250 RPM).



Elaborado: Por los Autores

Gráfico 7. Punto óptimo de funcionamiento (1500 RPM).



Elaborado: Por los Autores

#### 4.11. RESULTADO DE LOS CÁLCULOS DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO A 1000 RPM, 1250 RPM Y 1500 RPM

Los cálculos se realizaron en base a los ejemplos desarrollados en el ítem 4.2.6; para las diferentes posiciones del cono regulador de caudal y los diferentes RPM. Se tabula en las siguientes tablas:

**Tabla 15:** Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1000 RPM

	Potencia aerodinámica $P_a$ (HP)	Potencia al Eje BHP (HP)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	0,043	0,099	43,43	4,60
2	0,071	0,112	63,39	9,87
3	0,075	0,114	65,79	15,36
4	0,077	0,119	64,71	19,73
5	0,070	0,122	57,38	25,38
6	0,069	0,124	55,65	27,98
7	0,070	0,126	55,55	31,61
8	0,071	0,129	55,04	32,66

*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 16:** Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1250 RPM

	Potencia aerodinámica $P_a$ (HP)	Potencia al Eje BHP (HP)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	0,044	0,211	20,85	9,94
2	0,174	0,251	69,32	22,74
3	0,186	0,260	71,54	30,23
4	0,181	0,267	67,79	36,66
5	0,176	0,270	65,19	43,81
6	0,169	0,273	61,90	47,61
7	0,178	0,279	63,80	51,49
8	0,169	0,285	59,30	54,33

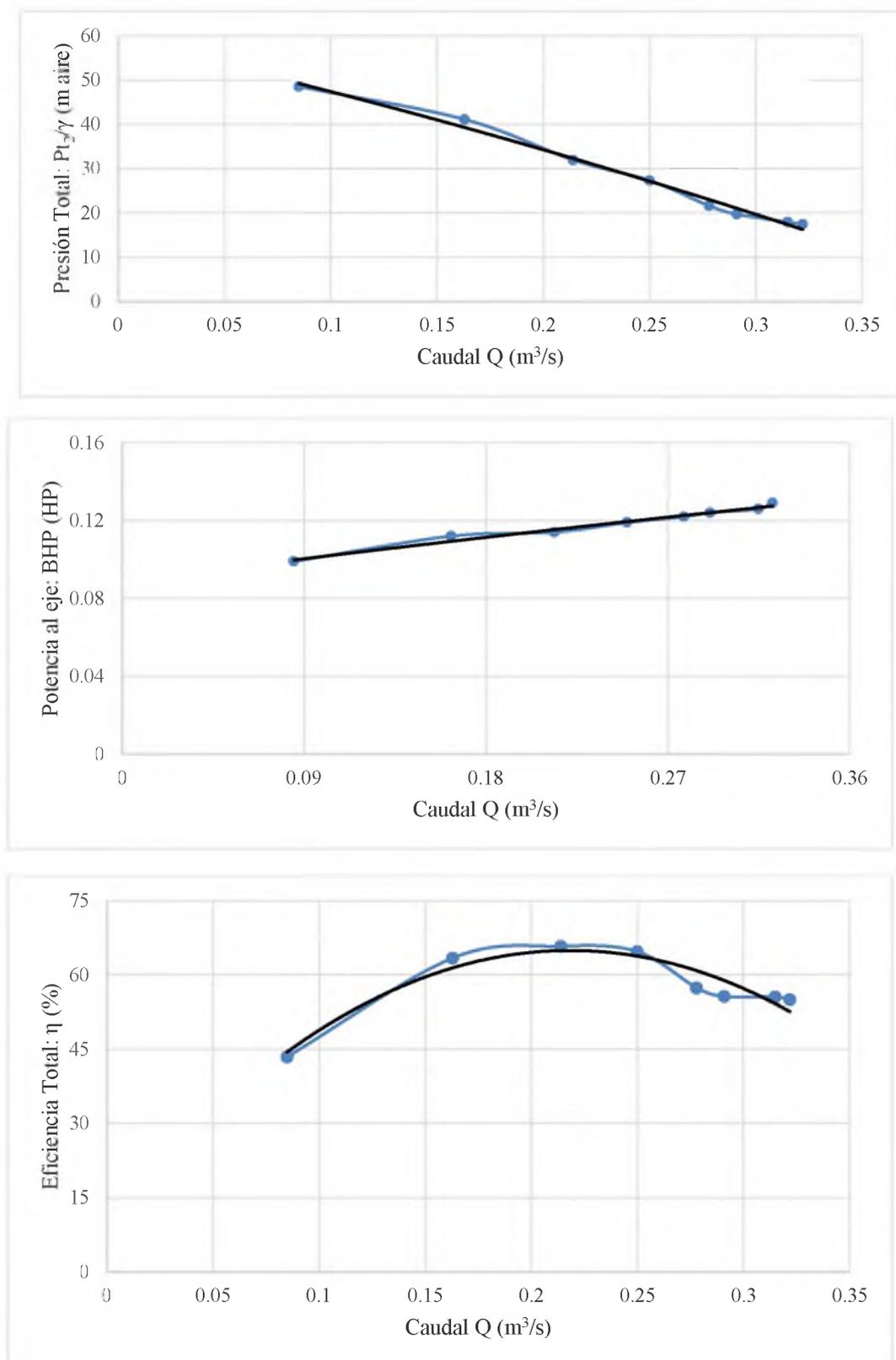
*Elaborado: Por los Autores*

**Tabla 17:** Parámetros de funcionamiento del Ventilador Centrífugo a 1500 RPM

	Potencia aerodinámica $P_a$ (HP)	Potencia al Eje BHP (HP)	Eficiencia Total $\eta_t$ (%)	Número específico de revoluciones de caudal $N_q$
1	0,152	0,342	44,44	12,72
2	0,324	0,417	77,70	21,62
3	0,366	0,446	82,06	29,47
4	0,370	0,450	82,22	37,40
5	0,359	0,458	78,38	41,73
6	0,356	0,465	76,56	46,85
7	0,346	0,472	73,31	49,64
8	0,331	0,476	69,54	52,69

