



**Diseño y construcción de una máquina sacudidora de campanas de fieltro con sistema de extracción de polvo para la empresa Yanapi S.A**

Beltrán Iza, Anthony Fabricio y González Aguirre, Alexander Israel

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica

Ing. Gómez Reyes, Alejandro Paúl

17 de agosto de 202



## Trabajo\_Titulacion\_BeltránAnthony\_GonzálezAlexander.pdf

Scanned on: 18:11 August 5, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	2060
Words with Minor Changes	1030
Paraphrased Words	648
Omitted Words	0



Firmado electrónicamente por:  
**ALEJANDRO  
PAUL GOMEZ  
REYES**



**Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica**  
**Carrera de Ingeniería en Mecatrónica**  
**Certificación**

Certifico que el trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina sacudidora de campanas de fieltro con sistema de extracción de polvo para la empresa Yanapi S.A”** fue realizado por los señores **Beltrán Iza, Anthony Fabricio y González Aguirre, Alexander Israel** el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

**Sangolquí, 17 de agosto del 2022**

Firma



.....  
**Ing. Gómez Reyes, Alejandro Paúl**

C. C: 1714913637



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Beltrán Iza, Anthony Fabricio** con cédula de ciudadanía N° 1723454961, y **González Aguirre, Alexander Israel** con cédula de ciudadanía N° 0605537174 declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“Diseño y construcción de una máquina sacudidora de campanas de fieltro con sistema de extracción de polvo para la empresa Yanapi S.A”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 17 de agosto del 2022

.....  
**Beltrán Iza, Anthony Fabricio**  
C.C.: 1723454961

Firma

.....  
**González Aguirre, Alexander Israel**  
C.C.: 0605537174



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

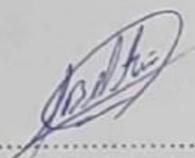
Carrera de Ingeniería en Mecatrónica

Autorización de Publicación

Nosotros, **Beltrán Iza, Anthony Fabricio** con cédula de ciudadanía N° 1723454961, y **González Aguirre, Alexander Israel** con cédula de ciudadanía N° 0605537174, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **"Diseño y construcción de una máquina sacudidora de campanas de fieltro con sistema de extracción de polvo para la empresa Yanapi S.A"** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 17 de agosto del 2022

Firma

  
.....  
**Beltrán Iza, Anthony Fabricio**  
C.C.: 1723454961

  
.....  
**González Aguirre, Alexander Israel**  
C.C.: 0605537174

## **Dedicatoria**

### **Anthony**

Este trabajo está dedicado a mi familia, que ha sido el sustento en mis momentos de flaqueza. Su apoyo incondicional me ha permitido cumplir mis objetivos y sueños. Han sabido guiarme y darme la fortaleza para vencer todos los obstáculos.

A mis amigos, con quienes he tenido la dicha de compartir las mejores experiencias en estos años, el esfuerzo y trabajo duro que me han inspirado fueron fundamentales para culminar de manera exitosa esta etapa de mi vida.

### **Alexander**

Quiero dedicar este trabajo a todas aquellas personas que en algún momento de mi vida han aportado una cuota de apoyo para que esta maravillosa etapa universitaria culmine de la mejor manera y con la satisfacción del deber cumplido.

La mención más especial y sentimiento de gratitud infinita para con mi madre Marcia Elizabeth Aguirre por su comprensión y paciencia en los instantes de incertidumbre, por su confianza y respaldo en los momentos de bienaventuranza, y por estar presente en muchos aspectos de mi vida a través de sus consejos.

Dedicado a mi hermano menor, a quien siempre he querido transmitir un mensaje bueno y positivo a través de mis acciones, igualmente a mis amigos más cercanos, que infundieron en mí: motivación, alegría y sentido de pertenencia.

## **Agradecimiento**

### **Anthony**

Un agradecimiento a toda mi familia, que en algún momento supieron darme su apoyo y confianza para no desfallecer en mi camino.

Agradezco a mis padres, cuyo esfuerzo y sacrificio me ha permitido disfrutar de los mejores años de mi vida, su ejemplo ha sido el pilar sobre el cual se levantan mis bienaventuranzas.

Finalmente, un agradecimiento especial al Ingeniero Santiago Allauca por hacer posible el desarrollo de este proyecto. A Yanapi S.A. por brindarnos todas las facilidades y recursos, además de la confianza depositada en nuestro trabajo.

### **Alexander**

En primer lugar, agradezco a dios por darme salud y poder llegar a culminar una etapa muy esencial en mi formación académica.

Agradezco a mi madre, Marcia Elizabeth Aguirre, por darme la oportunidad de emprender en esta formación universitaria y que, gracias a su apoyo incondicional y constante, el día de hoy vemos culminado con felicidad un largo camino y un objetivo importante.

Agradezco a mis amigos y compañeros que me han acompañado en todo el transcurso de la universidad, de quienes he aprendido valores y lecciones importantes y que me han dado un impulso de motivación extra para continuar en las dificultades.

## Índice de Contenido

Dedicatoria .....	2
Agradecimiento .....	7
Índice de Contenido .....	8
Índice de Tablas.....	13
Índice de Figuras.....	16
Resumen.....	20
Abstract.....	21
Introducción.....	22
Antecedentes.....	22
La Industria Textil.....	22
La Industria de la Lana .....	22
Industria de los Sombreros .....	23
Desprendimiento de Partículas en Elementos Textiles .....	25
Contexto Actual de Yanapi S.A .....	27
Proceso Productivo.....	27
Proceso de Sacudimiento y Extracción de Polvo.....	30
Justificación e Importancia .....	32
Innovación.....	32
Automatización .....	32
Seguridad.....	33
Objetivos.....	34
Objetivo General.....	34
Objetivos Específicos.....	34
Alcance del Proyecto.....	35
Componente Mecánico .....	35
Componente Eléctrico y Electrónico .....	36
Componente Neumático .....	37
Componente de Control.....	37
Componente Informático.....	37
Marco Teórico .....	38
Sistemas de Extracción de Polvo .....	38
Fundamentos de los Sistemas de Extracción de Polvo.....	39
Flujo de Aire y Control de Polvo .....	39

Presión Estática .....	40
Presión de Velocidad .....	40
Diseño de Sistemas de Extracción .....	41
Campanas .....	42
Diseño de Campana .....	43
Conductos y Velocidades de Aire .....	45
Sistemas de Alta Velocidad .....	47
Dispositivos de Limpieza de Aire (Sistemas de Filtrado de Polvo).....	48
Colector de Filtro de Mangas .....	48
Ventilador .....	49
Características de Operación del Ventilador .....	49
Tipos de Ventiladores .....	50
Cálculo de Elementos y Circuito Neumático .....	52
Cálculo de Consumo de Caudal .....	52
Pérdida de Presión .....	54
Dimensionamiento de Cilindros Neumáticos .....	57
Dimensionamiento de Válvulas.....	59
Dimensionamiento del Compresor.....	60
Armaduras .....	60
Transmisión de potencia mediante bandas.....	61
Chaveta .....	63
Pasadores .....	68
Resistencia a la fatiga y factores que la modifican.....	70
Dimensionamiento Eléctrico .....	72
Dimensionamiento del motor .....	72
Dimensionamiento de Calibre del Conductor de Potencia.....	72
Cálculo de Caída de Tensión.....	73
Comunicación Modbus RTU.....	74
Análisis de Vibraciones .....	75
Vibración en máquinas o sistemas mecánicos .....	75
Problemas por vibración en máquinas.....	76
Frecuencia natural .....	76
Frecuencia de resonancia.....	76
Frecuencia crítica.....	77
Selección de Materiales de Construcción .....	77

Diseño y Construcción .....	78
Metodología.....	78
Gestión de Requerimientos .....	79
Arquitectura y Diseño del Sistema.....	83
Implementación de Elementos del Sistema (Diseño Específico de Dominio).....	87
Diseño de la Cámara de Sacudimiento .....	87
Cálculo de Pernos.....	89
Diseño de Paletas de Sacudimiento.....	100
Material para las paletas de sacudimiento.....	101
Diseño del eje roscado .....	104
Cálculo Fuerza Cortante y Momento Flector .....	106
Cálculo de Esfuerzo a Fatiga.....	108
Cálculo de Resistencia a la Fatiga y Factores que la Modifican.....	109
Cálculo de Deflexión .....	112
Diseño del Eje .....	113
Cálculo de Fuerza Cortante y Momento Flector .....	116
Cálculo de Esfuerzo a Fatiga.....	121
Cálculo de Resistencia a la Fatiga y Factores que la Modifican.....	124
Cálculo de Deflexión .....	127
Selección de chumaceras .....	132
Tiempo de vida útil.....	133
Diseño del bocín .....	135
Cálculo diámetro del pasador .....	136
Cálculo de chaveta .....	137
Diseño compuertas de ingreso y salida de campanas .....	138
Dimensionamiento Ventilador y Sistema de Extracción .....	139
Diseño de Campanas de Extracción .....	148
Diseño Campana Superior.....	148
Diseño Campana Inferior .....	150
Diseño estructura de soporte .....	153
Dimensionamiento Neumático.....	155
Dimensionamiento del Compresor.....	155
Dimensionamiento de pistón para compuerta superior .....	158
Pérdida de Presión en Tuberías .....	162
Pérdidas de Presión en Accesorios .....	165

Pérdidas en Circuito neumático del Sacudidor .....	165
Pérdidas de Presión Total.....	167
Selección de Pistones .....	168
Tiempo de vida útil.....	169
Selección de Válvulas .....	172
Tiempo de vida útil.....	174
Dimensionamiento Eléctrico .....	175
Motor eléctrico .....	176
Conductor eléctrico .....	176
Cálculo de intensidad.....	176
Comprobación de la Caída de Tensión .....	178
Selección de Componentes Eléctricos .....	179
Tiempo de vida útil.....	180
Ingeniería de Control .....	181
Selección PLC .....	181
Selección Variador de frecuencia .....	182
Automatización .....	182
Panel de control .....	183
Modos de trabajo .....	184
Integración de sistemas y automatización .....	187
Principales partes del Sacudidor .....	188
Secciones fabricadas .....	188
Análisis de Vibraciones del Sacudidor de Campanas .....	195
Método de elementos finitos .....	195
Pruebas y Resultados .....	204
Metodología para ensayos experimentales.....	204
Procedimiento de Pruebas .....	205
Modelo Huomo.....	205
Modelo Tolentino Café.....	209
Modelo Tolentino Gris.....	212
Modelo Poderosa.....	216
Modelo Campesina .....	219
Pruebas de Rendimiento .....	223
Resultados.....	224
Definición de parámetros de sacudimiento.....	224

Cumplimiento de requerimientos .....	225
Conclusiones y Recomendaciones .....	228
Conclusiones .....	228
Recomendaciones .....	230
Trabajos Futuros .....	231
Referencias .....	232

## Índice de Tablas

<b>Tabla 1</b> Capacidad de penetración pulmonar para distintos tamaños de partículas de polvo.....	38
<b>Tabla 2</b> Cantidades típicas de flujo de aire en los componentes del sistema de recolección de polvo. ....	43
<b>Tabla 3</b> Rango de velocidades de captura en campanas.....	45
<b>Tabla 4</b> Rango de velocidades de transporte en conductos.....	46
<b>Tabla 5</b> Factor de simultaneidad para diferentes cantidades de unidades consumidoras de aire. ....	53
<b>Tabla 6</b> Pérdidas por fricción a través de accesorios y válvulas. ....	57
<b>Tabla 7</b> Dimensiones de chavetas de acuerdo al diámetro del eje. ....	64
<b>Tabla 8</b> Ejemplos de materiales usados para chavetas. ....	64
<b>Tabla 9</b> Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin. ....	70
<b>Tabla 10</b> Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales.....	71
<b>Tabla 11</b> Factor de caída de voltaje, carga total de corriente a 20 °C.....	74
<b>Tabla 12</b> Requerimientos de la máquina.....	79
<b>Tabla 13</b> Características Técnicas.....	80
<b>Tabla 14</b> Significado de símbolos de la matriz QFD.....	81
<b>Tabla 15</b> Características técnicas enlistadas en orden de importancia.....	82
<b>Tabla 16</b> Propiedades mecánicas del Acero inoxidable AISI 304. ....	87
<b>Tabla 17</b> Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero. ....	90
<b>Tabla 18</b> Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. ....	91
<b>Tabla 19</b> Parámetros de la rigidez de varios materiales.....	94
<b>Tabla 20</b> Resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas. ....	99
<b>Tabla 21</b> Propiedades mecánicas del Nylon. ....	102
<b>Tabla 22</b> Datos ingresados en software CES EDU Pack para limitar resultados de material. ....	103
<b>Tabla 23</b> Propiedades mecánicas del Grilón. ....	104
<b>Tabla 24</b> Fuerzas y reacciones en el plano XY. ....	107
<b>Tabla 25</b> Resumen de parámetros empleados para resolver la ecuación de Goodman modificado.....	111
<b>Tabla 26</b> Datos de diseño empleados para el dimensionamiento del eje principal del Sacudidor.....	113
<b>Tabla 27</b> Parámetros requeridos para el cálculo de la carga aplicada al eje. ....	115
<b>Tabla 28</b> Fuerzas y Reacciones en el plano XY.....	116
<b>Tabla 29</b> Fuerzas y Reacciones en el plano XZ.....	119
<b>Tabla 30</b> Momento flector resultante en los puntos A, B, C, D del eje principal.....	120
<b>Tabla 31</b> Resumen de parámetros empleados para resolver la ecuación de Goodman modificado.....	126
<b>Tabla 32</b> Fuerzas y Reacciones en el plano XY.....	129
<b>Tabla 33</b> Intervalos máximos típicos para deflexión angular permisible según el tipo de cojinete.....	131

<b>Tabla 34</b> Características mecánicas de chumaceras de pie con rodamiento de bolas marca SKF. ....	134
<b>Tabla 35</b> Valores de velocidad de aire, área transversal y caudales parciales requeridos en el sistema de extracción de polvo. ....	141
<b>Tabla 36</b> Rugosidad superficial absoluta. ....	143
<b>Tabla 37</b> Valores de pérdida por rozamiento del aire en ductos rígidos y flexibles del sistema de extracción de polvo. ....	144
<b>Tabla 38</b> Valores de pérdida de carga por accesorios en el sistema de extracción de polvo. ....	145
<b>Tabla 39</b> Valores empleados en la selección del ventilador. ....	147
<b>Tabla 40</b> Parámetros empleados para dimensionar el área de la sección transversal de la campana de extracción superior del sacudidor. ....	148
<b>Tabla 41</b> Parámetros empleados para determinar la velocidad de succión de la campana de extracción inferior del sacudidor. ....	150
<b>Tabla 42</b> Fuerzas que actúan en la estructura de soporte. ....	153
<b>Tabla 43</b> Requerimientos de caudal y presión en los dispositivos que consumen aire. ....	156
<b>Tabla 44</b> Requerimientos de aire para varias herramientas neumáticas a 80 -125 PSI. ....	156
<b>Tabla 45</b> Rugosidad de tuberías y tubos disponibles comercialmente. ....	163
<b>Tabla 46</b> Propiedades físicas del aire a presión atmosférica. ....	164
<b>Tabla 47</b> Longitud equivalente de accesorios neumáticos individuales para cálculo de pérdidas. ....	166
<b>Tabla 48</b> Pérdidas de presión comunes para un sistema de aire comprimido optimizado. ....	167
<b>Tabla 49</b> Tabla de resumen de pérdidas de presión en la red neumática. ....	168
<b>Tabla 50</b> Modelos de cilindros neumáticos comerciales seleccionados en función de la carga y carrera requeridas. ....	168
<b>Tabla 51</b> Valores de vida útil nominal en kilómetros y horas para los cilindros neumáticos seleccionados. ....	170
<b>Tabla 52</b> Valores esperados de tiempo de uso anual y vida útil nominal en años de los cilindros neumáticos seleccionados. ....	171
<b>Tabla 53</b> Características motor eléctrico entregado por Yanapi S.A. ....	176
<b>Tabla 54</b> Ampacidades permisibles en conductores aislados para tensiones hasta 2000 volts y 60°C a 90°C. ....	177
<b>Tabla 55</b> Características del disyuntor termomagnético. ....	179
<b>Tabla 56</b> Entradas y salidas del sistema. ....	181
<b>Tabla 57</b> Características principales del PLC. ....	182
<b>Tabla 58</b> Características principales del variador de frecuencia. ....	182
<b>Tabla 59</b> Parámetros de comunicación Modbus. ....	183
<b>Tabla 60</b> Dispositivos y accionamientos disponibles para el usuario en el panel de control. ....	184
<b>Tabla 61</b> Principales partes que componen el Sacudidor de campanas de fieltro. ....	188
<b>Tabla 62</b> Información de mallado del primer análisis de vibración. ....	195
<b>Tabla 63</b> Resultados de frecuencias naturales para el primer análisis vibracional. ....	197
<b>Tabla 64</b> Información de mallado del segundo análisis de vibración. ....	198
<b>Tabla 65</b> Resultados de frecuencias naturales para el segundo análisis vibracional. ....	199

<b>Tabla 66</b> Información de mallado del tercer análisis de vibración. ....	200
<b>Tabla 67</b> .....	202
<b>Tabla 68</b> Tabla de factores y niveles a emplear para el DOE. ....	204
<b>Tabla 69</b> Orden de experimentos. ....	205
<b>Tabla 70</b> Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Huomo. ....	206
<b>Tabla 71</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Huomo...	206
<b>Tabla 72</b> Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Tolentino Café. ....	210
<b>Tabla 73</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Tolentino Café.....	210
<b>Tabla 74</b> Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Tolentino Gris. ....	213
<b>Tabla 75</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Tolentino Café.....	213
<b>Tabla 76</b> Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Poderosa. ....	217
<b>Tabla 77</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Poderosa .....	217
<b>Tabla 78</b> Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Campesina. ....	220
<b>Tabla 79</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Campesina. ....	220
<b>Tabla 80</b> Datos de reducción de polvo Antiguo Sacudidor vs Nuevo Sacudidor.....	223
<b>Tabla 81</b> Parámetros de sacudimiento para modelos de campana con engomado duro. ....	224
<b>Tabla 82</b> Parámetros de sacudimiento para modelos de campana con engomado suave. ....	225
<b>Tabla 83</b> Parámetros de sacudimiento para modelos de campana sin engomado. ....	225
<b>Tabla 84</b> Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Campesina. ....	226
<b>Tabla 85</b> Lista de requerimientos y estados de cumplimiento. ....	227

## Índice de Figuras

<b>Figura 1</b> Campanas o capuchas apiladas formadas a partir de fieltro. ....	24
<b>Figura 2</b> Cámaras experimentales empleadas para determinar el porcentaje de desprendimiento de partícula en textiles. ....	27
<b>Figura 3</b> Proceso de carbonizado de la materia prima en solución ácida. ....	28
<b>Figura 4</b> Proceso de cardado de lana para la obtención de la colcha. ....	28
<b>Figura 5</b> Proceso de afieltrado de campanas empleando presión, vapor y vibración. ...	29
<b>Figura 6</b> Control de calidad y conformidad de las campanas realizado en la etapa de terminado. ....	29
<b>Figura 7</b> Descripción de los componentes que comprenden el diseño de la máquina sacudidora. ....	35
<b>Figura 8</b> Relación entre presión estática, presión de velocidad o dinámica y presión total. ....	41
<b>Figura 9</b> Esquema básico de un sistema de extracción simple con sus principales componentes como: campana, ductos, dispositivo de filtración de aire y ventilador. ....	41
<b>Figura 10</b> Comparación de características de ventilación entre un sistema de extracción contra un sistema de soplado. ....	42
<b>Figura 11</b> Esquema campana de extracción. ....	44
<b>Figura 12</b> Esquema de un sistema de ductos de alta velocidad. ....	47
<b>Figura 13</b> Diseño básico de un colector de polvo de filtro de mangas. ....	49
<b>Figura 14</b> Típica curva de rendimiento para un modelo de ventilador en un determinado rango de RPMs. ....	50
<b>Figura 15</b> Esquema típico de un ventilador de tipo axial. ....	51
<b>Figura 16</b> Esquema típico de un ventilador de tipo centrífugo. ....	52
<b>Figura 17</b> Diagrama de Moody: factor de fricción frente al número de Reynolds. ....	55
<b>Figura 18</b> .....	61
<b>Figura 19</b> Diagrama de eje motor y eje conducido en una transmisión de potencia por banda. ....	61
<b>Figura 20</b> Chaveta en transmisión de potencia eje-engranaje. ....	63
<b>Figura 21</b> Chaveta cuadrada. ....	63
<b>Figura 22</b> Falla en la chaveta por esfuerzo cortante. ....	65
<b>Figura 23</b> Falla en la chaveta por compresión (aplastamiento). ....	66
<b>Figura 24</b> Pasador recto. ....	68
<b>Figura 25</b> Ejemplo de método de selección de material para una visera para casco policial según Ashby. ....	77
<b>Figura 26</b> Metodología de diseño para productos mecatrónicos VDI2206. ....	78
<b>Figura 27</b> Matriz QFD. ....	81
<b>Figura 28</b> Diagrama Funcional del proceso establecido para el uso de la máquina sacudidora. ....	85
<b>Figura 29</b> Cámara de sacudimiento de campanas de fieltro. ....	88
<b>Figura 30</b> Compuertas de ingreso y salida de campanas de fieltro. ....	89
<b>Figura 31</b> Esquema de conexión del perno aplicada a la cámara de sacudimiento para las juntas empernadas. ....	92
<b>Figura 32</b> Vista interior de la cámara de sacudimiento. ....	95
<b>Figura 33</b> Tapa superior de la cámara de sacudimiento. ....	98
<b>Figura 34</b> Paletas de sacudimiento. ....	100

<b>Figura 35</b> <i>Gráfico (carta) de propiedades de materiales.</i> .....	102
<b>Figura 36</b> <i>Interfaz de ingreso de propiedades mecánicas en software CES EduPack.</i> .....	103
<b>Figura 37</b> <i>Sujeción de las paletas al eje roscado.</i> .....	105
<b>Figura 38</b> <i>Sujeción del eje roscado.</i> .....	105
<b>Figura 39</b> <i>Esquema de las fuerzas y reacciones sobre el eje roscado.</i> .....	106
<b>Figura 40</b> <i>Plano XY, diagrama de cuerpo libre del eje roscado</i> .....	106
<b>Figura 41</b> .....	107
<b>Figura 42</b> <i>Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XY.</i> .....	112
<b>Figura 43</b> <i>Configuración de las fuerzas que actúan sobre la correa de transmisión y el eje principal del sacudidor.</i> .....	114
<b>Figura 44</b> <i>Configuración del sistema de transmisión mediante correa y poleas empleado en el Sacudidor.</i> .....	114
<b>Figura 45</b> <i>Distribución de cargas y momentos presentes en el eje diagramado en el plano tridimensional.</i> .....	115
<b>Figura 46</b> <i>Plano XY, diagrama de cuerpo libre de la flecha</i> .....	116
<b>Figura 47</b> <i>Diagrama de Fuerza Cortante [N] en el plano XY</i> .....	117
<b>Figura 48</b> <i>Diagrama de Momento Flector [Nm] en el plano XY</i> .....	118
<b>Figura 49</b> <i>Plano XZ, diagrama de cuerpo libre de la flecha</i> .....	118
<b>Figura 50</b> <i>Diagrama de Fuerza Cortante [N] en el plano XZ</i> .....	119
<b>Figura 51</b> <i>Diagrama de Momento Flector [Nm] en el plano XZ</i> .....	120
<b>Figura 52</b> <i>Vista de sección del eje en el punto crítico A.</i> .....	121
<b>Figura 53</b> <i>Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XY.</i> .....	128
<b>Figura 54</b> <i>Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XZ.</i> .....	128
<b>Figura 55</b> <i>Deflexión máxima resultante producida a lo largo del eje.</i> .....	130
<b>Figura 56</b> <i>Deflexión máxima resultante producida a lo largo del eje.</i> .....	132
<b>Figura 57</b> <i>Unidad de soporte de pie con rodamiento de bolas y carcasa de hierro fundido.</i> .....	133
<b>Figura 58</b> <i>Fijación de los bocines al eje principal mediante pasadores.</i> .....	135
<b>Figura 59</b> <i>Ensamblaje de paletas de sacudimiento.</i> .....	136
<b>Figura 60</b> <i>Compuertas de ingreso y salida de campanas de fieltro.</i> .....	138
<b>Figura 61</b> <i>Mecanismo de rampa para el ingreso de las campanas a la cámara.</i> .....	139
<b>Figura 62</b> <i>Diagrama de componentes que integran el sistema de extracción de polvo en el área de Terminado de la empresa Yanapi S.A</i> .....	140
<b>Figura 63</b> <i>Geometría dimensionada para la campana de extracción superior del sacudidor.</i> .....	149
<b>Figura 64</b> <i>Geometría dimensionada para la campana de extracción inferior del sacudidor.</i> .....	151
<b>Figura 65</b> <i>Simulación de sistema de extracción Yanapi S.A.</i> .....	152
<b>Figura 66</b> <i>Convergencia de la variable: caudal volumétrico en la tubería del sacudidor.</i> .....	152
<b>Figura 67</b> <i>Distribución de fuerzas en la estructura.</i> .....	154
<b>Figura 68</b> <i>Demanda/capacidad y deflexión máxima en la estructura.</i> .....	154
<b>Figura 69</b> <i>Circuito neumático incorporado en la máquina sacudidora.</i> .....	166
<b>Figura 70</b> <i>Pistón neumático de doble efecto y sus parámetros técnicos.</i> .....	169
<b>Figura 71</b> <i>Carta de selección de válvulas.</i> .....	174
<b>Figura 72</b> <i>Durabilidad eléctrica – Categoría AC-3.</i> .....	180

