

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño, construcción, montaje, puesta en funcionamiento y puesta  
a punto de dos (2) sopladores centrífugos con motores de 10 HP”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniera Mecánica**

Presentado por:

Abril Stefania Pachacama Paucar

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

## DEDICATORIA

A la memoria de mi abuelita Rosa Elena Caiza y a la esperanza de mi querida Gregoria Casamín.

A mis padres Eliceo Pachacama y Consuelo Paucar por su apoyo y cariño.

A las maravillosas personas que logré conocer en la ciudad de Guayaquil, que me acogieron y me hicieron sentir en casa, familias Pacheco Quijije, Gómez Vera y Moreira Zambrano.

Abril S. Pachacama

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por cuidarme, guiarme, proporcionarme la fuerza y sabiduría para culminar esta meta que me propuse.

A todos los que conforman ESPOL, por la educación recibida durante mis años como estudiante, los cuales me han permitido formarme profesionalmente.

Al Ph.D Francis Loayza docente de la materia integradora y a Ph.D Eduardo Castillo tutor del proyecto por el apoyo y colaboración durante este proyecto de grado.

Abril S. Pachacama

## DECLARACIÓN EXPRESADA

“Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Abril Stafania Pachacama Paucar y doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual.”

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Abril Stafania Pachacama Paucar'. The signature is stylized and cursive, with the first name 'Abril' being particularly prominent.

---

Srta. Abril S. Pachacama Paucar

# EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:  
**FRANCIS RODERICH  
LOAYZA PAREDES**

---

**Francis R. Loayza, Ph.D**  
PROFESOR DE LA MATERIA



Firmado electrónicamente por:  
**EDUARDO ADAN  
CASTILLO OROZCO**

---

**Eduardo A. Castillo, Ph.D**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Una empresa fabricante de colchones, dentro de sus procesos de fabricación requiere que sus operarios manipulen bloques de espuma de 150 kg para trasladarlos durante el proceso de producción. El objetivo de este proyecto es el diseño, construcción, y montaje de un sistema que permite alzar los bloques de espuma reduciendo el coeficiente de fricción y facilitando la función a los operarios. Este objetivo se cumplió al emplear ventiladores centrífugos para producir la presión necesaria para levitar los bloques de espuma.

Parte del proyecto incluyó el levantamiento técnico de un sistema similar existente en la planta. Este sistema fue tomado como punto de partida para la determinación de parámetros de diseño. El dimensionamiento final del sistema fue logrado mediante la aplicación de las leyes de semejanza de ventiladores, ecuaciones de Euler y demás parámetros técnicos. Además, el proyecto incluyó la fabricación y montaje del sistema. La manufactura del sistema consistió en procesos como de corte de las piezas en planchas de acero ASTM A36 con equipos laser de precisión 0.1 [mm], doblado, soldadura GMAW y GTAW para el montaje y armado, proceso de pintado con técnicas de preparación de superficies, montaje, y balanceo dinámico del sistema por ser un equipo rotativo que genera vibración.

Se logra cumplir el objetivo que los ventiladores leviten los bloques de espuma facilitando el trabajo a los operarios y reduciendo a un solo trabajador para esta función, debido al uso de acero ASTM A36 la fabricación de los ventiladores permitió reducir en un 200% en relación con la inversión realizada para la obtención de equipos alemanes, los valores de vibración con el motor acoplado en el sistema durante el proceso de balanceo fue de 1,77[mm/s] estando por debajo del nivel admisible, asegurando el buen funcionamiento de los equipos.

Palabras clave: Centrífugo, balanceo, rotativo.

## ABSTRACT

*A mattress manufacturing company, requires its workers to handle 150 kg blocks of foam to move them as part of the production process within its manufacturing facility. The objective of this project is the design, construction, and assembly of a solution that allows the foam blocks to be lifted, reducing the friction coefficient, thus facilitating the job done by workers. This goal was achieved by using centrifugal fans to produce enough pressure to lift the foam blocks.*

*For this, a technical survey of a similar existing system in the plant was carried out. This system is taken as a starting point for the determination of design parameters. The final sizing of the system was achieved by applying the laws of similarity of fans, Euler equations and other technical parameters. In addition, the project includes the manufacture of the system. Operation that consisted of processes such as cutting the parts in ASTM A36 steel plates with precision 0.1 [mm] laser equipment, bending, GTAW and GMAW welding for assembly and assembly, painting process with surface preparation techniques, assembly, dynamic balancing of the system as it is a rotating equipment that generates vibration.*

*The objective that the fans levitate the foam blocks is achieved, facilitating the work of the operators and reducing a single worker for this function, due to the use of ASTM A36 steel the manufacture of the fans lose reduce by 200% in relation to the investment made to obtain German equipment, the vibration values with the motor coupled to the system during the balancing process was 1,77[mm/s], being below the admissible level ensuring the proper functioning of the equipment.*

*Keywords: Centrifugal, dynamic balancing, ratry.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
CAPÍTULO 1 .....	1
1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Definición del problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General .....	2
1.3.2 Objetivos Específicos .....	3
1.4 Marco teórico .....	3
1.4.1 Sistema de Fluidos .....	3
1.4.2 Parámetros que controlan la depuración .....	3
1.4.3 Clasificación por Aprovechamiento de Energía .....	3
1.4.4 Principio de Funcionamiento .....	4
1.4.5 Ventilador Centrífugo .....	5
1.4.6 Normas para el Diseño y Selección de Ventiladores .....	5
1.4.7 Características de Ventiladores.....	5
1.4.8 Curvas Características de Ventiladores Centrífugos .....	6



1.4.9 Motores Eléctricos .....	7
1.4.10 Variador de Frecuencia .....	11
1.4.11 Balanceo Dinámico .....	12
CAPÍTULO 2 .....	14
2. METODOLOGÍA.....	14
2.1 Planteamiento de Alternativas .....	14
2.1.1 Alternativa 1: Sistema Robótico.....	14
2.1.2 Alternativa 2: Compresor de Aire.....	15
2.1.3 Alternativa 3: Ventilador Centrífugo .....	16
2.2 Matriz de Decisión .....	17
2.2.2 Alternativa Ganadora .....	18
2.3 Condiciones Ambientales .....	19
2.4 Diseño Detallado .....	20
2.4.1 Restricciones de Diseño.....	20
2.4.2 Condiciones .....	20
2.4.3 La ecuación de Euler en el Diseño de Ventiladores Centrífugos .....	21
2.4.4 Leyes de Semejanza de Ventiladores .....	21
2.5 Diseño de Ventiladores Centrífugos.....	23
2.5.1 Carcasa.....	24
2.5.2 Rotor .....	25
2.5.3 Ducto para Mangueras .....	29
2.5.4 Mesa para Motor .....	30
2.5.5 Juntas Empernadas .....	34
2.5.6 Variador de Frecuencia .....	35
2.5.7 Balance Dinámico .....	35
CAPÍTULO 3 .....	37
3. RESULTADO Y ANÁLISIS .....	37

3.1 Diseño de Carcasa .....	37
3.2 Diseño de Rotor .....	39
3.3 Diseño de la Mesa del Motor .....	43
3.4 Selección de Motor y Variador de frecuencia .....	52
3.5 Juntas Empernadas .....	53
3.6 Material .....	53
3.7 Proceso de Pintura .....	54
3.8 Balanceo Dinámico .....	55
3.9 Esquema del Sistema .....	55
3.10 Análisis .....	56
3.11 Análisis de Costos .....	60
CAPÍTULO 4 .....	63
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	63
4.1 Conclusiones: .....	63
4.2 Recomendaciones .....	64
BIBLIOGRAFÍA	
APÉNDICES	

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
NAFM	National Association of Fan Manufactures
IECE	International Electrotechnical Comission
NEMA	National Electrical Manufacturers Association
NACE	National Association of Corrosion Engineers
SSPC	Society for Protective Coatings
ASTM	American Society for Testing and Materials
CFM	Cubic Feet per Minute

## SIMBOLOGÍA

m	Metro
mg	Miligramos
in	Pulgadas
ft	Pies
s	Segundos
m <sup>3</sup> /h	Metros cúbicos por hora
h	Hora
W	Watt
Kg	Kilogramos
cm	Centímetros
HP	Horse Power
Pa	Pascales
Re	Número de Reynolds
min	Minutos

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Vsalida en el soplador. [ (W.H.Severns, Degler, & Miles, 2007)] .....	6
Figura 1.2 Curva Característica de un Ventilador Centrifugo. (Banyeras, 2005)].....	7
Figura 1.3 Esquema de conversión de energía [ (Juan Carlos Martín, 2009)] .....	8
Figura 1.4 Descripción de Fuerza Centrifuga. [ (LTDA, 2019)] .....	13
Figura 2.1 Sistema Robótico – Máquina Hidráulica .....	15
Figura 2.2 Compresor de Aire. ....	16
Figura 2.3. Ventilador Centrifugo.....	16
Figura 2.4 Ventiladores Centrifugos. [Abril Pachacama] .....	18
Figura 2.5 Sistema de Soplado en el Proceso de Corte de bloques de espuma.....	19
Figura 2.6 Vista Explosión ventilador centrifugo .....	23
Figura 2.7 Carcasa de Ventilador Centrifugo. Abril Pachacama .....	25
Figura 2.8 Tipo de Álabes .....	26
Figura 2.9 Triángulo de Velocidad.....	26
Figura 2.10 Rodete de Ventilador Centrifugo. Abril Pachacama.....	29
Figura 2.11 Conducto para Mangueras. Abril Pachacama .....	30
Figura 2.12 Mesa para Motor. Abril Pachacama.....	33
Figura 3.1 Plano Carcasa de Ventilador Centrifugo. [Abril Pachacama] .....	38
Figura 3.2 Plano de Rotor. Abril Pachacama.....	43
Figura 3.3 Vista de Perspectiva de la Silla .....	43
Figura 3.4 Esquema de ubicación de las cargas .....	44
Figura 3.5 Dimensiones de Viga L.....	44
Figura 3.6 Cuerpo libre de viga 6 & 7 .....	45
Figura 3.7 Fuerza Cortante (V).....	46
Figura 3.8 Momento Flector .....	46
Figura 3.9 Puntos de Interés en la viga. ....	47
Figura 3.10. Soldadura entre la viga 6 & 7 .....	50
Figura 3.11. Factor Geométrico. (Norton, 2011) .....	50
Figura 3.12 Dimensiones de la mesa de Motor. Abril Pachacama.....	52
Figura 3.13 Sistema Ventilador Centrifugo.....	55
Figura 3.14 Sistema Colectores .....	55

Figura 3.15. Niveles finales de vibración .....	59
Figura 0.1 Construcción de Ductos para Manguera. [Abril Pachacama] .....	82
Figura 0.2 Construcción de Voluta. [Abril Pachacama] .....	83
Figura 0.3 Pintado de Mesa del Motor. [Abril Pachacama] .....	84
Figura 0.4 Carcasa de Ventilador. [Abril Pachacama] .....	84
Figura 0.5 Proceso de Balanceo Dinámico. [Abril Pachacama] .....	85
Figura 0.6 Colocación de Colectores. [Abril Pachacama] .....	85
Figura 0.7 Conexión con Ductos. [Abril Pachacama] .....	86
Figura 0.8 Ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama] .....	86

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Datos nominales de Motor y red Eléctrica .....	12
Tabla 2.1. Matriz de decisión.....	17
Tabla 2.2 Elementos de los Ventiladores Centrífugos .....	18
Tabla 2.3 Condiciones Ambientales de la Ciudad de Quito .....	19
Tabla 2.4 Datos Técnicos de Ventiladores Centrífugos ALMECO .....	20
Tabla 2.5 Ecuaciones de Semejanza de Ventiladores.....	22
Tabla 2.6 Lista de partes de los Ventiladores Centrífugos.....	23
Tabla 3.1 Datos del Sistema .....	37
Tabla 3.2 Valores para la curva de la Carcasa.....	38
Tabla 3.3 Datos del Proceso de Soldadura .....	39
Tabla 3.4 Valores de Carga Real .....	39
Tabla 3.5 Valores Para el coeficiente de Carga.....	40
Tabla 3.6 Valores para Velocidad de Arrastre .....	41
Tabla 3.7 Propiedades de Acero ASTM A36 .....	53
Tabla 3.8 Factores para Preparación de Superficies .....	54
Tabla 3.9 Valores de Vibración del proceso de Balanceo Dinámico del sistema .....	55
Tabla 3.10 Resultado de Proceso de Balanceo Dinámico .....	58
Tabla 3.11 Rubros/ Costos Directos.....	60
Tabla 3.12 Comparación de costos entre ventiladores.....	61

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1. Carcasa de Ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama].....	77
Plano 2. Rotor de Ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama] .....	78
Plano 3. Conductor para Mangueras de ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama].....	79
Plano 4. Mesa para Motor. [Abril Pachacama] .....	80
Plano 5. Placa para Válvula. [Abril Pachacama].....	81



# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

La organización Sleep Advisor registra el tiempo de descanso de las personas desde 1942, en la actualidad el tiempo promedio es de 6.4 horas diarias por lo cual es indispensable el adquirir un producto que satisfaga necesidades personales en busca del confort. (Advisor)

En 1925 Zolman Simmons II de origen estadounidense creó y comercializó el primer colchón hecho de muelle (Beautyrest) el cual tuvo gran acogida, para 1967 Charles P. sacó a la venta el primer colchón de agua y para el año siguiente ingenieros de la compañía Jean Bertin inventaron el colchón de aire, este producto se encuentra en desarrollo y por medio de la investigación de materiales se ha permitido establecer nuevas materias primas para la fabricación de colchones como son: espuma, late, vicolatez.

Siendo un producto de gran importancia para el bienestar de las personas, existen fábricas con una matriz de producción amplia para el abastecimiento de este producto, en Ecuador existen 3 principales empresas fabricantes de colchones: Chaide y Chaide, Productos Paraíso del Ecuador y Resiflex Duraflex, posesionándose gracias a sus productos de calidad garantizando propiedades y la durabilidad de ellas.

Para realizar los procesos productivos requieren de equipos que realizan dichas funciones y otras que ayuden a los operarios a realizar determinadas tareas con la finalidad de hacer más eficiente la línea de producción.

### 1.1 Definición del problema

El presente proyecto se realiza para una empresa fabricante de colchones que posee dos carruseles de procesos operativos en la que se colocan bloques de espuma de varias densidades con un peso aproximado de hasta 150 kilogramos, los cuales dificultan el desplazamiento en un área determinada del carrusel, la superficie del carrusel tiene un coeficiente de rozamiento alta, para evitar el desplazamiento del bloque cuando este está sometido a procesos de corte.

Luego de los procesos operativos del bloque, este es desplazado fuera del área del carrusel, para facilitar este movimiento se requiere efectuar un soplado por la parte baja de unos colectores reduciendo ese coeficiente de rozamiento, para eso se requiere los sopladores centrífugos, para levantar el peso y que permita el desplazamiento.

De esta forma se facilita el trabajo al operario por lo cual cuida de su **salud y bienestar**, y desde un aspecto **ambiental** la utilización de la generación de viento con determinadas variables de operación como son presión, caudal, velocidad para ejercer un determinado accionamiento logrando efectuar un trabajo de desplazamiento, hace que el proceso sea **económicamente** muy bajo utilizando un recurso renovable como es el aire y de esta manera contribuir con el cuidado del medio ambiente.

Al facilitar los procesos de producción para el abastecimiento de la demanda gestiona que las personas que descansen en colchones que les proporcionen confort estarán más activos, mejoran su **salud** y eso va ligado al desempeño diario en las funciones que realizamos, tendremos una sociedad más educada, más activa, más sana, **culturalmente** se mejoran aspectos como **sociedad**.

## **1.2 Justificación del proyecto**

El estudio de pre factibilidad garantiza el 100 % de procesos operativos en el bloque, así como la optimización de mano de obra, disminuyendo el número de operarios como consecuencia de ello una ventaja económica operativa.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Construir un sistema que alce los bloques de espuma, reduciendo el coeficiente de fricción y de esta manera permita mover los bloques con un mínimo de esfuerzo realizado de parte de los operarios.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

1. Garantizar la operatividad
2. Disminuir mano de obra para determinada operación, disminuyendo costos de producción y aumentando la rentabilidad.
3. Dimensionamiento de carcasa, turbina, alabes.
4. Selección de motores y variadores de frecuencia.

## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 Sistema de Fluidos

Equipos que dan o transmiten energía a un fluido por medio de mecanismos o sistemas acoplados.

### 1.4.2 Parámetros que controlan la depuración

Esta clasificación se basa en el incremento o disminución de la energía del fluido mediante su trayectoria.

- Motoras: el fluido pierde energía potencial o cinética para transformarla en energía mecánica o de otros tipos.

$$E_a > E_b$$

- Generadoras: Dicha energía (varios tipos) incrementa la energía potencial o cinética del fluido.

$$E_b < E_a$$

- Transmisoras: Es la combinación de un sistema motor y generador, logran funcionar en ambas direcciones

### 1.4.3 Clasificación por Aprovechamiento de Energía

La propiedad de la compresibilidad del fluido tiene relación directa y de importancia para el intercambio de energía que se genera:

$$\Delta U = Q - W \quad (1.1)$$

Donde:

$\Delta U$ = Variación de energía para un sistema cerrado

Q= Calor Interno (que se intercambia durante el proceso)

W= Trabajo (Generado o consumido durante el proceso)

Es importante tener en consideración la ec.1.1 que es el Primer Principio de la Termodinámica la cual nos presenta la conservación de la energía para un sistema cerrado, mediante este principio se desarrolla el análisis del aprovechamiento de energía de las máquinas de fluidos.

- Hidráulica:

Trabajan con fluidos incomprensibles y con la energía mecánica que dispone el fluido, por ejemplo, la energía hidráulica que analizada desde la ecuación de Bernoulli - Conservación de la energía.

$$\frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 + P_1 = \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 + P_2 \quad (1.2)$$

Dónde:

$\rho$ = Densidad dl fluido

$g$ = Gravedad

$h$ = Altura

$P$ = Presión

La ec 1.2 de un lado presenta energía potencial trabajando con la presión o altura y del otro presenta energía cinética o dinámica por la velocidad, las maquinas hidráulicas trabajan con esta energía, pero no con las térmicas ya que no existen variaciones de entropía, entalpia o de temperatura del fluido que transporta.

- Térmica:

Trabaja con la energía térmica con el fin de producir energía o trabajo útil, lo cual hace que su fluido sea comprensible.

#### 1.4.4 Principio de Funcionamiento

- Maquinas Rotodinámicas: Cambia el momento cinético mediante el proceso por medio de un componente rotativo.

- Maquina Volumétrica: La trayectoria y velocidad del fluido va en función de la presión que se genera dentro de una voluta por la fuerza que ejerce un pistón, intercambiando presión estática. (A., 197)

#### 1.4.5 Ventilador Centrífugo

Es una maquina la cual posee una entrada en la parte axial la misma que está en posición paralela al eje de transmisión, este a su vez por su diseño cambia la trayectoria del flujo a  $\pi/2$  por medio de la rotación de los impulsores extrayéndolo de modo radial. (Valencia, 2014)

- Sopladores de Presión: Su función es extraer o empujar aire a condiciones de alta presión.
- Sopladores de Volumen: Su función es extraer o impulsar volúmenes de aire muy grandes en condiciones de presiones estáticas más bajas que las de los sopladores de presión.

#### 1.4.6 Normas para el Diseño y Selección de Ventiladores

Existen dos normas que regulan el diseño, y selección de ventiladores:

- Standard Tes Code for Centrifugal and Axial Fans
- American Society of Heating and Ventilating Engineers.

En los cuales se encuentran ensayos y proceso para probar ventiladores centrífugos y axiales. (W.H.Severns, Degler, & Miles, 2007)

#### 1.4.7 Características de Ventiladores

La capacidad y potencia de un ventilador es:

$$Q = AV_a \quad (1.3)$$

Donde:

$Q$ = Caudal de descarga [ $m^3/min$ ]

$A$ = Área de sección [ $m^2$ ]

$V_a$  =Velocidad media del fluido [ $m/min$ ]

En esta ecuación 1.4 de Caudal expresa que  $Q$  es igual al producto del área  $m^2$  por la velocidad media del fluido evaluado en una sección determinada.