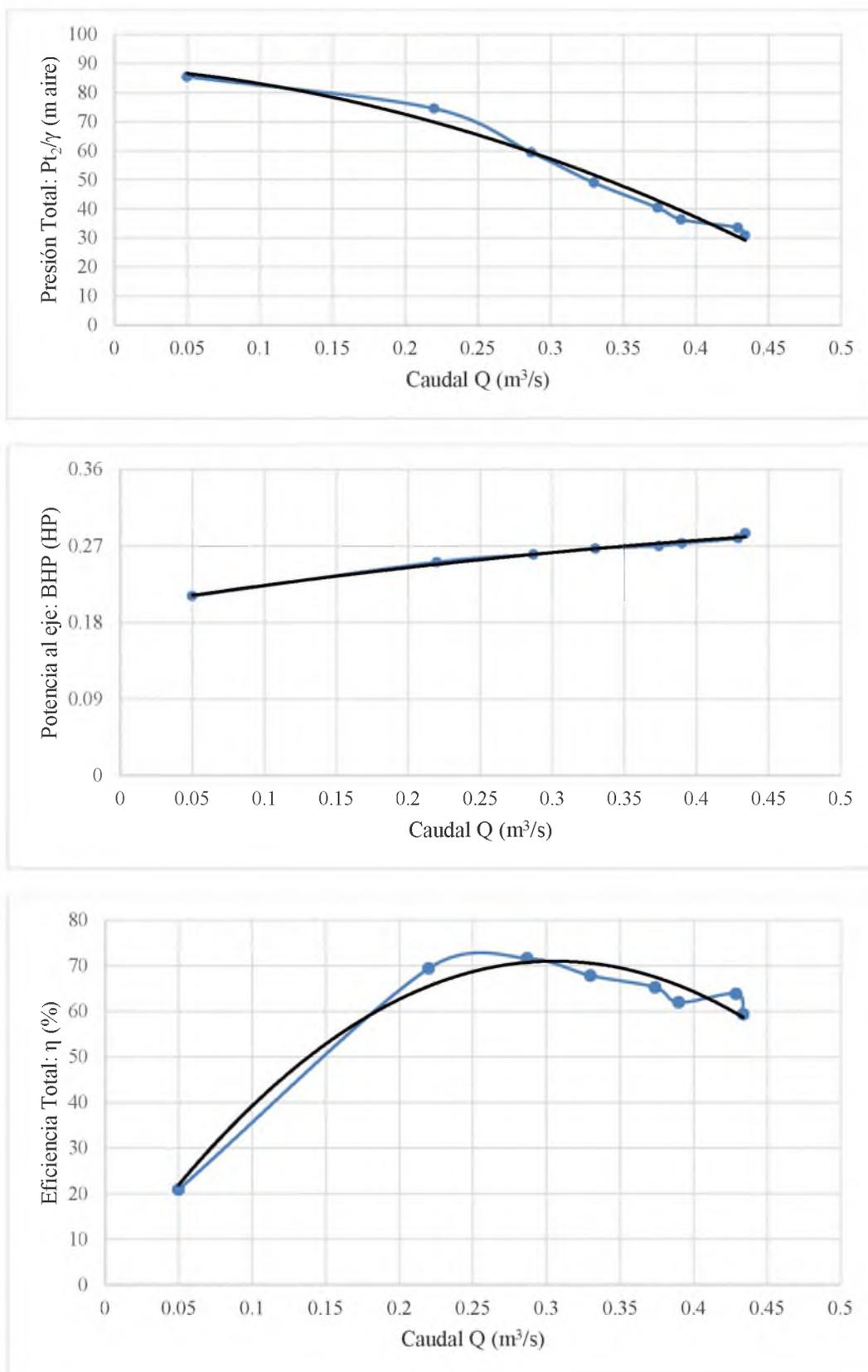
*Elaborado: Por los Autores*

**Gráfico 8:** Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1000 RPM.



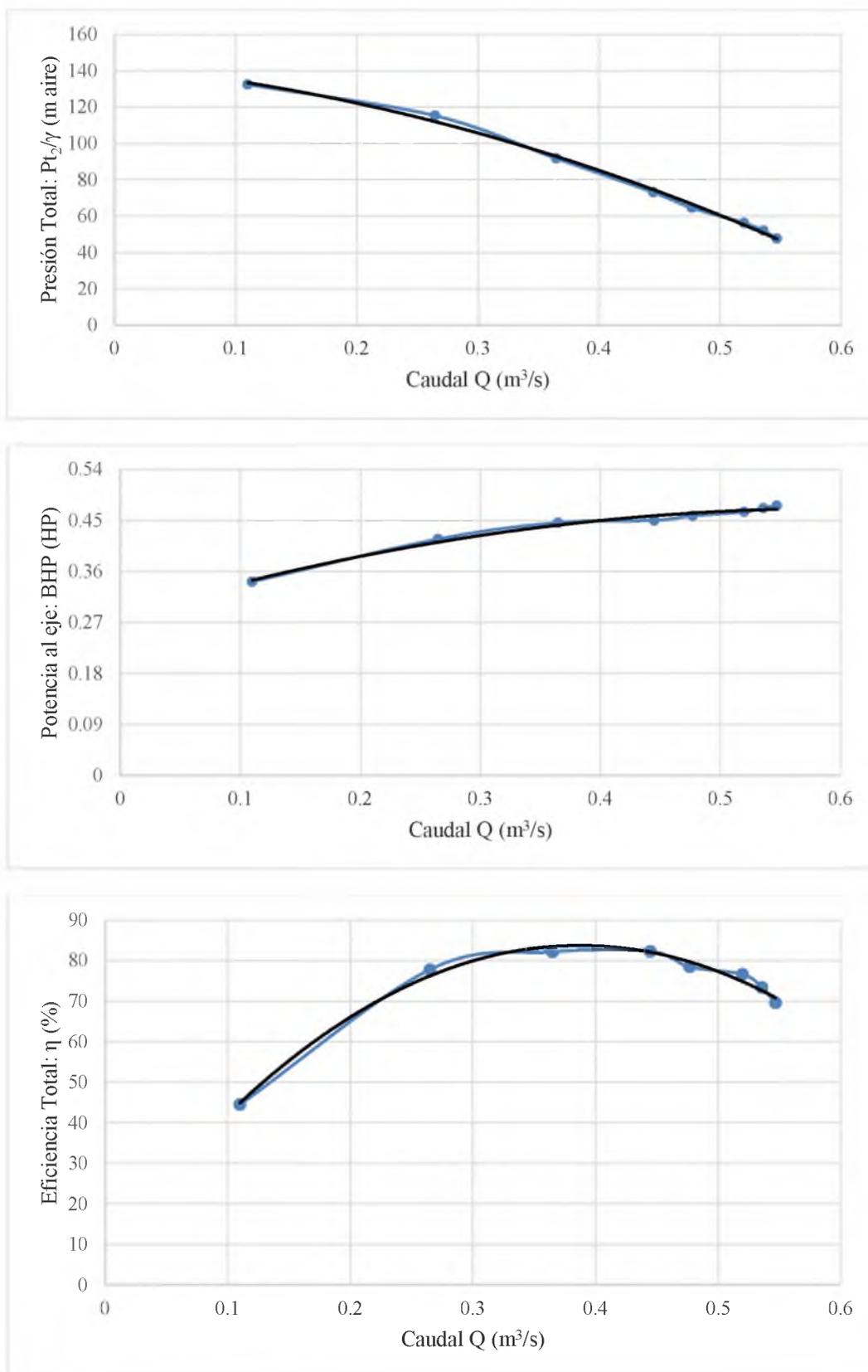
*Elaborado: Por los Autores*

**Gráfico 9:** Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1250 RPM.



**Elaborado:** Por los Autores

**Gráfico 10:** Curvas características de Presión total, Potencia al eje y eficiencia total del Ventilador Centrifugo a 1500 RPM.