<b>Figura 73</b> <i>Red Modbus RTU.</i> .....	182
<b>Figura 74</b> <i>Panel de control del Sacudidor.</i> .....	184
<b>Figura 75</b> <i>Diagrama de Flujo de uso del Sacudidor.</i> .....	186
<b>Figura 76</b> <i>Ensamble completo del Sacudidor de campanas de fieltro.</i> .....	187
<b>Figura 77</b> <i>Partes principales que componen al Sacudidor de campanas de fieltro.</i> .....	188
<b>Figura 78</b> <i>Construcción de principales elementos estructurales.</i> .....	189
<b>Figura 79</b> <i>Construcción cámara de sacudimiento de campanas.</i> .....	189
<b>Figura 80</b> <i>Corte láser para fabricación de rampa y campanas de extracción.</i> .....	190
<b>Figura 81</b> <i>Compuertas y arco de soporte.</i> .....	191
<b>Figura 82</b> <i>Paletas de sacudimiento fabricadas en duralón.</i> .....	191
<b>Figura 83</b> <i>Construcción del panel eléctrico y panel neumático del Sacudidor.</i> .....	192
<b>Figura 84</b> <i>Ensamble completo del Sacudidor previo a la instalación en el área de trabajo.</i> .....	192
<b>Figura 85</b> <i>Ensamble completo del Sacudidor instalado en el área de trabajo.</i> .....	193
<b>Figura 86</b> <i>Colocación de campanas de fieltro sobre la rampa de ingreso.</i> .....	193
<b>Figura 87</b> <i>Pantalla de monitoreo de ciclo de Sacudido en HMI y salida de campanas ya sacudidas.</i> .....	194
<b>Figura 88</b> <i>Partida de campanas ya sacudidas.</i> .....	194
<b>Figura 89</b> <i>Modelo mecánico empleado para realizar el primer análisis de vibración.</i> ..	196
<b>Figura 90</b> <i>Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el primer análisis de vibraciones.</i> .....	197
<b>Figura 91</b> <i>Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el primer análisis vibracional.</i> .....	197
<b>Figura 92</b> <i>Modelo mecánico empleado para realizar el segundo análisis de vibración.</i> .....	198
<b>Figura 93</b> <i>Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el segundo análisis de vibraciones.</i> .....	199
<b>Figura 94</b> <i>Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el segundo análisis vibracional.</i> .....	200
<b>Figura 95</b> <i>Modelo mecánico empleado para realizar el tercer análisis de vibración.</i> ...201	
<b>Figura 96</b> <i>Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el tercer análisis de vibraciones.</i> .....	201
<b>Figura 97</b> <i>Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el tercer análisis vibracional.</i> .....	202
<b>Figura 98</b> <i>Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Huomo.</i> .....	205
<b>Figura 99</b> <i>Pesaje de las muestras de campanas modelo Huomo.</i> .....	206
<b>Figura 100</b> <i>Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Huomo.</i> .....	207
<b>Figura 101</b> <i>Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Huomo.</i> .....	208
<b>Figura 102</b> <i>Campana modelo Huomo Antes del sacudido vs Después del sacudido.</i> ..209	
<b>Figura 103</b> <i>Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Tolentino Café.</i> .....	209
<b>Figura 104</b> <i>Pesaje de las muestras de campanas modelo Tolentino Café.</i> .....	210
<b>Figura 105</b> <i>Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Tolentino Café.</i> .....	211

<b>Figura 106</b> <i>Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Tolentino Café.</i> .....	212
<b>Figura 107</b> <i>Campana modelo Tolentino Café Antes del sacudido vs Después del sacudido.</i> .....	212
<b>Figura 108</b> <i>Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Tolentino Gris.</i> .....	213
<b>Figura 109</b> <i>Pesaje de las muestras de campanas modelo Tolentino Gris.</i> .....	213
<b>Figura 110</b> <i>Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Tolentino Gris.</i> .....	214
<b>Figura 111</b> <i>Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Tolentino Gris.</i> .....	215
<b>Figura 112</b> <i>Campana modelo Tolentino Gris Antes del sacudido vs Después del sacudido.</i> .....	215
<b>Figura 113</b> <i>Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Poderosa.</i> .....	216
<b>Figura 114</b> <i>Pesaje de las muestras de campanas modelo Poderosa.</i> .....	216
<b>Figura 115</b> <i>Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Poderosa.</i> .....	217
<b>Figura 116</b> <i>Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Poderosa.</i> .....	218
<b>Figura 117</b> <i>Campana modelo Poderosa Antes del sacudido vs Después del sacudido.</i> .....	219
<b>Figura 118</b> <i>Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Campesina.</i> .....	219
<b>Figura 119</b> <i>Pesaje de las muestras de campanas modelo Campesina.</i> .....	220
<b>Figura 120</b> <i>Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Campesina.</i> .....	221
<b>Figura 121</b> <i>Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Campesina.</i> .....	222
<b>Figura 122</b> <i>Campana modelo Campesina Antes del sacudido vs Después del sacudido.</i> .....	223

## Resumen

Uno de los requerimientos de calidad de las campanas de fieltro terminadas en la empresa Yanapi S.A. es que el producto esté limpio, libre de impurezas o polvo para su distribución final. Actualmente, la empresa realiza el sacudido de las campanas de fieltro con máquinas obsoletas que no cumplen los objetivos del proceso dejando residuos considerables de polvo y pelusa en las campanas, por lo que el presente trabajo consiste en el diseño y construcción de una máquina sacudidora de campanas de fieltro con sistema de extracción de polvo. El uso de la máquina implica 4 subprocesos: ingreso de las campanas de fieltro al interior de la máquina; sacudimiento de las campanas mediante el golpeteo de las paletas; simultáneamente la succión de partículas contaminantes mediante las campanas de extracción que están acopladas al sistema de ductos de extracción de polvo que dispone la empresa; y salida de las campanas de fieltro. El diseño mecánico-eléctrico de cada uno de estos subsistemas se ajusta a los requerimientos planteados por el área de producción de la empresa.

Finalmente, considerando la variedad de campanas de fieltro que se fabrican en la empresa, se realizaron ensayos experimentales para determinar el tiempo y velocidad de sacudimiento adecuados, de acuerdo al tipo de campana, para obtener un producto terminado listo para su distribución.

*Palabras Claves:* campanas de fieltro, extracción de polvo, calidad.

### **Abstract**

One of the quality requirements of the finished felt hoods at the company Yanapi S.A. is that the product is clean, free of impurities or dust for its final distribution. Currently, the company performs the shaking of the felt hoods with obsolete machines that do not meet the objectives of the process, leaving considerable residues of dust and fluff in the hoods, for which the present work consists of the design and construction of a felt hoods shaking machine with dust extraction system. The use of the machine involves 4 threads: input of the felt bells inside the machine; shaking of the bells by tapping the paddles; simultaneously the suction of polluting particles through the extraction hoods that are coupled to the dust extraction duct system that the company has; output of felt bells. The mechanical-electrical design of each of these subsystems is adjusted to the requirements set by the company's production area.

Finally, considering the variety of felt hoods that are manufactured in the company, experimental tests were carried out to determine the appropriate shaking time and speed, according to the type of hood, to obtain a finished product for distribution.

*Key Words:* felt hoods, dust extraction, quality.

## **CAPÍTULO 1**

### **Introducción**

En este capítulo se presentan los antecedentes sobre la industria textil, procesos industriales de limpieza aplicados a textiles, industria de los sombreros, además se plantea el contexto actual de la empresa Yanapi S.A referente al proceso productivo de las campanas de fieltro haciendo énfasis en el proceso de sacudimiento y extracción de polvo, temática bajo la cual se han establecido la justificación, objetivo general, objetivos específicos y alcance del proyecto de tesis.

### **Antecedentes**

#### ***La Industria Textil***

La industria textil en su afán de satisfacer una necesidad básica de la sociedad como lo es, la vestimenta, al igual que muchas otras industrias ha vivido una serie de transformaciones a nivel de producción, pasando de ser una actividad desarrollada principalmente por artesanos a una actividad empresarial de producción en masa.

Históricamente, la industria textil ha sido una fuente de generación de empleos y recursos tributarios, esto se debe a que la manufactura textil incluyendo la fabricación de insumos y derivados implica una intervención humana significativa que permite generar empleos directos e indirectos asociados a la confección de textiles y sus derivados, produciendo así una gran cantidad de ingresos y sirviendo como un motor impulsor de economías en desarrollo y nexos para fortalecer el comercio mundial (Reyes, 2015).

#### ***La Industria de la Lana***

Antiguamente, los seres humanos formaban hilos frotando las fibras naturales que obtenían de animales como ovejas, llamas, vicuñas, cabras, camellos, entre otros.

Con el tiempo, los métodos de manipulación de fibras se han ido perfeccionando hasta evolucionar a sistemas mecánicos capaces de procesar grandes cantidades de materias primas en intervalos cortos de tiempo, razón por la cual la industria lanera fue de las pioneras en implementar estos métodos y desarrollar un sistema de producción fabril. Para el tratamiento de estas fibras a nivel industrial existen dos procedimientos o sistemas de producción que son: peinado y cardado, para los cuales la maquinaria existente en el mercado es muy similar y configurable según las necesidades del proceso (Ivester & Neefus, 1998).

- El sistema de peinado emplea las fibras de lana más largas, rechazando las más cortas y tratando de mantener las fibras de forma paralela durante todas las operaciones del proceso, posteriormente al hilar las fibras se obtiene un hilo resistente y delgado, que al ser tejido produce telas fuertes y ligeras.
- En el sistema de cardado, se pueden mezclar las fibras largas y cortas ya que no se pretende lograr la uniformidad de la fibra, sino que el objetivo es formar un hilo esponjoso que al ser tejido proporciona una tela voluminosa con una superficie lanosa.

El sector industrial, está consciente de que la calidad de la materia prima sumada a los requerimientos de la prenda terminada influye en la selección del método de producción, y esto a su vez determina la secuencia de las fases que debe seguir el procesamiento de la materia prima (Ivester & Neefus, 1998).

### ***Industria de los Sombreros***

**Fieltro.** El material específico empleado para fabricar sombreros por excelencia es el fieltro el cual se elabora a partir de piel o lana de animales. El fieltro de piel puede ser elaborado a partir de piel de conejo, liebre, castor y nutria. En tanto que para el fieltro de lana se emplea lana de oveja, llama, vicuña, cabra, camello, etc (Crean, 1962).

La característica principal del tejido hecho a partir del fieltro es que está formado por miles de fibras animales que tienden a entrelazarse cuando se manipulan con agua caliente y vapor, debido a este entrelazamiento se requiere un mínimo de fibras para crear una tenacidad adecuada del tejido dotándole de una alta resistencia, además de suavidad y ligereza. Además de estas características el fieltro es un tejido altamente impermeable al agua debido a las fibras entrelazadas y a la propiedad de las fibras animales que no absorben humedad. Una buena mezcla de pelaje para producir fieltro engloba fibras grandes y pequeñas, impartiendo suavidad y compacidad (Reynolds & Rand, 2003).

**Dar Forma, Medir y Ajustar.** Una vez que se ha fabricado el fieltro, hay dos pasos principales para convertirlo en un sombrero. Primero, se le da forma al material en forma de un cono grande y suelto, o capucha, mediante estiramiento y humectación repetidos. Al hacer un sombrero personalizado, es imperativo medir adecuadamente la cabeza del cliente y discutir en detalle el tipo de pliegue, ala, altura de la corona, etc., que el cliente desea. Una vez que se han decidido estas variables, la capucha se puede formar con suficiente margen de maniobra para satisfacer los requisitos particulares de estilo y tamaño establecidos por el cliente (Reynolds & Rand, 2003).

#### Figura 1

*Campanas o capuchas apiladas formadas a partir de fieltro.*



*Nota:* Tomado de *The Cowboy Hat Book* (p. 21), por W. Reynolds & R. Rand, Gibbs Smith Publisher.

**Acabados: Borde del Ala, Cintas y Revestimientos.** El borde del ala de un sombrero se puede manejar de varias maneras. Puede dejarse liso, lo que se conoce como "borde sin rematar", o puede estar encuadrado con una cinta, formando un ribete.

Respecto a los revestimientos, actualmente la mayoría de los forros están hechos de rayón, con dos tipos principales de forros de rayón en uso: rayón satinado, que tiene una superficie lisa, un lado brillante y un lado opaco, y rayón tafetán, que es un tejido fino liso por ambos lados, sin el gran brillo del satén. Debido a que el tafetán es generalmente una tela más liviana que el satén, se usa en sombreros más livianos (Reynolds & Rand, 2003).

### ***Desprendimiento de Partículas en Elementos Textiles***

La mayoría de objetos, incluyendo prendas de vestir tienden a degradarse debido a la acumulación de polvo y otros materiales en suspensión, en los productos textiles específicamente esto es inevitable debido a la manipulación constante y exposición a la intemperie, por lo que es muy común que en las prendas se depositen fibras y partículas de todo tipo, debido a esto las personas siempre buscan el método más eficaz de limpieza y desprendimiento de dichas partículas de sus prendas de vestir.

Varios estudios han demostrado que partículas finas pueden detectarse en el aire desprendidas de prendas de vestir como abrigos y pantalones debido a un movimiento mínimo como: agitar los brazos, una caminata o recibir una simple palmada, además el desprendimiento también se puede producir por transferencia de calor y masa entre la superficie interna de la ropa (en contacto con la piel) y el entorno externo, dicho de otra manera el aire cálido saturado tiende a ascender desprendiendo partículas, ayudado también por un flujo de aire externo. En resumen, tanto el calor, la

humedad, los movimientos corporales como una fuerza externa pueden movilizar partículas adheridas a la ropa.

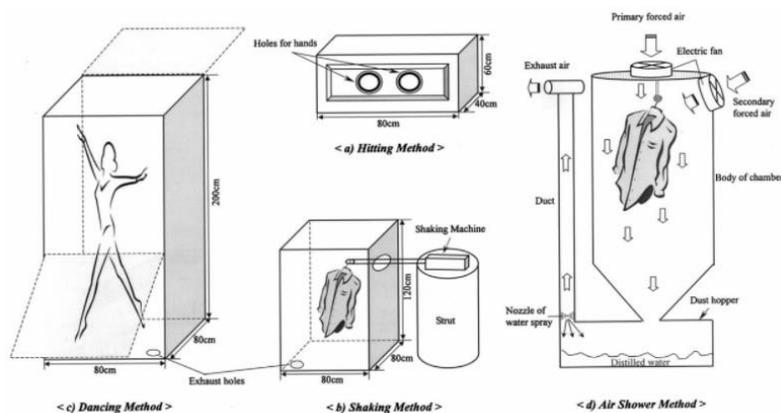
En (Yoon & Brimblecombe, 2000), los autores plantean un experimento que consistió en crear cámaras de estudio para evaluar 4 métodos distintos de desprendimiento de polvo y comparar su eficacia, para el presente proyecto se hará referencia únicamente a 3 de los métodos aplicados: golpear, agitar y ducha de aire, ya que son los que tienen especial relevancia para el desarrollo de la máquina sacudidora de campanas de fieltro presentada en este documento.

**Método de Golpear y Agitar.** El método consiste en golpear la prenda un número determinado de veces con la mano o con un elemento mecánico resistente al impacto, en tanto que el método de agitar emplea un motor para generar vibraciones moderadas durante un intervalo de tiempo, en ambos casos el tiempo de golpeteo o sacudimiento dependerá de la cantidad de partículas que se requiera desprender del elemento textil, manteniendo en lo posible condiciones de humedad ambiental constantes (Yoon & Brimblecombe, 2000).

**Método de Ducha de Aire.** Este método emplea un ventilador eléctrico para generar un flujo de aire forzado sobre la prenda y de este modo desprender las partículas, el tiempo de aplicación del flujo, así como la velocidad dependen de los requerimientos de limpieza, luego estas partículas desprendidas se depositan en una tolva o bandeja de recolección (Yoon & Brimblecombe, 2000).

Figura 2

Cámaras experimentales empleadas para determinar el porcentaje de desprendimiento de partícula en textiles.



Nota: Tomado de *Clothing as a source of fibres within museums* (p. 447), por Y. Yoon, P. Brimbleco, Journal of Cultural Heritage.

## Contexto Actual de Yanapi S.A

Yanapi S.A., es una empresa ecuatoriana domiciliada en la parroquia Chimbacalle en el Distrito Metropolitano de Quito dedicada a la fabricación de campanas (producto en bruto) de fieltro y comercializa sombreros terminados bajo la marca Bigalli. Fundada inicialmente en Guayaquil en 1942 bajo el nombre de Industria Relacionada con Sombreros y Afines (IRSA), en el año de 1978 la empresa traslada su planta de producción a Quito lo que generó un crecimiento sustancial en las ventas del mercado nacional y adopta una nueva identidad cambiando su nombre a Yanapi, que significa colada morada en quichua (Angulo, s. f.).

## Proceso Productivo

1. **Preparado:** para garantizar un producto de calidad, el proceso inicia con la selección meticulosa de proveedores de materia prima de quienes se importa lana y blousse. Se realiza el carbonizado de la materia prima sumergiéndola en una solución ácida con humectante para eliminar residuos vegetales.

**Figura 3**

*Proceso de carbonizado de la materia prima en solución ácida.*



*Nota: Tomado de sitio web oficial de la empresa Yanapi S.A: [www.yanapi.com](http://www.yanapi.com)*

2. **Cardado:** la mezcla de lana es ingresada en una carda para obtener una colcha que posteriormente pasará por cardinas más pequeñas cuyo producto final son conos de lana de diferente gramaje y tamaño, estos son revisados individualmente para garantizar que cumplen con estándares solicitados por los clientes dependiendo del producto final que se desea obtener.

**Figura 4**

*Proceso de cardado de lana para la obtención de la colcha.*



*Nota: Tomado de sitio web oficial de la empresa Yanapi S.A: [www.yanapi.com](http://www.yanapi.com)*

3. **Afieltrado:** Las campanas son afieltradas (encogidas) mediante un proceso de planchado con presión, vapor y vibración. Se pasan las campanas en varias ocasiones por estas máquinas para asegurar que se realice el encogimiento

tanto en el ala como en la copa. Las campanas afieltradas son lavadas con agua caliente en batanes para posteriormente ser teñidas. Las campanas teñidas son enconadas (conformadas) individualmente buscando que todas respondan a los requerimientos de tamaño final.

**Figura 5**

*Proceso de afieltrado de campanas empleando presión, vapor y vibración.*



*Nota: Tomado de sitio web oficial de la empresa Yanapi S.A: [www.yanapi.com](http://www.yanapi.com)*

4. **Terminado:** Las campanas conformes son secadas y engomadas, buscando la dureza específica de cada mercado e ingresadas a la bodega revisando una a una que cumplan con los estándares de control de calidad. Finalmente se embalan para ser enviadas al cliente final.

**Figura 6**

*Control de calidad y conformidad de las campanas realizado en la etapa de terminado.*



*Nota: Tomado de sitio web oficial de la empresa Yanapi S.A: [www.yanapi.com](http://www.yanapi.com)*

### ***Proceso de Sacudimiento y Extracción de Polvo***

Actualmente el proceso de sacudimiento y extracción de polvo de campanas de fieltro en la planta Sur de la empresa Yanapi S.A. durante la etapa de terminado, emplea 1 máquina denominada Sacudidor, la cual consta de un sistema de paletas acopladas a un eje rotatorio, un sistema de extracción de polvo y partículas de pelusa que emplea extracción localizada mediante una campana piramidal, una estructura metálica cuya cámara interior está recubierta por madera tratada y su respectivo panel de control, cabe mencionar que el proceso es poco automatizado por lo que el panel consta únicamente de un sistema ON/OFF y un timer. Además, tanto el ingreso como la salida de las campanas se realiza de forma manual mediante una palanca que manipula un operario.

El proceso inicia colocando las campanas de fieltro dentro de la cámara de madera, la capacidad de la máquina varía entre 20 a 30 campanas, este número se encuentra en función del peso, tamaño, espesor, y tipo de engomado de las campanas. Luego se acciona el motor acoplado al eje que sostiene las paletas, durante un tiempo programado, el efecto del movimiento rotatorio actualmente a 340 rpm, provoca que las campanas se sacudan en el interior de la máquina y las partículas de polvo y pelusa contenidas en ellas se suspendan en el aire dentro de la cámara. Según datos del Departamento de Producción, el polvo de un tamaño aproximado de 20 micras y la pelusa de un tamaño aproximado de 93 micras son aspirados por una campana de extracción ubicada en la parte inferior de la máquina a una velocidad de 2.5 m/s y llevados a través de un sistema de ductos hacia el área de filtrado y depósito a una velocidad de 15 a 16 m/s, el sistema de extracción emplea un ventilador y un filtro de 24 mangas de tela.

Posteriormente después de sacudir un número determinado de campanas, generalmente cuatro ciclos de máquina, se realiza la limpieza de la cámara interna, este proceso lo realiza manualmente un operario empleando un soplete.

La principal motivación para desarrollar el presente proyecto surge de la necesidad del departamento de producción de automatizar en mayor grado el proceso de sacudido y también mejorar los niveles de extracción de polvo.

La premisa consiste en desarrollar un mecanismo de sacudimiento configurable, que permita variar la velocidad de sacudimiento y los tiempos del mismo en función de la necesidad, que permita configurar diferentes velocidades durante la duración de un solo ciclo de sacudido para evaluar los resultados referentes a: desgaste de las campanas, sacudido de las campanas, afectación del engomado, etc. Además, se requiere la utilización de nuevos materiales en la construcción del sacudidor ya que la madera empleada en los antiguos sacudidores se desgasta rápidamente con el uso frecuente debido al impacto de las campanas de fieltro lo que produce que la madera se despostille.

Mediante la inspección técnica de las máquinas actuales, los requerimientos del departamento de producción y consideraciones adicionales realizadas por los operarios del proceso, se determinó que se deben realizar cambios en la estructura del sacudidor, el mecanismo de paletas y como parte fundamental el rediseño del sistema de extracción para aumentar la capacidad actual del proceso que resulta insuficiente, adicional a esto aumentar el grado de automatización de la nueva máquina para reducir tiempos y simplificar el uso a los operarios.

## **Justificación e Importancia**

### ***Innovación***

Para (Escorsa & Valls, 2009), la innovación sería la propuesta o solución más o menos novedosa que se da a partir del estudio sistemático de las necesidades, sean éstas personales o grupales, al igual que de la organización. También señalan a la innovación como un elemento clave de la competitividad de una empresa, es decir, “innovar es utilizar el conocimiento y generarlo si es necesario, para crear productos, servicios o procesos que son nuevos para la empresa, o mejorar los ya existentes, consiguiendo con ello tener éxito en el mercado” (Reyes, 2015).

En Yanapi S.A., una de las maneras de innovar ha sido generar los mecanismos para garantizar la calidad de sus productos. El control de calidad exhaustivo en las campanas terminadas ha permitido a la empresa mantener un mercado internacional importante. Las campanas terminadas deben tener una superficie lisa y libre de impurezas. En caso de que las campanas tengan residuos de polvo e impurezas excesivas, es necesario repetir el proceso en el sacudidor, transformándose en pérdida de tiempos de producción.

### ***Automatización***

Igualmente, en antecedentes se abordó el tema del grado de automatización actual del proceso de sacudimiento, el cual es mínimo ya que únicamente cuenta con un sistema de encendido y apagado y un timer que activa una luz indicadora para informar al operario del fin de ciclo de sacudido. El uso de las máquinas en su mayoría es de forma manual, por lo que es necesario aumentar el grado de automatización incorporado en el nuevo sacudidor, el cual implica apertura y cierre automático de compuertas, ingreso automático de campanas mediante una rampa y programas de sacudimiento personalizados según el tipo de campana, todo esto con miras a mejorar

la productividad en la etapa de terminado y reducir acciones de los operarios que no aportan valor agregado al proceso productivo.

### ***Seguridad***

Actualmente, la ineficiencia del proceso de sacudimiento, provoca que mucho del polvo sacudido de las campanas se suspenda en el ambiente de trabajo y que caiga nuevamente sobre las campanas limpias y sobre los operarios que al estar expuestos largas jornadas a estos contaminantes son propensos a sufrir afecciones respiratorias si no emplean el equipo de protección adecuado.

Esto se agrava considerando la limpieza de forma manual mediante aire comprimido que se realiza periódicamente a las máquinas para quitar el polvo sedimentado en su interior, por lo que el diseño más hermético del nuevo sacudidor propuesto en este proyecto ayudará a reducir considerablemente ese contacto entre los operarios y el polvo.

## **Objetivos**

### ***Objetivo General***

Diseñar y construir una máquina sacudidora de campanas de fieltro con un sistema de extracción de polvo para la empresa Yanapi S.A.

### ***Objetivos Específicos***

- Diseñar y construir una cámara de sacudimiento que mejore el golpeteo de las campanas de fieltro.
- Diseñar e implementar un mecanismo automático que permita el ingreso de las campanas al interior de la máquina, y su posterior salida después del sacudimiento con intervención mínima del operario.
- Dimensionar adecuadamente el sistema de extracción de polvo del área de Terminado de la empresa Yanapi S.A. que ayudará a la selección de un nuevo ventilador y al diseño de las campanas de extracción del Sacudidor.
- Realizar la selección de materiales de construcción en base a los requerimientos mecánicos y funcionales del Sacudidor.
- Realizar pruebas con el Sacudidor para determinar los parámetros de sacudimiento óptimos (velocidad y tiempo) para cada modelo de campana procesada y evaluar su eficiencia en la extracción de polvo.
- Desarrollar un programa de funcionamiento configurable para el Sacudidor de modo que se adapte a las necesidades productivas del área de Terminado de la empresa y sea fácilmente operable por los trabajadores.

## Alcance del Proyecto

Para la descripción del alcance del proyecto planteado se tienen los siguientes subsistemas o componentes: mecánico, electrónico, neumático, de control y tecnologías de la información (Informático) que se presentan en la siguiente figura.

**Figura 7**

*Descripción de los componentes que comprenden el diseño de la máquina sacudidora.*



## Componente Mecánico

La parte estructural del sistema es importante, debido a que dará soporte a todos los elementos que componen al mismo, tanto mecánicos como electrónicos y neumáticos. La estructura deberá dar soporte a: la cámara de sacudimiento, dos campanas de extracción de aire, dos compuertas acopladas a cilindros neumáticos para su apertura y cierre, un cajón para la retención de campanas, una rampa para el ingreso de campanas, un eje de acero con 2 paletas de duralón encargadas de efectuar el sacudimiento de campanas de fieltro, un motor acoplado al eje mediante bandas, el

panel de control con dispositivos eléctricos y neumáticos, adicional el peso de las campanas una vez ingresadas a la máquina. Además, soportará la turbulencia de aire interno producido por el giro de las paletas y la vibración producida por el golpeteo de las campanas.

En esta sección está contemplado realizar:

- El diseño eficiente de la estructura de soporte y de la cámara de sacudimiento de modo que no se requieran procedimientos de manufactura demasiado complejos y tratando de simplificar las operaciones de ensamble. Además de dimensionar los esfuerzos mecánicos a los que se verá sometida la máquina para dotarla a partir del diseño de robustez, en términos de rigidez y resistencia.
- El diseño de un mecanismo de paletas que garantice los requerimientos de resistencia al impacto y peso reducido para no sobrecargar al motor y producir un golpeteo eficiente de campanas. Aquí también se contempla el dimensionamiento de chumaceras para el apoyo del eje de rotación y la selección de bandas y poleas para la transmisión de potencia entre el motor y el eje.
- El diseño de los mecanismos a emplear para producir el accionamiento de apertura-cierre de las compuertas de ingreso y salida de campanas y el ascenso-descenso de la rampa para el ingreso de campanas al sacudidor, con el accionamiento de cilindros neumáticos.