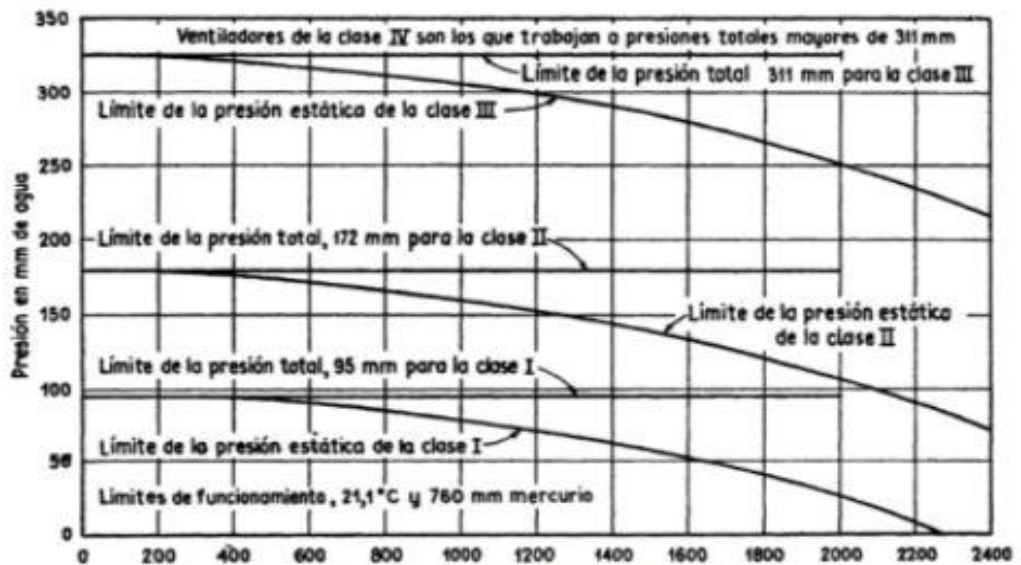


Figura 1.1  $V_{salida}$  en el soplador. [ (W.H.Severns, Degler, & Miles, 2007)]

En la imagen presenta los límites de funcionamiento respecto a los ventiladores de clase I, II, III IV detalladas por NAFM se detalla la velocidad de salida del fluido en unidades [m/min].

Potencia de trabajo generado por el ventilador, a continuación, la fórmula:

$$HP = \frac{M_a H}{4560} \quad (1.4)$$

Donde:

$M_a$ = Peso de aire [kg/ min]

H= Presión que debe vencer el ventilador.

Rendimiento Mecánico: es el resultado entre la relación de la potencia desarrollada con la potencia absorbida.

$$e_m = \frac{P_d}{P_a} \quad (1.5)$$

Donde:

$P_d$ = Potencia Desarrollada

$P_a$ =Potencia Absorbida

#### 1.4.8 Curvas Características de Ventiladores Centrífugos

Se realizan en un eje de coordenadas en las cuales se evalúan para diferentes valores de caudal y presión.

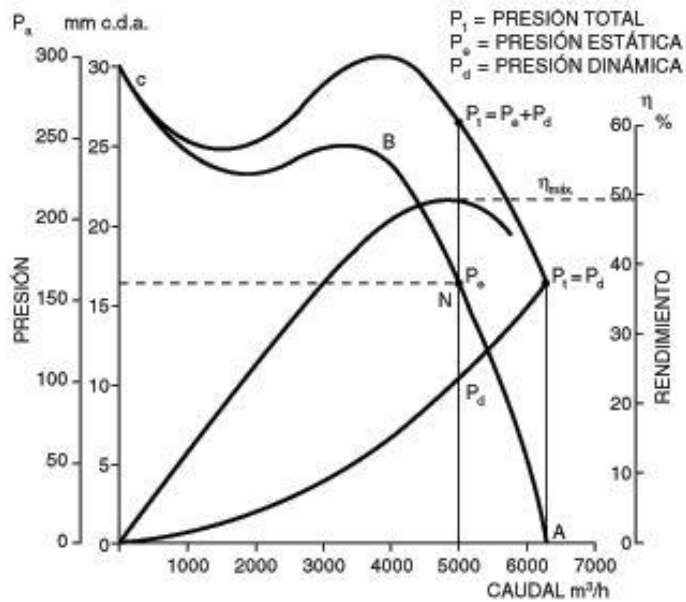


Figura 1.2 Curva Característica de un Ventilador Centrífugo. (Banyeras, 2005)]

En la figura mostrada posee varias curvas, las cuales representa diferentes valores y por medio de las escalas que están en sus coordenadas se realiza la lectura de los valores, esto nos permite conocer los caudales en función de las pérdidas de carga que debe vencer el ventilador.

#### 1.4.9 Motores Eléctricos

Forman parte de la clasificación de máquinas rotativas las cuales son de funcionamiento reversible, transforman la energía mecánica en eléctrica o viceversa, para el caso de motores es de eléctrica a mecánica, estas máquinas están compuestas principalmente por rotor y estator.

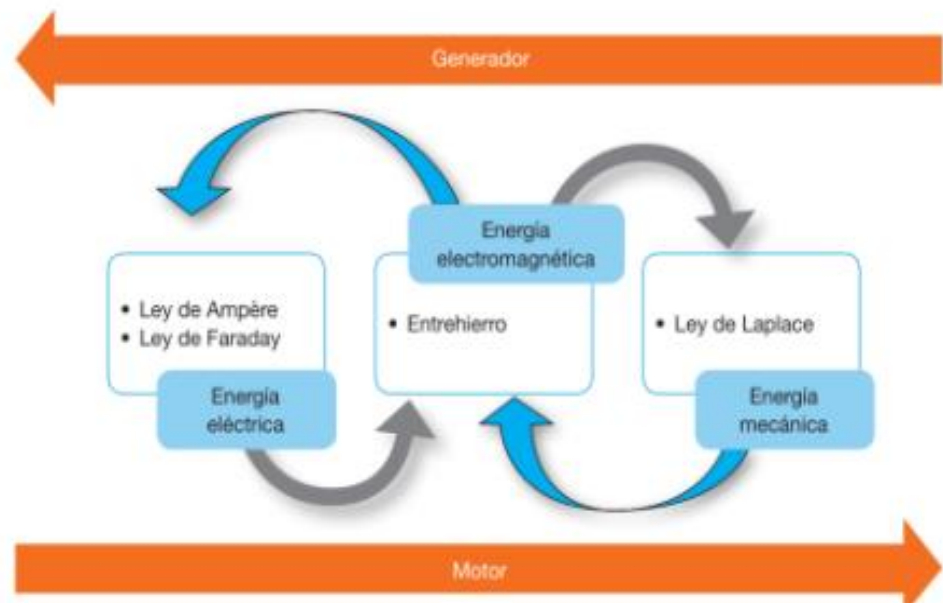


Figura 1.3 Esquema de conversión de energía [ (Juan Carlos Martín, 2009)]

En la figura anterior se observa la conversión de energía de máquinas rotativas, con una mención de leyes que fundamentan los conceptos. (Suarez, 2020). Es un dispositivo que por medio de un campo electromagnético generado en sus bobinas hace que la energía eléctrica receptada se transforme en energía mecánica de rotación.

$$F = q(E + v * B) \quad (1.6)$$

Donde

q= carga eléctrica puntual

E= Campo eléctrico

v= Velocidad de la partícula

B= Densidad del campo Magnético

La ecuación presentada es la Ley de Lorentz, el cual nos presenta el principio que conlleva el motor eléctrico, indica la fuerza que se genera por medio de la existencia de una carga eléctrica puntual en campos eléctricos y magnéticos, y en función del campo que tengamos pueden ir variando su formulación, para un campo netamente magnético tendremos



una expresión en función de  $q$ ,  $v$ ,  $B$ . Por la existencia de varias cargas móviles en el sistema la expresión reescrita en función de las densidades de carga obtiene densidades de fuerza:

$$Fv = \rho(E + v * B) \quad (1.7)$$

$$\rho v = J \text{ densidad de corriente}$$

$$Fv = J * B \quad (1.8)$$

La expresión mostrada nos expone que la fuerza generada por la relación de corriente con un campo magnético.

Respecto al modo de alimentación se clasifican en dos tipos: Motores de Corriente Alterna y Motores de Corriente Continua

#### **1.4.9.1 Selección de Motor**

Se requiere efectuar una serie de preguntas con el fin de obtener respuestas técnicas las cuales puedan ser planteadas en fichas técnicas de selección:

1. ¿Tiempo de operatividad y condiciones de equipos?

Se requiere datos del equipo.

2. ¿Condición de red eléctrica?

Parámetros que describen la red eléctrica es voltaje y frecuencia, estos valores en América Latina la tensión nominal es de 60[Hz]

3. ¿Normas?

Las normas de uso para la fabricación y selección de motores son: IEC y NEMA ya que están estandarizadas en función de requerimientos operativos consideración los parámetros estándares de operatividad de los motores.

Existen restricciones para el montaje de un motor:

- Operación de motor en ambiente no mayor a 40°C
- Operación de motor a una altura no superior de 1000 [msnm]

4. ¿Cuál es el modo de arranque del motor?

El arranque es el periodo en el cual el motor pasa de un estado inactivo hasta alcanzar su velocidad de régimen, esto depende del tipo de motor el cual hace que el consumo de corriente.

5. Características del motor: ¿potencia, velocidad?

Las características principales para la selección del motor son la velocidad de rotación y el torque que requiere el motor, las cuales nos determinaran la potencia que se requiere.

La potencia eléctrica del motor se basa en la siguiente relación:

$$P_E = \sqrt{3} VI \cos \varphi \quad (1.9)$$

Donde:

V= Voltaje [V]

I= Corriente [A]

Cos  $\varphi$ = factor de potencia

La potencia mecánica del motor se expresa a continuación:

$$P_M = T \frac{n}{9.550} \quad (1.10)$$

Donde:

T= Torque [m\*N]

n= Velocidad [rev / min]

La eficiencia es un parámetro importante ya que por medio de este podemos saber las pérdidas de potencia del equipo, evaluar su eficiencia y tener un conocimiento respecto al costo de operación.

(WEG, 2016)

$$n = \frac{P_S}{P_e} \quad (1.11)$$

Donde:

$P_S$ = Potencia de salida

$P_e$ = Potencia de entrada

#### **1.4.10 Variador de Frecuencia**

Es un equipo el cual por su sistema de elementos cambia la frecuencia que alimenta un motor, su función se desarrolla entre un intervalo de valores de frecuencia lo cual le facilita regular respecto a ese rango determinado, en hercios. Tensión de borde y red de alimentación son parámetros que el variador de frecuencia permite analizar de un motor cuando este se encuentra en funcionamiento. (Juan Carlos Martín, 2009)

##### **1.4.10.1 Selección de Variador de Frecuencia**

Considerando las condiciones, detalles técnicos del motor se procede a evaluar en función de preguntas como las cuales se requiere de una respuesta técnica para proceder a tabular en fichas técnicas y poder seleccionar el Variador más eficiente para el caso. A continuación, se presentan las preguntas recurrentes:

1. ¿Qué función realiza la maquina?

Respecto la velocidad se deriva diferentes toques los cuales permiten la clasificación de cargas en el sistema, tenemos torque constante, lineal cuadrático, hiperbólico. (LTDA, 2019)

2. ¿Tiempo de operatividad y condiciones del Equipo?

Los variadores logran aplicar al motor de 0.1 a 200 [Hz] sin embargo algunos equipos no soportan el variador en todo el rango, por lo cual se procede a realizar cambios mecánicos en el equipo.

3. ¿Es de alta importancia realizar control de velocidad a la maquina?

Se requiere de un análisis técnico y económico que avalúe

4. ¿Cuáles son los datos nominales del motor y de la red eléctrica?

**Tabla 1.1. Datos nominales de Motor y red Eléctrica**

Motor	Red Eléctrica
Potencia [HP]	Para las industrias las tensiones de redes son de 220 y 440 [V]. Respecto a la constitución de un variador de frecuencia los rangos de tensión están: (200 a 240 [V]); (220 a 230[V]), (380 A 480 [V]), tomando en consideración que al tener valores de potencia mayores a 500 [HP], los motores van en media tensión.
Tensión Nominal [V]	
Corriente Nominal [A]	
Frecuencia Nominal [Hz]	
Velocidad Nominal [rpm]	

En la tabla nos muestran sobre datos que se deben tomar en consideración para la efectiva selección del equipo del variador.

#### **1.4.11 Balanceo Dinámico**

Es un proceso por el cual se analiza un sistema que puede presentar desbalance, esto debido a vibraciones provocadas por fuerzas no requeridas pero que se generan por efectos centrífugos. El balanceo dinámico tiene la finalidad de ajustar la distribución de masa de una sección rotante.

Una causa común de desbalance en equipos es porque el centro de gravedad y centro de rotación de un cuerpo que gira no coinciden.

Este proceso logra identificar desbalances que minimizan la confiabilidad y factibilidad de equipos.

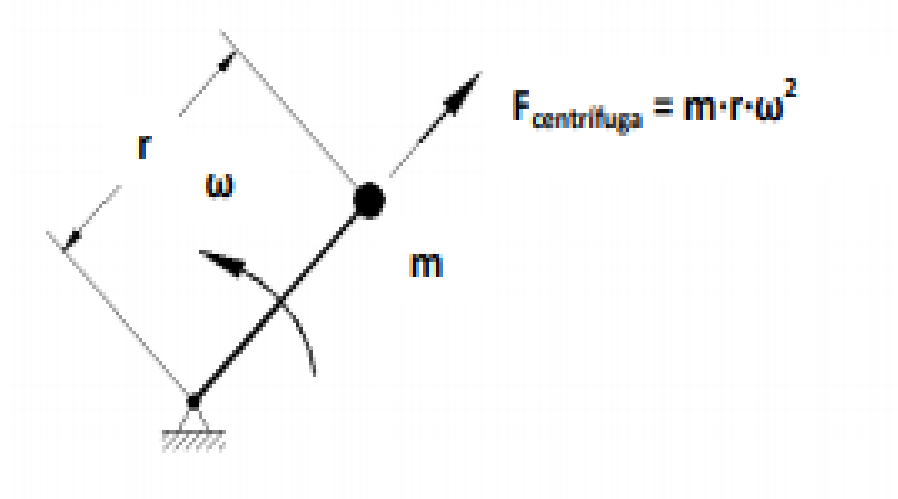


Figura 1.4 Descripción de Fuerza Centrífuga. [ LTDA, 2019]

$$F = mrw^2 \quad (1.12)$$

Donde:

F= fuerza de desbalance

m= masa que no está equilibrada en el sistema

r= distancia al eje rotatorio

w<sup>2</sup>= velocidad de rotación

En la ec1.12 nos explica la contextualización del proceso de balanceo dinámico, en la que las fuerzas que se generan por el desbalance tienen relación directa al cuadrado de la velocidad de rotación, por lo que las máquinas de alta velocidad requieren un balanceo efectuado con mayor precisión mientras que se requiere de un nivel más bajo para velocidades menores. (Lémoli, 2017).

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

La fábrica productora de colchones posee dos carruseles en los cuales realiza el proceso de corte de bloques de espuma, uno de ellos trabaja con sopladores centrífugos los cuales ayudan a los operación arrastrar los bloques ya cortados a un montacarga, dejando libre el carrusel y procediendo con los siguientes procesos de fabricación, el sistema de ventiladores centrífugos es muy eficiente por lo cual solicitan la fabricación de equipos similares, para esto el segundo carrusel ha sido adecuado para una posterior instalación de equipos similares, contando ya con agujeros en la base por donde se emanara aire a una velocidad y presión determinada con el objetivo de reducir el coeficiente de fricción generado por el peso de los bloques de espuma, haciendo más fácil la movilidad de los bloques.

Las restricciones de diseño se basan en sistemas que trabajen con el uso de aire ya que se encuentra instalado un sistema de ductos en la parte de abajo de la base del carrusel, otros parámetros son mantener el presupuesto, tiempo de fabricación, material, que las tareas de montaje y desmontaje sean simples razón por la cual los componentes del sistema deben ser accesibles y fáciles de mantenimiento y por último el dimensionamiento ya que existe un área determinada para la instalación de los equipos.

### 2.1 Planteamiento de Alternativas

Fue un requerimiento por parte de la empresa el construir ventiladores centrífugos, sin embargo, se han planteado dos alternativas más las cuales cumplen con el mismo objetivo de funcionalidad de los equipos, a continuación, se detalla las alternativas de solución.

#### 2.1.1 Alternativa 1: Sistema Robótico

Su desplazamiento será en 2 direcciones, paralelo al plano del carrusel. En el bastidor superior del puente grúa se montaría el sistema con 2

brazos móviles (estos serán por procesos hidráulicos, y sistemas electromecánicos) y un eje que baja y sube hasta la posición del bloque, los brazos regulables se abren y ajustan al bloque según el proceso correspondiente.

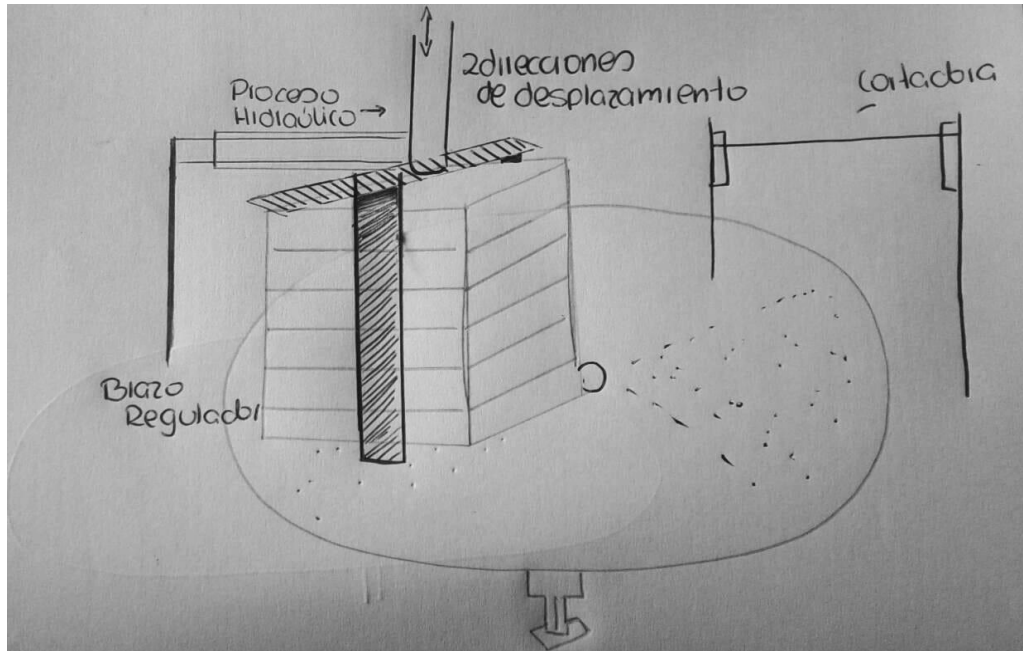


Figura 2.1 Sistema Robótico – Máquina Hidráulica

### 2.1.2 Alternativa 2: Compresor de Aire

Se utilizará la presión que se genera por compresión del aire, y por lo requerido se ampliará su almacenamiento, el sistema de tuberías deberá ser cambiado por diámetros más pequeños o realizar una conexión entre cavidades, sin embargo, podría existir pérdida de velocidad y potencia, por lo que recomendamos el cambio del sistema de ductos.

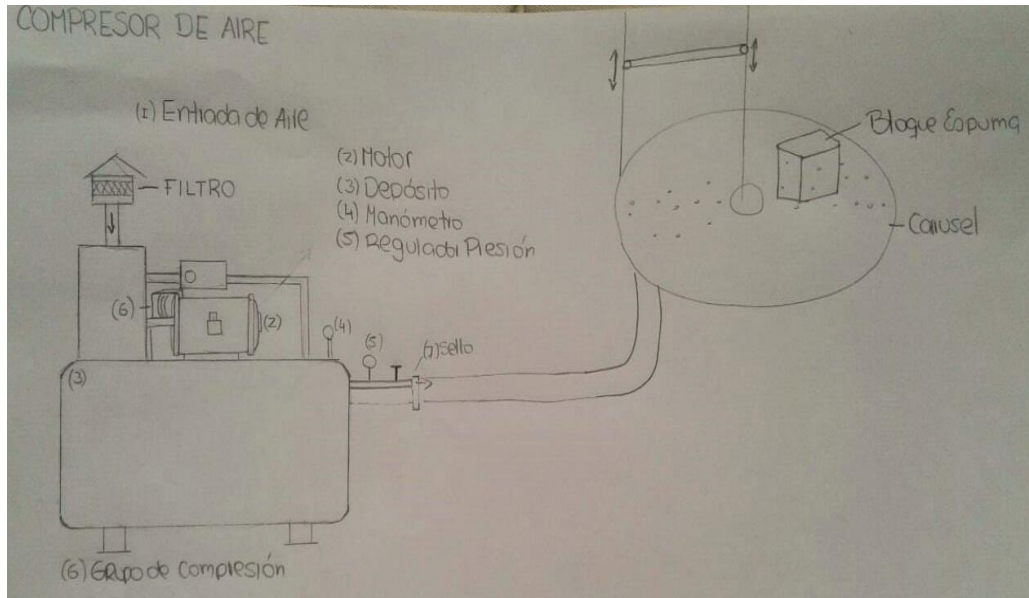


Figura 2.2 Compresor de Aire.