**Elaborado:** Por los Autores

## CONCLUSIONES

**PRIMERO:** A través del desarrollo de la tesis se logró el objetivo fundamental: diseñar y construir un módulo para el Laboratorio de Ingeniería Mecánica, para el estudio del comportamiento del ventilador centrífugo funcionando a diferentes revoluciones por minuto (RPM).

**SEGUNDO:** Para el diseño y construcción nos referimos a la metodología de la “National of Fan Manufacturers”, que considera 4 categorías en cuanto al modo de instalación; adecuándonos a la categoría B: Entrada libre, conducto a la salida; instalación más cercana a la aplicación específica del ventilador en la práctica.

**TERCERO:** Se seleccionaron adecuadamente el motor eléctrico y ventilador centrífugo y; se diseñaron el ducto de impulsión, el cono regulador de caudal, el freno Prony para la medición de la potencia en el eje del ventilador y el dispositivo regulador de la frecuencia para variar el RPM del motor.

**CUARTO:** Para validar técnicamente el módulo de laboratorio, se realizó el ensayo experimental para estudiar el comportamiento del ventilador centrífugo funcionando a 1000 RPM, 1250 RMP y 1500 RPM.

**QUINTO:** A través de los cálculos del ensayo experimental se graficaron las curvas H-Q y las curvas del sistema para 1000 RPM, 1250 RPM y 1500 RPM; las que se ajustaron utilizando la computadora, obteniéndose las funciones respectivas:  $H-f(Q)$  para las 6 curvas. Estas curvas nos permitieron determinar el punto óptimo de funcionamiento del ventilador centrífugo para los tres RPM, cuyos resultados fueron los siguientes:

Para 1000 RPM:  $Q_{opt} = 0,4216 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H_{opt} = 6,2850 \text{ m aire}$ .

Para 1250 RPM:  $Q_{opt} = 0,5435 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H_{opt} = 10,4358 \text{ m aire}$ .

Para 1500 RPM:  $Q_{opt} = 0,6965 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H_{opt} = 17,1381 \text{ m aire}$ .

**SEXTO:** Se graficaron las curvas características del ventilador centrífugo de presión total, potencia en el eje del ventilador y eficiencia total; cuyas tendencias coinciden con las teóricas.

**SETIMO:** Se ha diseñado una metodología experimental que podrá ser utilizada para realizar ensayos en el área de turbomáquinas del laboratorio de Ingeniería mecánica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica; contribuyendo esta tesis a elevar el nivel académico de investigación de los estudiantes.

## RECOMENDACIONES

**PRIMERO:** El resultado de la tesis lo constituye el módulo de laboratorio diseñado y construido óptimamente, el que servirá para que los estudiantes contrasten y comprueben la teoría del ventilador centrífugo experimentalmente a través de los siguientes ensayos que recomendamos deben realizarse en el curso de Laboratorio de Ingeniería Mecánica:

- Graficar la curva H-Q y la curva del sistema del ventilador centrífugo a diferentes RPM.
- Determinar gráficamente el punto óptimo de funcionamiento del ventilador a diferentes RPM.
- Graficar las curvas características de presión total, potencia al eje y eficiencia total del ventilador centrífugo.

**SEGUNDO:** Se recomienda continuar la investigación experimental o aplicada emprendida, pero para el estudio del comportamiento de un ventilador axial.

**TERCERO:** Se recomienda continuar la investigación del módulo, con respecto a equiparlo, a un corto plazo con instrumentación digital, considerando que en la investigación un factor importante para obtener resultados confiables es la instrumentación, para tener valores más exactos y evitar incurrir en los errores generados por la sensibilidad de la medición humana.

**BIBLIOGRAFÍA**

- Cherkasski, V. (2011). Bombas, Ventiladores, Compresoras. Rusia: MIR.
- Evteev, I. (1997). Curso de Maestría en Turbomaquinas: Ventiladores, Teoría y diseño.
- Ferdinad, S. (2005). Resistencia de Materiales (Quinta ed.). México: Harla.
- Goñi, J. (2009). Maquinas hidráulicas y térmicas. Lima : Fondo Editorial.
- Hernández R., Fernández C. (2010). El laboratorio del ingeniero mecánico. México : Mc Graw Hill.
- Holman, J. (1999). Métodos experimentales para Ingeniería. Mexico : Mc Graw Hill.
- Ingeniería, U. N. I. (2009). Laboratorio de Ingeniería Mecánica III. Lima – Perú: UNI.
- Masana, J. (2012). Ventiladores y Turbocompresoras. Barcelona: Marcombo.
- Mataix, C. (2010). Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. México: Harla.
- Mott, R. (2003). Mecánica de Fluidos Aplicada. México: Prentice Hall, Hispanoamericano S.A.
- Orthwein, W. (2006). Diseño de Componentes de Máquinas. México: Continental S.A.
- Oviedo, U. d. (2015). Área de Mecanica de Fluidos, E.P.S. de Ingenierla de Gijon. España.
- Robert, M. (2004). Mecánica de Fluidos Aplicada. México. 4ta edición: Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.
- Seymour, J. (2005). El laboratorio del ingeniero mecánico. Barcelona: Hispanoamericana.
- Silva, w. (2012). Ingenierla y procesos de manufactura. Lima : UNI.