### ***Componente Eléctrico y Electrónico***

El suministro de energía eléctrica, los mandos eléctricos, todo lo relacionado con el control industrial es importante, para el control, encendido y apagado de todo el sistema. En este proyecto el componente eléctrico y electrónico será montado en un panel de control con los dispositivos correspondientes para el uso y protección de

motores, luces piloto y botonería industrial, elementos de control como PLC y HMI, y el cableado correspondiente para cada uno de estos elementos.

### ***Componente Neumático***

La empresa Yanapi S.A. cuenta con una red de aire comprimido en el área de instalación de la máquina, la misma que proporciona de 6-8 bares de presión constante. Se realizará el dimensionamiento de los pistones, la carrera de los vástagos y su diámetro, así como los caudales necesarios de acuerdo a la velocidad de desplazamiento requerida.

### ***Componente de Control***

Para el sistema de control se prevé emplear un PLC y una HMI para gestionar las señales provenientes de los mandos manuales implementados para los operarios y los diferentes ciclos de sacudimiento programados según el tipo de campana que se requiera procesar, adicional a esto se tiene la posibilidad de configurar tiempos y velocidades de giro del eje según la necesidad. Para el control de los pistones se utilizarán válvulas electroneumáticas, cuyas señales deben provenir del PLC.

### ***Componente Informático***

En este proyecto la función de tecnologías de la información es una de las más importantes porque el proyecto requiere del uso de diversos softwares para realizar el diseño CAD de la estructura de la máquina, simulaciones de líneas de flujo para el sistema de extracción de aire, diseño y documentación del sistema eléctrico y electrónico, programación e implementación de la lógica de control.

## CAPÍTULO 2

### Marco Teórico

#### Sistemas de Extracción de Polvo

En ingeniería, la técnica de control más comúnmente aplicada para controlar y reducir la exposición de trabajadores a polvo respirable consiste en la implementación de sistemas de recolección de polvo, también conocidos como sistemas de ventilación con escape local. Estos sistemas capturan el polvo generado por diversos procesos industriales (minería, fundición, canteras, textil, panaderías, agricultura, etc.), y los transportan mediante ductos a un dispositivo de filtración y recolección de polvos, el objetivo de esta captación es reducir la contaminación de la planta y la atmósfera de respiración de los operarios.

Según el tipo de partículas, los efectos sobre la salud pueden ser más o menos graves. No obstante, no hay polvos inocuos; cualquier exposición a polvo supone un riesgo. El polvo más peligroso es aquel que se conoce como “polvo respirable” y representa solo una parte del total del polvo atmosférico, está constituido por las partículas más pequeñas que permanecen más tiempo en el aire, que pueden llegar a ser inhalados, trasladarse hasta los bronquios y luego a los alvéolos pulmonares (Consejo Superior de Investigaciones Científicas, s. f.).

**Tabla 1**

*Capacidad de penetración pulmonar para distintos tamaños de partículas de polvo.*

<b>Tamaño de partículas (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Capacidad de penetración pulmonar</b>
$\geq 50$	No puede inhalarse
10 – 50	Retención en nariz y garganta
$\leq 5$	Penetra hasta el alvéolo pulmonar

*Nota:* Tomado de *La Prevención de Riesgos en los Lugares de Trabajo* (p. 2), por Consejo Superior de Investigaciones Científicas.

Los sistemas de control de polvo implican múltiples decisiones de ingeniería, que se basan en optimizar el diseño para satisfacer las necesidades particulares de un determinado proceso tales como: uso eficiente del espacio disponible, longitud y diámetro de conductos y accesorios, selección de filtros, requisitos eléctricos y de equipos de control (Services et al., 2013).

### **Fundamentos de los Sistemas de Extracción de Polvo**

Un buen diseño de un sistema extractor de polvo considera los atributos que deben tener los equipos de captura de polvo en función de la naturaleza del polvo, esto incluye el tamaño y la distribución de las partículas, forma, características físicas y la cantidad de partículas emitidas, adicional las propiedades del material que son consideraciones de diseño clave para los sistemas de recolección de polvo como: humedad y temperatura.

El tamaño de partículas describe que tan gruesas o finas son y normalmente se miden en micrómetros ( $\mu\text{m}$ ), donde las partículas de polvo respirables dañinas para el ser humano están en el rango de tamaño de  $10\mu\text{m}$  o menos. En los sistemas de recolección de polvo, los tamaños de partículas más grandes son fáciles de recolectar, a menudo ayudados significativamente por la gravedad, además la forma de las partículas afecta cómo se recolectan y cómo se liberan de los medios de colección (Services et al., 2013).

### **Flujo de Aire y Control de Polvo**

Dentro de un sistema de ventilación se producen 2 principios básicos que ayudan a comprender como se comporta el flujo de aire en los conductos:

### ***Presión Estática***

La presión estática (SP) en un sistema de ventilación generalmente es creada por un ventilador, y se define como la diferencia entre la presión en los conductos y la presión atmosférica. Una presión estática negativa está asociada a un sistema de extracción o succión de aire que produciría un efecto de contracción de las paredes de los ductos mientras que una presión estática positiva está asociada a un sistema de empuje o inyección de aire que produciría un efecto de expansión de las paredes de los ductos.

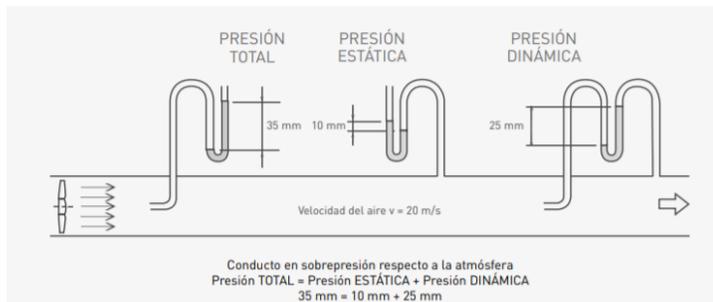
La presión estática se emplea para superar las pérdidas de carga en el sistema, producidas por la resistencia de fricción al flujo de aire en los conductos y por resistencia de obstáculos como: accesorios, ciclones, colectores de polvo, etc. Dicha presión puede ser medida mediante un tubo de Pitot conectado de forma perpendicular a la pared lateral del conducto para determinar la diferencia entre la presión interna del ducto y la presión atmosférica (Services et al., 2013).

### ***Presión de Velocidad***

El aire que viaja a través de un conducto a una velocidad específica creará una presión correspondiente conocida como presión de velocidad (VP). La presión de velocidad es la presión requerida para acelerar el aire desde el reposo a una velocidad particular. Solo existe cuando el aire está en movimiento, siempre actúa en la dirección de flujo de aire, y siempre tiene un valor positivo. La suma algebraica de presión estática y la presión de velocidad es la presión total (TP) (Services et al., 2013).

**Figura 8**

Relación entre presión estática, presión de velocidad o dinámica y presión total.



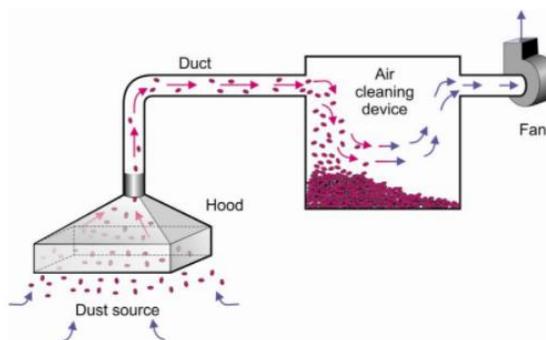
Nota: Tomado de *Manual de ventilación* (p. 12), por Soler, Palau.

## Diseño de Sistemas de Extracción

Todos los sistemas de escape, ya sean simples o complejos, tienen en común el uso de campanas, conductos, y un dispositivo de recolección y limpieza de aire que conduce al ventilador de extracción, por lo que a continuación se describen algunos parámetros básicos de diseño del sistema y se establecen algunas consideraciones importantes sobre la velocidad del aire (Services et al., 2013).

**Figura 9**

Esquema básico de un sistema de extracción simple con sus principales componentes como: campana, ductos, dispositivo de filtración de aire y ventilador.



Nota: Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 11), por Department of Health and Human Services et al.

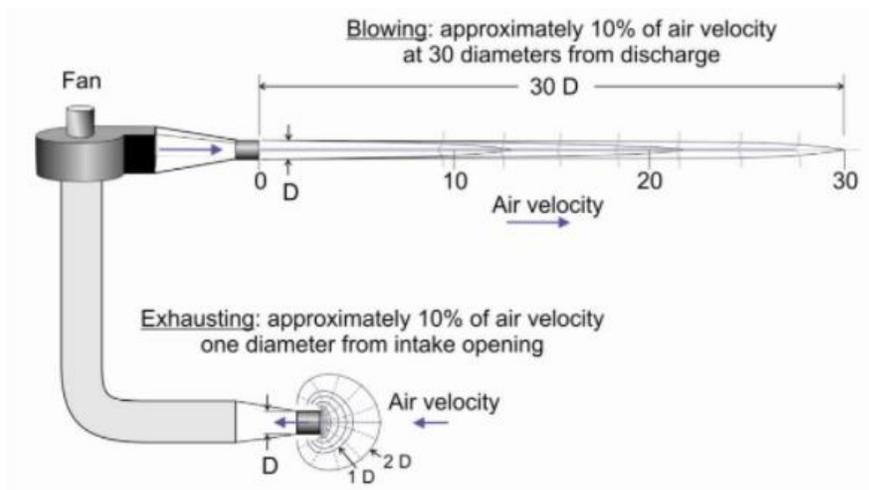
## Campanas

Un diseño adecuado de la campana creará un patrón de flujo de aire efectivo para capturar el polvo y llevarlo al sistema de ventilación. La eficacia de la campana está determinada por su capacidad para inducir un patrón de flujo de aire para el aire cargado de polvo en el entorno de trabajo.

Una limitación importante que tiene el diseño de una campana es la distancia con respecto a la fuente de emisión de polvo, ya que la velocidad de aire para estos sistemas en los ductos se ve muy reducida con respecto a la velocidad de aire en la abertura del conducto, la velocidad del aire a solo 1 diámetro de distancia de la abertura es de aproximadamente el 10% de la velocidad de entrada, esto se debe a que en la abertura la captura del aire se realiza desde todas las direcciones formando una silueta casi esférica.

**Figura 10**

*Comparación de características de ventilación entre un sistema de extracción contra un sistema de soplado.*



*Nota:* Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 12), por Department of Health and Human Services et al.

## **Diseño de Campana**

Los parámetros más importantes en el diseño de una campana extractora son los siguientes:

**Tasa de Flujo de Aire.** La tasa de flujo de aire a través de la campana es el más importante. Sin una velocidad de aire adecuada la campana no es capaz de capturar el polvo, por ende, el resto del sistema colector de polvo pierde sentido. Como una aproximación, las cantidades de flujo de aire en la Tabla (2) generalmente proporcionarán un buen control de polvo cuando se aplica a los equipos enumerados.

**Tabla 2**

*Cantidades típicas de flujo de aire en los componentes del sistema de recolección de polvo.*

<b>Equipo</b>	<b>Flujo de aire, CFM</b>
<b>Elevador de cangilones sellado</b>	400 arriba y abajo
<b>Elevador de cangilones sellado</b>	800 solo arriba
<b>Cinta transportadora</b>	1000-1500 por punto de transferencia
<b>Cribas oscilantes de baja velocidad</b>	300 - 500
<b>Cribas vibratorias de alta velocidad</b>	Longitud del sello de la campana x 250 cfm / ft
<b>Cribas</b>	300–500 en cada conducto de descarga
<b>Canales de carga</b>	800 - 1200
<b>Compartimentos de almacenaje</b>	300 - 400
<b>Campanas, tolvas y marquesinas</b>	250 cfm / ft <sup>2</sup> de área de cortina vertical alrededor del perímetro de la unidad

*Nota:* Las cantidades de flujo de aire recomendadas para equipos típicos que trabajan con extracción de polvo proporcionan un buen control de polvo cuando se aplica a los equipos enumerados, debidamente encapuchados. Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 14), por Department of Health and Human Services et al.

**Velocidad de Captura.** La velocidad de captura es una medida del flujo de aire necesario para capturar el polvo liberado en la fuente hacia la campana extractora. La velocidad de captura debe ser poderosa, lo suficiente para superar todos los factores opuestos y corrientes de aire en el área circundante. Existen varias tablas disponibles

que proporcionan un rango de velocidades de aire recomendadas bajo una variedad de condiciones para la mayoría de operaciones de extracción (Soler & Palau, s. f.). Una vez determinada esta velocidad de captura, se puede calcular el volumen de succión de la campana mediante la siguiente Ecuación (1):

$$Q = V_x * (10X^2 + A_h) \quad (1)$$

Donde

Q: la tasa de aire extraído,  $\frac{ft^3}{min}$

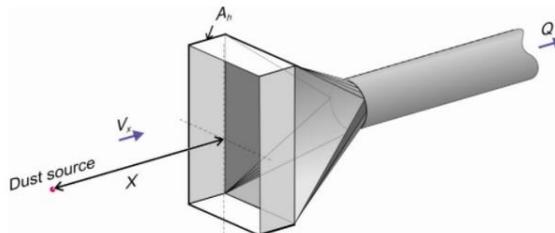
$V_x$ : la velocidad del aire requerida en el punto más remoto de dispersión del contaminante,  $\frac{ft}{min}$

X: distancia en pies desde la cara de la campana hasta el punto más remoto de dispersión del contaminante,  $ft$

$A_h$ : el área de apertura de la campana,  $ft^2$

**Figura 11**

*Esquema campana de extracción.*



*Nota:* Esquema para comprender la pérdida de entrada en la campana de succión con respecto a la distancia de la fuente de emisión de polvo. Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 17), por Department of Health and Human Services et al.

En el documento “American Conference of Governmental Industrial Hygienists' Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design” correspondiente al Título 40 del Código de Regulaciones Federales de Estados Unidos (40 CFR), se

ofrece datos de velocidad de captura recomendada para diferentes aplicaciones, los cuales se resumen en la Tabla (3) (Hygienists, 1998).

**Tabla 3**

*Rango de velocidades de captura en campanas.*

<b>Condición de dispersión del contaminante</b>	<b>Ejemplo</b>	<b>Velocidad de captura (fpm)</b>
<b>Libreado prácticamente sin velocidad en el aire tranquilo</b>	Evaporación de tanques; desengrasado, etc	50-100
<b>Liberado a baja velocidad en aire moderadamente quieto</b>	Cabinas de pintura; llenado intermitente de contenedores; cintas transportadoras de baja velocidad; soldadura; enchapado; decapado	100-200
<b>Generación activa en zona de rápido movimiento de aire</b>	Pintura a pistola en cabinas poco profundas; llenado de barriles; carga en cintas transportadoras; trituradoras	200-500
<b>Liberado a alta velocidad inicial en la zona con un movimiento de aire muy rápido.</b>	Molienda; limpieza abrasiva; golpeteos	500-2000

*Nota:* Tomado de *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design* (p. 52), por American Conference of Governmental Industrial Hygienists.

### **Conductos y Velocidades de Aire**

En un sistema de ventilación existen conductos de succión y de descarga, los cuales son los dispositivos por donde circula la mezcla de aire y polvo, los ductos o tuberías utilizadas en sistemas de extracción son de sección transversal circular, rectangular y a veces en forma de espiral. Por lo general en la mayoría de sistemas de ductos, existen desviaciones de la mezcla o la subdivisión de esta, para lo cual es necesario contar con la ayuda de diferentes accesorios, como codos, tuberías cónicas, tees, soportes, entre otros (Altahona Utria & Gutiérrez Pertuz, 2001).

La velocidad en los conductos está determinada por el tipo de material transportado, en este caso partículas de polvo y pelusa. Para este tipo de sistemas, se requieren velocidades de diseño mínimas, normalmente más altas que los valores

teóricos y experimentales para evitar el asentamiento y el taponamiento del conducto y compensar pérdidas por fugas (Hygienists, 1998). En la Tabla (4) se proporcionan algunas velocidades de conducto típicas o recomendadas.

**Tabla 4**

*Rango de velocidades de transporte en conductos.*

<b>Naturaleza del contaminante</b>	<b>Ejemplo</b>	<b>Velocidad de diseño (fpm)</b>
<b>Vapor, gases y humo</b>	Todos los vapores, gases y humos	1000-2000
<b>Vapores</b>	Soldadura	2000-2500
<b>Polvo ligero muy fino</b>	Pelusa de algodón, harina de madera, polvo litográfico	2500-3000
<b>Talcos y polvos secos</b>	Polvo fino de caucho, polvo de moldeo de baquelita, pelusa de yute, polvo de algodón, virutas (ligeras), polvo de jabón, virutas de cuero	3000-4000
<b>Polvo promedio industrial</b>	Polvo de esmerilado, pelusa de pulido (seco), polvo de lana yute (residuos de batidoras), café frijoles, polvo de zapatos, polvo de granito, harina de sílice, manejo general de materiales, corte de ladrillos, polvo de arcilla, fundición (en general), polvo de piedra caliza, embalaje y pesaje de polvo de amianto en industrias textiles	3500-4000
<b>Polvos pesados</b>	Aserrín (pesado y húmedo), virutas de metal, tambores de fundición y sacudidas, polvo de chorro de arena, bloques de madera, desechos de cerdo, virutas de latón, yeso polvo de perforación de hierro, polvo de plomo	4000-4500
<b>Pesado o húmedo</b>	Polvo de plomo con virutas pequeñas, polvo cerámico húmedo, trozos de asbesto máquinas de corte de tuberías de tránsito, pelusa de pulido (pegajosa), polvo de cal viva	4500 o superior

*Nota:* Tomado de *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design* (p. 65), por American Conference of Governmental Industrial Hygienists.

Hay tres tipos básicos de sistemas utilizados para transportar polvo al colector: alta velocidad, baja velocidad y baja velocidad modificada. Lo más familiar para la industria es el sistema de alta velocidad, mayormente empleado en los sistemas de extracción de polvo y es el que emplea la empresa Yanapi por lo que se describe a continuación. (Services et al., 2013).

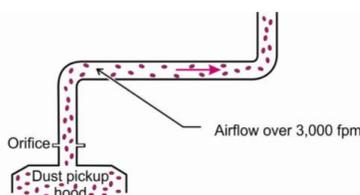
### **Sistemas de Alta Velocidad**

El sistema de alta velocidad se caracteriza por su capacidad para transportar aire cargado de polvo (partículas más grandes de 10  $\mu\text{m}$ ) desde los puntos de entrada del sistema hacia el colector de polvo sin que las partículas se asienten en el conducto. Debido a que los conductos en un sistema de alta velocidad se pueden ejecutar tanto horizontal como verticalmente, hay pocas restricciones de ingeniería. Se pueden diseñar fácilmente distribuciones efectivas de conductos, normalmente con un conducto horizontal central y conductos de recolección más pequeños que se ramifican hacia las zonas productoras de polvo.

Una gran desventaja del sistema de alta velocidad es que la red de conductos está sujeta a "voladura" abrasiva por las partículas de polvo que se mueven a alta velocidad, especialmente cuando el aire cambia de dirección. Los codos y las entradas de las ramas son áreas particulares sometidas a un alto desgaste. La abrasión se muestra primero en estas áreas de cambio de dirección del aire. Este desgaste o abrasión, si no es abordado a través de un diseño de ingeniería adicional o mantenimiento, resultará en el largo plazo en el deterioro del sistema de recolección debido a la formación de agujeros o aberturas en la red de conductos. Debido a este desgaste abrasivo, la mayoría de los conductos y accesorios deben fabricarse con materiales más pesados (Services et al., 2013).

#### **Figura 12**

*Esquema de un sistema de ductos de alta velocidad.*



*Nota:* Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 20), por Department of Health and Human Services et al.

## **Dispositivos de Limpieza de Aire (Sistemas de Filtrado de Polvo)**

La elección del filtro de aire para cualquier instalación depende de varios factores como el nivel de concentración del polvo, tamaño de partícula, temperatura y contenido de humedad de la corriente de aire, entre otros, la siguiente es una lista de los tipos de colectores más utilizados para la eliminación de partículas.

- Separadores por gravedad (cajas desplegadas).
- Colectores centrífugos o ciclones.
- Colectores de filtros de mangas.
- Colectores de cartuchos.
- Depuradores húmedos.
- Precipitadores electrostáticos (ESP).

A continuación, se ofrece una breve descripción de un colector de filtro de mangas ya que es el mecanismo utilizado en el sistema de extracción de la empresa Yanapi.

### ***Colector de Filtro de Mangas***

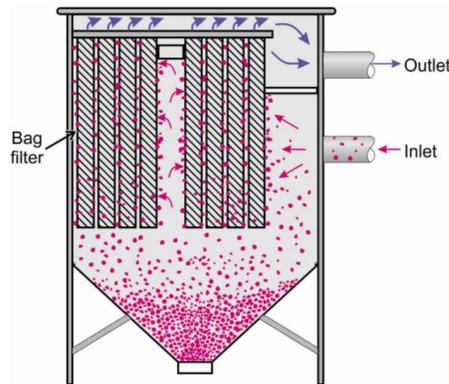
Los colectores de polvo de cámara de filtros capturan las partículas en una corriente de aire pasando el aire a través de una bolsa de tela. La separación ocurre cuando las partículas chocan y se adhieren a la tela del filtro y posteriormente se acumulan sobre sí mismos, luego el polvo depositado en la bolsa cae por gravedad en una tolva de recolección ubicada debajo de la sección de bolsas donde posteriormente será eliminado cuando se realice la limpieza del colector y de las bolsas en un proceso de mantenimiento (Altahona Utria & Gutiérrez Pertuz, 2001).

Las bolsas de tela pueden estar hechas de algodón, materiales sintéticos o fibra de vidrio. El tipo de bolsa utilizada depende del tipo de colector de telas y su aplicación. Para la mayoría de las aplicaciones que involucran temperatura ambiente, una bolsa de

algodón es la más económica. Sin embargo, en un ambiente corrosivo o de alta temperatura, debe emplearse material de bolsa que no sea algodón. Dado que las bolsas deben cambiarse periódicamente, se deben contemplar diseños de colectores de telas que faciliten el cambio de bolsas (Nivelo Chalco & Ugalde Pachecho, 2011).

**Figura 13**

*Diseño básico de un colector de polvo de filtro de mangas.*



*Nota:* Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 31), por Department of Health and Human Services et al.

## **Ventilador**

Hay diferentes tipos de ventiladores que se utilizan en los sistemas de ventilación, y su selección depende de sus características operativas.

### ***Características de Operación del Ventilador***

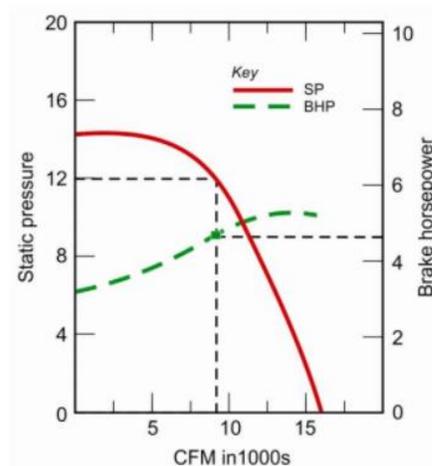
Las características de funcionamiento del ventilador las proporciona el fabricante. Esta información puede estar en el formato de tablas de rendimiento de los ventiladores y / o curvas de rendimiento, las cuales proporcionan solo la información como presión estática, flujo de aire y potencia de frenado (BHP) para un modelo particular de ventilador en un determinado número de revoluciones por minuto (RPM). La presión estática se basa sobre la cantidad de presión requerida para superar la

pérdida por fricción de todo el sistema de ventilación. El flujo de aire es la cantidad de aire necesaria para el sistema de ventilación. BHP (Brake Horsepower) es la potencia requerida del motor para operar el ventilador a la presión estática y flujo de aire deseados.

Es importante que la presión estática y el flujo de aire estén ubicados en el rango de operación del ventilador para que el flujo de aire pase a través de las aspas suave y silenciosamente sin ningún remolino, caso contrario se produce una condición conocida como pérdida aerodinámica.

**Figura 14**

*Típica curva de rendimiento para un modelo de ventilador en un determinado rango de RPMs.*



*Nota:* Tomado de *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing* (p. 51), por Department of Health and Human Services et al.

### ***Tipos de Ventiladores***

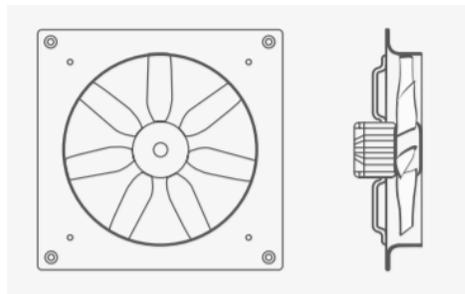
Hay dos tipos básicos de ventiladores: ventiladores de flujo axial y ventiladores centrífugos. También hay otros diseños que utilizan o combinan los conceptos de flujo axial o centrífugo; estos son ventiladores axiales-centrífugos, la selección del tipo de

ventilador se basa en los requisitos del diseño del sistema de ventilación (Services et al., 2013).

**Ventiladores Axiales.** Los ventiladores de flujo axial se emplean para el transporte de grandes volúmenes de aire con presiones estáticas bajas, por lo que su uso queda limitado a instalaciones que tengan pocas pérdidas de cargas. Mueven el aire en una dirección "axial" o paralela al eje de rotación del ventilador. Pueden tener diferentes configuraciones de transmisión, ya sea de transmisión directa o por correa conductora (Haro Rosado, 2015).

**Figura 15**

*Esquema típico de un ventilador de tipo axial.*



*Nota:* Tomado de *Manual de ventilación* (p. 91), por Soler, Palau.

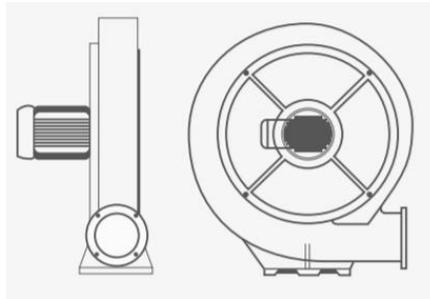
**Ventiladores Centrífugos.** Los ventiladores centrífugos por otra parte cuentan con una mayor eficacia para el transporte de presiones estáticas relativamente altas y además producen un valor menor de presión sonora en comparación a los ventiladores axiales, son concebidos pensando en situaciones muy complejas, como el transporte de aire con agentes contaminantes, explosivos o tóxicos, donde el manejo del aire se vuelve una tarea un poco más compleja.

Para un ventilador centrífugo el flujo de aire se introduce en un impulsor giratorio y se descarga radialmente desde la paleta del ventilador a un conducto de descarga. El

flujo de aire resultante es perpendicular a la rotación axial y la carcasa se utiliza para dirigir el flujo de aire a la ubicación deseada (Haro Rosado, 2015).

**Figura 16**

*Esquema típico de un ventilador de tipo centrífugo.*



*Nota:* Tomado de *Manual de ventilación* (p. 91), por Soler, Palau.