### 2.1.3 Alternativa 3: Ventilador Centrifugo

El aire ingresa de forma axial hacia el rodete de alabes, este se encuentra rotando por la conexión con un motor eléctrico, dando movimiento al aire y enviándolo por los ductos los cuales llegarán hasta la base del carrusel saliendo por los agujeros que se encuentra debajo del bloque de espuma, logrando alzarlos y permitiendo que el operario realice una fuerza mínima para desplazar el bloque fuera del carrusel.

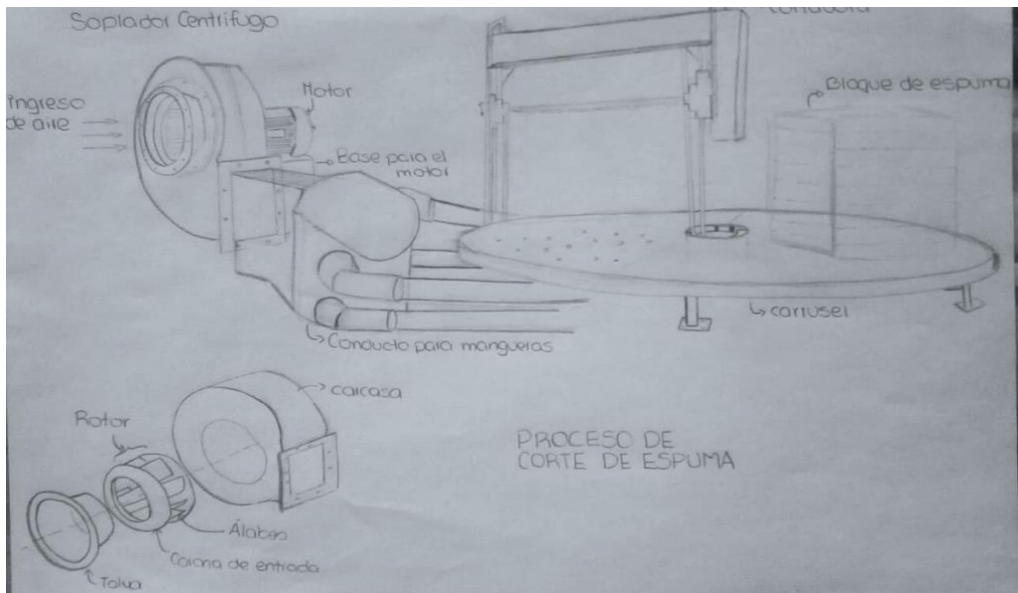


Figura 2.3. Ventilador Centrifugo.



## 2.2 Matriz de Decisión

En base a las restricciones mencionadas, se analizó por medio de una tabla de decisiones las tres alternativas descritas las cuales fueron evaluadas en función de criterios y restricciones establecidos para el desarrollo del proyecto.

**Tabla 2.1. Matriz de decisión**

	Relación con la estructura	Costo	Eficiencia	Tiempo de Operatividad	N° Operarios	Dimensión	Total
Valores	0.18	0.16	0.17	0.17	0.16	0.16	
Sistema Robótico	2.00	1.00	4.00	4.00	5.00	2.00	3
Compresor De Aire	2.00	3.00	3.00	2.00	5.00	2.00	2.8
Ventilador Centrifugo	5.00	4.00	5.00	5.00	5.00	5.00	4.8

En la tabla mostrada observamos que tenemos 6 criterios a considerar, estos poseen un valor el cual sumado dan igual a uno, y el valor de cada alternativa fue evaluada por la mesa directiva de la empresa contratista junto con mi persona en función de criterios de conocimientos del área y logrando concluir que:

1. Por costos de implementación: un sistema robótico que podría sostener el bloque en función del movimiento de la cuchilla resultaría muy costoso.
2. Por eficiencia: un compresor de aire tendría que ser de gran capacidad de almacenamiento y generación de aire, mismo que no lo lograría cumplir con la demanda.

### 2.2.2 Alternativa Ganadora

La alternativa ganadora es la de los Ventiladores Centrífugos, es la que posee una relación directa con las instalaciones, cumple con los criterios presentados en la matriz de decisión obteniendo un valor de 4.84 sobre 5.0, se encuentra diseñado para el tipo de proceso requerido y cumple con las restricciones y especificaciones requeridas por la empresa.

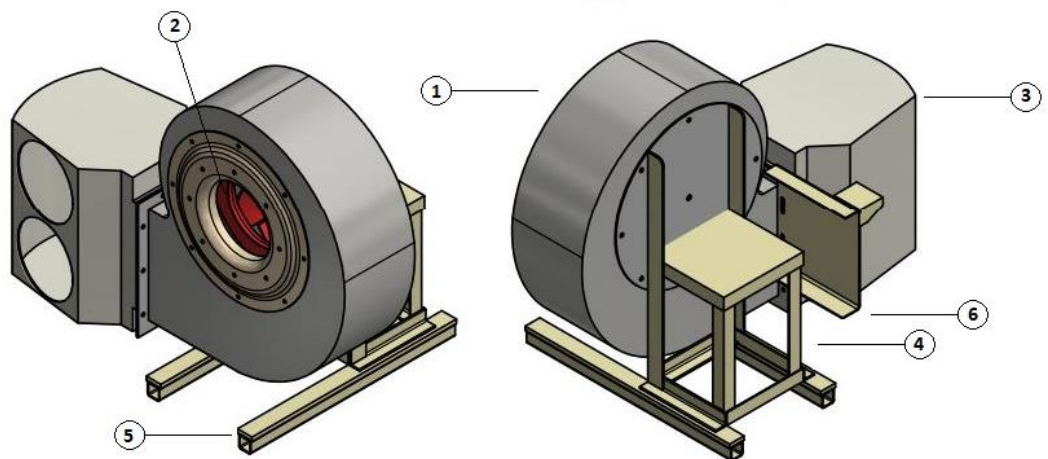


Figura 2.4 Ventiladores Centrífugos. [Abril Pachacama]

Los elementos de los cuales constan los equipos centrífugos son:

**Tabla 2.2 Elementos de los Ventiladores Centrífugos**

1	Carcasa/ Voluta	4	Mesa para motor
2	Rotor- alabes	5	Patín
3	Ducto para mangueras	6	Tapa para válvula

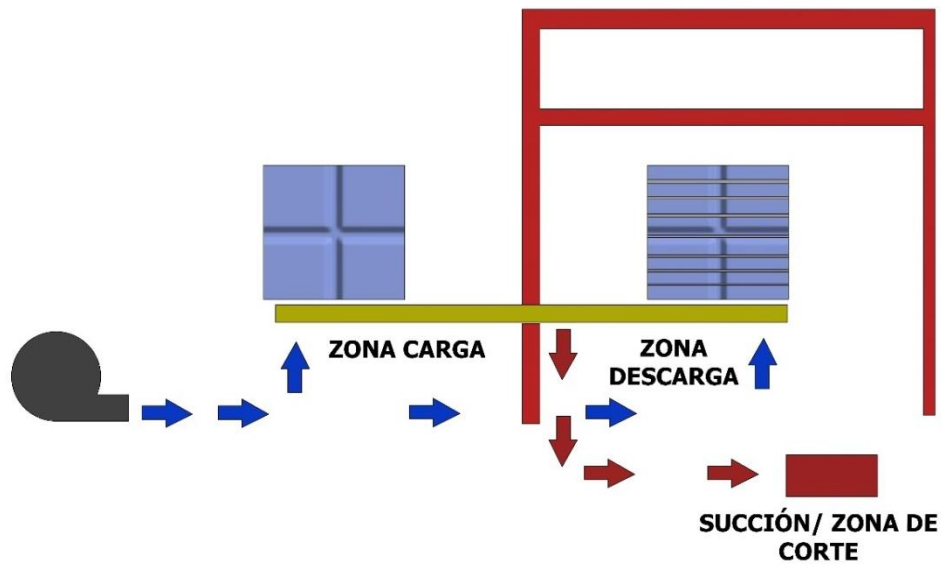


Figura 2.5 Sistema de Soplado en el Proceso de Corte de bloques de espuma.

### 2.3 Condiciones Ambientales

El siguiente proyecto se realizó en una fábrica ubicada en la Ciudad de Quito. A continuación, se presenta una tabla de datos ambientales los cuales poseen relevancia en la ejecución del proyecto, ya que estos valores nos indicaron y fueron un respaldo para el diseño del sistema y la selección de motores y variadores de frecuencia.

Tabla 2.3 Condiciones Ambientales de la Ciudad de Quito

Condición (Ciudad de Quito)	Valor
Temperatura anual	14 °C
Altitud	2800 [msnm]
Densidad de Aire (A la altitud determinada)	1.181[kg/m <sup>3</sup> ]
Temperatura promedio de la instalación de la fabrica	23°C
Humedad Relativa	65%

## 2.4 Diseño Detallado

### 2.4.1 Restricciones de Diseño

Se realizó en una primera fase un levantamiento técnico de los equipos ya existentes en la empresa debido a que los ventiladores solicitados debían funcionar a las mismas condiciones a más de que desde un punto económico y técnico no es práctico el realizar un diseño desde cero y ensayos para determinar parámetros de trabajo.

Por estas razones se ha tomado las medidas y parámetros registrados en la ficha de los ventiladores ALMECO, para proceder con el diseño y la construcción de los nuevos equipos.

**Tabla 2.4 Datos Técnicos de Ventiladores Centrífugos ALMECO**

Type	TMA 400/ LG270	$\eta$	71.7 %
q	2.410- 8.436 m <sup>3</sup> /h	P	6,3 kw
D	4.008 – 703 Pa	n	3480 min <sup>-1</sup>
Tn	20 ° C	$\rho$	1,2 kg/m <sup>3</sup>
m	90 kg	$t_{max}$	60°C
Type	TMA 400/ LG270	$\eta$	71.7 %

Es importante tomar en consideración que, aunque vayan a funcionar a las mismas condiciones y se requiera la misma eficiencia que entregan los equipos ALMECO, por condiciones de materiales y procesos de diseño en relación con los equipos que cuenta la empresa contratista es importante tener un sustento técnico/ teórico / práctico y las normas tanto de construcción de equipos como de seguridad y calidad.

### 2.4.2 Condiciones

El espacio donde se instalaron los nuevos ventiladores fue de 2.10 [m<sup>2</sup>].

Las líneas de alimentación para el sistema son de 220 [V].

La presión mínima ejercida que debe realizar los ventiladores es de 367.875 [Pa], al tener peso máximo de 150 [kg], y unas dimensiones de 2X2X1.5 [m].

### 2.4.3 La ecuación de Euler en el Diseño de Ventiladores Centrífgos

Las velocidades que existen dentro de un ventilador centrífugo logran cumplir con la ecuación de vectores  $V = W + U$  y se las formula de esa manera para lo cual por estudios realizados y en función de la entrada de flujo no hay velocidad axial, mientras que la absoluta resulta de la suma de la velocidad radial con la tangencial.

Leonhard Euler estableció la ecuación general de trabajo que generan las maquinas hidráulicas.

$$\Delta P_{a,\infty} = \rho(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) = \rho \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) \quad (2.1)$$

Y mediante la expresión de la ec. 2.1 podemos hallar los cambios de presión, en relación con los criterios de los ventiladores, bajo un número infinito de alabes.

### 2.4.4 Leyes de Semejanza de Ventiladores

Se utilizan cuando existe similitud geométrica entre ventiladores y alguno de sus variables presenta cambio debido a condiciones externas.

Leyes de ventiladores/ Por cambio de velocidad: Debido a que el material no fue aluminio sino acero, el cual tiene un incremento del triple de su peso, hizo que nuestro análisis se dirija a la relación que existe entre el peso del rotor con el sistema de rotación del motor el cual tiene relación directa con la velocidad del aire, para lo cual las ecuaciones que determinaron las variables de los nuevos equipos fueron:

**Tabla 2.5 Ecuaciones de Semejanza de Ventiladores**

Variables Independientes	Variables Dependientes		
D,N, $\rho$	$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 R_D^3 R_N$	$P_1 = P_2 R_D^2 R_N^2 R_\rho$	$\dot{W}_1 = \dot{W}_2 R_D^5 R_N^3 R_P$
D, $\rho$ , $\rho$	$\dot{V}_1$ $= \dot{V}_2 R_D^2 R_P^{1/2} R_\rho^{1/2}$	$N_1 = N_2 R_D R_P^{1/2} R_\rho^{1/2}$	$\dot{W}_1 = \dot{W}_2 R_D^4 R_Q^3 R_P^{1/2}$
D, $\nu$ , $\rho$	$P_1 = P_2 R_D^4 R_Q^2 R_\rho$	$N_1 5 N_2 R_Q R_D^3$	$\dot{W}_1 = \dot{W}_2 R_D^4 R_N^3 R_P$

Donde:

D= Diámetro de Rotor

$\dot{V}_i$ = Caudal

N= Velocidad de Giro

P= Presión

$\dot{W}_i$ = Potencia de Eje

- Caudal

$$q_v = q_{v0} \left( \frac{n}{n_0} \right) \quad (2.2)$$

- Presión

$$P_F = P_{F0} \left( \frac{n}{n_0} \right)^2 \quad (2.3)$$

- Potencia

$$P_r = P_{r0} \left( \frac{n}{n_0} \right)^3 \quad (2.4)$$

- Nivel Potencia Sonora

$$L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \left( \frac{n}{n_0} \right) \quad (2.5)$$

## 2.5 Diseño de Ventiladores Centrífugos

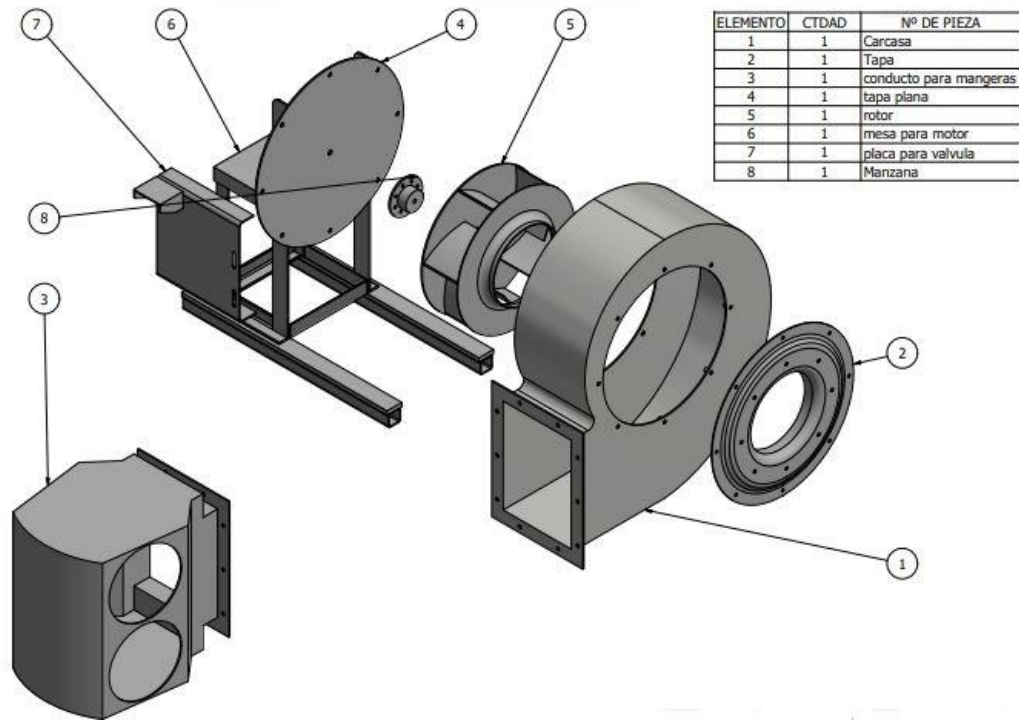


Figura 2.6 Vista Explosión ventilador centrífugo

Elementos de los Ventiladores Centrífugos:

Tabla 2.6 Lista de partes de los Ventiladores Centrífugos

ELEMENTO	CATDA	NOMBRE DE PIEZA
1	1	Carcasa/ Voluta
2	1	Tapa de Carcasa
3	1	Conducto para Mangueras
4	1	Tapa Plana
5	1	Rotor
6	1	Mesa para Motor
7	1	Placa para Válvula
8	1	Manzana (No se realiza)

### 2.5.1 Carcasa

La carcasa soporta la presión que se ejerce al contener el flujo logrando redirigirlo por medio de su geometría, siendo esta obtenida por medio de la curva logarítmica el cual aumenta su área gradualmente hasta llegar al puerto de descarga. Por medio del principio de Bernoulli dentro de la carcasa la velocidad del aire se disminuye y la presión aumenta lo cual hace que la E\_C se transforme en presión, manteniendo la velocidad media constante.

- Área de salida.

$$A_s = \dot{V}/V_3 \quad (2.6)$$

- Ancho:

$$B = \frac{b_2}{x} \quad (2.7)$$

Valor de x [0.4/0.6]

- Altura de are de salida

$$A = \frac{A_s}{B} \quad (2.8)$$

- Radio Máximo

$$R_{Max} = \left(\frac{D_2}{2}\right) * e^{\left(\frac{2\pi * V_{r2} * b_2}{V_{r2} * B}\right)} \quad (2.9)$$

- Determinación de Radio:

$$\log \frac{r}{r_2} = k_p \varphi \quad (2.10)$$

Donde:

$r$  = Radio central

$r_2$  = Radio externo base mayor

$k_p$  = Constante

$\varphi$  = Angulo



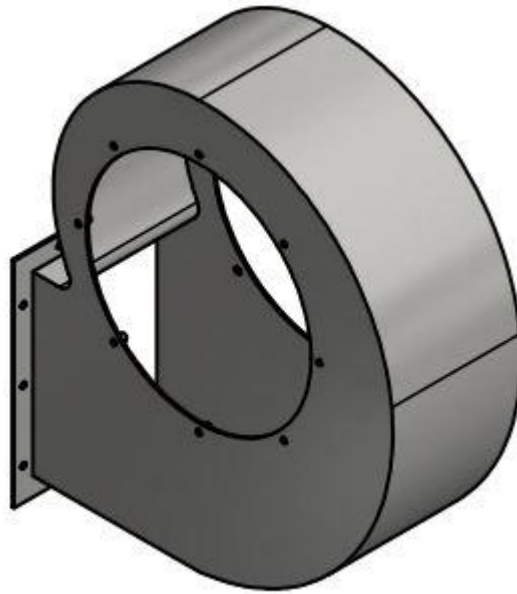


Figura 2.7 Carcasa de Ventilador Centrífugo. Abril Pachacama

### 2.5.2 Rotor

Es el componente que permite la funcionalidad de las turbomáquinas, ya que en él se intercambia la energía mecánica hacia energía cinética para el aire, la importancia de una buena lección de sus ángulos de entrada en sus tapas como de la posición de las aspas constituyen la eficiencia de todo el sistema.

Para lo cual se ha determinado el tipo de aspas: Tenemos 3 principales sistemas, el de alabes adelante, radiales y el de alabes atrás, debido a que el de atrás posee un rendimiento estático de hasta 90%, y en función del rendimiento que presentan se ha seleccionado las aspas hacia atrás, estos son muy adecuados y no generan mucho ruido.