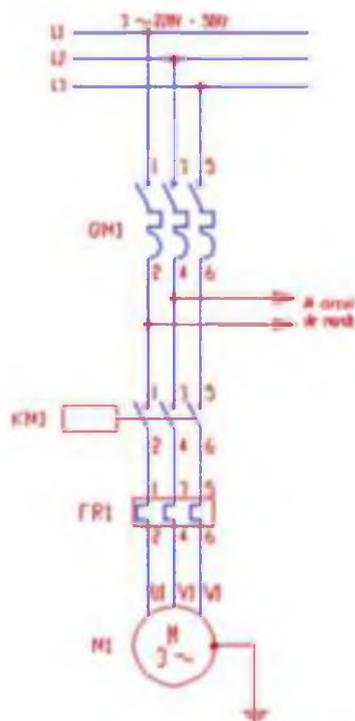
## ANEXOS

### ANEXO N° 1

#### ARRANQUE DIRECTO DE UN MOTOR TRIFÁSICO, CON PROTECCIÓN POR RELÉ TÉRMICO.

Mando con Pulsadores de Paro/Marcha.

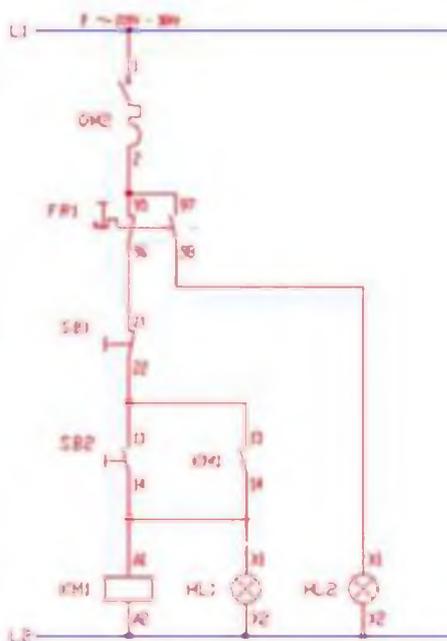
#### Esquema de fuerza:



#### Leyenda:

- QM1- Interruptor magnetotérmico fuerza
- QM2- Interruptor magnetotérmico mando
- SB1- Pulsador de parada
- SB2- Pulsador de marcha
- KM1- Contactor
- M1- Motor
- HL1- Lámpara motor en marcha.
- HL2- Lámpara relé térmico.

#### Esquema de mando:



**ANEXO N° 2**  
VARIADOR DE VELOCIDAD

Product data sheet  
Characteristics



### ATV12H075M3

variable speed drive ATV12 - 0.75kW - 1hp - 200..240V - 3ph - with heat sink



Main	
Range of product	Altivar 12
Product or component type	Variable speed drive
Product destination	Asynchronous motors
Product specific application	Simple machine
Assembly style	With heat sink
Component name	ATV12
Quantity per set	Set of 1
EMC filter	Without EMC filter
Built-in fan	Without
Network number of phases	Three phase
[U <sub>s</sub> ] rated supply voltage	200..240 V (-15...10 %)
Motor power kW	0.75 kW
Motor power hp	1 hp
Communication port protocol	Modbus
Line current	5.3 A at 240 V 6.3 A at 200 V
Speed range	1...20
Transient overtorque	150...170 % of nominal motor torque depending on drive rating and type of motor
Asynchronous motor control profile	Quadratic voltage/frequency ratio Sensorless flux vector control Voltage/Frequency ratio (V/f)
IP degree of protection	IP20 without blanking plate on upper part
Noise level	0 dBA

Complementary	
Supply frequency	50/60 Hz (+/- 5 %)
Type of connector	1 RJ45 for Modbus on front face
Physical interface	2 wire RS 485 for Modbus
Transmission frame	RTU for Modbus
Transmission rate	38400 bit/s 19200 bit/s 9600 bit/s 4800 bit/s
Number of addresses	1...247 for Modbus
Communication service	Read device identification (43) Read/Write multiple registers (23), messaging: 40 words maximum Write multiple registers (16), messaging: 27 words maximum Write single register (06), messaging: 29 words maximum Read holding registers (03), messaging: 29 words maximum
Prospective line I <sub>sc</sub>	<= 5 kA
Continuous output current	4.2 A at 4 kHz
Maximum transient current	6.3 A for 60 s
Speed drive output frequency	0.5...400 Hz
Nominal switching frequency	4 kHz

The information provided in this document is a summary of the technical characteristics of the products mentioned herein. This information is not intended as a substitute for and is not to be used for determining suitability or suitability of these products for specific applications. It is the duty of any such user or integrator to perform the appropriate and complete risk analysis, evaluation and testing of the products with respect to the relevant specific application or use thereof. Schneider Electric Industries SAS and any of its affiliates or subsidiaries shall be responsible to inform the customer of the information contained herein.

Mar 9, 2013



Switching frequency	4...16 kHz with detuning factor 2...16 kHz adjustable
Braking torque	Up to 70 % of nominal motor torque without braking resistor Up to 150 % of nominal motor torque with braking resistor at high inertia
Motor slip compensation	Adjustable Preset in factory
Electrical connection	L1, L2, L3 U, V, W, FA, PC terminal 3.5 mm <sup>2</sup> (AWG 12)
Tightening torque	0.8 N.m
Insulation	Electrical between power and control
Supply	Internal supply for logic inputs 24 V DC, voltage limits 20.4...28.8 V 100 mA for overload and short-circuit protection Internal supply for reference potentiometer 5 V DC, voltage limits 4.75...5.25 V 10 mA for overload and short circuit protection
Analogue input number	1
Analogue input type	All configurable voltage 0...5 V, impedance 30 kOhm All configurable voltage 0...10 V, impedance 30 kOhm All configurable current 0...20 mA, impedance 250 Ohm
Discrete input number	4
Discrete input type	(L11...L14) programmable, 24 V, voltage limits 10...30 V
Discrete input logic	Positive logic (source), 0...< 5 V (state 0), > 11 V (state 1) Negative logic (sink), > 16 V (state 0), < 10 V (state 1), input impedance 3.5 kOhm
Sampling duration	< 20 ms, tolerance +/- 1 ms for logic input < 10 ms for analogue input
Linearity error	+/- 0.3 % of maximum value for analogue input
Analogue output number	1
Analogue output type	(AO1) software-configurable current, analogue output range 0...20 mA, output impedance 800 Ohm, analogue output resolution 8 bits (AO1) software configurable voltage, analogue output range 0...10 V, output impedance 470 Ohm, analogue output resolution 8 bits
Discrete output number	2
Discrete output type	(R1A, R1B, R1C) protected relay output 1 C/O (LD+, LD-) logic output
Minimum switching current	5 mA at 24 V DC for logic relay
Maximum switching current	4 A at 30 V DC resistive load cos phi = 1 L/R = 0 ms for logic relay 3 A at 250 V AC resistive load cos phi = 1 L/R = 0 ms for logic relay 2 A at 30 V DC inductive load cos phi = 0.4 L/R = 7 ms for logic relay 2 A at 250 V AC inductive load cos phi = 0.4 L/R = 7 ms for logic relay
Acceleration and deceleration ramps	Linear from 0 to 999.9 s S U
Braking in standstill	By DC injection, 0.1...30 s
Protection type	Thermal motor protection via the drive by continuous calculation of I <sub>R</sub> Against input phase loss in three-phase Short circuit between motor phases Overheating protection Overcurrent between output phases and earth Line supply undervoltage Line supply overvoltage
Frequency resolution	Display unit 0.1 Hz Analog input converter A/D, 10 bits
Time constant	20 ms, tolerance +/- 1 ms for reference change
Marking	CE
Operating position	Vertical +/- 10 degree
Height	143 mm
Width	72 mm
Depth	131.2 mm
Product weight	0.8 kg