## **Cálculo de Elementos y Circuito Neumático**

### ***Cálculo de Consumo de Caudal***

Para determinar el caudal consumido en una red instalada en planta, se requiere sumar las cantidades de aire que emplean los diferentes elementos neumáticos conectados a la red, trabajando a pleno rendimiento.

Para este proceso se parte del caudal teórico que consume un dispositivo y se lo multiplica por un factor de uso y un factor de simultaneidad para calcular el caudal de consumo real. Luego se suman los caudales reales parciales para determinar el caudal total requerido por la red que debe proveer el compresor (Ortiz & Villacís, 2009).

**Factor de Uso.** Este factor trata de tener en cuenta los consumos intermitentes, puesto que todos los elementos neumáticos de una instalación no trabajan generalmente a toda su capacidad al mismo tiempo durante las 24 horas del día, se puede optimizar al máximo los tiempos de arranque del compresor que rellenan los depósitos (Buenache Vega, 2010). Este factor se define generalmente como:

$$F_u = \frac{\text{Consumo de aire en 24 horas}}{\text{Máximo consumo continuado en 24 horas}}$$

**Factor de Simultaneidad.** Este factor depende del número de unidades que en cada momento consumen aire. Si todas las máquinas funcionaran simultáneamente, la cantidad de aire a suministrar sería igual a la suma de los consumos parciales de todas ellas. Esto en la práctica no sucede, pues siempre hay un desfase entre los períodos de funcionamiento de cada una (Buenache Vega, 2010). A continuación, se presenta una lista de estos factores en la Tabla (5).

**Tabla 5**

*Factor de simultaneidad para diferentes cantidades de unidades consumidoras de aire.*

Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
1	1	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.73
5	0.83	13	0.71
6	0.80	14	0.69
7	0.77	15	0.65
8	0.75	100	0.20

*Nota:* Tomado de *REDISEÑO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO, TRATAMIENTO, TRANSPORTE Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO PARA EL ÁREA DE PINTURAS Y RESINAS DE LA FÁBRICA PINTURAS CÓNDOR S.A* (p. 71), por Ortiz & Villacís.

**Fugas.** Es difícil determinar un valor esperado de fugas en la instalación, ya que dependen del número y tipo de conexiones, de la presión de trabajo, la calidad y los años de la instalación. Instalaciones bien conservadas presentan normalmente fugas del 2 al 5%. Con varios años de servicio pueden llegar a fugas del 10% y con mal mantenimiento, se puede alcanzar un 25% (Buenache Vega, 2010).

**Margen de Ampliación.** En la mayor parte de las ocasiones conviene sobreestimar el tamaño de las conducciones principales y de algunos elementos debido a la probabilidad de una ampliación de las instalaciones en el corto/medio plazo, se

deben considerar 3 años con un 10 a 15% por año de ampliación (Ortiz & Villacís, 2009).

### ***Pérdida de Presión***

Las pérdidas de presión en una red comprenden las pérdidas existentes debido al flujo de aire en el interior de los conductos o tuberías (pérdidas lineales) sumadas a las existentes en los distintos elementos como: válvulas, accesorios y similares (pérdidas singulares). De esta forma, se define la presión de trabajo del compresor como suma de la presión requerida para el movimiento de la carga más las pérdidas de carga totales (Buenache Vega, 2010).

**Cálculo de Pérdidas en Conductos Lineales.** Las pérdidas de presión en las tuberías se producen por la fricción presente en los conductos debido al material constitutivo, las pérdidas se ven amplificadas por la longitud de la tubería y se pueden calcular empleando la fórmula de Harris que se observa en la Ecuación (2) (Sullivan, s. f., p. 410).

$$p_f = \frac{C * L * Q_{free}^2}{CR * d^5} \quad (2)$$

Donde:

$C$ : coeficiente de fricción

$L$ : longitud de la tubería, (ft)

$Q_{free}$ : caudal de aire libre,  $\left(\frac{ft^3}{s}\right)$

$CR$ : relación de compresión en la entrada de la tubería

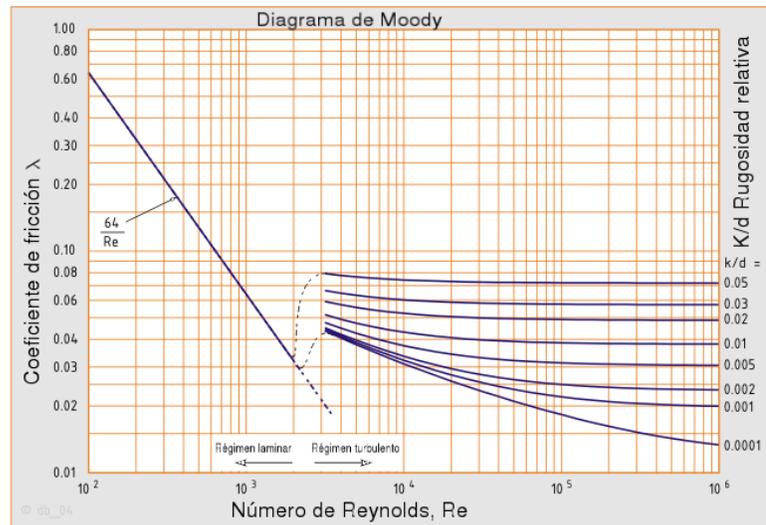
$d$ : diámetro interno de la tubería, (in)

**Coeficiente de Fricción.** El coeficiente de fricción se puede calcular empleando el diagrama de Moody, el cual que se observa en la Figura (17), conociendo la

rugosidad del material y diámetro de la tubería, además del número del Reynolds del fluido, en este caso el aire.

**Figura 17**

*Diagrama de Moody: factor de fricción frente al número de Reynolds.*



*Nota: Diagrama empleado para determinar el coeficiente de fricción de materiales empleados en tuberías neumáticas. Tomado de Fluid Power - Theory and Applications- 3ra Edición (p. 76), por Sullivan.*

Para un análisis más preciso se aplica la aproximación de Barr que se observa en la Ecuación (3), (Buenache Vega, 2010, p. 81) cuyos resultados se correlacionan bien con el diagrama de Moody.

$$\frac{1}{\sqrt{C}} = -2 * \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{5.1286}{Re^{0.89}} \right) \quad (3)$$

Donde:

$C$ : coeficiente de fricción

$\varepsilon$ : rugosidad, mm

$Re$ : número de Reynolds

$D$ : diámetro del conducto, mm

**Relación de Compresión.** La relación de compresión es un valor adimensional que relaciona las presiones de entrada (condiciones estándar) y salida (condiciones de trabajo) del aire del compresor. Es decir, establece la proporción de aumento de presión que provoca el compresor, y su valor se calcula empleando la Ecuación (4). (Buenache Vega, 2010, p. 74).

$$CR = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (4)$$

Donde:

$CR$ : relación de compresión

$\rho_1$ : presión de trabajo, PSI

$\rho_2$ : presión atmosférica (estándar), PSI

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_{atm} + \rho_{trab} \\ \rho_2 &= \rho_{atm} \\ CR &= \frac{\rho_{atm} + \rho_{trab}}{\rho_{atm}} \end{aligned}$$

Esta relación es muy empleada para convertir una cantidad de aire a presión en condiciones de trabajo a condiciones estándar ( $P_a = 14.5 \text{ PSI}$  o  $0.987 \text{ atm}$ ;  $T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ), ya que el consumo de aire en condiciones estándar es el valor empleado para dimensionar los componentes neumáticos.

**Caudal de Aire Libre.** Como se mencionó anteriormente, en un ambiente de trabajo la cantidad de aire consumido se encuentra a una cierta presión de trabajo. Sin embargo, el valor que se emplea para dimensionar componentes es la cantidad de aire consumido en "Condiciones Estándar" dicho valor también se conoce como "Caudal de aire libre", por tanto, para convertir una cantidad de aire a condiciones estándar se emplea la Ecuación (5), proveniente de la Ley de Boyle a temperatura constante (Sullivan, s. f., p. 398).

$$Q_{free} = V_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} * V_1 \quad (5)$$

Donde:

$$CR = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$Q_{free} = CR * V_1$$

$$Q_{free} = \left( \frac{\rho_{trab} + \rho_{atm}}{\rho_{atm}} \right) * V_1$$

**Cálculo de Pérdidas en Accesorios Singulares.** Para calcular las pérdidas por componentes y accesorios, se emplea la longitud equivalente (ficticia) de la tubería y ese resultado se suma a la longitud total de los conductos lineales y se aplica la fórmula de Harris. Las longitudes equivalentes para diferentes tipos de accesorios se listan en la Tabla (6).

**Tabla 6**

*Pérdidas por fricción a través de accesorios y válvulas.*

Diámetro de tubería nominal	Válvula de globo	Válvula de ángulo	Válvula de compuerta	Válvula Check	Válvula de tapón	Codo 45°	Codo 90°	Codo 90° radio largo	T estándar		Válvula antirretorno	Codo soldado 90°	
									Carrera de T	Salida deslizante		Radio corto	Radio largo
1/2	17.6	7.5	0.67	7.0	0.93	0.83	1.55	1.04	1.04	3.11	2.59		
3/4	23.3	9.9	0.89	9.2	1.23	1.10	2.06	1.37	1.37	4.11	3.43		
1	29.7	13.6	1.14	11.8	1.57	1.40	2.62	1.74	1.74	5.2	4.36	1.4	1.1
3/2	45.5	19.4	1.74	18.1	2.41	2.14	4.02	2.68	2.68	8.1	6.7	2.1	1.6
2	59	25.0	2.24	23.2	3.10	2.75	5.2	3.44	3.44	10.3	8.6	2.8	2.1
5/2	70	29.9	2.68	27.8	3.70	3.30	6.2	4.12	4.12	12.4	10.3	3.3	2.5
3	87	37.1	3.32	34.6	4.60	4.10	7.7	5.1	5.1	15.4	12.8	4.1	3.1
4	114	48.5	4.35	45.2	6.0	5.4	10.1	6.7	6.7	20.1	16.8	5.4	4.0
5	143	61	5.5	57	7.6	6.7	12.6	8.4	8.4	25.2	21.0	6.7	5.1
6	172	73	6.6	68	9.1	8.1	15.1	10.1	10.1	30.3	25.3	8.1	6.1

*Nota:* Tomado de *Fluid Power - Theory and Applications- 3ra Edición* (p. 412), por Sullivan.

Sin embargo, se puede utilizar una aproximación empírica para determinar la longitud total que será empleada para el cálculo de pérdidas, sin tomar en cuenta cada accesorio individual, como se observa en la Ecuación (6) (Ortiz & Villacís, 2009, p. 72).

$$L_{total} = 1.6 * L_L \quad (6)$$

### **Dimensionamiento de Cilindros Neumáticos**

El dimensionamiento empieza con el cálculo de la carga útil (fuerza) que debe ejercer el cilindro neumático más un margen de tolerancia que puede ser del 20%. Si se

conoce la presión que requiere el elemento neumático junto con la fuerza que debe ejercer se puede determinar el diámetro requerido del émbolo del pistón con la Ecuación (7) (Ortiz & Villacís, 2009, p. 77).

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi * d^2}{4}} \quad (7)$$

Donde:

$P$ : presión, Pa

$F$ : carga útil que debe ejercer el pistón, N

$A$ : área de la sección transversal del pistón,  $m^2$

$d$ : diámetro del émbolo del pistón, m

Despejando el diámetro del émbolo en función de la fuerza útil requerida y de la presión de alimentación del pistón se obtiene la Ecuación (8).

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}} \quad (8)$$

**Cálculo de Consumo de Aire.** El consumo teórico de aire de un cilindro es el volumen consumido por ciclo de trabajo, para calcularlo se aplica la Ecuación (9) (Buenache Vega, 2010, p. 74). Un ciclo de trabajo se refiere al desplazamiento del émbolo desde su posición inicial hasta el final de su carrera de trabajo, más el retorno a su posición inicial.

$$Q_{free} = CR * \left( \frac{0.0000471 * d_c^2 * S}{t} \right) \quad (9)$$

Donde:

$Q_{free}$ : caudal libre,  $\frac{L}{min}$

$d_c$ : diámetro del cilindro (émbolo), mm

$S$ : longitud de carrera, mm

$t$ : tiempo en realizarse un único ciclo, s

**Velocidad de Desplazamiento Lineal del Cilindro.** Conociendo el caudal libre de consumo y la geometría definida del cilindro neumático, además de la presión de aire que requiere el elemento neumático, se puede calcular la velocidad de desplazamiento lineal del vástago con la Ecuación (10), la cual se podrá modificar variando el caudal que ingresa al pistón empleando una válvula reguladora de caudal haciendo que el vástago se desplace más o menos rápido según la necesidad del proceso (Ortiz & Villacís, 2009, p. 78).

$$v = \frac{Q}{A} \quad (10)$$

Donde:

$Q$ : caudal máximo entregado por el compresor,  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$A$ : área del émbolo del cilindro,  $(m^2)$

$v$ : velocidad lineal de desplazamiento del vástago del pistón,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

### **Dimensionamiento de Válvulas**

Uno de los parámetros que se emplean en la selección de válvulas es el coeficiente de capacidad de flujo o caudal ( $C_v$ ), este valor es un indicador de cuánto aire fluirá a través de la válvula, los valores más altos indican que la válvula soportará tasas de flujo más elevadas, este valor sin embargo varía según el fabricante de la válvula. Para calcular este parámetro se emplea la Ecuación (11) (Sullivan, s. f., p. 431).

$$C_v = \frac{Q}{22.67} * \sqrt{\frac{T}{(\rho_1 - \rho_2) * K}} \quad (11)$$

Donde:

$C_v$ : coeficiente de capacidad de flujo

$Q$ : tasa de flujo (SCFM), caudal a condiciones estándar (25°C, 0.987 atm)

$T$ : temperatura absoluta ( $^{\circ}\text{F} + 460$ )

$\rho_1$ : presión a la entrada de la válvula  $\left(\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \text{ abs}\right)$

$\rho_2$ : presión a la salida de la válvula  $\left(\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \text{ abs}\right)$

$K$ : constante

La constante  $K$  depende de la caída de presión deseada a través de la válvula.

Para una caída de presión del 10% o menos de la presión de suministro,  $K = \rho_2$ . Si la

caída de presión está entre el 10 % y el 25 % de la presión de suministro,  $K = \frac{(\rho_1 + \rho_2)}{2}$ .

Para caídas de presión superiores al 25 % del suministro presión,  $K = \rho_1$ .

### ***Dimensionamiento del Compresor***

En general, se establecen cinco pasos básicos para fijar correctamente la capacidad del compresor (Buenache Vega, 2010).

- 1) Estimar el total de consumo de todos los dispositivos que emplean aire.
- 2) Determinar la presión más elevada que requieran estos elementos.
- 3) Revisar los ciclos de trabajo y determinar los factores de carga de los elementos.
- 4) Estimar un valor típico de fugas.
- 5) Fijar las máximas caídas de presión admitidas tanto para los diversos elementos como para los conductos
- 6) Incorporar márgenes para ampliaciones futuras de la instalación.

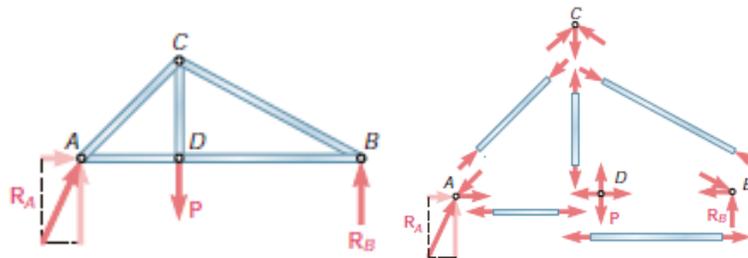
### **Armaduras**

Son estructuras de ingeniería, diseñadas para soportar cargas y por lo general son estacionarias y están totalmente restringidas. Constituidas únicamente por elementos rectos que se conectan mediante nodos ubicados en los extremos de cada elemento. Se considera que las fuerzas se aplican en los nodos, es decir sobre estos

elementos únicamente actúan dos fuerzas iguales y opuestas que están dirigidas a lo largo del elemento (Ferdinand P. Beer, 2013). Por lo tanto, el análisis de una armadura consiste en determinar las fuerzas que actúan sobre cada elemento y su sentido (tensión o compresión) como se muestra en la Figura (18).

**Figura 18**

*Análisis de armaduras.*



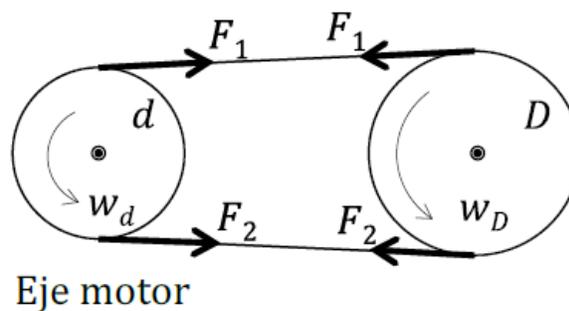
*Nota: El análisis de una armadura consiste en determinar las fuerzas que actúan en cada elemento. Tomado de Vector Mechanics For Engineers: Statics And Dynamics (p. 288), por Beer.*

### Transmisión de potencia mediante bandas

La transmisión por bandas establece una relación de transmisión entre los dos ejes conectados. Las bandas se montan en poleas de diámetro  $d$  (diámetro menor) y  $D$  (diámetro mayor), como se muestra en la Figura (19).

**Figura 19**

*Diagrama de eje motor y eje conducido en una transmisión de potencia por banda.*



*Nota: Tomado de Transmisión (p. 7), por Abasolo et al.*

Evidentemente, para que se desarrolle un par torsor  $T$  en la polea, es necesario que la correa tenga una tracción mayor en un ramal que en el otro ( $F_1 > F_2$ ), de este modo se cumple que:

$$T_d = (F_1 - F_2) * \frac{d}{2} \quad (12)$$

$$T_D = (F_1 - F_2) * \frac{D}{2} \quad (13)$$

Donde:

$T_d$ : torque en la polea del eje motor, N.m

$d$ : diámetro la polea del eje motor, m

$T_D$ : torque en la polea del eje conducido, N.m

$D$ : diámetro la polea del eje conducido, m

$T_D$ : torque en la polea del eje conducido, N.m

$F_1$  y  $F_2$ : fuerzas tensoras en la correa, N

Para determinar la relación de transmisión entre el eje conductor y el eje conducido se utiliza la siguiente ecuación:

$$i = \frac{D_{conductor}}{D_{conducido}} = \frac{\omega_{conducido}}{\omega_{conductor}} \quad (14)$$

Donde:

$D_{conductor}$ : diámetro de la polea del eje motor, m

$D_{conducido}$ : diámetro de la polea del eje conducido, m

$\omega_{conductor}$ : velocidad angular del eje conductor, rpm

$\omega_{conducido}$ : velocidad angular del eje conducido, rpm

$i$ : relación de transmisión

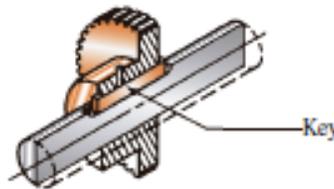
Las bandas en V son muy utilizadas en mecanismos industriales, su forma de V hace que la banda se acúñe con fuerza en la ranura, aumentando la fricción y permitiendo la transmisión de altos torques antes de que ocurra el deslizamiento.

### Chaveta

Una chaveta es un componente de maquinaria colocado en la interfaz entre un eje y la manzana de un elemento transmisor de potencia con el propósito de transmitir torque. La chaveta es desmontable para facilitar el montaje y desmontaje del sistema de ejes. Se instala en una ranura axial maquinada en el eje, llamada chavetero (Mott, 2018). En la Figura (20) se muestra el montaje de la chaveta en el chavetero.

**Figura 20**

*Chaveta en transmisión de potencia eje-engranaje.*

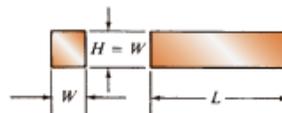


*Nota: Esquema de montaje chaveta-chavetero aplicado a un sistema de transmisión de potencia del eje al engranaje. Tomado de Machine elements in mechanical design (p. 472), por Mott.*

El tipo de chaveta más común para ejes de hasta 6 ½'' de diámetro es la chaveta cuadrada, cuya ilustración se puede ver en la Figura (21).

**Figura 21**

*Chaveta cuadrada.*



*Nota: Esquema de dimensiones de la chaveta cuadrada. Tomado de Machine elements in mechanical design (p. 472), por Mott.*

Para el dimensionamiento de la chaveta, se escoge el tamaño a partir de tablas de diseño que indican las dimensiones de acuerdo al diámetro del eje, como la Tabla (7). Posteriormente, se selecciona el material de la Tabla (8) y se calculan los esfuerzos que soporta la chaveta considerando el torque que debe transmitir. A partir de estos cálculos se obtiene la longitud mínima de chaveta para la transmisión de potencia.

**Tabla 7**

*Dimensiones de chavetas de acuerdo al diámetro del eje.*

Diámetro nominal del eje		Dimensiones de chaveta	
Más de	Hasta (inclusive)	Ancho, W (mm)	Altura, H (mm)
6	8	2	2
8	10	3	3
10	12	4	4
12	17	5	5
17	22	6	6
22	30	8	7
30	38	10	8
38	44	12	8
44	50	14	9
50	58	16	10
58	65	18	11

*Nota:* Tomado de *Machine elements in mechanical design* (p. 473), por Mott.

**Tabla 8**

*Ejemplos de materiales usados para chavetas.*

Designación de material	Resistencia a la tracción $s_u$ (MPa)	Límite elástico $s_y$ (MPa)
<b>Aceros al carbono (SAE)</b>		
1018	441	372
1035	496	272
1045	627	531
1095	965	572

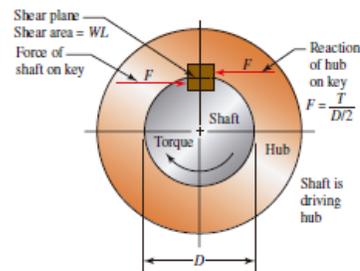
*Nota:* Tomado de *Machine elements in mechanical design* (p. 476), por Mott.

Existen dos modos básicos de falla potencial para la transmisión de potencia por chaveta:

- Por esfuerzo cortante en la interfaz eje-manzana Figura (22).
- Por compresión debido al aplastamiento entre los lados de la chaveta con el eje y la manzana Figura (23).

**Figura 22**

*Falla en la chaveta por esfuerzo cortante.*



*Nota: El torque aplicado en el eje genera un par de fuerzas por acción-reacción en la chaveta, creando un esfuerzo cortante sobre la sección  $W \times L$ . Tomado de *Machine elements in mechanical design* (p. 473), por Mott.*

La fuerza cortante se la puede obtener con la Ecuación (15) (Mott, 2018).

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad (15)$$

Donde:

$F$ : fuerza cortante, N

$T$ : torque al que está sometido el eje, N.mm

$D$ : diámetro del eje, mm

Luego, el esfuerzo cortante se obtiene con la Ecuación (16) (Mott, 2018).

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) * (WL)} = \frac{2T}{DWL} \quad (16)$$

Donde:

$\tau$ : esfuerzo cortante, MPa

$W$ : ancho de la chaveta, mm

$L$ : longitud de la chaveta, mm

Se define un esfuerzo cortante de diseño de acuerdo a la teoría de la energía de distorsión con las Ecuaciones (17) y (18):

$$s_{sy} = 0.577 s_y \quad (17)$$

$$\tau_d = \frac{s_{sy}}{N} \quad (18)$$

Donde:

$\tau_d$ : esfuerzo cortante de diseño, MPa

$s_y$ : resistencia a la fluencia por flexión del material, MPa

$s_{sy}$ : resistencia a la fluencia por cortante del material, MPa

$N$ : factor de seguridad

Despejando, se obtiene la longitud mínima de la chaveta para resistir el esfuerzo cortante de acuerdo a la Ecuación (19) (Mott, 2018).

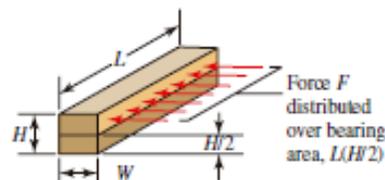
$$L_{min} = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad (19)$$

Donde:

$L_{min}$ : longitud mínima de la chaveta para resistir el esfuerzo cortante, mm

### Figura 23

*Falla en la chaveta por compresión (aplastamiento).*



*Nota: La falla por compresión se produce en la cara lateral de la chaveta, sobre la sección  $L \times (H/2)$ . Tomado de *Machine elements in mechanical design* (p. 473), por Mott.*

Se define un esfuerzo de compresión de diseño de acuerdo a la teoría de la energía de distorsión en la Ecuación (20).

$$\sigma_d = \frac{s_y}{N} \quad (20)$$

Donde:

$\sigma_d$ : esfuerzo de compresión de diseño, MPa

$s_y$ : resistencia a la fluencia del material, MPa

$N$ : factor de seguridad

Considerando el esfuerzo de compresión de acuerdo a la Ecuación (21) (Mott, 2018).

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) * (L) * \left(\frac{H}{2}\right)} = \frac{4T}{DLH} \quad (21)$$

Donde:

$\sigma$ : esfuerzo de compresión, MPa

$T$ : torque al que está sometido el eje, N.mm

$D$ : diámetro del eje, mm

$H$ : alto de la chaveta, mm

$L$ : longitud de la chaveta, mm

Reemplazando por el esfuerzo de diseño se obtiene la longitud mínima requerida de la chaveta para este modo de falla de acuerdo a la Ecuación (22) (Mott, 2018).

$$L_{min} = \frac{4T}{\sigma_d DH} \quad (22)$$

Donde:

$L_{min}$ : longitud mínima de la chaveta para resistir el esfuerzo por compresión, mm

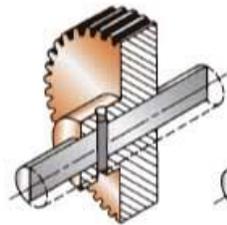
La longitud mayor de los dos modos de falla será la que gobierne el diseño.

### Pasadores

Con el elemento en posición sobre el eje, se puede perforar un agujero a través del cubo y el eje, y un pasador puede ser insertado en el agujero (Mott, 2018). La Figura (24) muestra un esquema del pasador recto, sólido y cilíndrico que se somete a cortante en dos secciones transversales.

**Figura 24**

*Pasador recto.*



*Nota: El pasador está sometido a esfuerzo cortante en dos secciones transversales. Tomado de Machine elements in mechanical design (p. 473), por Mott.*

Considerando el caso en que el pasador no atraviesa todo el eje, el esfuerzo cortante al cual está sometido sería únicamente en una sección transversal.