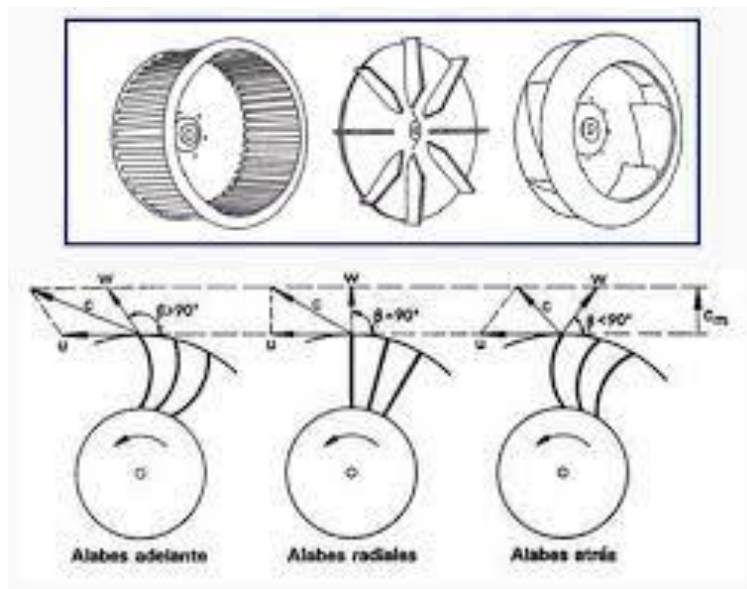


Figura 2.8 Tipo de Álabes

Como se mencionó en la sección 2.6.2 sobre las velocidades analizadas por suma vectorial tenemos el triángulo de velocidades para este tipo de aspas:

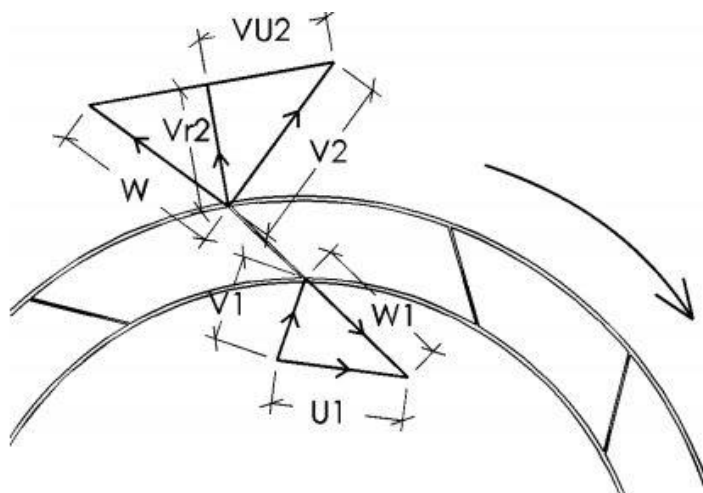


Figura 2.9 Triángulo de Velocidad

Considerando **a** como sitio de succión y **b** de descarga, la expresión de Euler en función del triángulo de velocidad mostrada queda determinada de la siguiente manera:

$$W_{a-b} = \rho_a \dot{V}_a (V_{ub} U_2) = \dot{m} \Delta h_{0\infty} \quad (2.11)$$

Se procede por medio del método de diseño elaborado por Carlos Alberto presentado en Volumen 1 de Conceptos de Ventiladores nos presenta el siguiente planteamiento y considerando que el trabajo que genera el rotor dentro del sistema de los ventiladores es directamente proporcional con la velocidad tangencia  $V_{u2}$ , logramos obtener las siguientes ecuaciones:

- Carga Real

$$H_{real} = \frac{\Delta P}{\bar{w}} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.12)$$

Donde:

$\Delta P$ = Variación de presión

$\bar{w}$ = Peso Específico del fluido

$v_2$ =Velocidad de salida en el ventilador

- Caudal:

$$Q = V_r (A) \quad (2.13)$$

Donde:

$V_r$ = Velocidad Radial

$A$ = Área normal respecto a la trayectoria del flujo

$$\forall = V_r (\pi d_2 b_2) \quad (2.14)$$

Por medio de triángulo de velocidades  $\beta_2$  es un ángulo agudo y la expresión queda de la siguiente manera:

$$V_{u2} = U_2 - \frac{\cos(\beta_2)}{\sin(\beta_2)} \quad (2.15)$$

- Cabeza de Euler: Esta ecuación se usa para el desarrollo de diseños de turbo maquinarias.

$$H_\infty = \frac{U_2^2}{g} \left[ 1 - \left( \frac{\forall}{U_2 A_2} \right) \frac{\cos(\beta_2)}{\sin(\beta_2)} \right] \quad (2.16)$$

- Diámetro Interior del Rodete: Valores para K (1 a 1.95)

$$D_1 = k * \left( Q/n \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

Donde:

Q= caudal

n= Velocidad del Ventilador

- Diámetro exterior del Rotor: Se debe tomar en consideración la normativa de distancia que debe existir entre rodete-voluta.

$$D_2 = \frac{D_1 * 60}{N_s} \quad (2.18)$$

Donde:

$N_s$ = Velocidad específica que se evalúa en el rodete

- Velocidad Específica del Rotor

$$N_s = \frac{Q^{1/2} * n}{P_t^{3/4}} \quad (2.19)$$

Donde:

n= Velocidad del ventilador

$P_t$ = Presión Estática

- Ancho del Álabe:

$$b_{alabe} = \frac{D_2}{4} \quad (2.20)$$

- Número de Álaves:

$$N_{alaves} = \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} * \pi \quad (2.21)$$

- Ángulo de alaves: Esto está determinado en función de la capacidad para la cual se requiera el ventilador, sus valores están entre 10° y 30°.



Figura 2.10 Rodete de Ventilador Centrífugo. Abril Pachacama

### 2.5.3 Ducto para Mangueras

Se tomó en consideración las medidas de los equipos ya que las instalaciones del sistema de ductos están ya implementadas y lista para la conexión de los nuevos ventiladores centrífugos por lo cual deberán poseer los mismos diámetros para conectar de manera precisa eliminando cualquier tipo de fuga de aire.

- Área de ducto

$$A = \pi r^2 \quad (2.22)$$

Donde:

$r$  = radio de la circunferencia (manguera)

Longitud de arco:

$$l = \frac{\pi r^2}{180} \alpha \quad (2.23)$$

Donde:

$\alpha$  = Ángulo central

- Área para sector de superficie

$$A = \frac{\pi r^2}{360} \alpha \quad (2.24)$$

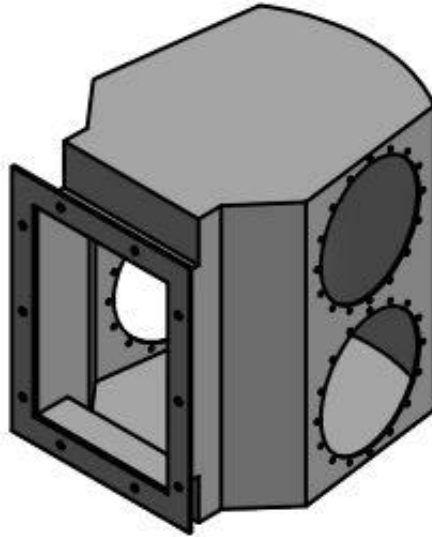


Figura 2.11 Conducto para Mangueras. Abril Pachacama

#### 2.5.4 Mesa para Motor

La mesa representa uno de los elementos más importantes y su análisis va en consideración de los pesos que soportará, tanto del motor como del ventilador, para lo cual se realizará un análisis considerando que es un sistema de armaduras de vigas L acero A36 cuyas uniones entre los elementos son soldados.

- Ecuación para esfuerzo cortante según (Budynas & Nisbett, 2008), es:

$$\tau = \frac{VQ_1}{Ib_1} \quad (2.25)$$

Donde:

V: la mayor fuerza cortante

Q<sub>1</sub>: primer momento de área del rectángulo

I: momento de inercia de la viga

b<sub>1</sub>: el ancho de la sección

$$Q = \int \bar{y}dA = ry_1A_1 \quad (2.26)$$

Donde:

$ry_1$ = Distancia entre el centro de masa de la viga al centro de la masa del rectángulo

$A_1$ = Área de rectángulo

▪ Para esfuerzos combinados: en relación de las ecuaciones de cortante y flector se tiene:

$$T_{XY} = \frac{VQ_2}{Ib_2} \quad (2.27)$$

$$\sigma_x = \frac{Mc_2}{I} \quad (2.28)$$

Donde:

V: la mayor fuerza cortante

$Q_2$ : primer momento de área del rectángulo

I: momento de inercia de la viga

$b_2$ : ancho de la sección

M: el momento flector máximo

$c_2$ : distancia del centro de masa al extremo superior del rectángulo

I: inercia de la viga

Ecuación de Circulo de Mohr en el uso de vigas (Ecuación de esfuerzos principales).

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + T_{xy}^2} \quad (2.29)$$

▪ Momento Flector Máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc_3}{I} \quad (2.30)$$

Donde:

M= Momento flector máximo

$c_3$ = Distancia del centro de masa al extremo superior del rectángulo

▪ Análisis de Teoría de fallas:

Por teoría de la energía de distorsión de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.31)$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma'} \quad (2.32)$$

Donde:

n= Factor de seguridad

$S_Y$ =Fluencia de Acero A36

$\sigma'$  = Esfuerzo Von Mises

- Análisis de Pandeo:

$$S_r = \frac{k(l)}{r_g} = \frac{k(l)}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (2.33)$$

Donde:

k= Coeficiente de carga aplicado.  $\frac{1}{2}$  (si es doblemente empotrado)

$r_g$ = Radio de giro

▪ Soldadura: Análisis soldadura como una línea, aplicación de cargas cortante y torsor:

$$f_s = \frac{V}{A_w} \quad (2.34)$$

$$f_T = \frac{T_c}{J_w} \quad (2.35)$$



Donde:

V= Fuerza cortante

$A_w$ = Área cortante por unidad de longitud de soldadura

$T_c$ = Momento torsor

$J_w$ = Momento polar de inercia

$$J_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)} \quad (2.36)$$

- Cortante permisible

$$T_{permisible} = \frac{\sigma_{E309L}}{0.707w} \quad (2.37)$$

Donde:

W= ancho del filete 0.005 [m]

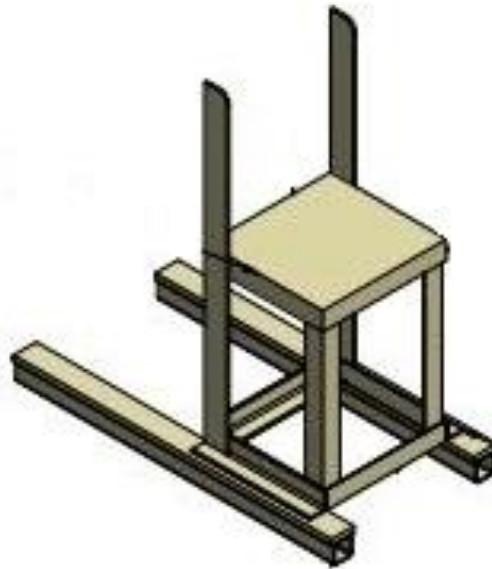


Figura 2.12 Mesa para Motor. Abril Pachacama

### 2.5.5 Juntas Empernadas

- Análisis cortante.

$$F_{V,Rd} = n * 0.5 * f_{ub} * \frac{A}{\gamma_{m2}} \quad (2.38)$$

Donde:

$n$ = Numero de planos de corte

$f_{ub}$ =Tensión última del acero de los tornillos

$A$ = Area del tornillo

$\gamma_{m2}$ =Coeficiente de minoración del acero en estructura para uniones.  
(Valor 1,25)

- Análisis por aplastamiento:

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 * \alpha * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} \quad (2.39)$$

$d$ = Diámetro

$f_u$ = Tensión última del acero en las chapas

$t$ = Espesor mínimo

$\alpha$ = Para cual se hace la relación y es un valor menor de:

$$\alpha \leq \frac{e_1}{3d_0} \quad (2.40)$$

Donde:

$e_1$ = Distancia a borde frontal.

$d_0$ =diámetro del taladro, del mismo valor del tornillo más la holgura nominal.

Análisis por tracción:

$$F_{t,Rd} = 0.9f_{ub} * \frac{A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (2.41)$$

$A_s$ = Sección resistente de la parte roscada

$f_{ub}$ = Tensión última del acero de los tornillos

### 2.5.6 Variador de Frecuencia

Estos elementos operan en función el principio de que la velocidad síncrona de un motor de corriente alterna la cual está determinada por la reconocida AC suministrada y el número de polos en el estator en función de la relación 2.29 la cual regulan la frecuencia el mismo por lo que tienen una relación directa:

$$RPM = \frac{120 * f}{p} \quad (2.42)$$

Donde:

$RPM$ = Velocidad mecánica Nm

$f$ = Frecuencia de alimentación [Hz]

$p$ = Numero de polos

### 2.5.7 Balance Dinámico

El desbalanceo es el consecuente del 50% de los problemas que se generan en este tipo de equipos los cuales produce vibraciones por la transferencia de energía del motor al rotor.

Existen varios métodos para el desarrollo de balanceo como el de coeficiente de influencia el cual mide la amplitud y la fase de la vibración en los apoyos, durante algunas pruebas dichas lecturas son fasores con magnitud y ángulo de fase.

- Coeficiente de influencia:

$$A = \frac{N_2 - N}{Wp} \quad (2.43)$$

- Peso de prueba

$$Wp = \frac{\text{peso rotor}/10}{R \left( \frac{RPM}{9.55} \right)^2} 9.9 \times 10^5 \quad (2.44)$$

Donde:

$N_2$ =amplitud de vibración

R= Radio del rotor

- Peso de balance

$$W_c = -\frac{N}{A} \quad (2.45)$$

$$U = m * r \quad (2.46)$$

$U$  = Cantidad de desbalance, [kg\*m]

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADO Y ANÁLISIS

Para el presente proyecto se establecieron parámetros de diseño en función de ventiladores ya existente en conjunto con las leyes de semejanza de ventiladores, obteniendo parámetros para el proceso de cálculos requeridos para la elaboración de los planos y desarrollo de la fabricación de los equipos hasta la puesta en funcionamiento.

**Tabla 3.1 Datos del Sistema**

$\Delta P$	0,072	m <sup>3</sup> /min	Carga Estática, m de aire	
Peso Específico del Fluido, $\bar{w}$	1,2	kg/m <sup>3</sup>	AP/W	0,06

### 3.1 Diseño de Carcasa

Una vez realizado el levantamiento técnico, con uso de vernier y flexómetro error de medición 0.01 y 0.5 [mm] y por medio de las presentadas en el capítulo 2 se obtuvieron los radios máximos y mínimos, alturas mayores en la descarga.

$$A_s = 0.0793 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A = 0,330 \text{ [m]}$$

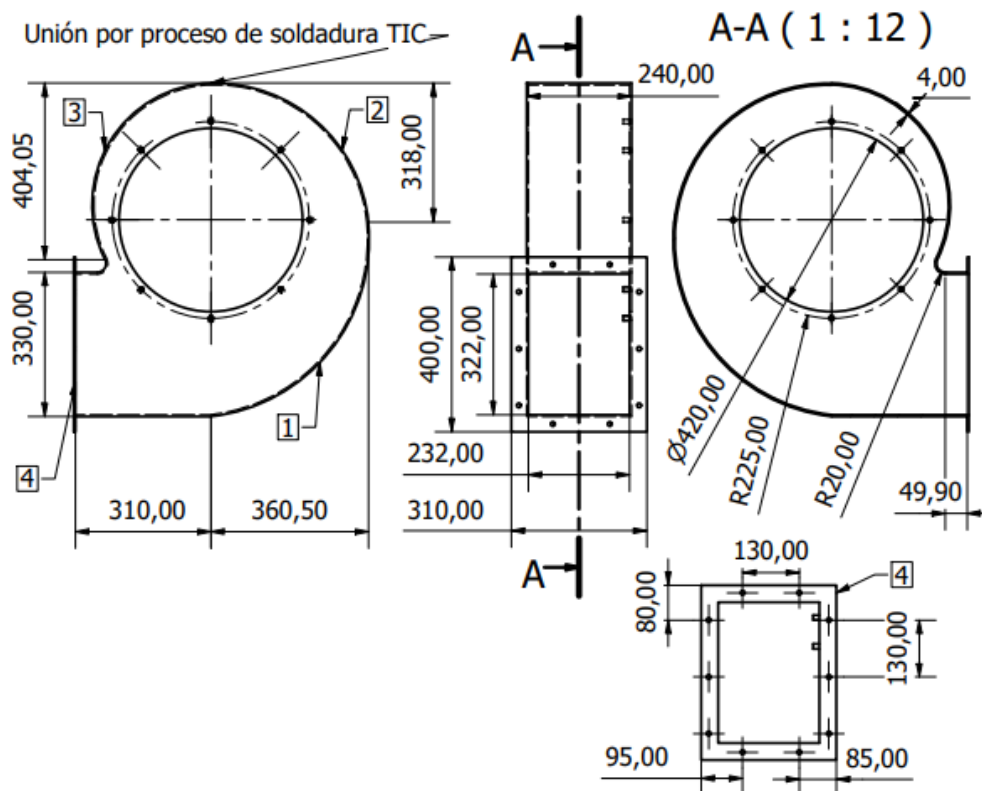
$$R_{Max} = 0,407 \text{ [m]}$$

Tenemos una curva logarítmica para la cual se determinan la siguiente configuración geométrica:

$$\log \frac{r}{r_2} = k_p \varphi$$

**Tabla 3.2 Valores para la curva de la Carcasa**

N°	$\theta$	R	N°	$\theta$	r	N°	$\theta$	r
1	0	0,225	10	$3\pi/4$	0,329	19	$3\pi/2$	0,376
2	$\pi/12$	0,267	11	$5\pi/6$	0,330	20	$57\pi/36$	0,381
3	$\pi/6$	0,256	12	$11\pi/12$	0,332	21	$5\pi/3$	0,393
4	$\pi/4$	0,299	13	$\pi$	0,334	22	$7\pi/4$	0,398
5	$\pi/3$	0,301	14	$13\pi/12$	0,338	23	$11\pi/6$	0,401
6	$5\pi/12$	0,304	15	$7\pi/6$	0,347	24	$23\pi/12$	0,408
7	$\pi/2$	0,305	16	$5\pi/4$	0,359	25	$2\pi$	0,410
8	$7\pi/12$	0,319	17	$4\pi/3$	0,365			
9	$2\pi/3$	0,324	18	$51\pi/36$	0,373			



**Figura 3.1 Plano Carcasa de Ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama]**

Con ayuda del software AUTOCAD se procedió a realizar los planos en 2D, para proceder con el corte laser el cual requiere un plano sencillo con máximo dos dimensiones de referencia.

Se realizó por medio de doblado y en la junta se procedió a soldar a tope con un proceso MIG, de hilo como material de aporte el cual hizo del electrodo y gas, para inerte de un cordón con una arquitectura de calidad y libre de discontinuidades y fallas en el cordón.

Consideraciones en el proceso de la soldadura:

**Tabla 3.3 Datos del Proceso de Soldadura**

Parámetros	Valor
Soldadura	Bisel
Espesor	5[mm]
Tramos	20 [mm]

### 3.2 Diseño de Rotor

Siendo el elemento más importante se requiere precisión en el desarrollo, se analizaron varios factores de diseño para poder lograr cumplir con el volumen de aire a condiciones determinadas para el buen funcionamiento del ventilador centrífugo, determinando así los siguientes parámetros respecto a valores considerados para las dimensiones del ventilador.

- Carga real:

**Tabla 3.4 Valores de Carga Real**

Velocidad Salida [m/s]	2*g	Carga Dinámica, m de Aire	Carga Real, m de Aire $H_{real}$
40	19,63	81,50789608	81,56789608
80		326,0315843	326,0915843
90		412,6337239	412,6937239
100		509,4243505	509,4843505
120		733,5710647	733,6310647
170		1472,236373	1472,296373
180		1650,534896	1650,594896

- Coeficiente de Carga:

Para determinar el coeficiente carga en relación de los ángulos de entrada y salida del rotor en función de variantes establecidas tenemos:

$$\alpha = 32^\circ, \quad \beta = 80 \text{ a } 120^\circ$$

$$\varphi = \left(1 + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta}\right)^{-1}$$

**Tabla 3.5 Valores Para el coeficiente de Carga**

Coeficiente de Carga		Coeficiente
Beta	Alfa	
80	32	0,90075375
90		/
100		1,12382447

▪ Coeficiente (Altura Real):

$$\mu = \eta x \varphi = 0,72 x 0.90075375 = 0,65$$

▪ Velocidad de arrastre (Salida de Rotor):

En el cual determinamos en respecto a los valores ya obtenidos de la carga real y de los coeficientes de carga:

$$U_2 = \left(H_{Real} g / \mu\right)^{1/2} =$$



**Tabla 3.6 Valores para Velocidad de Arrastre**

Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	Carga Real, m de Aire $H_{Real}$	Velocidad de arrastre, [m/s]
9,81	81,568	35,086
Coeficiente, $\mu$	127,416	43,852
0,65	183,453	52,619
	412,694	78,921
	509,484	87,689
	733,631	105,224
	860,987	113,992
	1472,296	149,065

- Diámetro del rotor:

$$U_2(\text{Promedio entre: } (70,153+78,921) / 2 = 74.537[\text{m/s}^2])$$

$$D_g = \frac{2U_2 * 60}{W} = \frac{2(74.54)}{2 * \pi * 3576} = 0.398[\text{m}] = 0.4[\text{m}]$$

- Velocidad Absoluta (Entrada):

$$C1 = 0.25 * (2 * g * H_{Real})^{\frac{1}{2}}$$

$$0.25 * (2 * 9,81 * 369,393)^{\frac{1}{2}} = 21,28[\text{m/s}]$$

- Diámetro de entrada:

Donde: Q=0,8386 - 0,85 (Valor determinado)

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q}{\pi * C1}} = \sqrt{\frac{4 * 0,8386}{\pi * 21,28}} = 0,224[\text{m}]$$

- Ancho del Álabes:

$$b_{alabe} = \frac{D_2}{4} = \frac{400}{4} = 0,100[m]$$

- Número de Álabes:

$$Z = \frac{224 + 400}{224 - 400} * \pi = 11 \text{ alabes}$$

Ángulo de alabes: Los valores están en función del requerimiento que se desee de parte del ventilador sin embargo aquí se realizó por medio de medidas rectas las cuales se tomó de punto de inicio modo paralelo al punto final del alabe, para poder determinar por medio del software un valor aproximado de la posición de los alabes más la consideración de que estandariza valores entre 10 y 35 grados, se trabajó a una nulo de 32 grados.