Environment	
Electromagnetic compatibility	Surge immunity test (level 3) conforming to EN/IEC 61000-4-5 Voltage dips and interruptions immunity test conforming to EN/IEC 61000-4-11 Radiated radio frequency electromagnetic field immunity test (level 3) conforming to EN/IEC 61000-4-3 Immunity to conducted disturbances (level 3) conforming to EN/IEC 61000-4-4 Electrostatic discharge immunity test (level 3) conforming to EN/IEC 61000-4-2 Electrical fast transient/burst immunity test (level 4) conforming to EN/IEC 61000-4-4
Electromagnetic emission	Conducted emissions with additional EMC filter, class: environment 2 category C3 conforming to EN/IEC 61800-3 (test level 4...12 kHz, <= 20 m shielded motor cable) Conducted emissions with additional EMC filter, class: environment 1 category C2 conforming to EN/IEC 61800-3 (test level 4...12 kHz, <= 20 m shielded motor cable) Radiated emissions, class: environment 1 category C2 conforming to EN/IEC 61800-3 (test level 2...16 kHz shielded motor cable)
Product certifications	CSA C-Tech GOST NOM UL
Vibration resistance	1.5 mm peak to peak (f = 3...15 Hz) drive unmounted on symmetrical DIN rail conforming to EN/IEC 60068-2-6 1 g <sub>rms</sub> (f = 13...200 Hz) conforming to EN/IEC 60068-2-6
Shock resistance	15 g <sub>peak</sub> for 11 ms conforming to EN/IEC 60068-2-27
Relative humidity	5...95 % without dripping water conforming to IEC 60068-2-3 5...95 % without condensation conforming to IEC 60068-2-3
Ambient air temperature (in storage)	-25...70 °C
Ambient air temperature (in operation)	40...60 °C with current derating 2.2 % per °C 10...40 °C with protective cover from the top of the drive removed
Operating altitude	> 1000...3000 m with current derating 1 % per 100 m <= 1000 m without derating
Offer Sustainability	
Sustainable offer status	Green Premium product
RoHS	Compliant - since 0801 -  Schneider Electric declaration of conformity
REACH	Reference contains SVHC above the threshold -  Go to CLP for more details
Product environmental profile	Available  Optional Product Environmental
Product end of life instructions	Need no specific recycling operations
Contractual warranty	
Period	18 months



## ANEXO N° 3

## Presupuesto

<b>Bienes</b>	<b>Costo S/.</b>
Libros	1000,00
Fotostáticas	300,00
Materiales de escritorio	500,00
Ductos fierro galvanizado	500.00
Cono regulador de caudal	500.00
Tubos de Pitot	700.00
Dinamómetro	700.00
Motor eléctrico	1000.00
Manómetros diferenciales	500.00
Gastos imprevistos	500,00
<b>SUB TOTAL</b>	<b>6200,00</b>
<b>Servicios</b>	<b>Costo S/.</b>
Alquiler Psicrómetro	400,00
Construcción del módulo	2000,00
Tipeado del borrador y tesis	300,00
Gastos imprevistos	1000,00
<b>SUB TOTAL</b>	<b>3700,00</b>
<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>	<b>9900,00</b>