La fuerza cortante se la puede obtener con la Ecuación (23) (Mott, 2018).

$$F = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad (23)$$

Donde:

$F$ : fuerza cortante, N

$T$ : torque al que está sometido el eje, N.mm

$D$ : diámetro del eje, mm

Luego, el esfuerzo cortante se obtiene con la Ecuación (24) (Mott, 2018).

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) * \left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = \frac{8T}{D(\pi d^2)} \quad (24)$$

Donde:

$\tau$ : esfuerzo cortante, MPa

$W$ : ancho de la chaveta, mm

$L$ : longitud de la chaveta, mm

Se define un esfuerzo cortante de diseño de acuerdo a la teoría de la energía de distorsión:

$$s_{sy} = 0.577 s_y$$

$$\tau_d = \frac{s_{sy}}{N}$$

Donde:

$\tau_d$ : esfuerzo cortante de diseño, MPa

$s_y$ : resistencia a la fluencia por flexión del material, MPa

$s_{sy}$ : resistencia a la fluencia por cortante del material, MPa

$N$ : factor de seguridad

Despejando, se obtiene el diámetro mínimo del pasador de acuerdo a la Ecuación (25) (Mott, 2018).

$$d = \sqrt{\frac{8T}{D(\tau_d)(\pi)}} \quad (25)$$

Donde:

$d$ : diámetro mínimo del pasador para resistir el esfuerzo cortante, mm

### Resistencia a la fatiga y factores que la modifican

Para calcular el factor de superficie se emplea la Ecuación (26), luego para determinar los valores de  $a$  y  $b$  empleando la Tabla (9), se considera el acabado superficial.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (26)$$

Donde:

$k_a$ : factor de acabado superficial

$a$ : factor  $a$

$b$ : exponente  $b$

**Tabla 9**

*Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.*

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	Sut, KPSI	Sut, MPA	
<b>Esmerilado</b>	1.34	1.58	-0.085
<b>Maquinado o laminado en frío</b>	2.7	4.51	-0.265
<b>Laminado en caliente</b>	14.4	57.7	-0.718
<b>Como sale de la forja</b>	39.9	272	-0.995

*Nota: Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición (p. 280), por Budynas & Nisbett.*

Para el factor de tamaño, se requiere determinar el diámetro si estamos diseñando un eje o un diámetro equivalente si estamos diseñando una pieza de sección cuadrada empleando la Ecuación (27).

$$k_b = \begin{cases} 0.879 * d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91 * d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.24 * d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 * d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (27)$$

Donde:

$k_b$ : factor de tamaño

$d$ : diámetro del eje

Para el factor de carga, en la Ecuación (28) se establecen los valores medios de factor de carga más comunes en ejes.

$$k_c = \begin{cases} 1.00 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (28)$$

Para el factor de confiabilidad, se establece una confiabilidad deseada según la Tabla (10).

**Tabla 10**

*Factores de confiabilidad correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales.*

<b>Confiabilidad %</b>	<b>Factor de confiabilidad</b>
<b>50</b>	1.000
<b>90</b>	0.897
<b>95</b>	0.868
<b>99</b>	0.814
<b>99.9</b>	0.753
<b>99.99</b>	0.702
<b>99.999</b>	0.659
<b>99.9999</b>	0.620

*Nota: Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición (p. 285), por Budynas & Nisbett.*

Para el resto de factores se establece un valor de 1.

$$k_e = k_f = 1$$

## **Dimensionamiento Eléctrico**

La transmisión de energía eléctrica en forma segura y eficiente depende de una correcta selección del calibre del conductor y de los dispositivos eléctricos empleado para abastecer a una carga determinada (Latincasa, 2012).

### ***Dimensionamiento del motor***

El dimensionamiento adecuado del motor incluye las siguientes consideraciones:

1. Comprobar las condiciones iniciales. Comprobar el nivel de red (380 V - 690 V) y la frecuencia (50 Hz - 60 Hz). La frecuencia de red no limita el rango de velocidad de la aplicación.
2. Comprobar los requisitos del proceso. Las variables a considerar incluyen: par de arranque, rango de velocidad utilizado, tipo de carga. Un motor eléctrico debe considerarse como una fuente de par. El motor deberá admitir sobrecargas del proceso y ser capaz de producir una cantidad de par concreta. No deberá superarse la capacidad de sobrecarga térmica del motor. Asimismo, en el momento de considerar el par máximo disponible en la fase de dimensionado, es necesario dejar un margen de alrededor del 30% para el par máximo del motor.
3. Finalmente, seleccionar el variador de frecuencia. El variador de frecuencia se selecciona según las condiciones iniciales y el motor elegido. Será necesario comprobar la capacidad del variador de frecuencia de producir la intensidad y potencia precisas.

### ***Dimensionamiento de Calibre del Conductor de Potencia***

La línea que alimenta un motor eléctrico es un circuito importante dentro del conjunto de la instalación eléctrica, para realizar su dimensionamiento se toma en cuenta factores como: potencia del motor, intensidad admisible de los conductores,

caída de tensión, si el circuito es trifásico o monofásico y el material de los conductores ya sea cobre o aluminio. Para el cálculo de la intensidad del circuito para una línea trifásica se emplea la Ecuación (29) (Antón et al., s. f., p. 2).

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} * U * \text{Cos } \varphi} \quad (29)$$

Donde:

$P$ : potencia del motor, W

$U$ : voltaje del motor, V

$\text{Cos } \varphi$ : factor de potencia

### **Cálculo de Caída de Tensión**

La caída de tensión que se produce en los cables depende de factores como la conductividad, la longitud y la temperatura de trabajo del conductor. Esta caída de tensión se puede determinar empleando la Ecuación (30) (Antón et al., s. f., p. 5) o su vez empleando tablas de factores de caída de voltaje para diferentes temperaturas de trabajo de conductores como la que se observa en la Tabla (11) (LAPPGROUP, s. f.).

$$\delta = \frac{P}{U} * \rho * \frac{L}{S} \quad (30)$$

Donde:

$\delta$ : caída de tensión, V

$P$ : potencia del motor, W

$U$ : voltaje del motor, V

$\rho$ : conductividad del conductor,  $\frac{\Omega \text{mm}^2}{\text{m}}$

$L$ : longitud del conductor, m

$S$ : sección del conductor,  $\text{mm}^2$

**Tabla 11**

*Factor de caída de voltaje, carga total de corriente a 20 °C.*

<b>Drive HP</b>	<b>230 V 3<math>\phi</math></b>	<b>460 V 3<math>\phi</math></b>	<b>575 V 3<math>\phi</math></b>
$\frac{1}{2}$	0.00696	0.00348	0.00285
$\frac{3}{4}$	0.01013	0.00506	0.00411
<b>1</b>	0.01329	0.00665	0.00538
$1\frac{1}{2}$	0.01899	0.00949	0.00759
<b>2</b>	0.02152	0.01076	0.00854
<b>3</b>	0.03038	0.01519	0.01234
<b>5</b>	0.04809	0.02405	0.01930
$7\frac{1}{2}$	0.02868	0.03481	0.02848
<b>10</b>	0.02105	0.04430	0.03481
<b>15</b>	0.02009	0.02738	0.03335
<b>20</b>	0.01914	0.02030	0.02868

*Nota:* Tomado de *Propiedades del motor: Tabla de selección de tamaño AWG por NEC* (p. 312), por LAPPGROUP.

En la Tabla (11) se observan diferentes factores de caída de voltaje para varias potencias de motor en HP, que se pueden usar para calcular la caída de voltaje para una distancia determinada dada en pies (ft). Por ejemplo: para un motor de 15 HP y 460 V, la caída de voltaje para una distancia de 200 pies sería;  $200 \times 0.02738 = 5.48$  V.

### **Comunicación Modbus RTU**

El protocolo Modbus RTU es un medio de comunicación que permite el intercambio de datos entre controladores lógicos programables (PLC) y computadoras. Los dispositivos electrónicos pueden intercambiar información a través de líneas seriales utilizando el protocolo Modbus.

Se ha vuelto ampliamente aceptado y se usa en la construcción de sistemas de gestión de edificios (BMS) y sistemas de automatización industrial (IAS). Su adopción

ha sido impulsada por su facilidad de uso, confiabilidad y el hecho de que es de código abierto.

El protocolo está construido usando una arquitectura “maestro/esclavo” y soporta dispositivos seriales que usan los protocolos RS232/RS485/RS422. Modbus se usa a menudo en escenarios donde varios dispositivos de instrumentación y control transmiten señales a un controlador o sistema central para recopilar y analizar datos. Los sistemas de adquisición de datos y control de supervisión y automatización industrial (SCADA) a menudo emplean el protocolo Modbus.

Los dispositivos Modbus admiten cuatro tipos de datos que se utilizan para facilitar la comunicación entre dispositivos. Son entradas discretas, salidas discretas (bobinas), registros de entrada y registros de retención. Los registros realizan diferentes funciones y no todos están incluidos en todos los dispositivos. En algunos casos, solo los registros de retención se utilizan para la funcionalidad de E/S.

Modbus RTU requiere que conozca o defina parámetros como la velocidad en baudios, el formato de caracteres (8 bits sin paridad, etc.) y la identificación del esclavo al iniciar la comunicación. Una discrepancia en cualquiera de estos parámetros resultará en la falla de su intento de comunicación (Weis, 2019).

## **Análisis de Vibraciones**

### ***Vibración en máquinas o sistemas mecánicos***

Los sistemas mecánicos, poseen en mayor o menor medida un grado de elasticidad. Por esta razón cuando fuerzas externas actúan sobre el sistema y lo desplazan de su posición inicial, surgen otras fuerzas en sentido contrario que tratan de retornarlo a la posición inicial, provocando de esta manera un comportamiento oscilatorio del sistema mecánico alrededor de las condiciones iniciales, a este comportamiento oscilatorio se lo conoce como vibración.

El comportamiento vibracional en sistemas mecánicos depende de 2 factores: de las características constructivas y de las características de trabajo, dichos factores determinan las particularidades que exhiben las fuerzas excitadoras que surgen en los componentes mecánicos durante la puesta en marcha de una máquina (Córdova, 2018).

### ***Problemas por vibración en máquinas***

Todos los cuerpos o sistemas reales además de masa, presentan una señal vibracional donde exhiben todas sus características, dicha señal es la suma vectorial de la vibración de cada uno sus componentes. Dentro del espectro de vibraciones que se producen en una máquina, nos interesa conocer la amplitud y frecuencia de aquellas vibraciones que pueden ocasionar daños o problemas de funcionamiento del sistema como: desbalances, resonancias, desalineamientos, etc (Córdova, 2018).

### ***Frecuencia natural***

La frecuencia natural es la frecuencia a la cual vibrará una máquina o estructura cuando esté sometida a una fuerza espontánea, sin embargo, en la mayoría de máquinas la fuerza espontánea puede inducir no solo una sino varias frecuencias naturales. Dichas frecuencias de vibración como se mencionó antes dependen de las características de construcción de la máquina, esto debido a que cualquier estructura física puede expresarse como un modelo compuesto de resortes, masas y amortiguadores, y al aplicarle una energía al sistema resorte-masa, el sistema vibrará a su frecuencia natural.

### ***Frecuencia de resonancia***

La frecuencia de resonancia es la frecuencia a la cual coinciden una frecuencia natural de la máquina y una frecuencia de inducción. Físicamente el fenómeno de resonancia se evidencia cuando la vibración de una máquina aumenta a medida que la

frecuencia de inducción se acerca a la frecuencia natural, alcanzando su estado vibracional máximo cuando ambas coinciden. La resonancia es una condición insegura para un sistema que vibra, por lo que en la mayoría de máquinas debe evitarse tal condición (White, 2010).

### **Frecuencia crítica**

En máquinas rotativas se habla de velocidad o frecuencia crítica cuando la velocidad de rotación coincide con la frecuencia natural de la máquina provocando resonancia. Esta frecuencia crítica depende principalmente de las características de masa, amortiguación y rigidez del sistema rotor, apoyos y estructura de soporte.

### **Selección de Materiales de Construcción**

Para seleccionar el material se recurre al criterio de selección de Ashby el cual propone que mediante la utilidad que tenga el material (requisitos de diseño), se establece parámetros de desempeño y con la ayuda del método gráfico (software), se puede aproximar a una selección del material ideal para la aplicación requerida (Ashby, 2011).

**Figura 25**

*Ejemplo de método de selección de material para una visera para casco policial según Ashby.*



*Nota:* El método de selección de material de Ashby está basado en requerimientos de diseño expresados como restricciones y objetivos. Tomado de *Materials Selection in Mechanical Design* (p. 102), por Ashby.

## CAPITULO 3

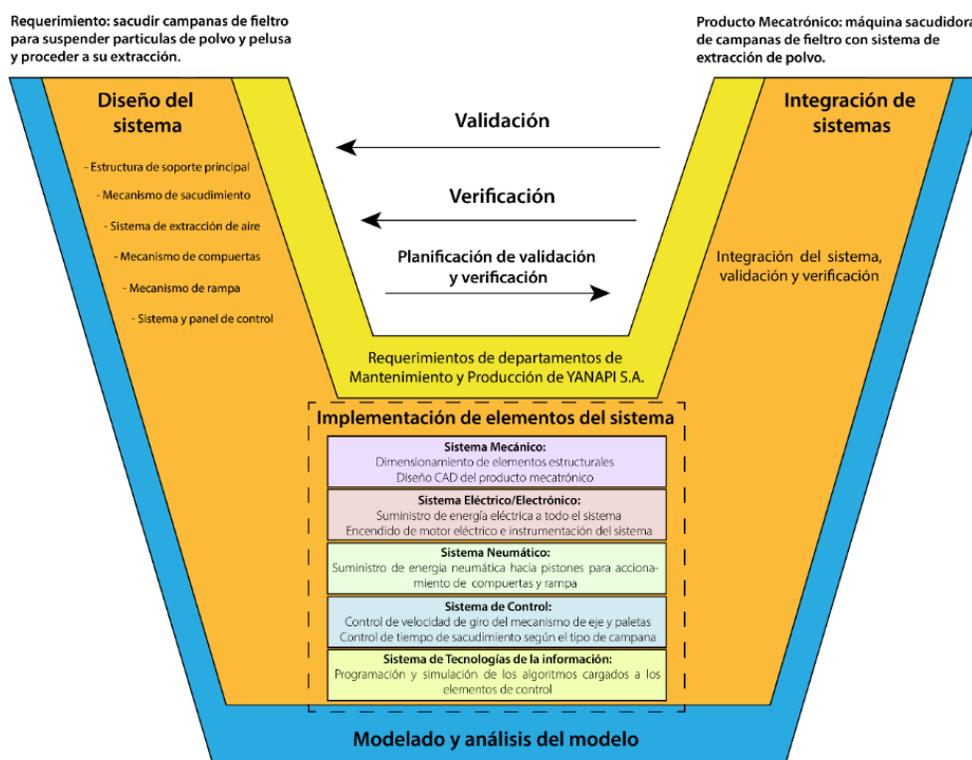
### Diseño y Construcción

#### Metodología

Se ha planificado el alcance del proyecto fundamentado en las directrices de la Metodología de Diseño para Productos Mecatrónicos VDI 2206 (Graessler & Hentze, 2020), la cual se representa con un modelo en forma de "V", en la Figura (26) se puede apreciar de forma gráfica la metodología a emplearse y la descripción de las respectivas fases que la constituyen.

**Figura 26**

*Metodología de diseño para productos mecatrónicos VDI2206.*



La metodología se compone esencialmente de cinco fases: Gestión de requerimientos, Arquitectura y diseño del sistema, Implementación de elementos del sistema, Integración del sistema, Verificación y validación del sistema.

### **Gestión de Requerimientos**

El proceso de diseño y desarrollo de la máquina sacudidora de campanas de fieltro inicia con los siguientes pasos:

**Ingeniería de Requisitos.** En esta sección se contemplan todos los requerimientos establecidos por parte de los departamentos de producción y mantenimiento de la empresa auspiciante del proyecto Yanapi S.A., posteriormente estos requerimientos o necesidades de la empresa serán traducidos a características o parámetros específicos, en otras palabras, a variables de ingeniería que nos permitan medir el grado de rendimiento de la máquina sacudidora de campanas de fieltro como producto final.

**Requerimientos y Parámetros de Diseño.** La Casa de la Calidad (QFD) es la herramienta que nos permitirá realizar la traducción de requerimientos de la empresa a parámetros técnicos (Air Academy Associates, s. f.), a continuación, se listan las necesidades o requerimientos que debe satisfacer la máquina para la empresa.

**Tabla 12**

*Requerimientos de la máquina*

<b>Nº</b>	<b>Requerimientos</b>
<b>1</b>	Mantener o aumentar la capacidad de producción actual
<b>2</b>	Eliminar el polvo de las campanas de manera eficaz
<b>3</b>	Aumento de velocidad de extracción de aire en los ductos
<b>4</b>	Apertura, cierre de compuertas e ingreso de campanas de forma automática
<b>5</b>	Configuración de parámetros de funcionamiento adaptable a las necesidades
<b>6</b>	Las dimensiones de la máquina deben respetar y no exceder el espacio disponible y designado en el lugar de trabajo
<b>7</b>	La máquina debe contar con 2 campanas de extracción para mayor rendimiento

- 8 La máquina debe estar constituida por partes pequeñas que puedan ingresar y ser ensambladas en la empresa
- 9 Requerimientos mecánicos de forma de la máquina, materiales de construcción, ubicación de los elementos
- 10 Que la máquina sea intuitiva y fácil de usar por el operario

*Nota:* Los requerimientos mencionados fueron solicitados por los departamentos de Producción y Mantenimiento de Yanapi S.A.

Los requerimientos de la empresa mencionados en la Tabla (12) se traducen en las siguientes características técnicas.

**Tabla 13**

*Características Técnicas*

Nº	Característica Técnica
1	Capacidad de procesamiento: de 15 a 30 campanas
2	Porcentaje de reducción de polvo y aprobación de inspección visual
3	Velocidad de extracción de aire en ductos (entre 20 a 25 m/s)
4	Grado de automatización de la máquina
5	Sentido de giro del eje, velocidad de giro, tiempo de funcionamiento configurables
6	Volumen de espacio ocupado por la máquina
7	Eficacia en la extracción de aire, caudal extraído, velocidad de extracción
8	Modularidad en el diseño mecánico, tiempo de ensamblaje
9	Funcionalidad, mantenimiento de la máquina, tiempo de vida útil
10	Tiempo de aprendizaje de uso de interfaz, tiempo de calibración y arranque de la máquina, tiempo de resolución de problemas

**La Casa de la Calidad.** Para interpretar la matriz QFD se emplean símbolos que indican una ponderación de relación y correlación entre los requerimientos y características técnicas, los cuales se listan en la Tabla (14).

Tabla 14

Significado de símbolos de la matriz QFD

Símbolo	Significado
⊕	Fuerte relación
○	Relación moderada
▲	Débil relación
++	Fuerte correlación positiva
+	Correlación positiva
-	Correlación Negativa

Nota: Los símbolos descritos tienen un valor propio dentro de la matriz QFD.

Habiendo ya mencionado los requerimientos y características técnicas de la máquina en la Tabla (12) y Tabla (13) respectivamente, se realiza a continuación la matriz QFD.

Figura 27

Matriz QFD

Row #	Max Relationship Value In Row	Relative Weight	Weight / Importance	Demanded Quality (i.e. "Customer Requirements" or "Whats")	Column #														
					Direction of Improvement Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (v)														
				Quality Characteristics (i.e. "Functional Requirements" or "How")	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
				Capacidad de procesamiento de 15 a 400 campanas															
				Procedimiento de selección de polvo adecuado para absorción de impregnación visual															
				Velocidad de extracción de aire en ductos (entre 20 a 25 m/s)															
				Grado de automatización de la máquina															
				Reserva de parte del giro, velocidad de giro, tiempo de funcionamiento															
				Máquina en espacio ocupado por la máquina															
				Capacidad de funcionamiento de 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 145, 150, 155, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 190, 195, 200, 205, 210, 215, 220, 225, 230, 235, 240, 245, 250, 255, 260, 265, 270, 275, 280, 285, 290, 295, 300, 305, 310, 315, 320, 325, 330, 335, 340, 345, 350, 355, 360, 365, 370, 375, 380, 385, 390, 395, 400, 405, 410, 415, 420, 425, 430, 435, 440, 445, 450, 455, 460, 465, 470, 475, 480, 485, 490, 495, 500, 505, 510, 515, 520, 525, 530, 535, 540, 545, 550, 555, 560, 565, 570, 575, 580, 585, 590, 595, 600, 605, 610, 615, 620, 625, 630, 635, 640, 645, 650, 655, 660, 665, 670, 675, 680, 685, 690, 695, 700, 705, 710, 715, 720, 725, 730, 735, 740, 745, 750, 755, 760, 765, 770, 775, 780, 785, 790, 795, 800, 805, 810, 815, 820, 825, 830, 835, 840, 845, 850, 855, 860, 865, 870, 875, 880, 885, 890, 895, 900, 905, 910, 915, 920, 925, 930, 935, 940, 945, 950, 955, 960, 965, 970, 975, 980, 985, 990, 995, 1000															
1	9	6,9	7,0	Mantener o aumentar la capacidad de producción actual	⊕														
2	9	12,7	10,0	Eliminar el polvo de las campanas de manera eficaz	○	○	○												
3	9	11,4	9,0	Aumento de velocidad de extracción de aire en los ductos		○	○												
4	9	10,1	8,0	Compuertas y rampa automáticas		○	▲	○	▲										
5	9	11,4	9,0	Configuración de parámetros de funcionamiento adaptable a las necesidades	○	○	○	○	○										
6	9	10,1	8,0	Las dimensiones de la máquina deben respetar y no exceder el espacio de trabajo disponible	○					○									
7	9	8,9	7,0	La máquina debe contar con 2 campanas de extracción para mayor rendimiento	▲	○				▲									
8	9	10,1	8,0	La máquina debe estar constituida por partes que puedan ser ensambladas dentro de la empresa	▲					○				○					
9	9	8,9	7,0	Forma de la máquina, materiales de construcción, ubicación de los elementos	▲			▲		▲			○	▲					
10	9	7,6	6,0	Que la máquina sea intuitiva y fácil de usar por el operario				○	○				○	○					
				Target or Limit Value															
				Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	0	5	1	2	0	1	2	3	4	5					
				Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9				
				Weight / Importance	210,1	255,8	220,3	157,0	191,1	157,0	200,0	148,1	154,6	134,2					
				Relative Weight	11,4	14,4	11,9	8,5	10,3	8,5	10,8	8,0	8,9	7,3					

Nota: La matriz QFD se emplea para categorizar en orden de relevancia los requerimientos técnicos establecidos por los desarrolladores del proyecto.

A continuación, en la Tabla (15) se listan las características técnicas en orden de importancia, lo que servirá para priorizar los requerimientos más indispensables y poder tomar decisiones importantes de diseño y aplicarlas a la construcción de la máquina.

**Tabla 15**

*Características técnicas enlistadas en orden de importancia*

<b>Nº</b>	<b>Característica</b>	<b>Ponderación</b>
1	Porcentaje de reducción de polvo y aprobación de inspección visual	14,4
2	Velocidad de extracción de aire en ductos (entre 20 a 25 m/s)	11,9
3	Capacidad de procesamiento: de 15 a 30 campanas	11,4
4	Eficacia en la extracción de aire, caudal extraído, velocidad de extracción	10,8
5	Sentido de giro del eje, velocidad de giro, tiempo de funcionamiento configurables	10,3
6	Funcionalidad, mantenimiento de la máquina, tiempo de vida útil	8,9
7	Grado de automatización de la máquina	8,5
8	Volumen de espacio ocupado por la máquina	8,5
9	Modularidad en el diseño mecánico, tiempo de ensamblaje	8
10	Tiempo de aprendizaje de uso de interfaz, tiempo de calibración y arranque de la máquina, tiempo de resolución de problemas	7,3

*Nota:* El valor de ponderación más alto indica mayor importancia.

**Conclusión:** de la Tabla (15) se puede concluir que el requerimiento más importante que debe satisfacer el diseño de la máquina es reducir el porcentaje de polvo presente en las campanas de fieltro para aprobar el control de calidad realizado (1). En otra categoría de ponderación, pero igual de importante, también destacan las características de: velocidad de extracción de aire (2), la capacidad de producción o procesamiento (3), eficacia en la extracción (4), y la configurabilidad de parámetros de funcionamiento (5). En base a estas 5 características principales se basará el diseño de cada uno de los componentes que integran la máquina sacudidora, tratando de obtener

el mayor rendimiento en cada uno de los requerimientos solicitados y optimizando los recursos disponibles.

Finalmente, en otra categoría de ponderación se mencionan características como facilidad de uso (6), grado de automatización (7), espacio de trabajo (8), facilidad de ensamblaje (9) y tiempo de resolución de problemas de la máquina (10), características que, si bien son importantes, no son un requisito primordial para la empresa, en este sentido se comprende que se puede ser flexible con respecto al grado de automatización (7), volumen ocupado (8) y modularidad del diseño que involucran a la máquina (9).

De este último grupo de ponderación se destacan 2 características que son la facilidad de uso (6) y tiempo de calibración y arranque de la máquina (10), ya que están relacionadas, pues si el sistema diseñado es intuitivo y fácil de usar, no debe presentar problemas en su calibración y puesta en marcha, debido a esto y con el afán de generar facilidades para los operarios de la planta, el tiempo de aprendizaje de uso de la máquina, será una prioridad en el diseño de la misma, que se suma a las 5 prioridades mencionadas inicialmente.

### ***Arquitectura y Diseño del Sistema***

La máquina de sacudimiento y extracción de polvo y pelusa de campanas de fieltro para la empresa Yanapi S.A., constará de un sistema de extracción de partículas de tamaño mayor a 10 micras, ya que el rango de polvo respirable nocivo para la salud de los trabajadores se define en o por debajo de este tamaño de partícula (Services et al., 2013). Se debe aclarar que, en los sistemas de recolección de polvo, los tamaños de partículas más grandes son fáciles de recolectar, a menudo ayudados significativamente por la gravedad, razón por la cual el Sacudidor desarrollado en este proyecto contará con doble campana de extracción, una superior para extraer las

partículas más finas y ligeras y una inferior para extraer las partículas más pesadas que caen por gravedad.