- Componente radial:

$$C_{r2} = \frac{Q}{b * \pi * r_2} = \frac{0,8386}{0,118 * \pi * 0,2} = 11,31[m/s]$$

- Velocidad Absoluta (Salida):

$$C_2 = \frac{C_{r2}}{\text{sen}(32)} = 21,34 [m/s]$$

- Velocidad salida:

$$V_s = \frac{6,062 * 3600 * \pi}{270} = 95,17 [ft/s]$$

- Caudal de Descarga:

$$Q_D = V * (bxh) = 95,17 * (0,0793) = 7,54 \left[ \frac{ft}{s} m^2 \right]$$

$$Q = 7,54 * \frac{3600}{3,287} = 8,272 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

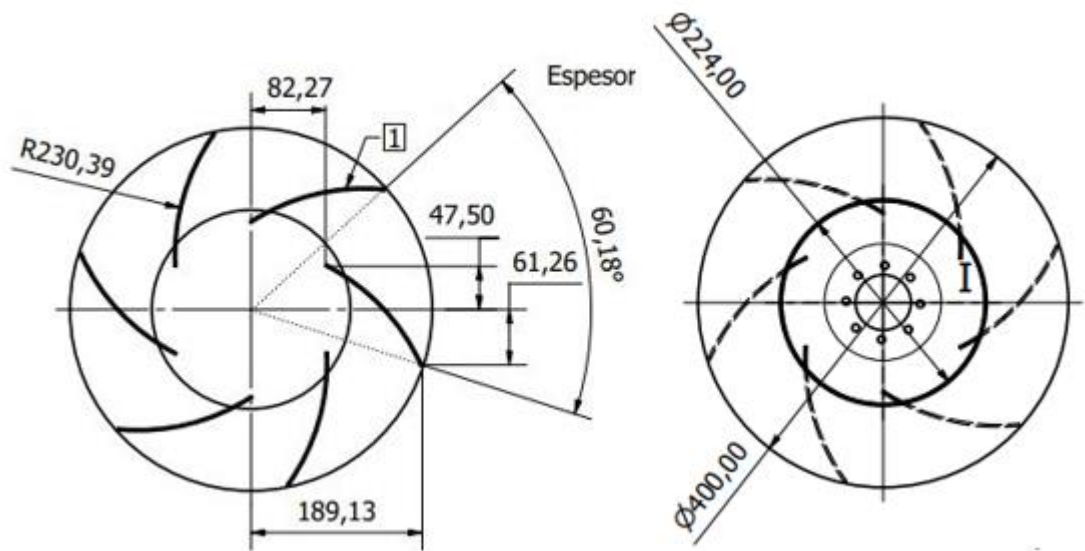


Figura 3.2 Plano de Rotor. Abril Pachacama

### 3.3 Diseño de la Mesa del Motor

Este elemento dentro del sistema de los ventiladores es de gran importancia por el peso que sostiene tanto del motor como del ventilador.

- Análisis de Carga en la Armadura

Dimensiones de la armadura

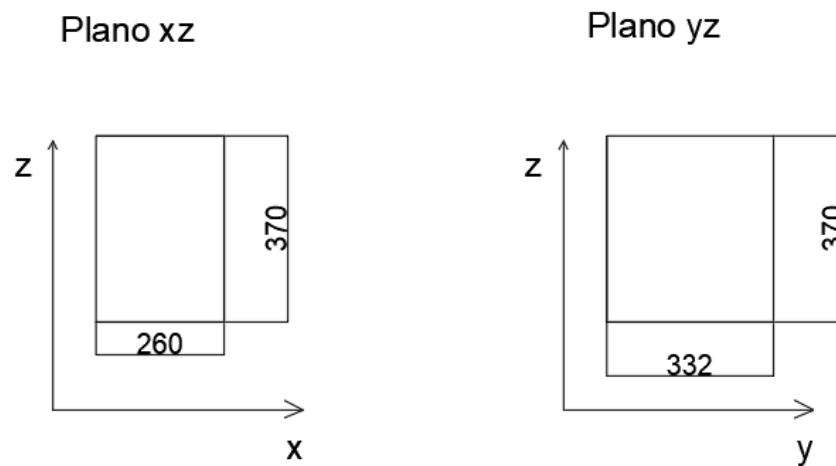


Figura 3.3 Vista de Perspectiva de la Silla

Por lo que en el eje x tendrá 2 cargas en las vigas 7 y 12 en la mitad, es decir  $x= 0,13$  m, y el valor de la carga será de 60 kg que, considerando la gravedad se reparte en cada viga es de 294 N, de cada lado, de esta manera.

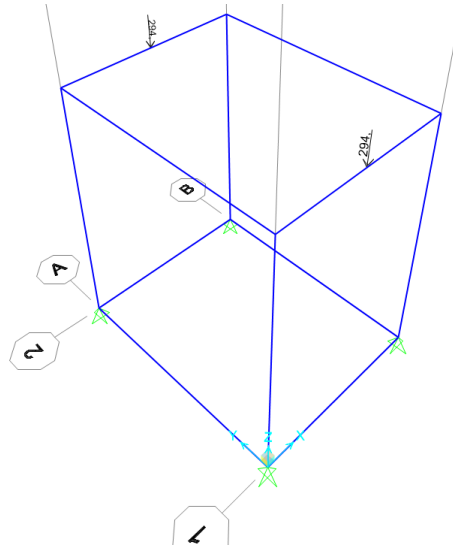


Figura 3.4 Esquema de ubicación de las cargas

Consideración de todas las uniones soldadas para el análisis de puntos críticos:

- Datos de la viga

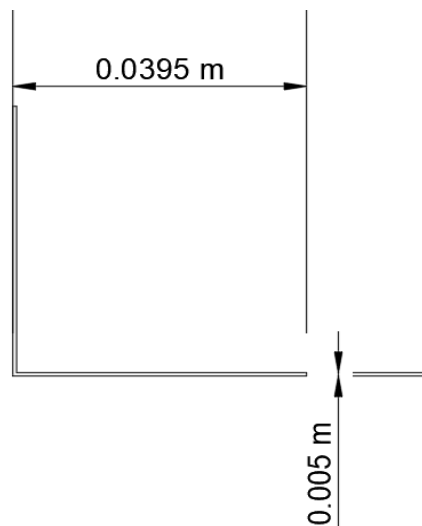


Figura 3.5 Dimensiones de Viga L

Puntos de interés a estudiar para análisis estático

### 1. Viga 7 – Viga doblemente empotrada

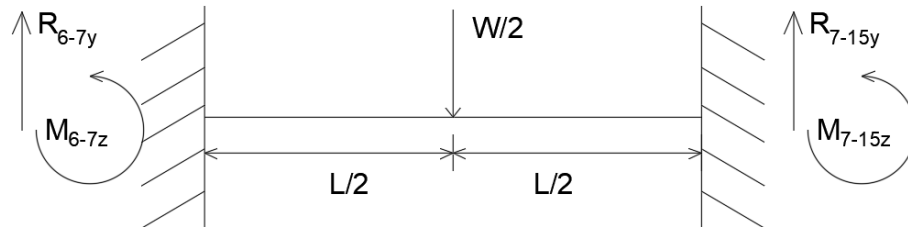


Figura 3.6 Cuerpo libre de viga 6 & 7

Las reacciones en ambos extremos son iguales, y también se ha tomado la solución para las reacciones del autor (Fernández, 2021) en la página 69, que son las siguientes:

$$R_{6-7y} = R_{7-15y} = \frac{W}{4}$$
$$M_{6-7z} = M_{7-15z} = \frac{WL}{16}$$

Considerando las variables:

- W (Peso del sistema): 588 N
- L (Largo de la viga 8): 0.26 m

Se tiene:

$$R_{6-7y} = 147 \text{ N}$$
$$M_{6-7z} = 6.43 \text{ Nm}$$

Usando ecuaciones de singularidad se tienen sus ecuaciones y gráficas de fuerza cortante y momento flector.

$$V(x) = R_{6-7y}(x)^0 - \frac{W}{2}(x - 0.13)^0 + R_{7-15y}(x - 0.26)^0$$

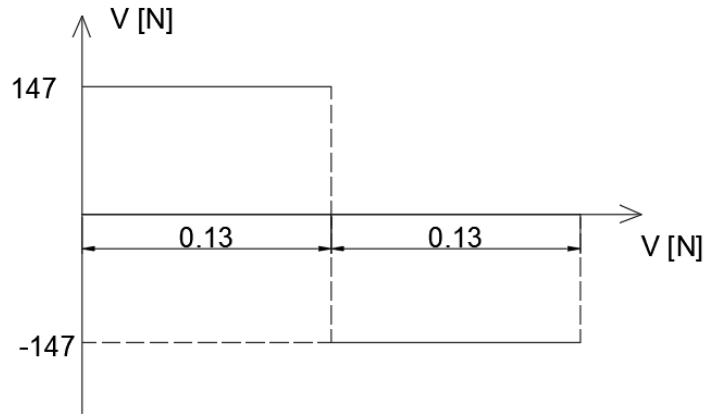


Figura 3.7 Fuerza Cortante (V)

$$M(x) = M_{6-7z}(x)^0 - R_{6-7y}(x)^1 + \frac{W}{2}(x - 0.13)^1 - R_{7-15y}(x - 0.26)^1 + M_{7-15z}(x - 0.26)^0$$

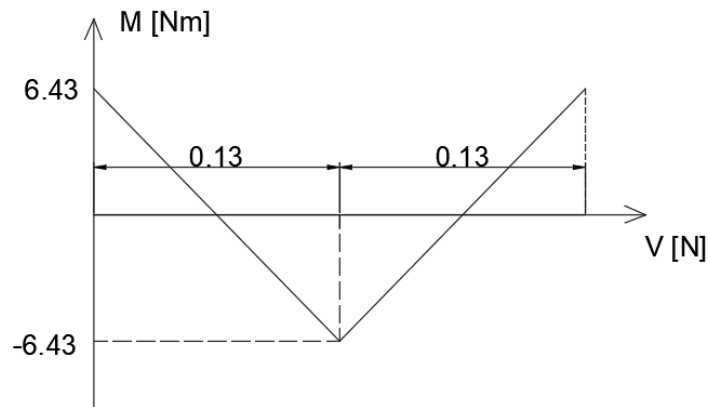


Figura 3.8 Momento Flector

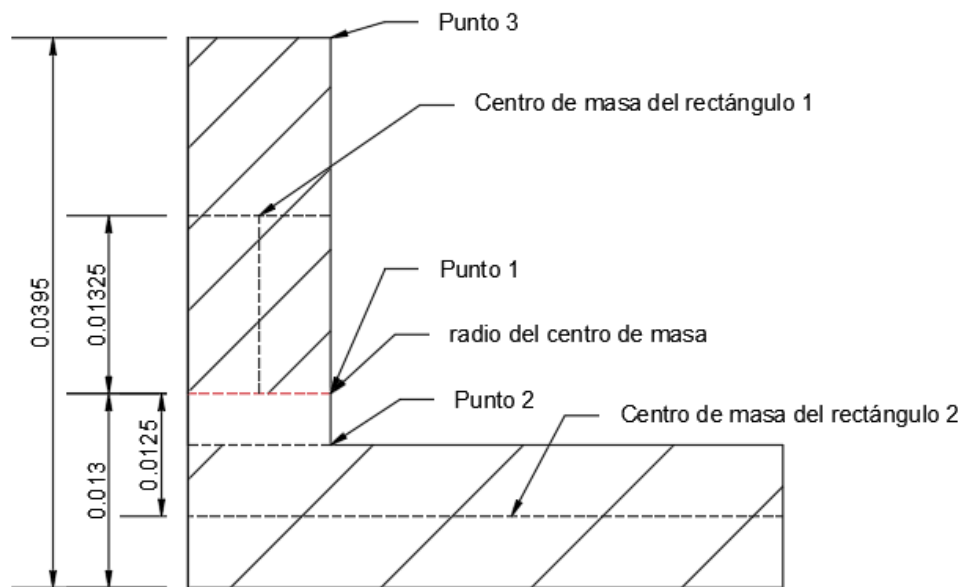


Figura 3.9 Puntos de Interés en la viga.

Por los esfuerzos en la viga 7, se analizarán 3 puntos:

Punto 1 que se espera que el esfuerzo cortante máximo (esfuerzo en y)

Punto 2 esfuerzos combinados (cortante y flector)

Punto 3 solamente flector

- Punto 1 – Cortante puro en la viga 7

$$Q_1 = r_{y1}A_1 = 0.01325 \text{ m}(0.0265 \text{ m}(0.005 \text{ m})) = 1.756 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_1 = \frac{VQ_1}{Ib_1} = \frac{(147 \text{ N})(1.756 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4(0.005 \text{ m})} = 9.66 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Punto 2 – Esfuerzos combinados

Tomando las ecuaciones de cortante y flector, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$Q_2 = r_{y2}A_2 = (0.0105 \text{ m})(0.005 \text{ m}(0.0395 \text{ m})) = 2.07 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_{xy} = \frac{VQ_2}{Ib_2} = \frac{(147 \text{ N})(2.07 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{(5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4)(0.005 \text{ m})} = 1.36 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{Mc_2}{I} = \frac{(6.43 \text{ Nm})(0.008 \text{ m})}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 3.19 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Tomando las ecuaciones del círculo de Mohr, y considerando que no hay esfuerzos en y, se aplica de la misma forma que para una viga similar que el autor (Budynas & Nisbett, 2008) trabaja, a continuación, se muestra la ecuación para esfuerzos principales 1 y 2:

$$\sigma_{1,2} = \frac{3.19 \text{ MPa} + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{3.19 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (136 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1 = 137.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -134.3 \text{ MPa}$$

- Punto 3 – Momento flector máximo en el borde de la viga

No hay flujo de cortante, pero el esfuerzo flector es máximo, y la ecuación utilizada es esta:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc_3}{I} = \frac{(6.43 \text{ Nm})(0.0265 \text{ m})}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 3.189 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Análisis de teoría de fallas a partir para el punto 3:

Teoría de la energía de distorsión de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{(3.19 \text{ MPa})^2 - (3.19 \text{ MPa})(0) + (0)^2 + 3(136 \text{ MPa})^2} = 235 \text{ MPa}$$



Dado que el  $S_y$  del acero A36 es de 250 MPa, obtenido de la fuente (SUMITEC, 2021), se tiene:

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{235 \text{ MPa}} = 1.06$$

Teoría de máximo cortante, considerando que:

$$\tau_{max} = \sigma_2 - \sigma_1 = -134.3 \text{ MPa} - 137.5 \text{ MPa} = 271.8 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = \frac{250 \text{ MPa}}{271.8 \text{ MPa}} = 0.92$$

- Viga 6 – Análisis de pandeo

Puesto que la viga 6 sostiene a la viga 7, es lógico pensar que la fuerza de la reacción o la fuerza cortante máxima de la viga 7 sea igual a la fuerza axial que tolera la viga 6.

$$S_r = 15.85$$

Viga pequeña

- esfuerzo axial:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{147 \text{ N}}{3.925 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 374.52 \text{ kPa}$$

Unión entre la viga 6 y 7 – Análisis de la soldadura

Las uniones del sistema se realizaron con una soldadura GMAW de la siguiente forma:

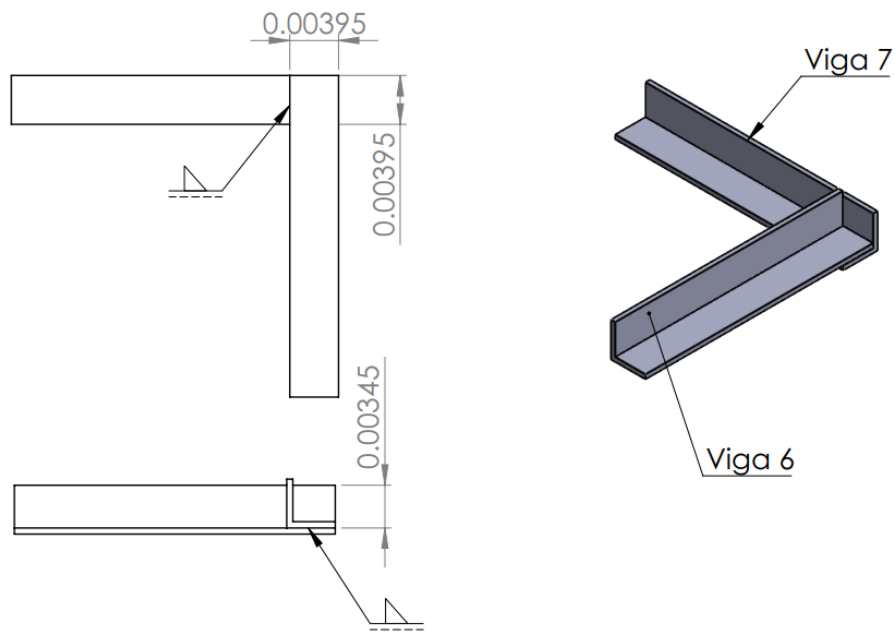


Figura 3.10. Soldadura entre la viga 6 & 7

Se aplica el caso 4 del autor Norton, que se muestra a continuación:

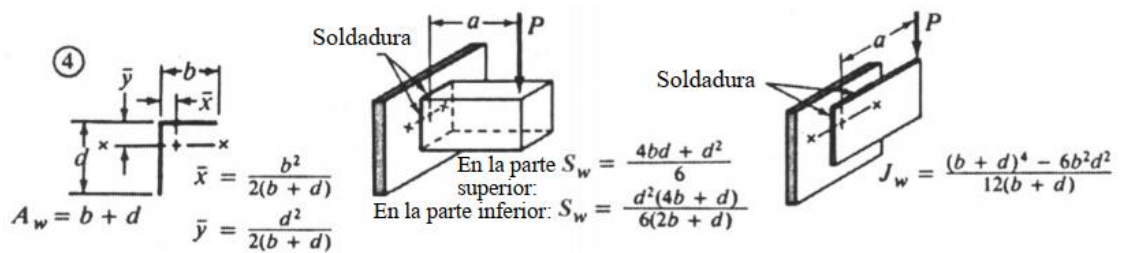


Figura 3.11. Factor Geométrico. (Norton, 2011)

Variables según el diagrama de la soldadura establecido son:

- b: 0.00395 m
- d: 0.00345 m

$$J_w = 2.122 \times 10^{-8} m^2$$

$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{147 \text{ N}}{0.0074 \text{ m}} = 19864.9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$f_t = \frac{T_c}{J_w} = \frac{6.43 \text{ Nm}}{2.122 \times 10^{-8} \text{ m}^2} = 303016023 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$F_R = \sqrt{f_s^2 + f_t^2} = \sqrt{\left(19864.9 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)^2 + \left(303016023 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)^2} = 303016023.3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$= 303016 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Utilizando la tabla 6 de los autores (Mishra, Tiwari, & S, 2020), se tiene que la resistencia aproximada del relleno E309L es de 490 MPa.

- cortante permisible en una soldadura de esquina:

$$\sigma_{E309l} = (0.707)(0.3)\tau_{permisible}w$$

Donde:

- w es el ancho del filete de 0.005 m

$$\tau_{permisible} = \frac{\sigma_{E309l}}{0.707 w} = \frac{490 \text{ MPa}}{0.707 (0.3) (0.005 \text{ m})} = 462046203 \frac{\text{KPa}}{\text{m}}$$

Luego se calcula el área unitaria de garganta:

$$t = \frac{F_R}{\tau_{permisible}} = \frac{303016 \frac{\text{kN}}{\text{m}}}{462046203 \frac{\text{KPa}}{\text{m}}} = 0.0007 \text{ m} \approx \frac{1}{32} \text{ in}$$

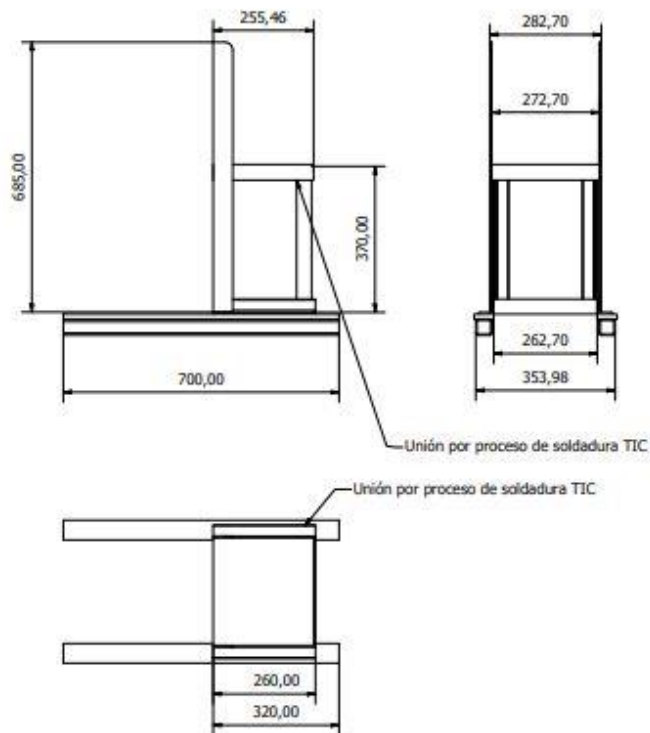


Figura 3.12 Dimensiones de la mesa de Motor. Abril Pachacama

### 3.4 Selección de Motor y Variador de frecuencia

La selección del motor eléctrico se dio en función del equipo de fabricación alemana que está instalado en otra unidad de corte con un carrusel de semejantes características a del proyecto.