## ANEXO Nº 4

### FOTOFRAFÍAS

#### MONTAJE DE VENTILADOR CENTRÍFUGO

##### VISTA TABLERO DE CONTROL



##### SISTEMA DE POLEAS Y MOTOR ELÉCTRICO



VENTILADOR CENTRÍFUGO



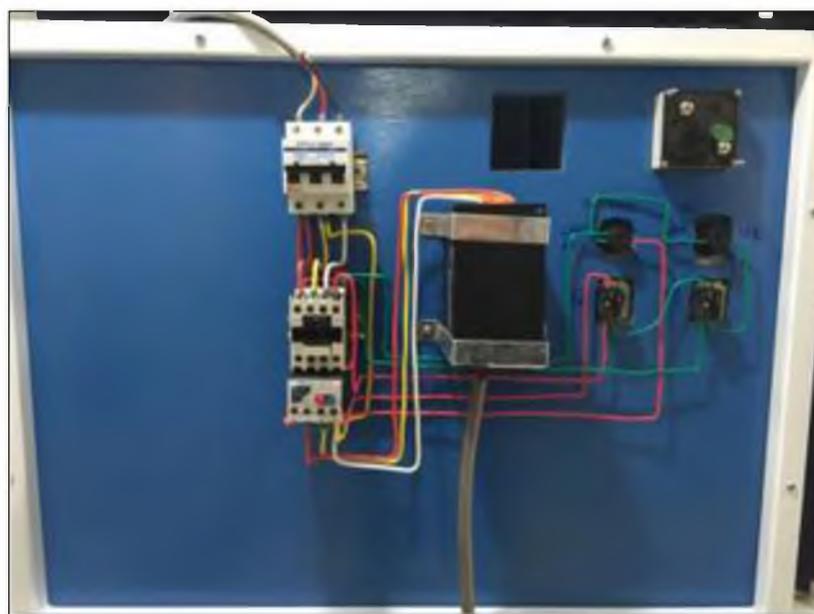
ARMAZÓN Y SISTEMA DE APOYO PRINCIPAL



VISTA FRONTAL



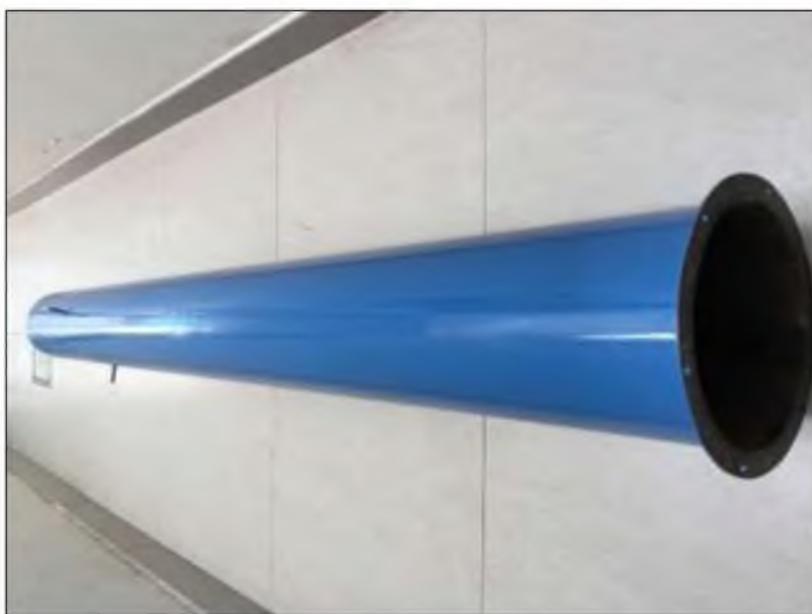
SISTEMA ELÉCTRICO



VISTA TUBOS DE PITOT



DUCTO DE IMPULSIÓN



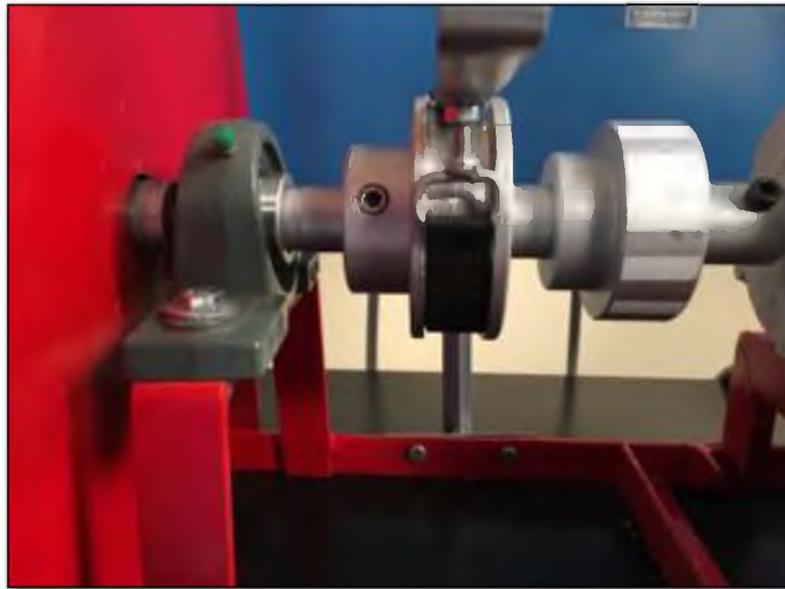
SOPORTE DE DUCTO DE IMPULSIÓN



CONO REGULADOR DE CAUDAL



### FRENO PRONY

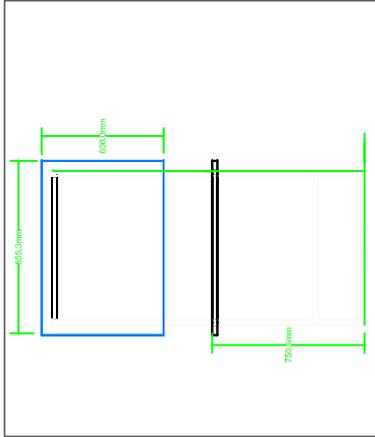


### DINAMOMETRO

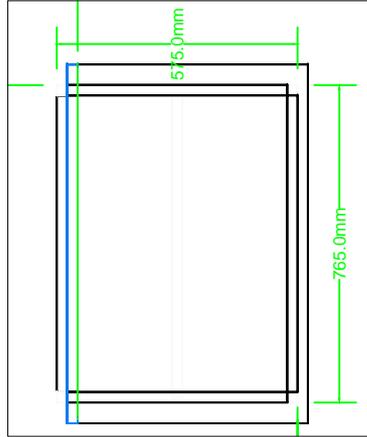


## **ANEXO N° 5**

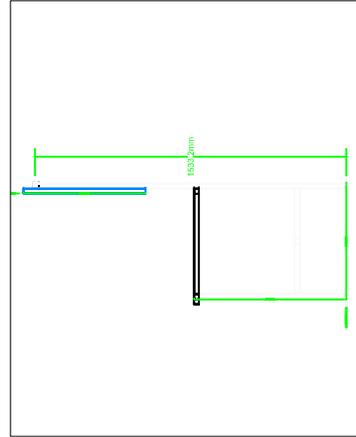