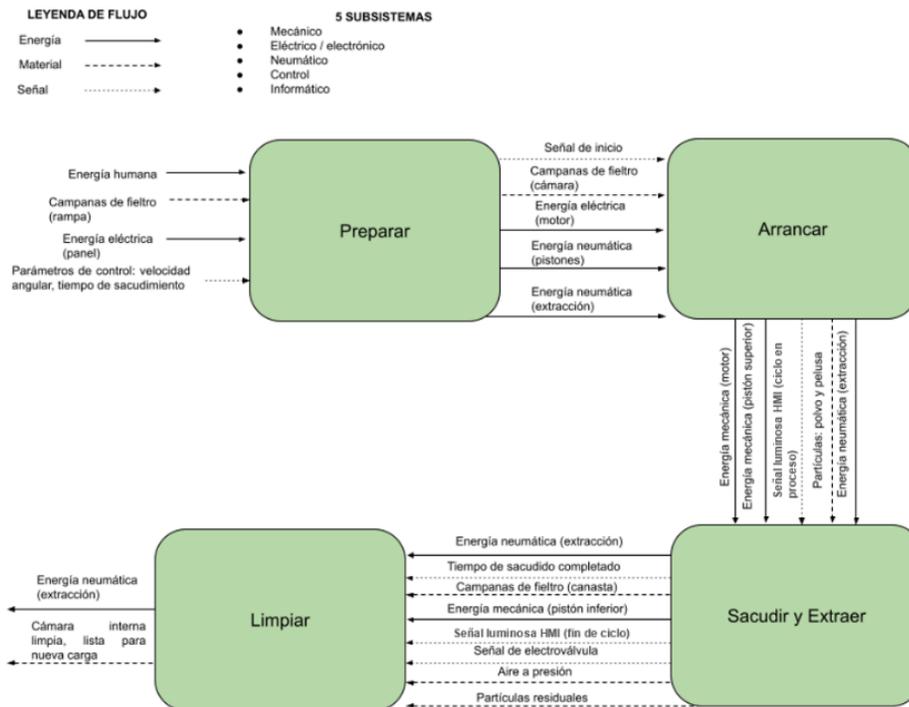
Esto satisface adecuadamente los requerimientos del proceso actual de la empresa que genera partículas de entre 20 a 93 micras. Los parámetros del sistema sacudidor podrán ser configurados mediante un panel de control que constará de un PLC, incorporado para procesar las señales hacia las electroválvulas que controlan el estado de las compuertas para entrada y salida de campanas de fieltro, que funcionarán automáticamente mediante pistones neumáticos, un variador de frecuencia que permitirá variar la velocidad de giro del eje con las paletas, una interfaz HMI que permitirá configurar los tiempos de sacudimiento en función del modelo de campana introducido, y la botonería y luces piloto necesarias para el adecuado manejo del panel por parte de los operarios.

La máquina se subdivide en los siguientes dominios: mecánico, electrónico, neumático, de control y tecnologías de la información (Informático), todos estos subsistemas han sido desarrollados y descritos con mayor detalle en el Capítulo (1) en la sección Alcance del Proyecto.

A continuación, se representa mediante un diagrama de bloques funcionales, las interacciones (arquitectura) entre los diversos subsistemas que componen la máquina sacudidora y que dan lugar al Proceso de Funcionamiento lógico establecido para el equipo diseñado.

Figura 28

Diagrama Funcional del proceso establecido para el uso de la máquina sacudidora



**Descripción del Proceso de Funcionamiento.** A continuación, se detalla de mejor manera las etapas y sistemas que integran el proceso de sacudimiento y extracción de polvo en la nueva máquina propuesta en base al diagrama de bloques funcionales de la Figura (28).

**Preparación e Ingreso de Campanas.** En esta etapa inicial el operario tendrá que colocar manualmente las campanas de fieltro a ser procesadas en una rampa que será accionada automáticamente para permitir el ingreso de las campanas a la cámara de sacudimiento, para esto se dispone de un mecanismo accionado por un pistón neumático de tal forma que se logre una inclinación de la rampa tal que las campanas caigan por gravedad hacia el interior de la máquina. Para determinar el número máximo de campanas que podrán ser colocadas y el tiempo de sacudido al que serán sometidas se realizarán pruebas de calibración y ensayos experimentales, sin embargo, se parte del requerimiento de mantener al menos la capacidad actual del proceso (hasta 30

campanas) empleando el mismo volumen y dimensiones de los sacudidores ya existentes. En esta etapa la compuerta para ingreso de campanas se abrirá automáticamente, pero también contará con un sistema de respaldo de apertura manual para el operario.

**Configuración y Arranque.** Una vez que el operario ha ingresado las campanas a la cámara, empezará a correr el programa previamente cargado al PLC según el tipo de campana que se esté procesando. Además de ser necesario se podrá configurar un tiempo y una velocidad de sacudimiento personalizados empleando la pantalla HMI, dar arranque y esperar para retirar las campanas por la compuerta de salida que de igual manera se abrirá automáticamente y también contará con un sistema de respaldo de apertura manual para el operario. Durante todo el proceso de sacudimiento estará encendido el sistema de extracción de polvo.

**Sistema de Sacudimiento y Extracción de Polvo.** Para volatilizar el polvo adherido a las campanas de fieltro se empleará un mecanismo de 2 paletas fabricadas con un material resistente y de buena absorción al impacto, el material a emplear no debe ser agresivo al tacto, es decir no debe maltratar a las campanas durante el giro, ya que el objetivo de golpear las campanas engomadas con las paletas es sacudir las campanas de impurezas y a la vez producir un ablandado, reduciendo la dureza de las mismas, mas no maltratarlas o deshilarlas.

Para controlar las partículas desprendidas, el sistema de aspiración localizada que se propone consiste en conectar dos campanas de extracción a la cámara del sacudidor, ubicadas en la parte superior e inferior para aumentar la capacidad de extracción de polvo. Estas campanas se deben acoplar mediante accesorios a la tubería del sistema de extracción de la empresa.

**Limpieza de la cámara del sacudidor.** La limpieza de la cámara se realizará de manera manual por parte del operario empleando un soplete, ya que dentro de la

cámara de sacudimiento después de un determinado número de ciclos de sacudido se depositan restos de polvo en las paredes internas y en las paletas que dificultan la limpieza de polvo de las cargas posteriores, durante el ciclo de limpieza el sistema de extracción estará encendido para aspirar los restos de polvo suspendido dejando limpia la cámara para una nueva carga (partida).

### ***Implementación de Elementos del Sistema (Diseño Específico de Dominio)***

En esta sección se describen las especificaciones de diseño, consideraciones de ingeniería y todos los criterios empleados para dimensionar los componentes críticos de los diferentes subsistemas que integran a la máquina sacudidora, el objetivo es garantizar mediante parámetros técnicos bien definidos la fiabilidad de la máquina, minimizando errores en su funcionamiento a corto y largo plazo. A continuación, se describe todo el proceso de diseño aplicado para los diferentes componentes de la máquina.

### **Diseño de la Cámara de Sacudimiento**

La cámara de sacudimiento se diseñó en función de los requerimientos (1), (6) y (8) de la Tabla (9), donde la principal consigna es generar un diseño que ocupe un volumen de espacio limitado en el área de trabajo y que pueda ser ensamblado por partes. El material propuesto para la cámara es acero inoxidable AISI 304 con espesor 1.5 mm, considerando la rigidez de este material y su buena resistencia a la corrosión y abrasión. Las características mecánicas de este material se indican en la Tabla (16).

**Tabla 16**

*Propiedades mecánicas del Acero inoxidable AISI 304.*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
<b>Familia de material</b>	Termoplástico
<b>Densidad</b>	1220 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de Young</b>	1.5 GPa

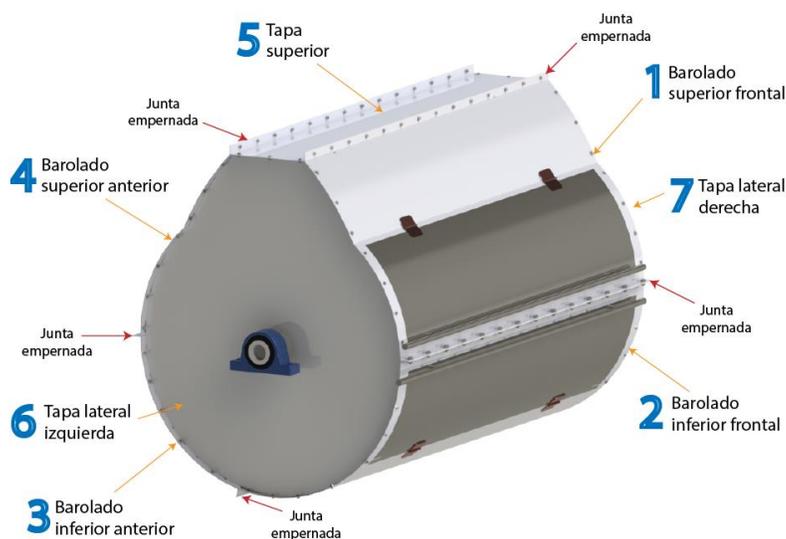
<b>Resistencia a la tracción</b>	55 MPa
<b>Resistencia a la flexión</b>	70,1 MPa
<b>Elongación</b>	29.5 %
<b>Dureza Vickers</b>	13 HV
<b>Manufactura</b>	Moldeo por inyección, Extrusión
<b>Tenacidad a la fractura</b>	3.59 MPa.m <sup>0.5</sup>
<b>Resistencia al impacto</b>	15.6 KJ/m <sup>2</sup>

*Nota: Las propiedades y su valor correspondiente fueron obtenidos de la base de datos del software CES EduPack.*

Debido a esto, se ha establecido un diseño de una cámara de sacudimiento que esté integrada por 7 partes unidas mediante juntas empernadas, lo que favorece el transporte de la máquina y facilita que pueda ser ensamblada y desensamblada en el área de trabajo, las partes que componen este diseño se observan en la Figura (29).

**Figura 29**

*Cámara de sacudimiento de campanas de fieltro.*

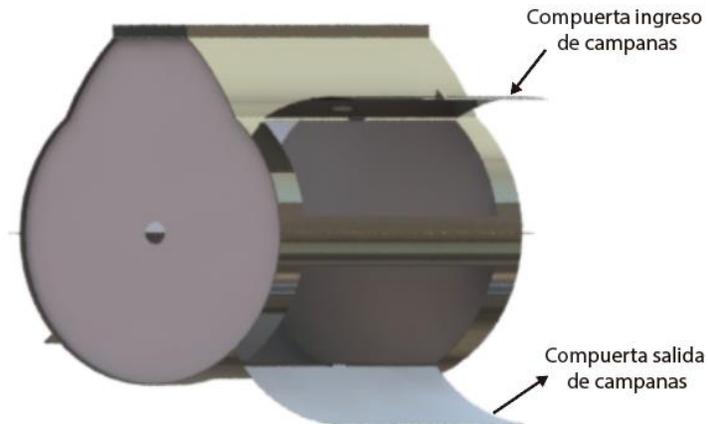


*Nota: Vista isométrica de la cámara de sacudimiento conformada por 5 partes ensambladas mediante juntas empernadas.*

Las compuertas para el ingreso y salida de campanas siguen el perfil de la cámara asegurando que las fugas de polvo al exterior sean mínimas y tienen un mecanismo de apertura guiadas mediante bisagras.

**Figura 30**

*Compuertas de ingreso y salida de campanas de fieltro.*



*Nota:* Vista isométrica de las compuertas de la cámara de sacudimiento.

### **Cálculo de Pernos**

**Cálculo Esfuerzo por Precarga.** Uno de los requerimientos para el diseño de la máquina sacudidora es que debe estar constituida por partes pequeñas que puedan ser desensambladas y transportadas fácilmente, para esto se ha decidido construir la cámara de sacudimiento empleando uniones empernadas y no uniones soldadas que dificultarían el desmontaje de la máquina.

Para determinar la cantidad de pernos que se deben emplear para realizar la junta de las diferentes partes que componen la cámara de sacudimiento, iniciamos con el cálculo de la precarga, donde la precarga se refiere a la fuerza de sujeción aplicada a la junta apretando correctamente la tuerca, esta fuerza de sujeción estará presente en el perno independientemente de si se aplica una fuerza externa o no.

El procedimiento inicia seleccionando un material para el perno para definir sus propiedades mecánicas, el material se obtiene de la Tabla (17).

Tabla 17

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, MPa	Resistencia mínima a la tensión, MPa	Resistencia mínima a la fluencia, MPa	Material
4.6	M5 – M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono
4.8	M1.6 – M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono
5.8	M5 – M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono
8.8	M16 – M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R
9.8	M1.6 – M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R
10.9	M5 – M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6 – M36	970	1220	1100	Acero aleado, T y R

Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 420), por Budynas & Nisbett.

Se selecciona un perno M6 en acero de bajo a medio carbono clase 4.6 con resistencia mínima a la fluencia  $S_y = 240 \text{ MPa}$  y resistencia de prueba mínima  $S_p = 225 \text{ MPa}$ , luego el esfuerzo de precarga ( $\sigma_i$ ) se calcula empleando las siguientes ecuaciones.

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_i = 0.9 * F_p$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t}$$

Donde:

$F_p$ : fuerza de prueba mínima

$A_t$ : área de esfuerzo sometida a tensión

$S_p$ : resistencia de prueba mínima, Mpa

$F_i$ : fuerza de precarga

$\sigma_i$ : esfuerzo de precarga

$$F_p = 20.1 \text{ mm}^2 * 225 \text{ MPa} = 4523 \text{ N}$$

$$F_i = 0.9 * F_p = 0.9 * 4523 = 4071 \text{ N}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{4071 \text{ N}}{20.1 \text{ mm}^2} = 202.54 \text{ MPa}$$

**Cálculo de Esfuerzo Bajo Carga de Servicio.** Requiere conocer la fracción de la carga externa  $P$  soportada por el perno, la cual se calcula con la Ecuación (31).

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (31)$$

Donde:

$C$ : fracción de la carga externa soportada por el perno (constante de rigidez de la unión)

$k_b$ : rigidez del sujetador (perno)

$k_m$ : rigidez de la unión (placas)

**Rigidez del Perno.** La rigidez del perno se calcula empleado la Ecuación (32).

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (32)$$

Donde:

$k_b$ : rigidez del sujetador (perno)

$A_d$ : área de diámetro nominal

$A_t$ : área de esfuerzo sometida a tensión

$E$ : módulo de elasticidad del acero

$l_t$ : longitud de la parte roscada

$l_d$ : longitud de la parte sin rosca

Para un perno M6, según la Tabla (18), para un perno de paso grueso se tiene un área de esfuerzo de tensión de  $A_t = 20.1 \text{ mm}^2$ , además se conoce que  $E =$

$$207000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

**Tabla 18**

*Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.*

Serie de paso grueso	Serie de paso fino
----------------------	--------------------

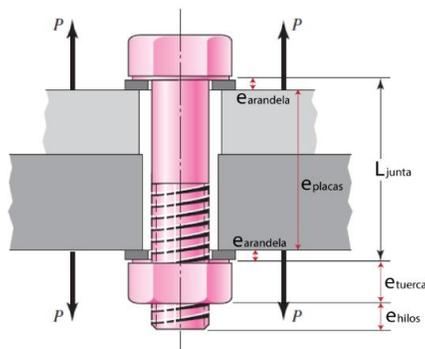
Diámetro mayor nominal (mm)	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión $mm^2$	Área del diámetro menor $mm^2$	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión $mm^2$	Área del diámetro menor $mm^2$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110	-			2	9180	9080

Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 398), por Budynas & Nisbett.

Conociendo que se requiere unir 2 placas de 1.5 mm de espesor, 2 arandelas de 1.5 mm de espesor y una tuerca de 8 mm de espesor, adicional 3 hilos de la rosca de 1.2 mm de paso se obtiene el espesor de la junta.

**Figura 31**

Esquema de conexión del perno aplicada a la cámara de sacudimiento para las juntas empernadas.



Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 411), por Budynas & Nisbett.

$$L = e_{placas} + e_{arandelas} + e_{tuerca} + e_{hilos}$$

$$L = 2 * 1.5 + 2 * 1.5 + 8 + 3 * 1.2 = 17.6$$

$$L \approx 18 \text{ mm}$$

Por tanto, se selecciona un perno comercial cuya longitud sea mayor a los 18 mm, en este caso se seleccionó un perno de longitud  $L = 20 \text{ mm}$ .

$$L = 20 \text{ mm}$$

Luego, se calcula la longitud de la parte roscada y de la parte sin roscar del perno. La longitud de la rosca de tornillos métricos, donde  $d$  es el diámetro nominal, se expresa mediante la Ecuación (33):

$$l_t = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \text{ mm} \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases} \quad (33)$$

$$l_t = 2 * 6 + 6 = 18 \text{ mm}$$

$$l_d = L - l_t = 20 - 18 = 2 \text{ mm}$$

Entonces, la rigidez del perno resulta:

$$k_b = \frac{\left(\frac{\pi * 6^2}{4}\right) \text{ mm}^2 * 20.1 \text{ mm}^2 * 207000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{\left(\frac{\pi * 6^2}{4}\right) \text{ mm}^2 * 18 \text{ mm} + 20.1 \text{ mm}^2 * 2 \text{ mm}} = 214229 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

**Rigidez del Elemento.** Para el cálculo de la rigidez del elemento (unión) se emplea la Ecuación (34).

$$\frac{k_m}{E * d} = A * \exp\left(\frac{B * d}{l}\right) \quad (34)$$

Donde:

$k_m$ : rigidez de la unión

$E$ : módulo de elasticidad del acero

$l$ : espesor de la junta

$d$ : diámetro nominal del perno

A y B: coeficientes de rigidez para el acero

Con las constantes A y B definidas en la Tabla (19).

**Tabla 19**

*Parámetros de la rigidez de varios materiales.*

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.78715	0.622873
Aluminio	0.334	71	10.3	0.79670	0.63816
Cobre	0.326	119	17.3	0.79568	0.63553
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.77871	0.61616
Expresión general				0.78952	0.62914

*Nota:* Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 416), por Budynas & Nisbett.

$$k_m = E * d * A * \exp\left(\frac{B*d}{l}\right)$$

$$k_m = 207000 \frac{N}{mm^2} * 6mm * 0.78715 * \exp\left(\frac{0.62873*6mm}{3mm}\right) = 3437850 \frac{N}{mm}$$

Con estos datos se calcula la constante de rigidez de la junta:

$$C = \frac{214229}{214229 + 3437850} = 0.059$$

**Esfuerzo Bajo Carga de Servicio Estática.** Primero se debe definir la carga a la cual estará sometida la junta empernada, en este caso la cámara de sacudimiento estará constantemente sometida a impacto por parte de las campanas de fieltro arrojadas por las paletas giratorias, además de tolerar la vibración producto del giro de las paletas impulsadas por el motor de 5 HP a una velocidad de diseño máxima de 450 RPM.

En este caso al producirse un golpeteo constante en el interior de la cámara se empleará como carga la energía de impacto producida por el choque de los sombreros contra las paredes internas del sacudidor, de la siguiente manera:

Datos de tensión en trabajo:

$$P_{motor} = 5 \text{ HP} = 3.73 \text{ kW}$$

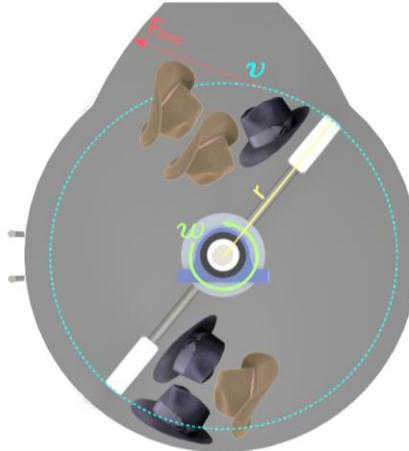
$$\omega_{max} = 450 \text{ rpm}$$

El torque producido por el motor de 3.73 kW girando a 450 rpm resulta:

$$T_o = \frac{9550 * 3.73 \text{ kW}}{450} = 79.16 \text{ Nm}$$

**Figura 32**

*Vista interior de la cámara de sacudimiento.*



*Nota:* Vista lateral interna de la cámara de sacudimiento donde se observa la carga aplicada a las juntas empennadas por el impacto producido entre las campanas de fieltro y el interior de la cámara.

Luego, para calcular la fuerza de impacto promedio se requiere conocer: la velocidad lineal, la masa de impacto y la distancia de deformación del objeto (masa) que se impacta (Automotriz, 2020), para esto se emplea la Ecuación (35).

$$F_{imp} = \frac{1}{2} * \frac{m * v^2}{s} \quad (35)$$

Donde:

$F_{imp}$ : Fuerza de impacto, N

$m$ : masa de impacto, Kg

$v$ : velocidad lineal de impacto,  $\frac{m}{s}$

$s$ : distancia de deformación del objeto impactado, m

La velocidad lineal de impacto se calcula empleando la velocidad angular de las paletas y el radio de giro mediante la Ecuación (36).

$$v = \omega_{max} * r \quad (36)$$

Donde:

$v$ : velocidad lineal de impacto,  $\frac{m}{s}$

$\omega_{max}$ : velocidad angular máxima,  $\frac{rev}{min}$

$r$ : radio de giro, m

$$v = \omega_{max} * r = 450 \frac{rev}{min} * 0.47 m * \frac{1 min}{60s} * \frac{2\pi}{1 rev} = 22.15 \frac{m}{s}$$

Para una masa de sombreros de fieltro de 5 Kg y una distancia de deformación aproximada de 10 cm se obtiene la siguiente fuerza promedio de impacto:

$$F_{imp} = \frac{1}{2} * \frac{5Kg * \left(22.15 \frac{m}{s}\right)^2}{0.10m} = 12266 N$$

El esfuerzo bajo carga de servicio se calcula empleando la Ecuación (38):

$$\sigma_b = C * \frac{P}{N_p} + \sigma_i = C * \frac{F_{imp}}{N_p} + \sigma_i \quad (37)$$

Donde:

$\sigma_b$ : Esfuerzo bajo carga de servicio,  $\frac{N}{mm^2}$

$C$ : constante de rigidez de la unión

$P$ : carga de servicio, N

$A_t$ : área de esfuerzo sometida a tensión,  $mm^2$

$N_p$ : número de pernos

$\sigma_i$ : esfuerzo de precarga,  $\frac{N}{mm^2}$

El número de pernos recomendados para la junta se calcula empleando la Ecuación (38).

$$N_p = \frac{C * F_c * P}{S_p * A_t - F_i} \quad (38)$$

Donde:

$N_p$ : número de pernos

$C$ : constante de rigidez de la unión

$P$ : carga de servicio, N

$A_t$ : área de esfuerzo sometida a tensión,  $mm^2$

$F_c$ : factor de carga

$F_i$ : fuerza de precarga, N

$S_p$ : resistencia de prueba mínima, Mpa

Aquí se considera un factor de carga en lugar de un factor de seguridad, en vista de que las dos ideas están relacionadas de alguna manera. Cualquier valor de  $F_c > 1$  en la Ecuación (38) asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia de prueba.

$$F_c = 4$$

$$F_i = \sigma_i * A_t = 202.54 \text{ MPa} * 20.1 \text{ mm}^2 = 4071 \text{ N}$$

Entonces el número de pernos es:

$$N_p = \frac{0.059 * 4 * 12266 \text{ N}}{225 \text{ MPa} * 20.1 \text{ mm}^2 - 4071 \text{ N}} = 6.41 \cong 7 \text{ pernos}$$

Finalmente, con todos los datos se calcula el esfuerzo bajo carga estática de servicio con precarga:

$$\sigma_b = 0.059 * \frac{12266 \text{ N}}{20.1 \text{ mm}^2} + 202.54 \text{ MPa} = 207.68 \text{ MPa}$$

### Comprobación

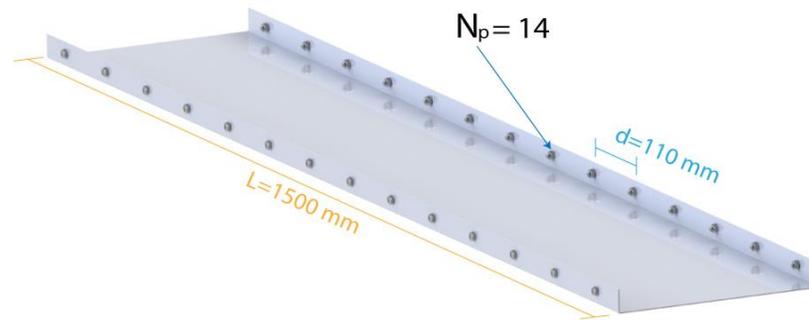
$$S_p > \sigma_b$$

$$225 \text{ MPa} > 207.68 \text{ MPa}$$

Se cumple que la resistencia de prueba mínima del perno es mayor al esfuerzo bajo carga de servicio, por lo que para garantizar la integridad de la junta emperrada se recomienda emplear 7 pernos o más en la cámara de sacudimiento.

**Figura 33**

Tapa superior de la cámara de sacudimiento.



Nota: Vista isométrica de la tapa superior de la cámara de sacudimiento donde se visualiza el número de pernos dimensionados para garantizar un comportamiento adecuado de las juntas.

**Esfuerzo Bajo Carga de Servicio a Fatiga.** Este cálculo se realiza para determinar el factor de seguridad de los pernos suponiendo que van a estar expuestos a cargas fluctuantes, este factor de seguridad debe resultar menor al factor de seguridad o factor de carga calculado en el análisis estático.

$$F_{max} = F_{imp} = 12266 \text{ N}$$

$$F_{min} = F_i = 4071 \text{ N}$$

Luego calculo el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio.

$$\sigma_a = \frac{C * P}{2 * A_t} = \frac{C * F_{imp}}{2 * A_t}$$

$$\sigma_a = \frac{0.059 * 12266 \text{ N}}{2 * 20.1 \text{ mm}^2} = 17.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 17.9 + 202.54 = 220.44 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga se obtiene de la Tabla (20), donde se escoge el material grado SAE 5 por ser un acero de medio carbono cuyas propiedades mecánicas se ajusta a la selección del perno que se realizó previamente de un acero de bajo a medio carbono en la Tabla (17), el valor seleccionado es de 18.6 KPSI o 128 MPa.

Tabla 20

Resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}" - 1"$	18.6 KPSI
	$1\frac{1}{8}" - 1\frac{1}{2}"$	16.3 KPSI
SAE 7	$\frac{1}{4}" - 1\frac{1}{2}"$	20.6 KPSI
SAE 8	$\frac{1}{4}" - 1\frac{1}{2}"$	23.2 KPSI
ISO 8.8	M16 – M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6 – M16	140 MPa
ISO 10.9	M5 – M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6 – M36	190 MPa

Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 430), por Budynas & Nisbett.

Luego, requiero encontrar las resistencias  $S_a$  y  $S_m$  de la teoría de falla de Goodman mediante las Ecuaciones (39) y (40), respectivamente:

$$S_a = \frac{S_e * (S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (39)$$

Donde:

$S_a$ : Esfuerzo alternante máximo teórico del perno (en el punto de falla),  $\frac{N}{mm^2}$

$$S_a = \frac{128MPa * (400MPa - 202.54 MPa)}{400MPa + 128 MPa} = 48 MPa$$

$$S_m = S_a + \sigma_i \quad (40)$$

Donde:

$S_m$ : Esfuerzo medio máximo teórico del perno (en el punto de falla),  $\frac{N}{mm^2}$

$\sigma_i$ : esfuerzo de precarga,  $\frac{N}{mm^2}$

$$S_m = 48 MPa + 202.54 MPa = 250.54 MPa$$

Finalmente puedo calcular el factor de seguridad que protege al perno contra la fatiga mediante la Ecuación (41).