El motor eléctrico del equipo alemán es de 6,5 kw lo que equivale a 8,71 HP, por lo que se decidió seleccionar un motor de 10 HP, existentes en el mercado local, seleccionando la marca SIEMENS por la experiencia y marca conocida.

La selección del variador de frecuencia para mantener el torque y velocidad casi constante por la necesidad de mantener la entrada de aire por la variación de la placa de regulación montada en el colector de entrada que distribuye aire por los 4 conductos de cada unidad, debe ser un variador de la misma capacidad que el motor de 10 HP.

De esta manera mantenemos el torque no recalentamos el motor eléctrico ya que su carga horaria son 24 horas al día en tres turnos. Los resultados son

muy satisfactorios, ya que en los arranques y operación no hemos tenido ningún problema.

### 3.5 Juntas Empernadas

Para todos los procesos de unión se usaron tuercas M8, pernos de  $\frac{3}{4}$  de pulgada de largo para esas tuercas.

Las tuercas fueron soldadas para facilitar el proceso de montaje.

El acople de la brida de la carcasa del rotor con la brida del colector con los 4 distribuidores de 6 pulgadas de diámetro estas tuercas fueron de numero 12 con pernos de 1 pulgadas.

Los pernos que se usaron para el acople del motor al bastidor de la silla fueron de 14 con pernos de  $1\frac{1}{2}$  pulgada y media de largo.

### 3.6 Material

Dentro de las especificaciones presentadas nos determinaban el material aluminio para el desarrollo de todo el equipo, sin embargo, por costos (mantener el presupuesto) y por un análisis de la potencia del motor se seleccionó Acero ASTM 36 ya que este material al ser una aleación de acero al carbono posee propiedades de resistencia y fuerza, a más de la consideración de procesos de soldadura debido a su composición química.

Todos los elementos del ventilador centrífugo fueron fabricados con Acero ASTM 36, en la que variaron solo los espesores.

**Tabla 3.7 Propiedades de Acero ASTM A36**

Propiedades Mecánicas		
Densidad	7860 (0.28)	Kg/m <sup>3</sup> , (lb/in <sup>3</sup> )
Límite de Rotura	400(58)	MPa, (ksi)
Dureza Brinell	119/ 162	GPa (ksi)
Módulo de elasticidad	200(29*10 <sup>3</sup> )	GPa (ksi)
Pruebas de impacto Charpy	≥27(20)	V, J[ft*lb]
Límite de Fluencia	≥250 (36)	MPa(ksi)

Se describió el material que usamos por las buenas propiedades mecánicas, el cual se usó para todos los componentes que comprenden los ventiladores centrífugos, en la cual solo variaron los espesores:

Los espesores de plancha para realizar los elementos de lo sopladores centrífugos fueron:

- Bastidor principal: patines, silla soporte, anclajes: 6 [mm]
- Carcasa, colectores, distribuidores: 3 [mm]

Rotor:

- Tapa principal soporte: 6[mm]
- Tapa secundaria: 6[mm]
- Alabes 3[mm]

Diametrales

- Eje de acople 60[mm]

### 3.7 Proceso de Pintura

Se elaboraron en dos procesos la añadidura de pintura para lo cual se preparó la superficie lo cual se toma en consideración varios factores como:

**Tabla 3.8 Factores para Preparación de Superficies**

Seguridad	Protección de Maquinaria y equipo	Costos
Accesibilidad	Variable del medio ambiente	

Se utilizaron los procesos descritos por normas SSPC (SP-2 Y SP3), en la cual se limpiaron las superficies de manera manual y mecánica eliminando residuos que quedan después del proceso de manufactura, después de la soldadura y otras incrustaciones adheridas a los elementos del ventilador.

### 3.8 Balanceo Dinámico

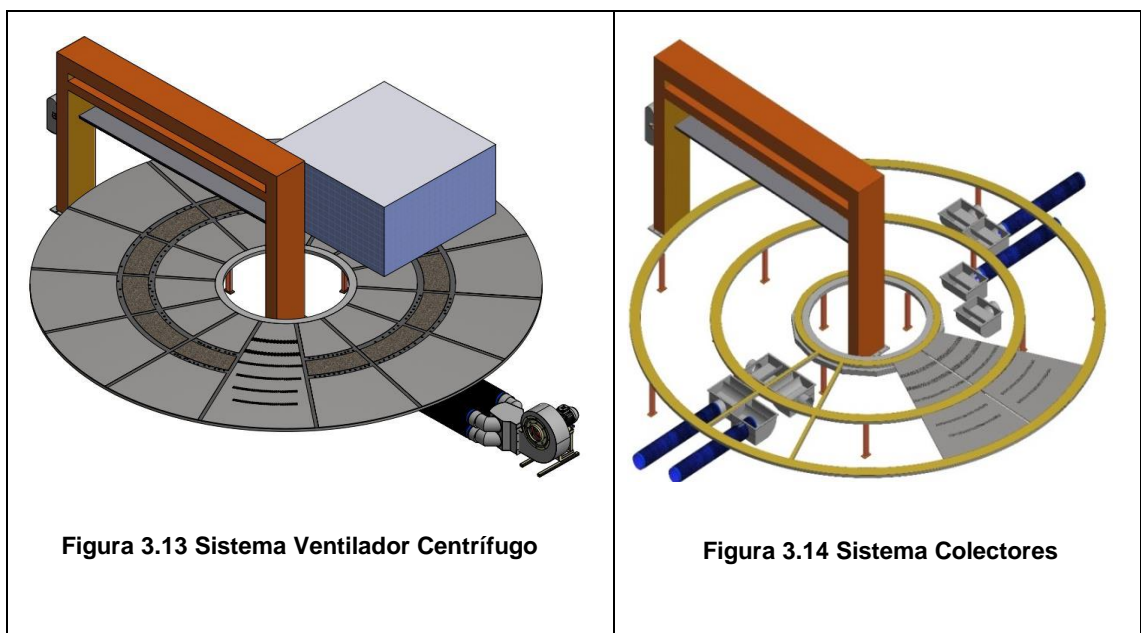
Se realizó en base al método de los coeficientes de influencia, el cual se basa en la medición de la amplitud y la fase de vibración que genera los elementos del sistema en los rodamientos de los ventiladores, se realizaron varias corridas de pruebas hasta llegar a un nivel admisible recomendada por la norma, esto se realizó con un equipo técnico, expertos en el área.

Detalle de procedimiento: la medición de la vibración del equipo, colocación de pesos de prueba con platinas soldadas en el radio de exterior del ventilador, afinamiento del balanceo y toma de lecturas finales de vibración.

**Tabla 3.9 Valores de Vibración del proceso de Balanceo Dinámico del sistema**

Lectura inicial		Lectura Final	
Posición	Vibración [mm/s]	Posición	Vibración [mm/s]
Motor lado no acoplado	38,23	Motor lado no acoplado	2,14
Motor lado acoplado	35,15	Motor lado acoplado	1,77

### 3.9 Esquema del Sistema



En las ilustraciones presentadas vemos el sistema de soplado acoplado a los ductos de tubos los cuales llegarán hasta unos colectores los cuales redireccionan a la superficie por medio de los agujeros de la base del carrusel el cual permite alzar los bloques de espuma para facilitar a los operarios moverlos.

### 3.10 Análisis

- Considerando un análisis sin falla dentro del diseño del rotor el cual es el elemento más importante del sistema en el cual se genera el intercambio de energía de mecánica a cinética al fluido y direcciona de modo radial contra la carcasa de la voluta, durante el desarrollo en la sección 3.2 el número de alabes nos dio 11 sin embargo tenemos en consideración que los valores del número de alabes tienen un sistema detallado cuando  $z=4$  las velocidades son bajas, y para un valor de  $z=12$  las velocidades son altas, “Es imposible definir una regla precisa” (Heras, 2011) esto lo enuncia Salvar de las Heras, por lo cual al tener como punto de partida 6 alabes igual para ventiladores Almece se colocaron los 6, esperando a realizar una prueba para ver si el sistema era efectivo de lo contrario para aumentar la eficiencia se aumentarían el número de alabes hasta encontrar el punto de estabilidad y funcionalidad del sistema, determinando que en función del incremento del número alabes aumenta la dificultad de construcción del rodete y aumenta las pérdidas por rozamiento disminuyendo la presión en los alabes.

Teniendo un sistema de soplado que funciona y va acorde a lo requerido con un total de 6 alabes.

- Los valores que obtuvimos para el diseño del ventilador centrífugo en la sección de rotor, obtuvimos un caudal de  $8\,272\text{ m}^3/\text{s}$  el cual va acorde a los establecidos como referencia de los ventiladores alemanes siendo un valor estimado por la determinación de parámetros en función de leyes de semejanza de ventiladores y parámetros establecidos para el desarrollo del plan analítico del proyecto.



- En el análisis de carga que hicimos para la mesa del rotor considerando que es el único elemento que realmente sostendrá un peso considerable ya que los demás elementos pues el rotor tiene un peso de 27 kilos lo cual no compromete al acople que tiene para el enlace con el eje del motor porque la manzana fue sobredimensionada por el incremento del peso por ser de acero A36.

Así que el sistema se los analizó como estático debido al proceso de balanceo desarrollado el cual reduce las vibraciones y durante el estudio se realizó un análisis en tres principales puntos:

1. Centro de la viga 7 la cual está sometida a un momento flector y fuerza cortante, para cual se realizó el análisis en 3 puntos principales donde se esperaba el cortante sea el máximo, donde existía esfuerzos combinados en el punto 2 y en el punto 3 para punto flector.

Determinando que los 1 y 3 son significativamente más pequeños en esfuerzos por lo que el análisis de fallas se basó en el punto 3 y por teoría de energía de Von Mises obtuvimos un factor de seguridad de  $n= 1.06$  y para el análisis por teoría de máximo cortante obtuvimos un valor de 0,92.

Determinando que no cumple para máximo cortante, pero si para teoría de Von Mises por lo que está bien para pesos y cargas que no superen las de diseño.

2. Viga 6 (pata de la mesa) como en estado de compresión, en la cual realizando una determinación de tipo de columna obtuvimos:

$S_r=15,85$ , determinando que es una columna corta por ser su valor menor a 22, de manera que solo se analizó para esfuerzo axial obteniendo un valor de  $\sigma =374,53$  KPa, siendo un valor inferior a la fluencia por lo que se puede decir que no hay efectos a considerar en la viga 6.

3. Unión de la viga 6 y 7 analizando la resistencia de la unión mediante análisis de Blodget por el cual se puede tomar como un enfoque a la soldadura tomada como una línea, en el caso de la viga 6 y 7 los cuales

sienten dos tipos de carga: cortante directo y torsión. Al considerar torsión por parte de la carga 7 hacia la viga 6 se tomó el caso 4 del autor Norton para la determinación de parámetros y obtener el momento polar de inercia. Como relleno para el proceso GMAW establecimos el E309L, obteniendo una rea unitaria de la garganta de 1/32 in, en cual según la tabla de Blodgett la soldadura recomendada para estas placas es de 3/16 in (por ser de un grosor de 5mm), es de 1/8 in, por lo que podemos afirmar que es seguro para cargas estáticas.

- Durante el proceso de balanceo dinámico en la sección 3.8, obtuvimos valores que describían la lectura inicial en dos distintas posiciones para el lado de motor acoplado y para no acoplado.

**Tabla 3.10 Resultado de Proceso de Balanceo Dinámico**

	Lectura Inicial		Lectura Final	
	Posición	Vibración mm/s	Posición	Vibración mm/s
Ventilador 1	Motor lado no acoplado	38,23	Motor lado no acoplado	2,14
Ventilador 2	Motor lado acoplado	35,15	Motor lado acoplado	1,17

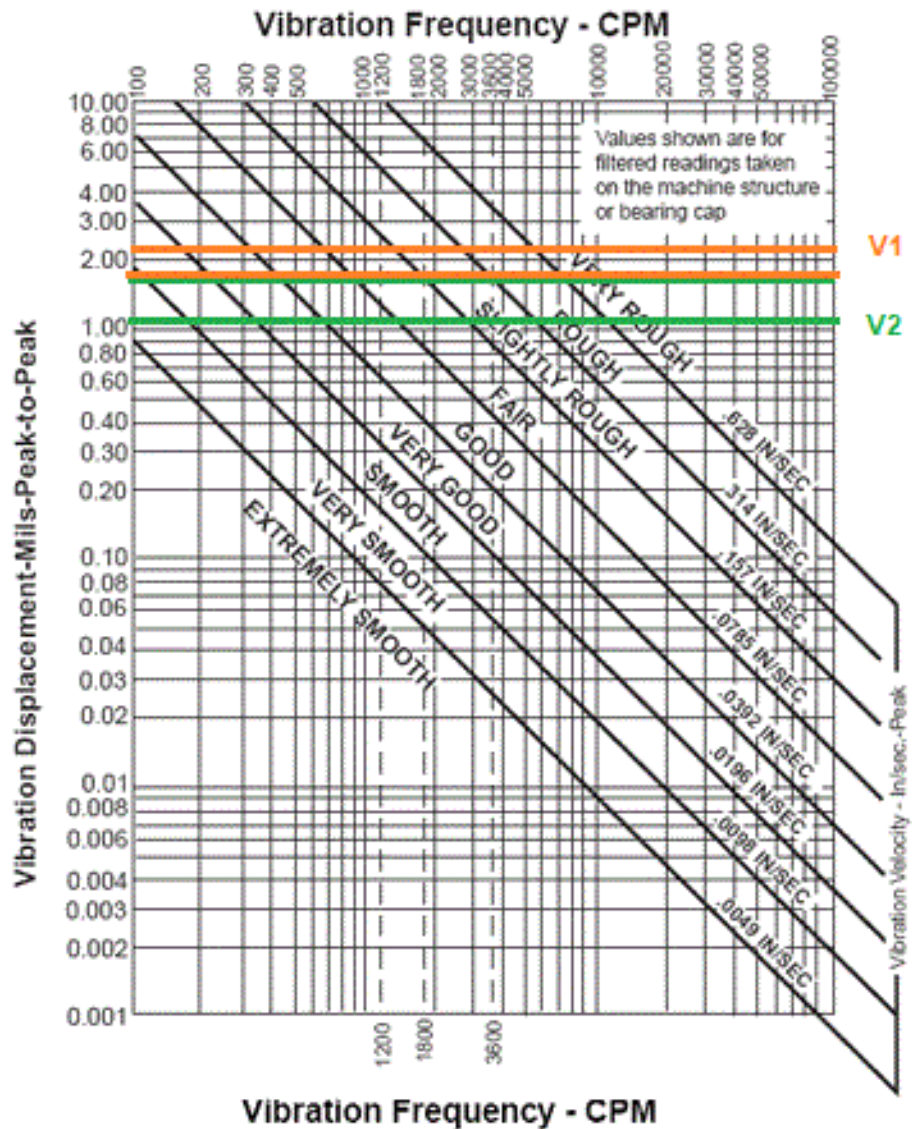


Figura 3.15. Niveles finales de vibración

La figura mostrada nos presenta un esquema de niveles finales de vibración los cuales por medio de normas como ANSI/ AMICA 204-96 O ISO14694:2003 las cuales se manejan en función de esta tabla podemos observar que tanto para el ventilador 1 como para el dos sus niveles están por debajo del nivel admisible por lo que se espera un funcionamiento SEGURO DE LOS EQUIPOS.

- Un análisis comparativo con otros trabajos sobre sopladores centrífugos:  
Existen varios trabajos que tratan sobre el diseño de ventiladores como “Diseño Optimo y Simulación de un Ventilador Centrifugo” por Nicolás escobar el cual nos presenta la relación de ángulos de descarga en función de la máxima eficiencia hidráulica , lo cual determina por parámetros establecidos y por uso de software el cual el permite conocer más variables para la determinación de dichos parámetros los cuales dan mayor garantía de la eficiencia del sistema ya que como lo mencionamos la parte fundamental del ventilador es el rotor y sus alabes en al cual se realiza el cambio de energía compartiendo el criterio del número de alabes para una mayor velocidad y menos un numero de 4, manteniendo el Angulo acorde a los estandarizados.

### 3.11 Análisis de Costos

Se realizó un listado de los costos que se implantó para la fabricación de los equipos:

**Tabla 3.11 Rubros/ Costos Directos**

ITEMS	DESCRIPCIÓN	Unidad	COSTO USD/KG	CANTIDAD	SUBTOTAL USD
1	Memoria del levantamiento técnico	1	100	2	200
2	Análisis de variables e Índices de desempeño, presentación de un informe ejecutivo involucrando variables como: Disponibilidad, confiabilidad y Mantenibilidad del sistema.	1	200	2	400
3	Trazado, Corte, construcción, soldadura PROCESO GTAW y montaje del sistema del soplador.	1	500	2	1000
4	Manufactura y montaje de los colectores de distribución con la placa de control de flujo de aire.	1	250	2	500
5	Manufactura y montaje de los tubos de conducción y salida de aire del proceso a	1	200	2	400

	las mangueras.				
6	Montaje de elementos de soporte y anclaje del motor eléctrico, soplador, caja colectora, cilindro hidráulico, controladores.	1	200	2	400
7	Motor eléctrico siemens de 10,0 hp y variador de frecuencia de 10 HP.	1	3125	2	6250
8	Alineación y balanceo motor – sistema rotor de alabes del SOPLADOR.	1	100	2	200
9	Preparado y aplicación de primera y segunda capa de pintura anticorrosiva.	1	100	2	200
10	Pre comisionado.	1	100	2	200
11	Comisionado	1	100	2	200
12	Entrega a satisfacción del cliente.	1	0,00	2	0
<b>SISTEMA TOTAL CON MOTOR DE 10 HP, 9950 (NUEVE NOVECIENTOS CINCUENTA) SIN IVA.</b>					<b>9950 USD</b>

En esta la tabla presentada se puede apreciar los detalles de los procesos y sus costos, se tomó en consideración el material, la mano de obra, los procesos de maquinado, fabricación, sistema total del motor eléctrico, proceso de montaje, la pintura anticorrosiva.

**Tabla 3.12 Comparación de costos entre ventiladores**

	Equipo Alemán	Equipo Nacional
Costo del equipo	\$20.000,00	\$9.950,00
Data de Importación 2020 Ene/Jun	\$8.000,00	\$-
Arancel	3,30%	0%
TOTAL	\$29.850,00	\$9.950,00

- El ahorro que se generó al desarrollar los equipos de ventiladores centrífugos de manera nacional el cual no tienen un valor extra por importación y el factor principal que permitió el ahorro fue el trabajar con

Acero A36 todas las piezas del equipo el cual tiene valores más bajos que el aluminio en procesos de manufactura como es corte laser de planchas, proceso de doblado, proceso de soldadura, y demás que van en relación con el desarrollo de los ventiladores.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el presente trabajo se realizó el diseño, construcción, montaje y puesta en funcionamiento de ventiladores centrífugos para una empresa fabricante de colchones que requería un sistema de características similares a unos equipos ya acoplados en su empresa, para que levanten bloques de espuma que llegan a pesar hasta 150 kilogramos; en este caso por medio de las leyes de semejanza de ventiladores, ecuaciones de Euler enfocadas en el diseño de turbomaquinaria y datos fijos, se procedió el desarrollo del diseño tomando más importancia al rotor en el cual se produce todo el cambio de energía y es donde direcciona el aire, como la mesa del motor y bastidor del sistema ya que son los único que soportaran pesos considerables, una vez realizado los planos en 2D de los elementos del ventilador se procedió a realizar el proceso de corte a laser, se realizado proceso de doblado y soldadura, para finalmente montar el sistema y acoplarlo a ductos que van desde los agujeros del elemento “ducto para mangueras” que tiene 4 agujeros hasta las entradas de colectores de salida ubicadas en el carrusel.