### PLANOS



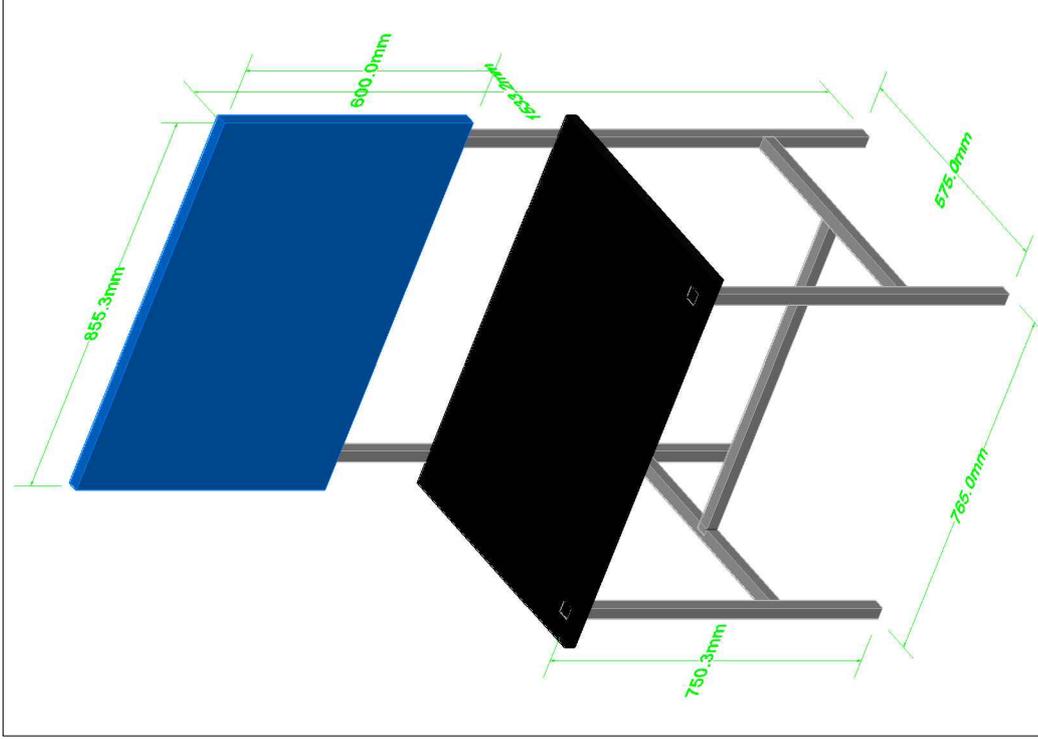
**VISTA FRONTAL**



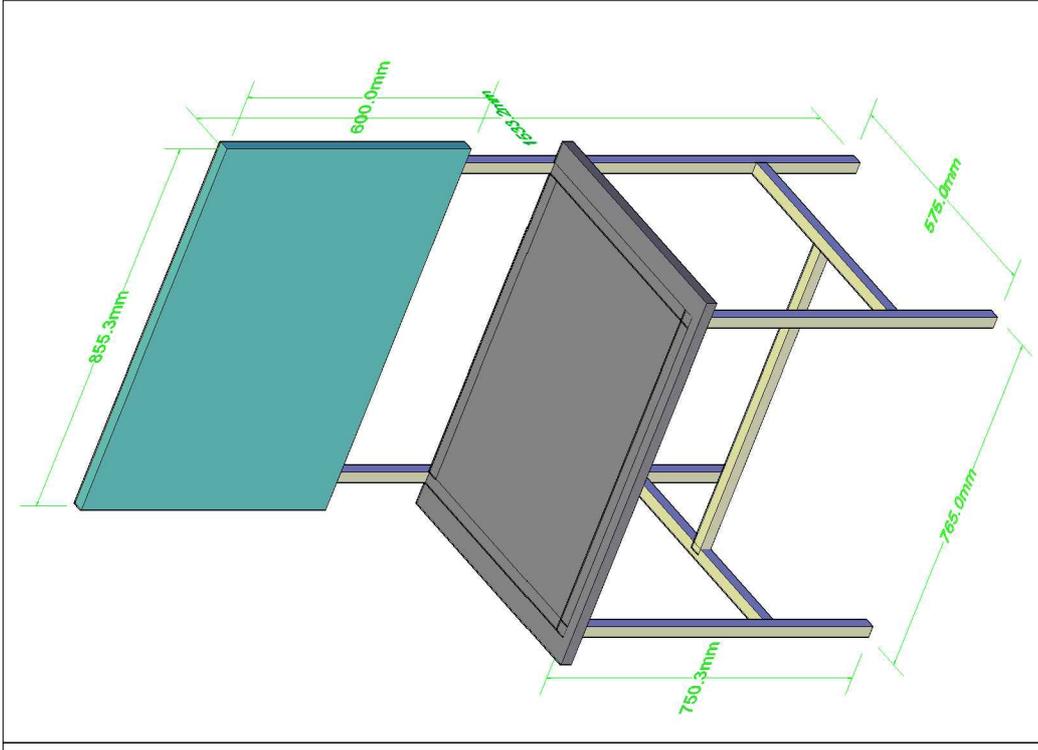
**VISTA PLANTA**



**VISTA PERFIL**



**MESA PARA VENTILADOR CENTRIFUGO REALISTA**

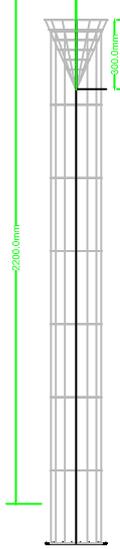


**MESA PARA VENTILADOR CENTRIFUGO CONCEPTUAL**

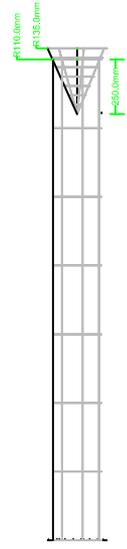
**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**MODULO VENTILADOR CENTRIFUGO**

	
PROYECTO:	DISEÑO VENTILADOR CENTRIFUGO
PLANO:	MESA PARA VENTILADOR CENTRIFUGO
APROBADO:	MIEMBROS DEL JURADO
FECHA:	ENERO DEL 2017
ESCALA:	INDICADA
	DISEÑO: F.J.A.C Y E.C.P
	DESBLOQUEO: F.J.A.C Y E.C.P