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (41)$$

Donde:

$n_f$ : factor de seguridad

$S_a$ : Esfuerzo alternante máximo teórico del perno (en el punto de falla)

$\sigma_a$ : Esfuerzo alternante real del perno

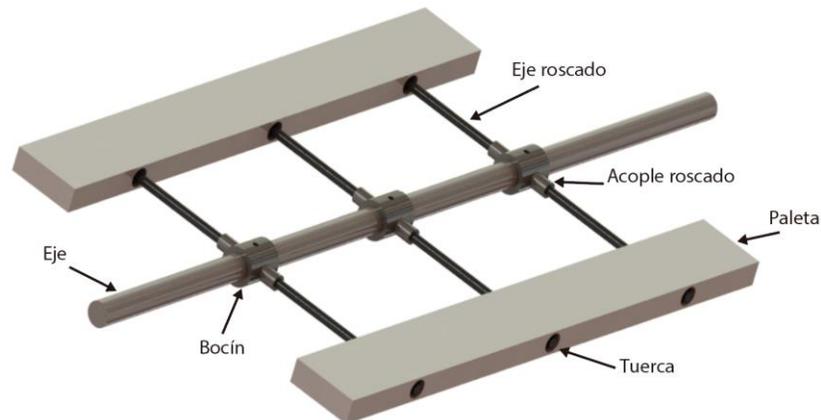
$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{48 \text{ MPa}}{17.9 \text{ MPa}} = 2.68$$

### Diseño de Paletas de Sacudimiento

Las paletas para el sacudido de las campanas de fieltro son las encargadas de golpear a las campanas para que estas suelten los residuos de polvo y pelusa que contienen. Este golpeteo se realiza tanto con las paletas como contra las paredes de la cámara de sacudimiento especificada en la sección anterior.

**Figura 34**

*Paletas de sacudimiento.*



*Nota:* Vista isométrica del ensamblaje de las paletas de sacudimiento.

En las siguientes secciones, se indica el diseño de cada una de las partes del ensamblaje de las paletas, con su dimensionamiento correspondiente.

### ***Material para las paletas de sacudimiento***

Para la selección del material más idóneo para las paletas de sacudimiento que estarán en contacto directo con las campanas de fieltro, se establecen los siguientes requerimientos basados en el método de selección de material de Ashby descrito en la Figura (25), el cual se desarrolla a continuación:

#### **Función**

Golpetear a las campanas de fieltro para volatilizar el polvo contenido en ellas, pero sin maltratarlas.

#### **Objetivos**

- Maximizar la dureza del material y la resistencia al impacto.
- Minimizar el costo de adquisición y facilitar la manufactura.

#### **Restricciones**

- Adecuado para manufactura (fácil mecanizado).
- Resistente a la abrasión y al impacto.
- Dureza necesaria para que resista el desgaste pero que no maltrate el fieltro.

#### **Atributos del material**

Para tener una referencia de los atributos del material deseable para la aplicación mencionada, se parte de la consideración de máquinas de tratamiento de polvo como trituradoras o colectores, los cuales emplean impulsores (impellers) normalmente fabricados en metales como acero, aluminio o cobre y algunos termoplásticos como la poliamida (Kanojiya et al., 2022).

Para el presente caso se descarta cualquier material metálico debido al peso que producirían las considerables dimensiones de las paletas de sacudimiento de 1200 mm de largo, de acuerdo a las dimensiones de la cámara de sacudimiento, lo cual provocaría una sobrecarga innecesaria en el eje principal y por ende en la potencia

consumida por el motor acoplado al eje. Se parte por lo tanto de la restricción de seleccionar materiales únicamente de tipo naturales como la madera o termoplásticos como el nylon, por tanto, los atributos del material empleado se muestran en la Tabla (21).

**Tabla 21**

*Propiedades mecánicas del Nylon.*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
<b>Familia de material</b>	Termoplástico
<b>Módulo de Young</b>	2.85 GPa
<b>Resistencia a la tracción</b>	78 MPa
<b>Elongación</b>	50%
<b>Dureza Vickers</b>	75
<b>Manufactura</b>	Moldeo por inyección, Extrusión

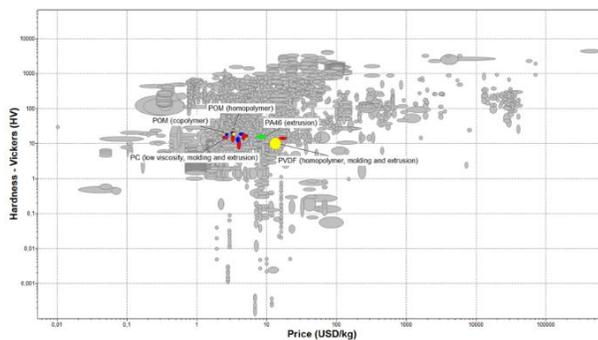
*Nota:* Tomado de *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA BASE PARA EL BRAZO ROBÓTICO “UTN”* (p. 51), por Amanta Sánchez.

**Selección**

Se realiza la selección del material empleando el software Ces EduPack mediante 2 etapas de selección ingresando al programa los parámetros cualitativos y cuantitativos establecidos en los objetivos, restricciones y atributos de materiales, para esta aplicación se empleó una base de datos de Nivel 3, la primera etapa aplicada de tipo gráfico como se observa en la Figura (35) y la segunda de tipo límite.

**Figura 35**

*Gráfico (carta) de propiedades de materiales.*



*Nota:* El gráfico identifica las 5 de 19 posibles materiales recomendados para la aplicación de paletas de sacudimiento.

Para la segunda etapa de tipo límite se emplearon las propiedades listadas en la Tabla (22), y se ingresaron en el software CES EduPack como se observa en la Figura (36).

**Tabla 22**

*Datos ingresados en software CES EDU Pack para limitar resultados de material.*

Propiedad	Valor
<b>Familia de material</b>	Termoplástico
<b>Módulo de Young</b>	2.85 GPa
<b>Resistencia a la tracción</b>	78 MPa
<b>Elongación</b>	50%
<b>Dureza Vickers</b>	75
<b>Manufactura</b>	Moldeo por inyección, Extrusión

**Figura 36**

*Interfaz de ingreso de propiedades mecánicas en software CES EduPack.*

	Mínimo	Máximo	
Young's modulus	<input type="text"/>	2,85	GPa
Specific stiffness	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MPa
Tensile strength	<input type="text"/>	78	MPa
Specific strength	<input type="text"/>	<input type="text"/>	kN.m/kg
Elongation	50	<input type="text"/>	% strain
Compressive strength	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MPa
Flexural modulus	<input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MPa
Shear modulus	<input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Bulk modulus	<input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Poisson's ratio	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Shape factor	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
Hardness - Vickers	15	75	HV
Elastic stored energy (springs)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	kJ/m <sup>3</sup>
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	<input type="text"/>	<input type="text"/>	MPa

Con estos datos el software arrojó una lista de 18 materiales posibles, sin embargo, algunos materiales se descartaron rápidamente al no cumplir la mayoría de requerimientos, por lo que la lista final de materiales se redujo a 5 como se observa en la Figura (35), de los cuales se seleccionó el material Poliamida (PA).

La Poliamida es un termoplástico que ofrece una combinación óptima de resistencia mecánica, al desgaste, rigidez y la tenacidad. También es bien considerada

por ser un buen aislante eléctrico y poseer una buena resistencia química. Ideal para la fabricación de elementos mecánicos y para el mantenimiento industrial.

Finalmente, debido a su alta disponibilidad en el mercado se seleccionó al Grilón, el cual es un termoplástico obtenido a partir de la poliamida 6, con muy buena resistencia mecánica, resistencia a la fatiga y al desgaste, propiedades mecánicas y dieléctricas, resistencia a los agentes químicos (Angel & Villarreal, 2017). Los atributos de este material se listan en la Tabla (23).

**Tabla 23**

*Propiedades mecánicas del Grilón.*

<b>Propiedad</b>	<b>Valor</b>
<b>Familia de material</b>	Termoplástico
<b>Densidad</b>	1220 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de Young</b>	1.5 GPa
<b>Resistencia a la tracción</b>	55 MPa
<b>Resistencia a la flexión</b>	70,1 MPa
<b>Elongación</b>	29.5 %
<b>Dureza Vickers</b>	13 HV
<b>Manufactura</b>	Moldeo por inyección, Extrusión
<b>Tenacidad a la fractura</b>	3.59 MPa.m <sup>0.5</sup>
<b>Resistencia al impacto</b>	15.6 KJ/m <sup>2</sup>

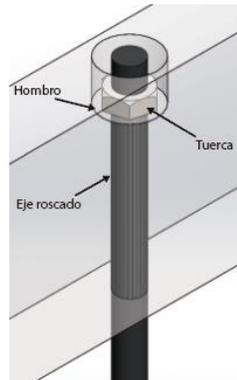
*Nota: Las propiedades y su valor correspondiente fueron obtenidos de la base de datos del software CES EduPack.*

### ***Diseño del eje roscado***

De acuerdo al diseño propuesto, las paletas de duralón están conectadas o unidas al eje principal mediante 6 ejes roscados, 3 para cada paleta. Estos ejes roscados atraviesan el duralón y la sujeción se realiza mediante la presión de una tuerca sobre un hombro mecanizado en las paletas como se muestra en la Figura (37).

**Figura 37**

*Sujeción de las paletas al eje roscado.*

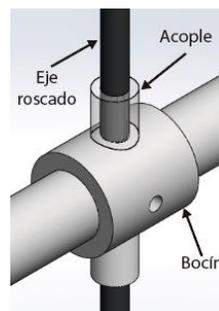


*Nota:* Vista isométrica de la sujeción de las paletas a los ejes roscados a través de la presión de una tuerca sobre un hombro mecanizado en las paletas.

En el extremo opuesto, la fijación del eje roscado se realiza mediante un acople que tiene mecanizado una rosca interior para el ingreso del eje roscado. A su vez, este acople está soldado a un bocín, cuyo diseño se explica en la siguiente sección.

**Figura 38**

*Sujeción del eje roscado.*



*Nota:* Vista isométrica de la sujeción de los ejes roscados con el eje principal a través de un acople con rosca interna.

Con estas especificaciones de diseño mecánico, se dimensiona el diámetro del eje roscado para que resista los esfuerzos y las deflexiones generados por el peso de las paletas. Se considera que el eje roscado va a trabajar como una viga en voladizo, ya que su fijación mediante la rosca impide tanto su desplazamiento como su rotación.

### Cálculo Fuerza Cortante y Momento Flector

Las fuerzas y reacciones que actúan sobre el eje roscado se muestran en el esquema de la Figura (39).

**Figura 39**

Esquema de las fuerzas y reacciones sobre el eje roscado.

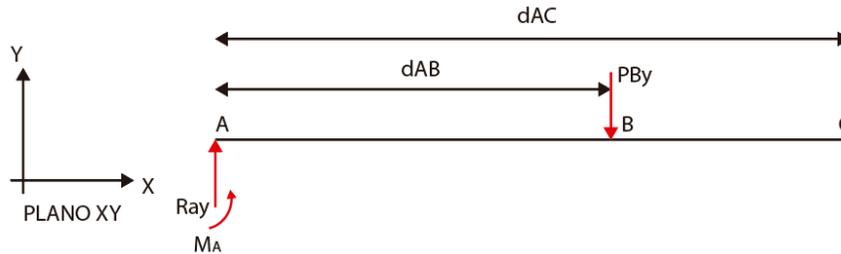


Nota: Vista frontal del eje roscado con sus fuerzas y reacciones.

### Análisis Plano XY

**Figura 40**

Plano XY, diagrama de cuerpo libre del eje roscado



A partir de la selección del material duralón para las paletas, se dibuja la pieza en el software SolidWorks y se le asigna el material correspondiente. En las propiedades de la pieza se muestra la masa con la cual se realizan los cálculos.

Considerando que:

$$m_{duralon} = 12.5 \text{ kg}$$

$$P_{paleta} = m_{duralon} * g = 12.5 * 9.81 = 122.625 \text{ N}$$

$$P_{B_y} = \frac{P_{paleta}}{3} = 40.875 \text{ N}$$

$$d_{AB} = 335 \text{ mm}; \quad d_{AC} = 410 \text{ mm}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ Ra_Y - PB_Y &= 0 \end{aligned} \quad (42)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto A:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ M_A - PB_Y * d_{AB} &= 0 \end{aligned} \quad (43)$$

Realizando el análisis estático con las Ecuaciones (42) y (43), se obtienen las reacciones las cuales se muestra en la Tabla (24).

**Tabla 24**

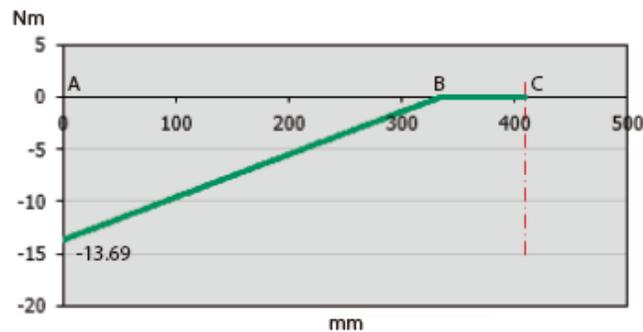
*Fuerzas y reacciones en el plano XY.*

Denominación	Fuerza
$Ra_Y$	40.875 N
$M_A$	13693.125 Nmm
$PB_Y$	40.875 N

Una vez calculadas las reacciones y fuerzas presentes en el eje en el plano XY, se realiza el diagrama de Momento Flector el cuales se muestra en la Figura (41).

**Figura 41**

*Diagrama de Momento Flector [Nm] en el plano XY.*



*Nota:* Diagrama de Momento flector expresado en Newton-metro [Nm], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

### **Cálculo de Esfuerzo a Fatiga**

Considerando que con el giro del eje principal las fibras externas del eje roscado están en ciclos de tracción-compresión por el peso de las paletas, entonces se trata de un esfuerzo completamente reversible.

Se selecciona el punto A como punto crítico del eje debido a que en este punto se produce el mayor momento flector de **13693.125 Nmm**.

El siguiente paso consiste en calcular los esfuerzos producidos en el eje debido al momento flector, los cuales quedarán expresados en función del diámetro requerido para el eje.

#### **Esfuerzo de Flexión**

$$\sigma_b = \frac{M_A * c}{I} \quad (44)$$

$$M_A - P B_Y * d_{AB} = 0 \quad (45)$$

$$c = \frac{d}{2} \quad (46)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (47)$$

Donde:

$\sigma_b$ : Esfuerzo de flexión, MPa

c: distancia del punto más alejado del eje con respecto a la línea neutra, mm

I: momento de inercia de un círculo,  $mm^4$

d: diámetro del eje, mm

Reemplazando todos los datos en la Ecuación (45) tenemos:

$$\sigma_b = \frac{13693.125 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{139477.026}{d^3}$$

Al ser un esfuerzo de flexión completamente reversible, el esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) y alternante ( $\sigma_a$ ) se establecen como sigue:

$$\sigma_m = 0 \quad (48)$$

$$\sigma_a = \frac{139477.026}{d^3} \quad (49)$$

Se debe considerar que en el diseño de ejes siempre existen concentradores de esfuerzos que influyen en la resistencia mecánica de dichos elementos, por lo que en esta ocasión se empleará el esfuerzo de Von Mises para determinar los esfuerzos equivalentes reales a partir de los esfuerzos nominales:

$$\sigma_{aeq} = 2 * \sigma_a = \frac{278954.05}{d^3} \quad (50)$$

Donde:

$$\sigma_{aeq} = \text{esfuerzo alternante equivalente, } \frac{Pa}{mm^2}$$

### ***Cálculo de Resistencia a la Fatiga y Factores que la Modifican***

Para calcular el factor de superficie se empleó la Ecuación (26), luego para determinar los valores de a y b empleando la Tabla (6), se consideró un acabado superficial del eje laminado en frío.

$$k_a = 4.51 * (585)^{-0.265} = 0.833$$

Para el factor de tamaño, inicialmente se desconoce el diámetro del eje por lo que se asume un valor de  $k_b = 1$ , luego este factor puede ser recalculado al determinar el diámetro mínimo requerido para el eje empleando la Ecuación (27).

Para el factor de carga, se establece un valor de  $k_c = 1$ , debido a la carga de flexión que es la que produce el esfuerzo, en la Ecuación (28) se establecen los valores medios de factor de carga más comunes en ejes.

Para el factor de confiabilidad, se establece una confiabilidad deseada en el diseño del 99%, por lo que el factor según la Tabla (7) resulta de  $k_d = 0.814$ .

Además, se requiere definir las propiedades mecánicas del material a utilizar, que en este caso será el acero inoxidable AISI 304, el cual es un acero inoxidable austenítico formado de aleación de hierro, cromo, níquel, que es menos conductor eléctrico y térmico que el acero al carbono (DIPAC, s. f.).

Con todos los datos disponibles, finalmente se aplica la teoría de falla de Goodman Modificado (teoría conservadora) para fatiga ante esfuerzos variables en la Ecuación (51) para determinar el diámetro mínimo del eje que garantice un comportamiento adecuado del mismo, bajo trabajo en fatiga (Budynas & Nisbett, 2008, p. 298).

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad (51)$$

Donde:

$\sigma_{m_{eq}}$ : esfuerzo medio equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo alternante equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$S_y$ : Límite a la fluencia,  $\frac{Pa}{mm^2}$

A continuación, en la Tabla (25) se resumen los parámetros empleados para determinar el diámetro del eje.

**Tabla 25**

*Resumen de parámetros empleados para resolver la ecuación de Goodman modificado.*

Parámetro	Denominación	Valor Resultante
<b>Esfuerzo alternante por flexión</b>	$\sigma_a = \frac{K_f * M_a * C}{I}$	$\sigma_a = \frac{278954.05}{d^3}$
<b>Límite de resistencia a la fatiga</b>	$S_e = 0.5 * S_{ut} * (k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f)$	$S_e = 197.62 \text{ MPa}$
<b>Factores</b>	$k_a = 0.83 ; k_b = 1 ; k_c = 1 ;$ $k_d = 0.814$	-
<b>Factor de seguridad</b>	$FS = 2.5$	-
<b>Resistencia última a la tracción</b>	$S_{ut} = 585 \text{ MPa}$	-
<b>Límite a la fluencia</b>	$S_y = 235 \text{ MPa}$	-

*Nota:* Las ecuaciones listadas han sido Tomadas de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8ª Edición*, por Budynas R. Nisbett K.

Reemplazando los valores en la ecuación de Goodman Modificado se obtiene:

$$\frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{\frac{278954.05}{d^3}}{197.62} + \frac{0}{585 * 10^6} = \frac{1}{2.5}$$

$$d = 15.22 \text{ mm}$$

Una vez establecidos los parámetros necesarios para aplicar la teoría de Goodman Modificado, considerando un factor de seguridad de 2.5 y las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304, se obtiene que el diámetro mínimo del eje roscado dimensionado en el punto crítico A debe ser de 15.22 mm. De acuerdo a

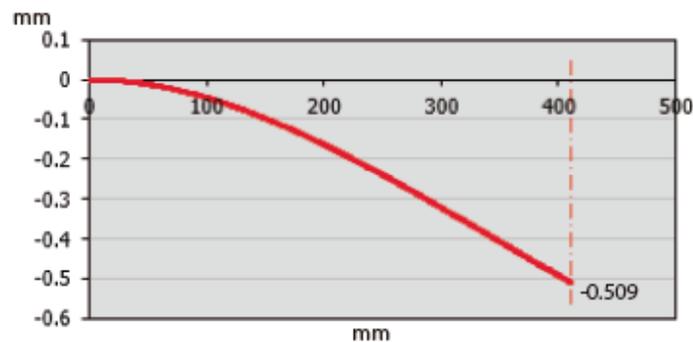
catálogos de materiales de ingeniería, se escoge un eje de acero inoxidable AISI 304 de  $\frac{3}{4}$ "', es decir 19.11 mm. Con esta geometría y material se procede a analizar las deflexiones en el eje.

### **Cálculo de Deflexión**

Para determinar la deflexión en el eje se empleó el software MITcalc, el cual permite calcular la deflexión a lo largo de todos los puntos del eje ingresando parámetros conocidos como la geometría y las cargas que actúan en el mismo.

**Figura 42**

*Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XY.*



*Nota:* Diagrama de deflexión a lo largo del eje expresado en milímetros [mm].

En el punto  $x = 410 \text{ mm}$  a partir del extremo izquierdo del eje, se produce la máxima deflexión igual a  $\delta_{max} = 0.509 \text{ mm}$ .

**Deflexión Permisible.** Para determinar si la deflexión máxima calculada en MITcalc para el eje dimensionado está dentro del rango permitido se emplea el criterio de deflexión vertical permisible en elementos estructurales en (Distrito Federal, s. f., p. 89). Donde se toma como referencia la deflexión máxima que puede sufrir un trabe carril de clase A (según C.M.A.A.A.).

$$\delta_{y_{perm}} = \frac{L}{450} = \frac{410}{450} = 0.91 \text{ mm} \quad (52)$$

Donde:

$\delta_{y_{perm}}$  : deflexión máxima teórica permisible para el eje, mm

L: longitud total del eje, mm

Al comparar ambos valores se obtiene que:

$$\delta_{max} < \delta_{y_{perm}}$$

$$0.509 < 0.91$$

### Diseño del Eje

Para el dimensionamiento del eje principal se consideraron los datos establecidos en la Tabla (26).

**Tabla 26**

*Datos de diseño empleados para el dimensionamiento del eje principal del Sacudidor.*

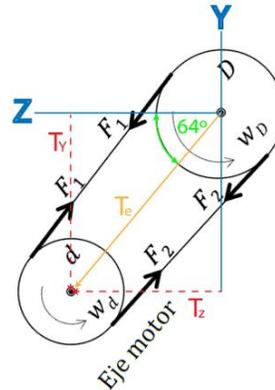
<b>Datos iniciales de diseño</b>			
<b>Masa duralón</b>	$m_{duralon} := 12.5 \text{ Kg}$	Potencia del motor	$P_{motor} := 3.5 \text{ Kw}$
<b>Masa eje roscado</b>	$m_{eje\_roscado} := 0.89 \text{ Kg}$	Revoluciones	$n := 450 \text{ rpm}$
<b>Masa tubo redondo</b>	$m_{tubo} := 0.16 \text{ Kg}$	Torque máximo transmitido	$T_o := \frac{9550 \cdot P_{motor}}{n} = 74.278 \text{ Nm}$
<b>Masa sombreros</b>	$m_{sombros} := 5 \text{ Kg}$	Tensión banda	$T_e = 2122.5 \text{ N}$
<b>Masa total</b>	$m_{total} = 2 * m_{duralon} + 6 * m_{eje\_roscado} + 6 * m_{tubo} + m_{sombros} = 36.354 \text{ Kg}$	Carga total sobre el eje	$P := m_{total} \cdot g_r = 356.633 \text{ N}$

*Nota:* Los datos detallados hacen referencia a las cargas producidas en el eje debido al peso de los elementos y a la tensión producida por la banda acoplada al motor.

En la polea del motor se produce un torque que es transmitido a través de una correa trapezoidal a la polea acoplada al eje principal del sacudidor, en este caso la fuerza de tensión resultante ( $T_e$ ) es regulada mediante un sistema tensador incorporado en la base del motor, la tensión o carga aplicada al eje está dada por la suma de las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  en los ramales de la correa como se muestra en la Figura (43).

**Figura 43**

Configuración de las fuerzas que actúan sobre la correa de transmisión y el eje principal del sacudidor.



Conociendo las fuerzas de los ramales  $F_1$ ,  $F_2$  medidas indirectamente mediante un dinamómetro la carga aplicada al eje se calcula empleando la Ecuación (53).

$$R = (F_1 + F_2) * \cos (90^\circ - \psi) \quad (53)$$

$$\psi = \arccos \left( \frac{D - d}{2 * E} \right)$$

Donde:

$F_1$ : Fuerza mayor de tensión, N

$F_2$ : Fuerza menor de tensión, N

$\psi$ : ángulo de inclinación, grados

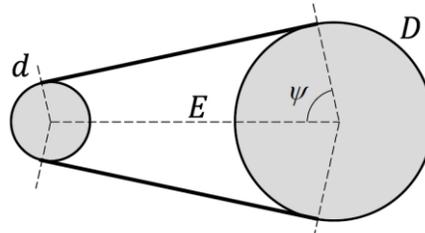
$D$ : diámetro de polea grande, mm

$d$ : diámetro de polea pequeña, mm

$E$ : distancia entre centros de ejes, mm

**Figura 44**

Configuración del sistema de transmisión mediante correa y poleas empleado en el Sacudidor.



La relación de los variables requeridas para calcular la carga aplicada al eje se muestran en la Figura (44), y sus valores se establecen a continuación:

**Tabla 27**

*Parámetros requeridos para el cálculo de la carga aplicada al eje.*

<b>Diámetro polea grande</b>	318.5 mm / 12 ½ in
<b>Diámetro polea pequeña</b>	70 mm
<b>Distancia entre ejes</b>	740 mm
<b>Fuerza 1 (mayor)</b>	1614.75 N
<b>Fuerza 2 (menor)</b>	538.25 N

$$\psi = \arccos \left( \frac{D - d}{2 * E} \right)$$

$$\psi = \arccos \left( \frac{203.2 - 70}{2 * 740} \right)$$

$$\psi = 80.33^\circ$$

$$R = (F_1 + F_2) * \cos (90 - \psi)$$

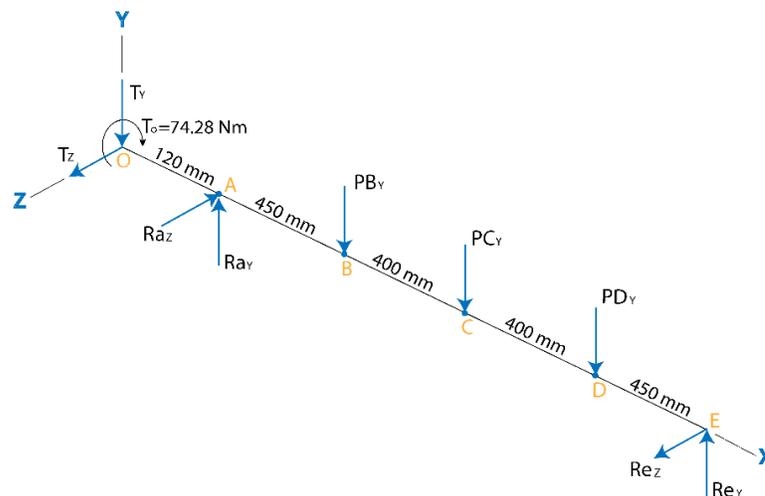
$$R = 2153 \text{ N} * \cos(90 - 80.33) = 2122.5 \text{ N}$$

$$T_e = R = 2122.5 \text{ N}$$

La disposición de las cargas en el plano tridimensional se presenta a continuación en la Figura (45).