### 4.1 Conclusiones:

- Se concluye el éxito del desarrollo del proyecto, una vez puesta en funcionamiento los equipos permitieron elevar los bloques de espuma cumpliendo con la función requerida, y la evaluación de la buena fabricación de los ventiladores por su correcto acople al sistema de ductos hacia los colectores.
- Se concluye que al existir un sistema que permita reducir el coeficiente de fricción entre el bloque de espuma y la base del carrusel, los operarios deben ahora deben ejercer un mínimo esfuerzo sobre los bloques para poder desplazarlos por lo que se reduce a un solo operario para la función de cargar y descargar los bloques en el carrusel para el proceso de corte.

- Se concluye que la parte teórica no restringe totalmente el proceso de fabricación, como se presentó para el cálculo de número de abales que teóricamente nos dio 12 pero en función de las BPD buenas prácticas de diseño en función de la experiencia del director del proyecto en la fabricación de equipos, se colocaron 6 alabes en el rotor sin perder potencia del sistema ya que emana aire por los agujeros de la base del carrusel y permite disminuir el coeficiente de rozamiento entre el bloque de espuma y la base del carrusel, tomando en consideración como ya lo mencionamos para este criterio del cálculo del número de alabes según (Heras, 2011) “Es imposible definir una regla precisa”
  
- Se concluyó que el uso de acero ASTM A36 para la fabricación de equipos es barato, ya que en relación con los procesos de manufactura trabajados en aluminio que llegan a duplicar los procesos que se hacen en acero, debido a esto fue que se logró reducir en un 200% el valor que la empresa ya había costado por equipos extranjeros fabricados de aluminio.

## **4.2 Recomendaciones**

- Establecer cronogramas en función de proyectos establecidos, adaptarlos a las condiciones reales de tiempo y espacio, mejorarlos con consultas a técnicos de alta experiencia aplicar e investigar con nuestros conocimientos de ingeniería.
  
- Se recomienda construir las toberas 15/20 mm en las tapas para empaquetar el flujo entre la tapa del rotor y la tapa de la carcasa que tienen una forma de pestaña en la que la tapa de la carcasa de 2 a 3 mm menos en radio entra unos 3 mm en la pestaña del rotor.  
Aunque se tendría que revisar los costos, ya que los procesos de conformado serían costosos para unas unidades.
  
- Se recomienda la adquisición de herramientas para medir las presiones y proceder a obtener un valor de eficiencia del equipo para utilizarlo como aporte



para garantizar el producto a las de que visualmente y funcionalmente se comprueba dentro del proceso de comisionado el buen funcionamiento.

- Analizar toda circunstancia que pueda perjudicar al proyecto esto es: enfermedad de algún trabajador, retraso de los proveedores en los materiales, o equipos como motores, variadores de frecuencia, lo cual retrasan el proceso de construcción del proyecto y se debe tomar en consideración toda circunstancia.

## BIBLIOGRAFÍA

- A., V. R. (197). *Teoría de Máquinas Hidráulicas*. Murcia: Servicio de Publicaciones Universidad de Murcia.
- Advisor, S. (s.f.). *Sleep Advisor*. Obtenido de <https://www.sleepadvisor.org/>
- Banyeras, L. J. (2005). *Bombas, ventiladores y compresores*. Barcelona: CEAC.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. G. Budynas, & K. J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (págs. 91-93). Ciudad de México: Mc Graw Hill.
- Fernández, M. T. (12 de Enero de 2021). *Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3*. Obtenido de Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/78018/PFC%20Memoria.pdf>
- Heras, S. d. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Oficina de Publicacions Acadèmiques Digitals de la UPC.
- Juan Carlos Martín, M. P. (2009). *Arranque y Variación de velocidad en Motores (Automatismo Industrial)*. Madrid: Editex.
- Lémoli, L. M. (2017). La importancia del balanceo dinámico en máquinas rotativas. *ELECTROINDUSTRIA*, 2.
- LTDA, W. C. (2019). Selección y Apliación de Variadores de Velocidad. *WEB COLOMBIA LTDA*, 1-5.
- M., E. N. (2016). *Repositorio UTP*. Obtenido de DISEÑO ÓPTIMO Y SIMULACIÓN DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/7481/62161M337.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- McGinty, B. (13 de Enero de 2021). *Buckling of Eccentrically Loaded Columns*. Obtenido de Continuum Mechanics: <http://www.continuummechanics.org/eccentriccolumnbuckling.html>
- Mishra, R. R., Tiwari, V. K., & S, R. (2020). A study of tensile strength of mig and tig welded dissimilar joints of mild steel and stainless steel. *International Journal of Advances in Materials Science and Engineering (IJAMSE)*, 25-27. doi:10.14810/ijamse.2014.3203
- Norton, R. L. (2011). Soldadura. En R. L. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 810-811). Ciudad de México: Mc Graw Hill.

Suarez, I. G. (2020). *Mantenimeinto electromecánico de Motores Eléctricos*. Madrid: Paraninfo.

SUMITEC. (13 de Enero de 2021). *Acero estructural acero ASTM A36*. Obtenido de SUMITEC: <http://www.sumiteccr.com/acero/estructural/AE01.pdf>

Valencia, U. P. (6 de noviembre de 2014). *Morfología de las Bombas Centrífugas*. Obtenido de Universidad Politécnica de Valencia: <https://riunet.upv.es/handle/10251/38635?show=full>

W.H.Severns, Degler, H., & Miles, J. (2007). *Energía mediante Vapor, Aire o Gas*. Barcelona: Reverté.

WEG. (abril de 2016). *weg.net/ar*. Obtenido de <https://www.weg.net/institutional/AR/es/>

## APÉNDICES

## APÉNDICE A. CÁLCULOS

Mesa para el Motor: A continuación, se detalla el análisis realizado, ya que es el único elemento que soportara un peso considerable.

En el sistema estudiado hay una armadura de vigas L de acero A36 cuyas uniones entre elementos son soldadas, este sistema soportará el peso del motor que se asumirá completamente estático debido a que esta dinámicamente balanceado. La armadura posee estas dimensiones:

Lo presentado en el cap. 2 y 3 se tiene que a partir de esta información se tiene que dado el eje 2 (y) y el eje 3 (x) en el origen, se tiene que:

$I_{xx}$  (Inercia en el eje x):  $5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

$I_{yy}$  (Inercia en el eje y):  $5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

$r_x$  (radio del centro de masa en x, tomado del origen): 0.012 m

$r_y$  (radio del centro de masa en y, tomado del origen): 0.012 m

A (Área transversal):  $3.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

- En el centro de la viga 7 que está sometida a un momento flector y fuerzas cortantes, por lo tanto, se analizaron los 3 casos, uno donde se analiza el centro donde se supone que el esfuerzo es máximo para flector y cortante cada uno, y uno en que hay esfuerzos combinados de ambos
- Viga 6 que está a compresión, analizar si esta compresión axial no causa pandeo, junto con un análisis de esfuerzos (interviene también el momento que proviene de la viga 7, debido a que es una carga excéntrica)
- Unión de la viga 6 y 7, que están soldadas, se trabaja a través de la información obtenida de la viga 7, y con ello se analiza la resistencia de la unión mediante análisis de Blodget (soldadura como una línea).
  
- Viga 7 – Viga doblemente empotrada

La viga 7 se la toma como si estuviera doblemente empotrada debido a la soldadura con la viga 6 y 15 respectivamente, y también que es simétrica y cargada en el centro, por lo que las reacciones en ambos extremos son iguales,

y también se ha tomado la solución para las reacciones del autor (Fernández, 2021) en la página 69, que son las siguientes:

$$R_{6-7y} = R_{7-15y} = \frac{W}{4}$$
$$M_{6-7z} = M_{7-15z} = \frac{WL}{16}$$

Considerando las variables:

- W (Peso del sistema): 588 N
- L (Largo de la viga 8): 0.26 m

Se tiene:

$$R_{6-7y} = 147 \text{ N}$$
$$M_{6-7z} = 6.43 \text{ Nm}$$

Con ello y usando las ecuaciones de singularidad se tienen sus ecuaciones y gráficas de fuerza cortante (V) y momento flector (M).

Y se obtendrán los esfuerzos máximos en cada caso, y como es de notar, todos estos puntos se analizan en  $x = 0.13 \text{ m}$ , pues es aquí donde convergen los mayores esfuerzos

- Punto 1 – Cortante puro en la viga 7

Se toma como  $V_{\max}$  como igual al de la fuerza de la reacción  $R_{6-7y}$  y por tanto, la ecuación para esfuerzo cortante según (Budynas & Nisbett, 2008), es:

$$\tau = \frac{VQ_1}{Ib_1}$$

Donde:

- V: la mayor fuerza cortante
- $Q_1$ : primer momento de área del rectángulo 1
- I: momento de inercia de la viga
- $b_1$ : el ancho de la sección en el punto 1

Mientras que I es una propiedad de la viga que entrego el fabricante, y ya ha sido declarada, falta Q que es un momento de área escogido arbitrariamente por

arriba o por debajo del centro de masa, en este caso se tomó arriba, o del punto 1 con el rectángulo 1, pues el cálculo es más sencillo, se tiene que Q es igual a:

$$Q = \int \bar{y} dA = r_{y1} A_1$$

Donde:

- $r_{y1}$ : Distancia entre el centro de masa de la viga al centro de masa del rectángulo 1
- $A_1$ : Área del rectángulo 1

$$Q_1 = r_{y1} A_1 = 0.01325 \text{ m} (0.0265 \text{ m} (0.005 \text{ m})) = 1.756 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_1 = \frac{VQ_1}{Ib_1} = \frac{(147 \text{ N})(1.756 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4 (0.005 \text{ m})} = 9.66 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Punto 2 – Esfuerzos combinados

Tomando las ecuaciones de cortante y flector, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{xy} = \frac{VQ_2}{Ib_2}$$

$$\sigma_x = \frac{Mc_2}{I}$$

Donde:

V: la mayor fuerza cortante

$Q_2$ : primer momento de área del rectángulo 2

I: momento de inercia de la viga

$b_2$ : ancho de la sección en el punto 2

M: el momento flector máximo

$c_2$ : distancia del centro de masa al extremo superior del rectángulo 2

I: inercia de la viga

$$Q_2 = r_{y2} A_2 = (0.0105 \text{ m})(0.005 \text{ m}(0.0395 \text{ m})) = 2.07 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Donde:

$r_{y2}$ : Distancia entre el centro de masa de la viga al centro de masa del rectángulo 2

$A_2$ : Área del rectángulo 2

$$\tau_{xy} = \frac{VQ_2}{Ib_2} = \frac{(147 \text{ N})(2.07 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{(5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4)(0.005 \text{ m})} = 1.36 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$
$$\sigma_x = \frac{Mc_2}{I} = \frac{(6.43 \text{ Nm})(0.008 \text{ m})}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 3.19 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Tomando las ecuaciones del círculo de Mohr, y considerando que no hay esfuerzos en y, se aplica de la misma forma que para una viga similar que el autor (Budynas & Nisbett, 2008) trabaja, a continuación, se muestra la ecuación para esfuerzos principales 1 y 2:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$
$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{3.19 \text{ MPa} + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{3.19 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (136 \text{ MPa})^2}$$
$$\sigma_1 = 137.5 \text{ MPa}$$
$$\sigma_2 = -134.3 \text{ MPa}$$

- Punto 3 – Momento flector máximo en el borde de la viga

En esta situación, no hay flujo de cortante, pero el esfuerzo flector es máximo, y la ecuación utilizada es esta:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc_3}{I} = \frac{(6.43 \text{ Nm})(0.0265 \text{ m})}{5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 3.189 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Donde:

M: el momento flector máximo

$c_3$ : distancia del centro de masa al extremo superior del rectángulo 1

I: inercia de la viga



- Análisis de teoría de fallas a partir de los puntos tomados

Dado que el punto 1 y 3 son significativamente más pequeños en esfuerzos, solo valdría la pena analizar el punto 2 en teoría de falla. En el primer caso se analizará para teoría de la energía de distorsión de Von Mises que establece:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

n: es el factor de seguridad

$S_y$ : Fluencia del acero A36

$\sigma'$ : Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{(3.19 \text{ MPa})^2 - (3.19 \text{ MPa})(0) + (0)^2 + 3(136 \text{ MPa})^2} = 235 \text{ MPa}$$

Dado que el  $S_y$  del acero A36 es de 250 MPa, obtenido de la fuente (SUMITEC, 2021), se tiene:

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{235 \text{ MPa}} = 1.06$$

Y para teoría de máximo cortante, considerando que:

$$\tau_{max} = \sigma_2 - \sigma_1 = -134.3 \text{ MPa} - 137.5 \text{ MPa} = 271.8 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\tau_{max}} = \frac{250 \text{ MPa}}{271.8 \text{ MPa}} = 0.92$$

En este caso no cumple para máximo esfuerzo cortante, pero si para teoría de Von Mises por lo que está bien para pesos y cargas no superiores a las de este diseño.

- Análisis de pandeo: Viga 7

Puesto que la viga 6 sostiene a la viga 7, es lógico pensar que la fuerza de la reacción o la fuerza cortante máxima de la viga 7 sea igual a la fuerza axial que

tolera la viga 6, por lo que las variables que se tomaron para analizar pandeo, son estas:

- P (Fuerza Axial): 147 N
- e (Radio de excentricidad): 0.13 m
- L (longitud de la columna): 0.370 m
- A (Área de la sección de la viga):  $3.925 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
- c (distancia del centro de masa al extremo superior del rectángulo 1): 0.0265 m
- E (módulo de Young del acero A36): 200 GPa
- I (Inercia de la viga):  $5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

Para ello hay que clasificar la columna si es larga o corta, por lo que la fuente (McGinty, 2021), indica estos límites para clasificar las columnas, según el radio de esbeltez  $S_r$ :

$$S_r = \frac{k(l)}{r_g} = \frac{k(l)}{\sqrt{I/A}}$$

- Columna corta:  $kl/r_g < 22$
- Columna intermedia:  $22 \leq kl/r_g \leq 100$
- Columna larga:  $kl/r_g > 100$

Donde:

k = coeficiente de carga aplicado, que en la misma fuente se explica que vale  $\frac{1}{2}$  si ambos extremos son empotrados como en este caso

$r_g$  = radio de giro

$$S_r = \frac{k(l)}{\sqrt{I/A}} = \frac{0.5(0.37 \text{ m})}{\sqrt{(5.344 \times 10^{-8} \text{ m}^4)/3.925 \times 10^{-4} \text{ m}^2}} = 15.85$$

Por lo que esta columna se la puede clasificar como corta debido a que es más pequeña que 22, de manera que solo se analiza para esfuerzo axial:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{147 \text{ N}}{3.925 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 374.52 \text{ kPa}$$

Esta carga es bastante inferior a la fluencia, por lo que se puede decir que no hay efectos a considerar en la viga 6.

- Análisis de la soldadura

De acuerdo con el autor (Norton, 2011), se puede tomar un enfoque a la soldadura realizada como una línea, en el caso de la viga 6 y 7 puntualmente sienten 2 tipos de carga, una por cortante directo  $f_s$  y otra por torsión  $f_t$ .

$$\text{Cortante directo } f_s = \frac{V}{A_w}$$

$$\text{Torsión } f_t = \frac{T_c}{J_w}$$

Donde:

- V: Fuerza cortante que se calculó en 147 N
- $A_w$ : Área cortante por unidad de longitud de soldadura
- $T_c$ : Momento torsor que se calculó en 6.43 Nm
- $J_w$ : Momento polar de inercia

En este caso debido a la forma de la soldadura de la carga presente en la viga 7 causa torsión en la viga 6, y por tanto se aplica el caso 4 del autor Norton, que se muestra a continuación:

Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea del caso 4 tomado de (Norton, 2011).

Por lo que se pueden establecer que los valores de las variables según el diagrama de la soldadura establecido son:

- b: 0.00395 m
- d: 0.00345 m

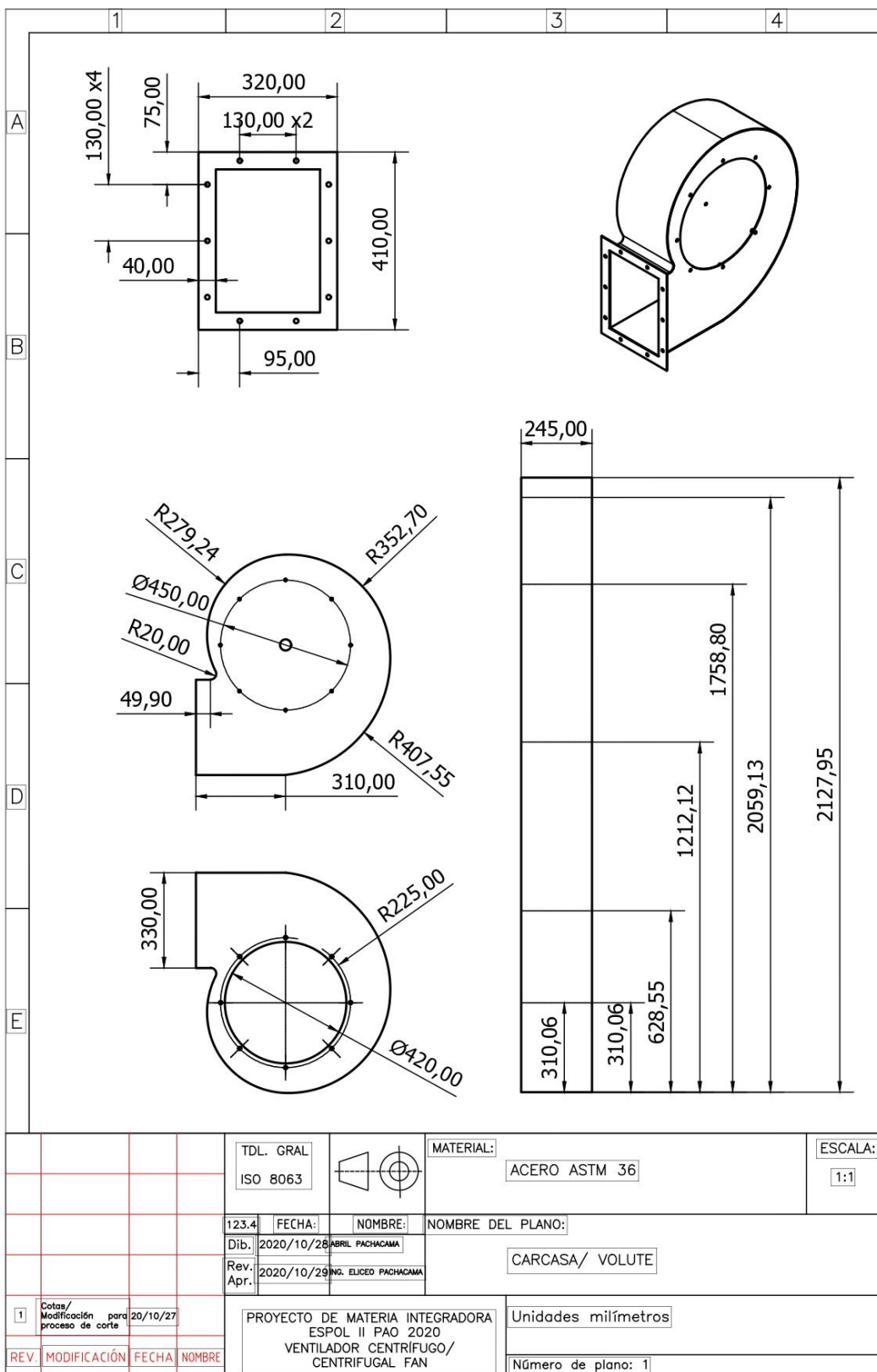
Y con ello se reemplazan los variables para obtener el área cortante  $A_w$  y el momento polar de inercia  $J_w$ .

$$A_w = b + d = 0.00395 \text{ m} + 0.00345 \text{ m} = 0.0074 \text{ m}$$
$$J_w = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$$
$$= \frac{(0.00395 \text{ m} + 0.00345 \text{ m})^4 - 6(0.00395 \text{ m})^2(0.00345 \text{ m})^2}{12(0.00395 \text{ m} + 0.00345 \text{ m})}$$