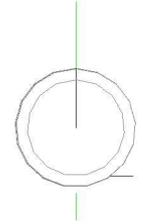




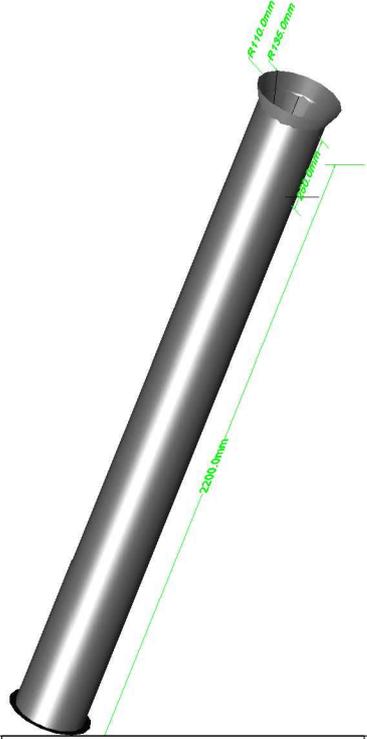
**VISTA FRONTAL**



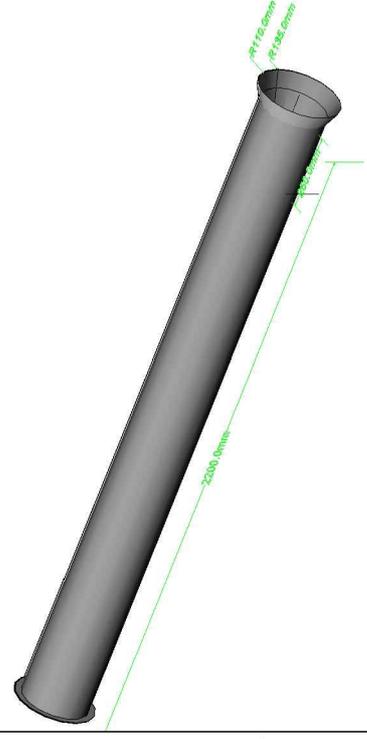
**VISTA PLANTA**



**VISTA PERFIL**



**DUCTO PARA VENTILADOR CENTRIFUGO REALISTA**

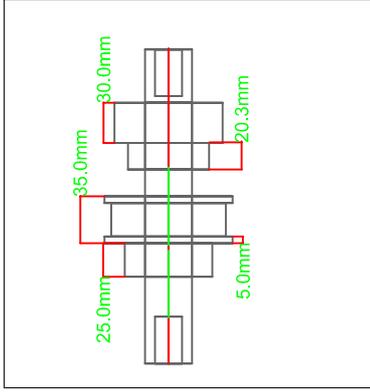


**DUCTO PARA VENTILADOR CENTRIFUGO CONCEPTUAL**

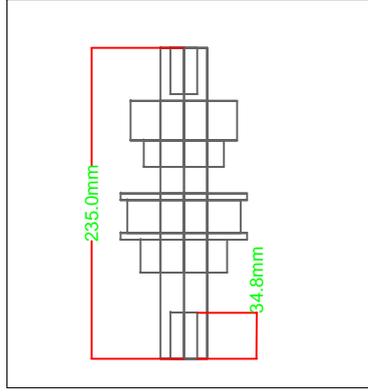
**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**MODULO VENTILADOR CENTRIFUGO**

	
PROYECTO:	DISEÑO VENTILADOR CENTRIFUGO
PLANO:	DUCTO Y CONO REGULADOR DE CAUDAL
APROBADO:	MIEMBROS DEL JURADO
FECHA:	ENERO DEL 2017
ESCALA:	INDICADA
	DISEÑO: F.J.A.C Y E.C.P
	DIBUJO: F.J.A.C Y E.C.P

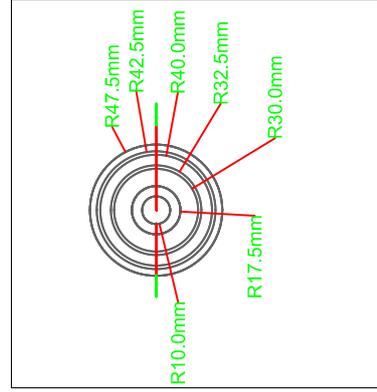




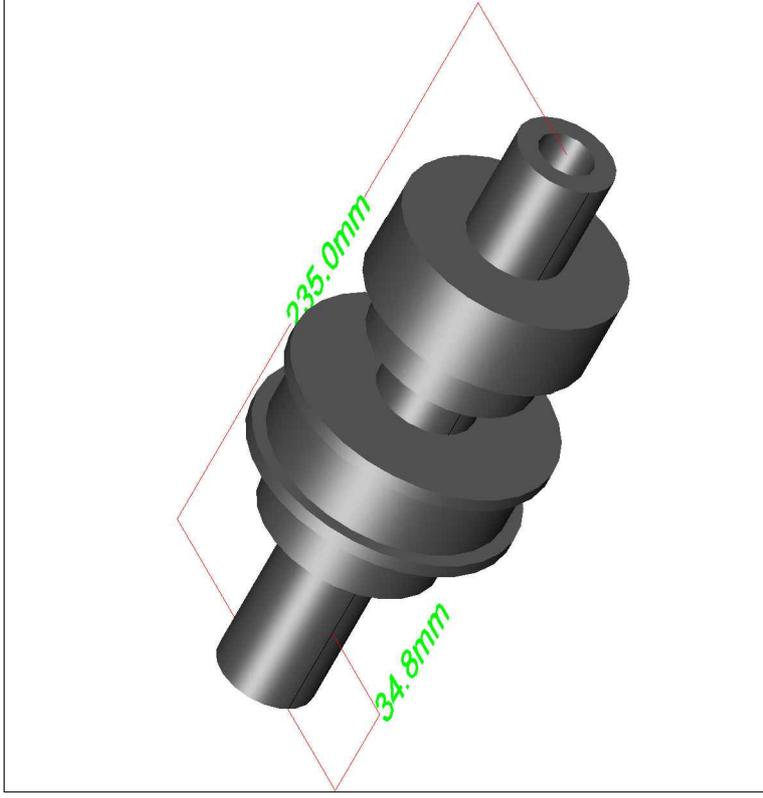
**VISTA FRONTAL**



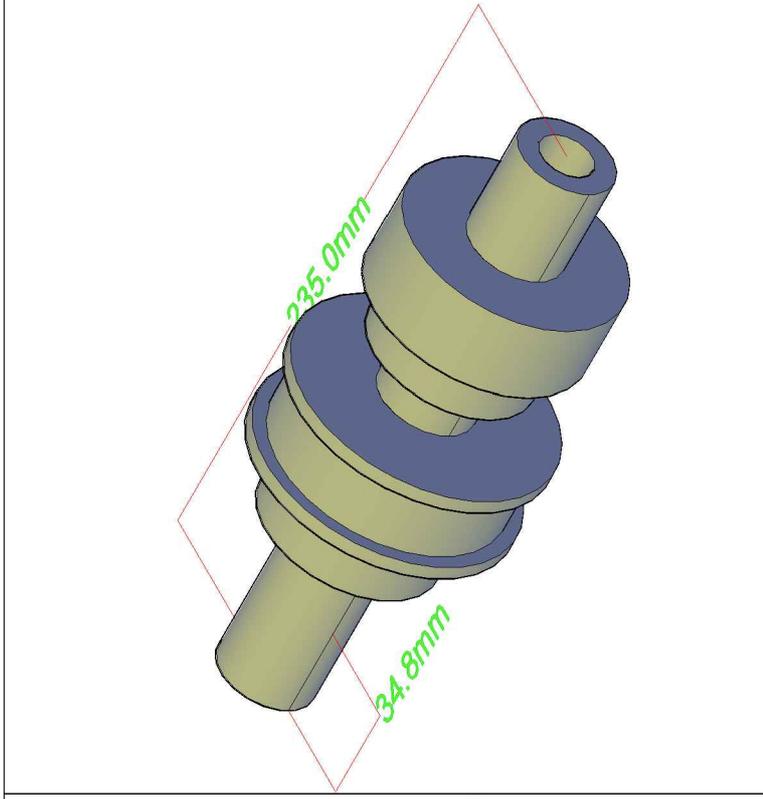
**VISTA PLANTA**



**VISTA PERFIL**



**EJE PARA VENTILADOR CENTRIFUGO REALISTA**



**EJE PARA VENTILADOR CENTRIFUGO CONCEPTUAL**

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO**  
**MODULO VENTILADOR CENTRIFUGO**



PROYECTO: DISEÑO VENTILADOR CENTRIFUGO

PLANO: EJE

APROBADO: MIEMBROS DEL JURADO

FECHA: ENERO DEL 2017

DISEÑO: F.J.A.C y E.C.P

ESCALA: INDICADA

DIBUJO: F.J.A.C y E.C.P