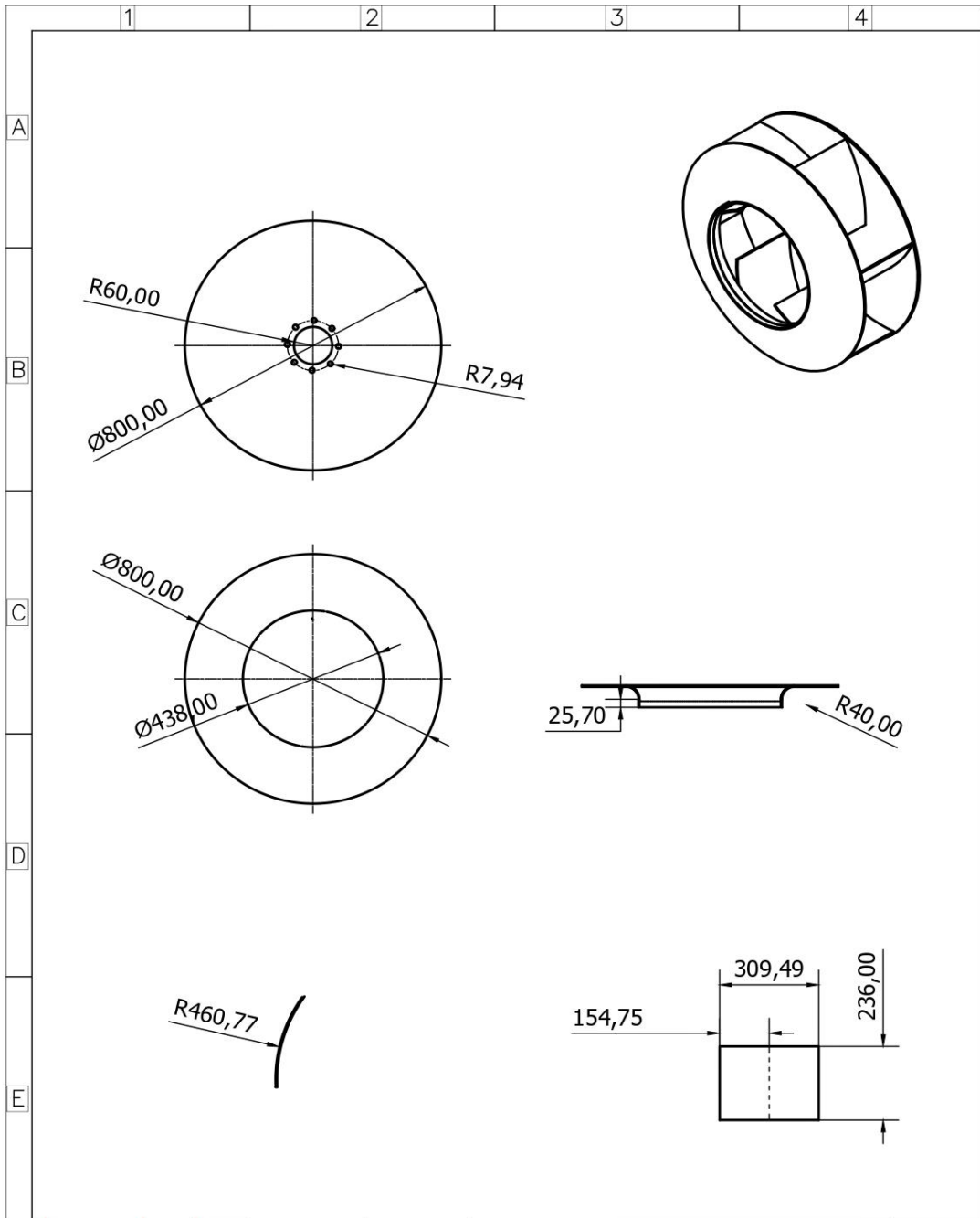
$$J_w = 2.122 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$
$$f_s = \frac{V}{A_w} = \frac{147 \text{ N}}{0.0074 \text{ m}} = 19864.9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$
$$f_t = \frac{T_c}{J_w} = \frac{6.43 \text{ Nm}}{2.122 \times 10^{-8} \text{ m}^2} = 303016023 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$


Luego las fuerzas actúan como componentes, en los cuales hay que hallar la resultante  $F_R$ .

## APÉNDICE B. PLANOS

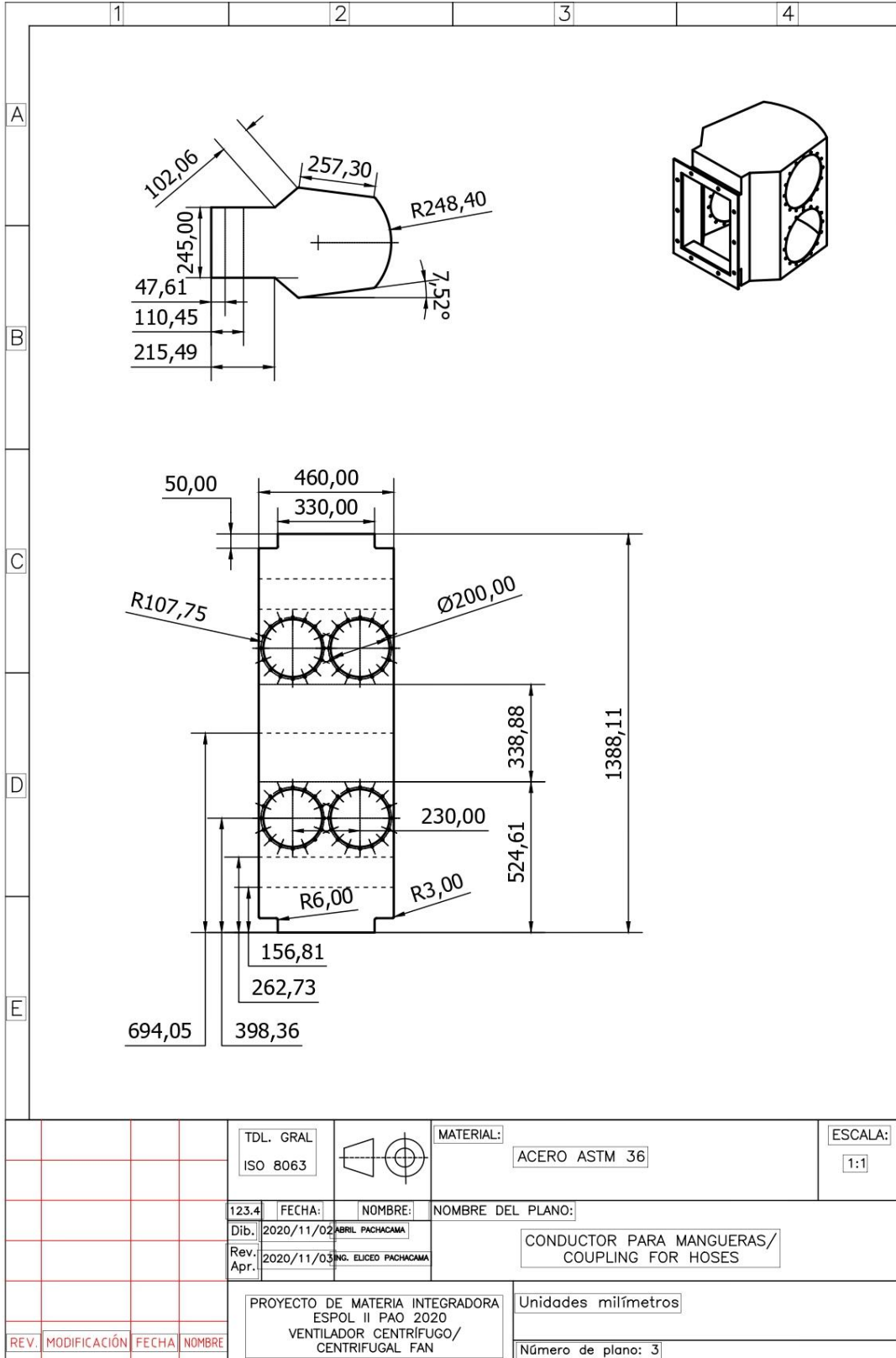


**Plano 1. Carcasa de Ventilador Centrifugo. [Abril Pachacama]**

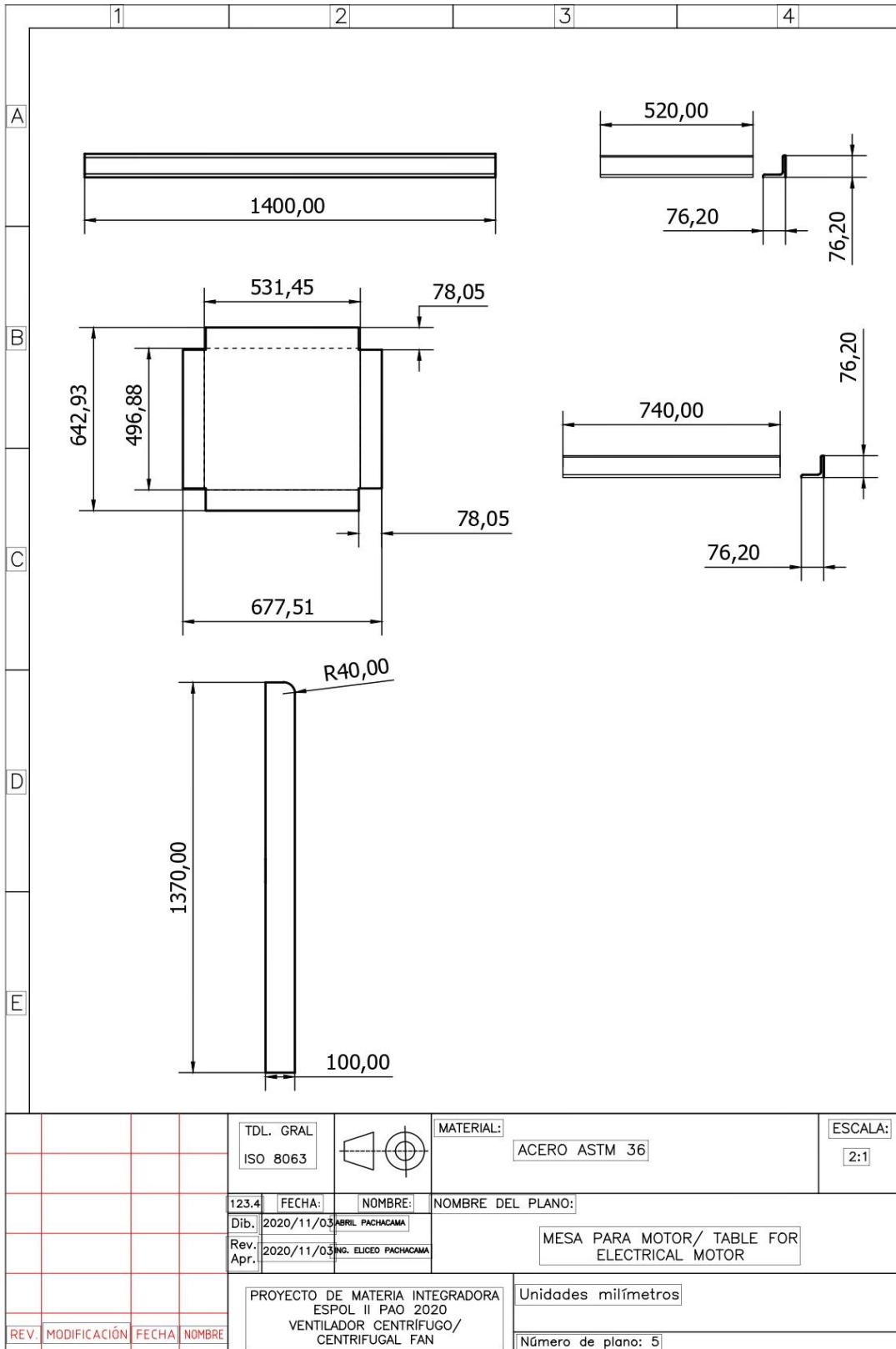


TDL. GRAL ISO 8063				MATERIAL: ACERO ASTM 36	ESCALA: 2:1
123.4	FECHA: 2020/10/29	NOMBRE: ABRIL PACHACAMA	NOMBRE DEL PLANO: ROTOR/IMPELLER		
Rev. Apr.	2020/11/02	ING. ELICED PACHACAMA			
1	Cotas/ Modificación para proceso de corte	20/10/27	PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA ESPOL II PAO 2020 VENTILADOR CENTRÍFUGO/ CENTRIFUGAL FAN		Unidades milímetros
REV.	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	Número de plano: 2	

Plano 2. Rotor de Ventilador Centrifugo. [Abril Pachacama]

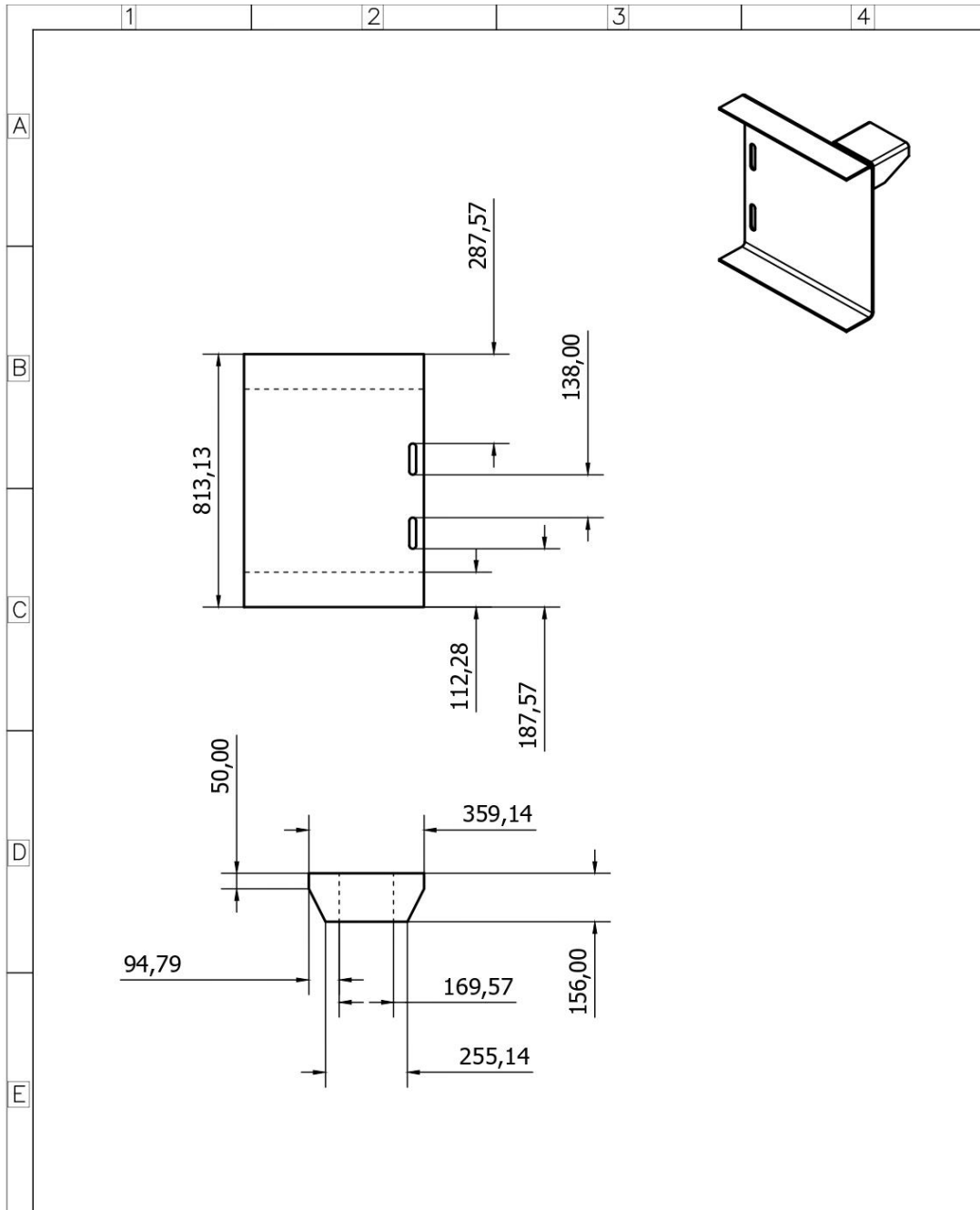


Plano 3. Conductor para Mangueras de ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama]



**Plano 4. Mesa para Motor. [Abril Pachacama]**





				TDL. GRAL ISO 8063		MATERIAL: ACERO ASTM 36	ESCALA: 2:1
				123.4	FECHA: 2020/11/03	NOMBRE: ABRIL PACHACAMA	NOMBRE DEL PLANO: PLACA PARA VÁLVULA/ PLATE FOR VALVE
				Rev. Apr.	2020/11/04	ING. ELICED PACHACAMA	
				PROYECTO DE MATERIA INTEGRADORA ESPOL II PAO 2020 VENTILADOR CENTRÍFUGO/ CENTRIFUGAL FAN			Unidades milímetros
REV.	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE				Número de plano: 6

**Plano 5. Placa para Válvula. [Abril Pachacama]**

## APÉNDICE C. FOTOS DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

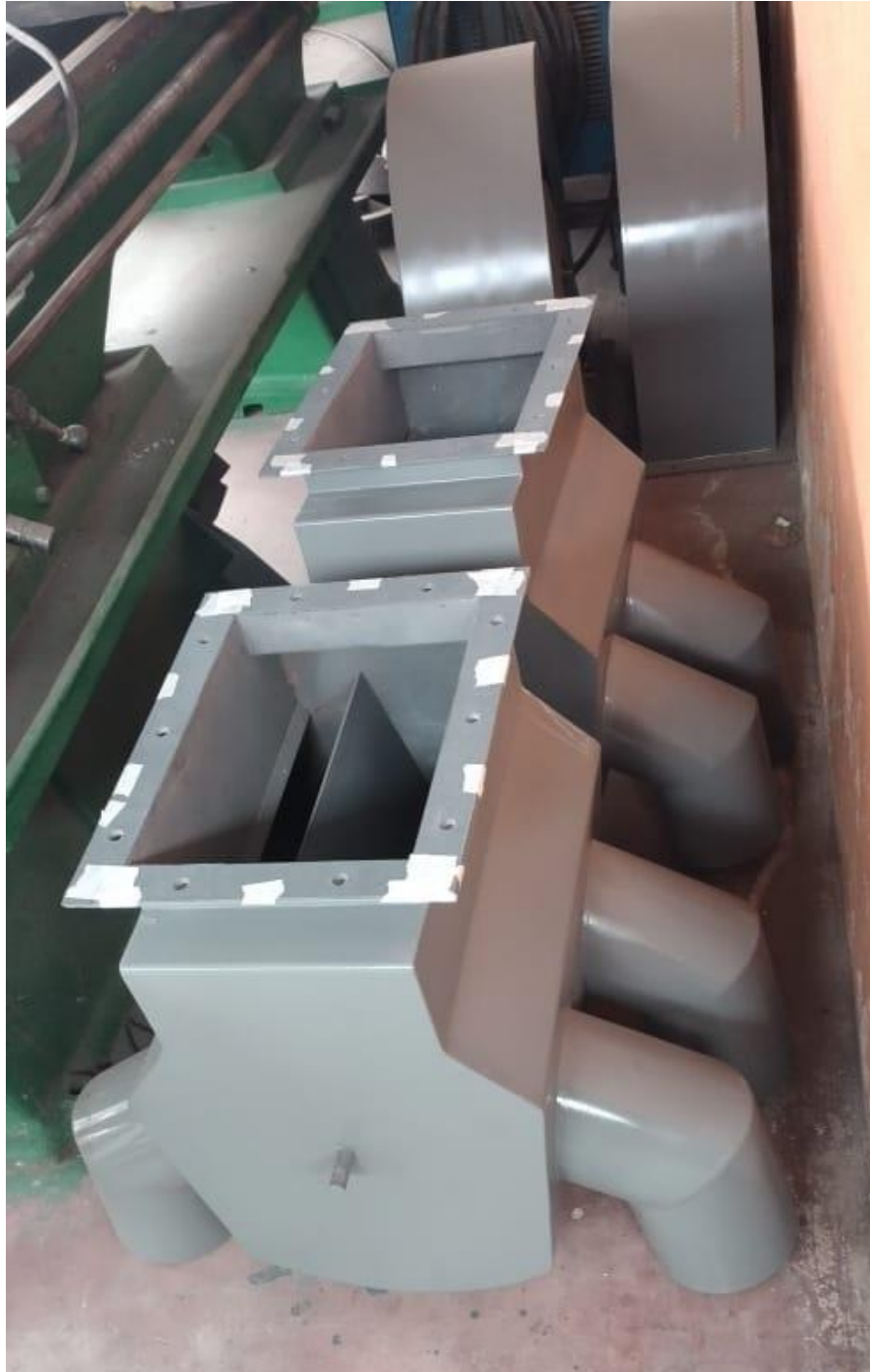


Figura 0.1 Construcción de Ductos para Manguera. [Abril Pachacama]



**Figura 0.2 Construcción de Voluta. [Abril Pachacama]**



**Figura 0.3 Pintado de Mesa del Motor. [Abril Pachacama]**



**Figura 0.4 Carcasa de Ventilador. [Abril Pachacama]**



Figura 0.5 Proceso de Balanceo Dinámico. [Abril Pachacama]



Figura 0.6 Colocación de Colectores. [Abril Pachacama]



Figura 0.7 Conexión con Ductos. [Abril Pachacama]



Figura 0.8 Ventilador Centrífugo. [Abril Pachacama]