**Figura 45**

Distribución de cargas y momentos presentes en el eje diagramado en el plano tridimensional.

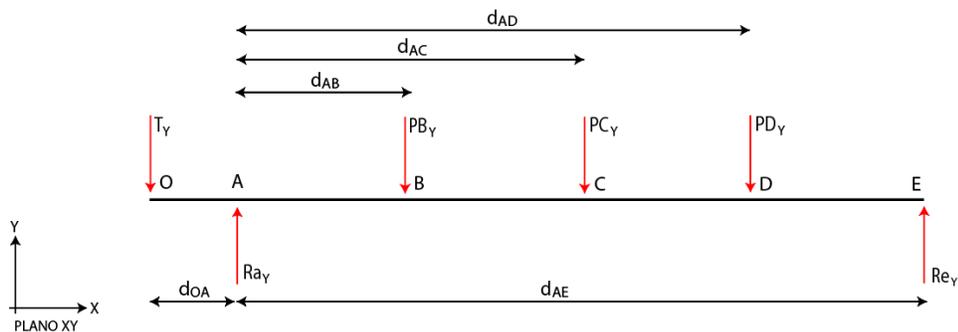


## Cálculo de Fuerza Cortante y Momento Flector

### Análisis Plano XY

Figura 46

Plano XY, diagrama de cuerpo libre de la flecha



Considerando que:

$$PB_Y = PC_Y = PD_Y = \frac{P}{3} = \frac{356.633}{3} = 118.878 \text{ N}$$

$$T_Y = T_e * \sin(64^\circ) = 2122.5 * \sin(64^\circ) = 1907.69 \text{ N}$$

$$d_{OA} = 0.12 \text{ m}; \quad d_{AB} = 0.450 \text{ m}; \quad d_{AC} = 0.850 \text{ m}; \quad d_{AD} = 1.250 \text{ m}; \quad d_{AE} = 1.7 \text{ m}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$T_Y + PB_Y + PC_Y + PD_Y = Ra_Y + Re_Y \quad (54)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto A:

$$\sum M_A = 0$$

$$d_{AB} * PB_Y + d_{AC} * PC_Y + d_{AD} * PD_Y = d_{AE} * Re_Y + d_{OA} * T_Y \quad (55)$$

Realizando el análisis estático con las Ecuaciones (54) y (55), se obtienen las reacciones en A y E las cuales se muestra en la Tabla (28).

Tabla 28

Fuerzas y Reacciones en el plano XY

Denominación	Fuerza
--------------	--------

---

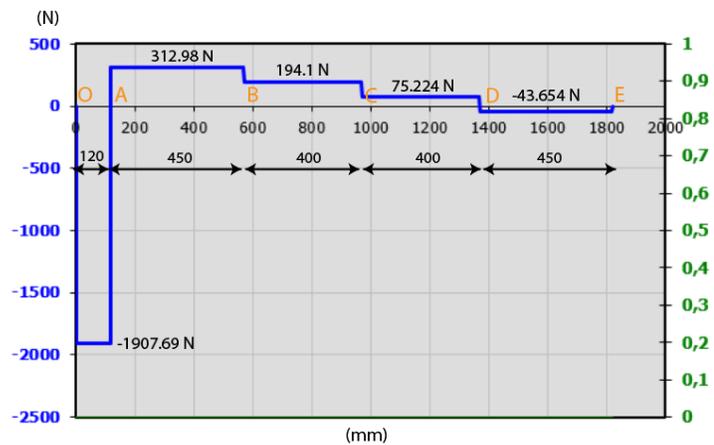
$R_{aY}$	2220.67 N
$P_{B_Y}$	-118.878 N
$P_{C_Y}$	-118.878 N
$P_{D_Y}$	-118.878 N
$R_{eY}$	43.673 N
$T_Y$	-1907.69 N

---

Una vez calculadas las reacciones y fuerzas presentes en el eje en el plano XY, se realiza el diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector los cuales se muestran en las Figuras (47) y (48) respectivamente.

**Figura 47**

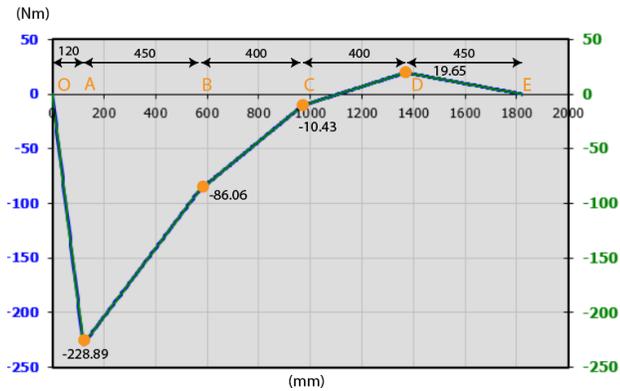
*Diagrama de Fuerza Cortante [N] en el plano XY*



*Nota:* Diagrama de Fuerza Cortante expresado en Newtons [N], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

Figura 48

Diagrama de Momento Flector [Nm] en el plano XY

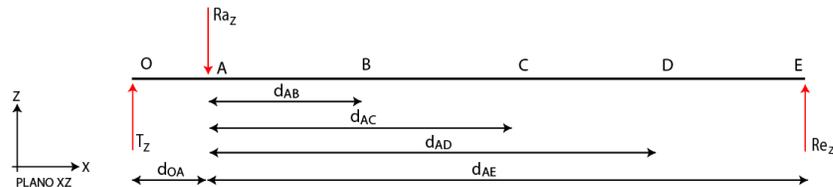


Nota: Diagrama de Momento flector expresado en Newton-metro [Nm], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

### Análisis Plano XZ

Figura 49

Plano XZ, diagrama de cuerpo libre de la flecha



Considerando que:

$$PB_Z = PC_Z = PD_Z = 0 \text{ N}$$

$$T_Z = T_e \cdot \cos(64^\circ) = 2122.5 \cdot \cos(64^\circ) = 930.321 \text{ N}$$

$$d_{OA} = 0.12 \text{ m}; \quad d_{AB} = 0.450 \text{ m}; \quad d_{AC} = 0.850 \text{ m}; \quad d_{AD} = 1.250 \text{ m}; \quad d_{AE} = 1.7 \text{ m}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Z:

$$\sum F_Z = 0$$

$$T_Z + Re_Z = Ra_Z \quad (56)$$

Sumatoria de momentos con respecto al punto A:

$$\sum M_A = 0$$

$$d_{OA} * T_Z = d_{AE} * Re_Z \quad (57)$$

Realizando el análisis estático con las Ecuaciones (56) y (57), se obtienen las reacciones en A y E las cuales se muestra en la Tabla (29).

**Tabla 29**

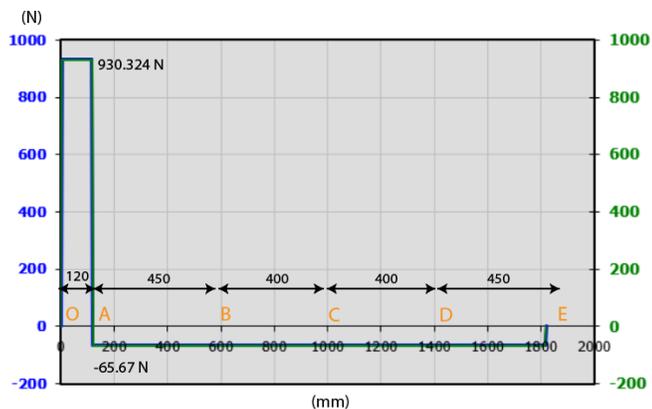
*Fuerzas y Reacciones en el plano XZ*

Denominación	Fuerza
$Ra_Z$	-995.991 N
$PB_Z$	0 N
$PC_Z$	0 N
$PD_Z$	0 N
$Re_Z$	65.67 N
$T_z$	930.324 N

Una vez calculadas las reacciones y fuerzas presentes en el eje en el plano XZ, se realiza el diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector los cuales se muestran en la Figura (50) y Figura (51) respectivamente.

**Figura 50**

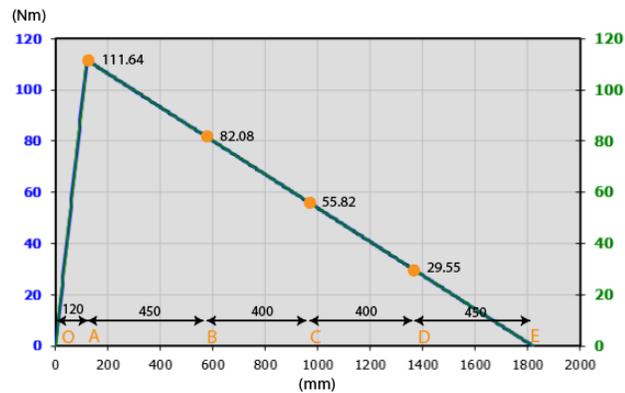
*Diagrama de Fuerza Cortante [N] en el plano XZ*



*Nota:* Diagrama de Fuerza Cortante expresado en Newtons [N], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

Figura 51

Diagrama de Momento Flector [Nm] en el plano XZ



Nota: Diagrama de Momento flector expresado en Newton-metro [Nm], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

Se calcula el momento flector resultante mediante la Ecuación (58) en los puntos A, B, C y D para determinar la zona crítica donde se encuentra el momento máximo, y con ello dimensionar adecuadamente el eje.

$$M_T = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (58)$$

Donde:

$M_T$ : momento flector resultante, N.m

$M_{xy}$ : momento flector en el plano XY, N.m

$M_{xz}$ : momento flector en el plano XZ, N.m

Tabla 30

Momento flector resultante en los puntos A, B, C, D del eje principal.

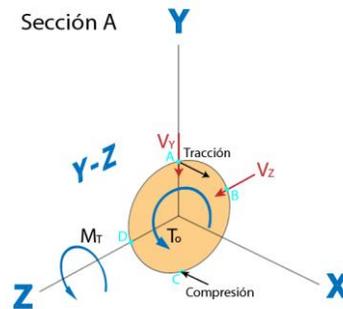
Momentos combinados en los planos XY y XZ en Nm	
$M_{AT} := \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2} = 254.667$	$M_{CT} := \sqrt{M_{Cy}^2 + M_{Cz}^2} = 56.785$
$M_{BT} := \sqrt{M_{By}^2 + M_{Bz}^2} = 120.387$	$M_{DT} := \sqrt{M_{Dy}^2 + M_{Dz}^2} = 35.49$

### Cálculo de Esfuerzo a Fatiga

Se selecciona el punto A como punto crítico de la flecha debido a que en este punto se produce el mayor momento flector combinado de **254.67 Nm**.

**Figura 52**

*Vista de sección del eje en el punto crítico A.*



El siguiente paso consiste en calcular los esfuerzos producidos en el eje debido al momento flector y al momento torsor, los cuales quedarán expresados en función del diámetro requerido para el eje.

#### Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_b = \frac{M_{AT} * c}{I} \quad (59)$$

$$c = \frac{d}{2} \quad (60)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (61)$$

Donde

$\sigma_b$ : Esfuerzo de flexión, MPa

c: distancia del punto más alejado del eje con respecto a la línea neutra, mm

I: momento de inercia de un círculo,  $mm^4$

$d$ : diámetro del eje, mm

Reemplazando todos los datos en la Ecuación (59) tenemos:

$$\sigma_b = \frac{254.67 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{2590}{d^3}$$

### Esfuerzo Cortante

$$\tau_t = \frac{T_o * \delta}{J} \quad (62)$$

$$\delta = \frac{d}{2} \quad (63)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (64)$$

Donde:

$\tau_t$ : Esfuerzo cortante por torsor, MPa

$\delta$ : distancia del punto más alejado del eje con respecto a la línea neutra, mm

$J$ : momento polar de inercia de un círculo,  $mm^4$

$d$ : diámetro del eje, mm

Reemplazando todos los datos en la Ecuación (62) tenemos:

$$\tau_t = \frac{74.278 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{32}} = \frac{378.29}{d^3}$$

Considerando que en el eje se van a producir esfuerzos fluctuantes entre máximos y mínimos, se requiere conocer dichos esfuerzos para ser considerados en el dimensionamiento del eje.

En el caso de los esfuerzos de flexión en la Figura (52) se observa que en los puntos (A) y (C) se producen los esfuerzos máximo y mínimo respectivamente:

$$\sigma_{b_{max}} = \frac{2590}{d^3}$$

$$\sigma_{b_{min}} = -\frac{2590}{d^3}$$

En el caso del esfuerzo cortante por torsor, el esfuerzo es el mismo en cualquier parte del perímetro del eje, lo que incluye a los puntos (A) y (C) en la Figura (52) que son los puntos de análisis que nos interesan, por lo que este esfuerzo será considerado el mismo para el máximo y el mínimo. Sin embargo, cabe mencionar que el esfuerzo cortante mínimo realmente se produce en la fibra media del eje donde su valor es cero.

$$\tau_{t_{max}} = \frac{378.29}{d^3}$$

$$\tau_{t_{min}} = \frac{378.29}{d^3}$$

Con los máximos y mínimos puedo calcular los esfuerzos medio ( $\sigma_m$ ) y alternante ( $\sigma_a$ ) nominales:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0 \quad (65)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{2590}{d^3} \quad (66)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{378.29}{d^3} \quad (67)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 0 \quad (68)$$

Donde

$\sigma_m$ : esfuerzo flector medio,  $\frac{N}{mm^2}$

$\sigma_a$ : esfuerzo flector alternante,  $\frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{max}$ : esfuerzo flector máximo,  $\frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{min}$ : esfuerzo flector mínimo,  $\frac{N}{mm^2}$

$\tau_m$ : esfuerzo cortante medio,  $\frac{N}{mm^2}$

$\tau_a$ : esfuerzo cortante alternante,  $\frac{N}{mm^2}$

$\tau_{max}$ : esfuerzo cortante máximo,  $\frac{N}{mm^2}$

$\tau_{min}$ : esfuerzo cortante mínimo,  $\frac{N}{mm^2}$

Se debe considerar que en el diseño de ejes siempre existen concentradores de esfuerzos que influyen en la resistencia mecánica de dichos elementos, por lo que en esta ocasión se empleará el esfuerzo de Von Mises para determinar los esfuerzos equivalentes reales a partir de los esfuerzos nominales:

$$\sigma_{aeq} = 2 * \sigma_a = \frac{5188}{d^3} \quad (69)$$

$$\sigma_{meq} = 3 * \tau_m = \frac{1134.87}{d^3} \quad (70)$$

Donde:

$\sigma_{meq}$  = esfuerzo medio equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$\sigma_{aeq}$  = esfuerzo alternante equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$\sigma_a$  = esfuerzo flector alternante,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$\tau_m$  = esfuerzo cortante medio,  $\frac{Pa}{mm^2}$

### **Cálculo de Resistencia a la Fatiga y Factores que la Modifican**

Para calcular el factor de superficie se empleó la Ecuación (26), luego para determinar los valores de a y b empleando la Tabla (9), se consideró un acabado superficial del eje como sale de la forja.

$$k_a = a * Sut^b \quad (71)$$

$$k_a = 272 * (585)^{-0.995} = 0.48$$

Donde:

$k_a$ : factor de acabado superficial

$a$ : factor a

$b$ : exponente b

Para el factor de tamaño, inicialmente se desconoce el diámetro del eje por lo que se asume un valor de  $k_b = 1$ .

Para el factor de carga, se establece un valor de  $k_c = 1$ , debido a la carga de flexión que es la que produce el esfuerzo equivalente predominante según la Ecuación (28).

Para el factor de confiabilidad, se establece una confiabilidad deseada en el diseño del 99%, por lo que el factor según la Tabla (10) resulta de  $k_d = 0.814$ .

Para el resto de factores se establece un valor de 1.

$$k_e = k_f = 1$$

Además, se requiere definir las propiedades mecánicas del material a utilizar, que en este caso será el acero inoxidable AISI 304, el cual es un acero inoxidable austenítico formado de aleación de hierro, cromo, níquel, que es menos conductor eléctrico y térmico que el acero al carbono (DIPAC, s. f.).

Con todos los datos disponibles, finalmente se aplica la teoría de falla de Goodman Modificado (teoría conservadora) para fatiga ante esfuerzos variables en la Ecuación (72) para determinar el diámetro mínimo del eje que garantice un comportamiento adecuado del mismo, bajo trabajo en fatiga (Budynas & Nisbett, 2008, p. 298).

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad (72)$$

Donde:

$\sigma_{m_{eq}}$ : esfuerzo medio equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$\sigma_{a_{eq}}$ : esfuerzo alternante equivalente,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga,  $\frac{Pa}{mm^2}$

$S_y$ : Límite a la fluencia,  $\frac{Pa}{mm^2}$

A continuación, en la Tabla (31) se resumen los parámetros empleados para determinar el diámetro del eje.

**Tabla 31**

*Resumen de parámetros empleados para resolver la ecuación de Goodman modificado*

Parámetro	Denominación	Valor Resultante
<b>Esfuerzo alternante por flexión</b>	$\sigma_a = \frac{K_f * M_a * C}{I}$	$\sigma_a = \frac{2594}{d^3}$
<b>Esfuerzo medio por flexión</b>	$\sigma_m = \frac{K_f * M_m * C}{I}$	$\sigma_m = 0$
<b>Distancia de la línea neutra al extremo del eje</b>	$C = \frac{d}{2}$	$C = \frac{d}{2}$
<b>Inercia de un eje</b>	$I = \frac{\pi * d^4}{64}$	$I = \frac{\pi * d^4}{64}$
<b>Esfuerzo cortante alternante por torsión</b>	$\tau_a = \frac{K_{fs} * T_a * C}{J}$	$\tau_a = 0$
<b>Esfuerzo cortante medio por torsión</b>	$\tau_m = \frac{K_{fs} * T_m * C}{J}$	$\tau_m = \frac{378.29}{d^3}$
<b>Momento polar</b>	$J = \frac{\pi * d^4}{32}$	$J = \frac{\pi * d^4}{32}$
<b>Límite de resistencia a la fatiga</b>	$S_e = 0.5 * S_{ut} * (k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f)$	$S_e = 114 \text{ MPa}$
<b>Factores</b>	$k_a = 0.48 ; k_b = 1 ; k_c = 1 ;$	-

$$k_d = 0.814; k_e = k_f = 1$$

<b>Factor de seguridad</b>	$FS = 2.5$	-
<b>Resistencia última a la tracción</b>	$S_{ut} = 585 \text{ MPa}$	-
<b>Límite a la fluencia</b>	$S_y = 235 \text{ MPa}$	-

*Nota:* Las ecuaciones listadas han sido Tomadas de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8ª Edición*, por Budynas R. Nisbett K.

Reemplazando los valores en la ecuación de Goodman Modificado se obtiene:

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{\frac{5188}{d^3}}{114 * 10^6} + \frac{\frac{1134.87}{d^3}}{585 * 10^6} = \frac{1}{2.5}$$

$$d = 0.04913 \text{ m} = 49.13 \text{ mm}$$

Una vez establecidos los parámetros necesarios para aplicar la teoría de Goodman Modificado, considerando un factor de seguridad de 2.5 y las propiedades mecánicas del acero inoxidable AISI 304, se obtiene que el diámetro mínimo del eje dimensionado en el punto crítico A debe ser de **49,13 mm**. Para mayor detalle del diseño y dimensionamiento del eje se puede revisar el proceso completo en el Anexo: Dimensionamiento Eje.

### **Cálculo de Deflexión**

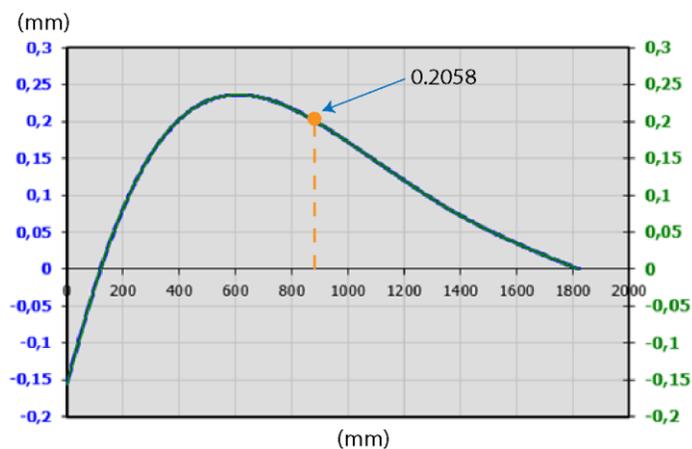
Para realizar el análisis de deflexión en un eje, existen varios métodos manuales que se pueden aplicar como integración numérica, funciones de singularidad, método de superposición, etc. Sin embargo, este análisis resulta largo y tedioso para realizarlo de manera manual, en particular cuando se consideran muchos puntos de interés. En

consecuencia, prácticamente todos los análisis de deflexión de ejes deben ser evaluados con la ayuda de un software (Budynas & Nisbett, 2008).

En esta ocasión, para determinar la deflexión en el eje se empleó el software MITcalc, el cual permite calcular la deflexión a lo largo de todos los puntos del eje ingresando parámetros conocidos como la geometría y las cargas que actúan en el mismo.

**Figura 53**

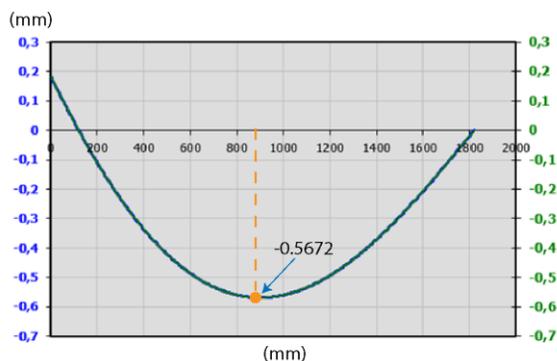
*Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XY.*



*Nota:* Diagrama de deflexión a lo largo del eje expresado en milímetros [mm].

**Figura 54**

*Deflexión producida a lo largo del eje en el plano XZ.*



*Nota:* Diagrama de deflexión a lo largo del eje expresado en milímetros [mm].

A continuación, se presentan los valores de deflexión obtenidos en diferentes puntos de interés a lo largo del eje, tanto en el plano XY como en el plano XZ y la deflexión máxima resultante, que es el valor que nos interesa para determinar si está dentro del límite de deflexión permisible.

**Tabla 32**

*Fuerzas y Reacciones en el plano XY*

	<b>0</b>	<b>120</b>	<b>450</b>	<b>860</b>	<b>1250</b>	<b>1600</b>	<b>1820</b>
<b>PLANO XY</b>	-0.1562	-0.0041	0.2171	0.2058	0.1079	0.0352	$-1.53 \times 10^{-13}$
<b>PLANO XZ</b>	0.1827	0.005	-0.3789	-0.5672	-0.4686	-0.2089	$9.64 \times 10^{-13}$
<b>Total</b>	0.2403	0.0065	0.4367	0.6034	0.4808	0.2118	$9.76 \times 10^{-13}$

De la Tabla (29) se determina que en el punto  $x = 860 \text{ mm}$  a partir del extremo izquierdo del eje, se produce la máxima deflexión combinada igual a  $\delta_{max} = 0.6034 \text{ mm}$ , la deflexión máxima resultante se obtiene al combinar las deflexiones parciales de los planos XY y XZ empleando la Ecuación (73).

$$\delta_{max} = \sqrt{(\delta_{XY})^2 + (\delta_{XZ})^2} \quad (73)$$

Donde:

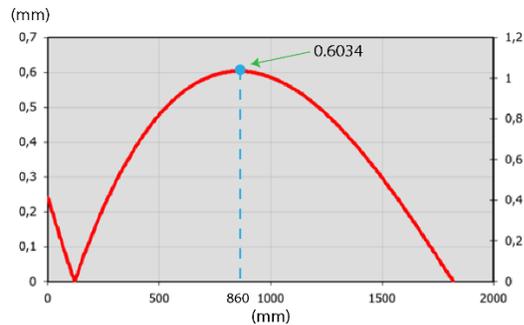
$\delta_{max}$ : deflexión máxima combinada en el eje, mm

$\delta_{XY}$ : deflexión parcial en el plano XY, mm

$\delta_{XZ}$ : deflexión parcial en el plano XZ, mm

**Figura 55**

*Deflexión máxima resultante producida a lo largo del eje.*



*Nota:* Diagrama de deflexión máxima resultante a lo largo del eje expresado en milímetros [mm].

**Deflexión Permisible.** Para determinar si la deflexión máxima calculada en MITcalc para el eje dimensionado está dentro del rango permitido se emplea el criterio de deflexión vertical permisible en elementos estructurales en (Distrito Federal, s. f., p. 89). Donde se toma como referencia la deflexión máxima que puede sufrir un trabe carril de clase E (según C.M.A.A.A.), o en otras palabras una grúa tipo puente con una carga vertical que trabaja con una frecuencia de levantamiento alta. Se empleó este elemento como referencia ya que es el que tiene una carga de trabajo similar al que tendrá el eje de la máquina sacudidora, con un tiempo de funcionamiento promedio de 20 horas al día y una carga de trabajo de media a pesada.

$$\delta_{y_{perm}} = \frac{L}{1000} = \frac{1820}{1000} = 1.820 \text{ mm} \quad (74)$$

Donde:

$\delta_{y_{perm}}$ : deflexión máxima teórica permisible para el eje, mm

$L$ : longitud total del eje, mm

Al comparar ambos valores se obtiene que:

$$\delta_{max} < \delta_{y_{perm}}$$

$$0.6034 < 1.820$$

Donde:

$\delta_{y_{perm}}$  = deflexión máxima teórica permisible para el eje, mm

$\delta_{max}$  = deflexión máxima real producida en el eje, mm

**Conclusión:** la deflexión máxima de 0.6034 mm producida en el eje de 50 mm de diámetro con una longitud de 1.820 m es menor que el límite permisible calculado de 1.82 mm, por lo tanto, según los valores entregados por MITcalc se verifica que el diámetro dimensionado satisface la rigidez que se requiere para un adecuado comportamiento del eje bajo la carga de trabajo establecida.

**Deflexión Angular.** La deflexión angular o pendiente del eje depende de muchos factores, y debe ser considerada ya que este valor se emplea como guía para determinar la desalineación permisible para la selección adecuada de cojinetes. Como una directriz general, en la Tabla (33) se presentan los intervalos típicos de las pendientes máximas permisibles según el tipo de rodamiento que se requiera utilizar.

**Tabla 33**

*Intervalos máximos típicos para deflexión angular permisible según el tipo de cojinete.*

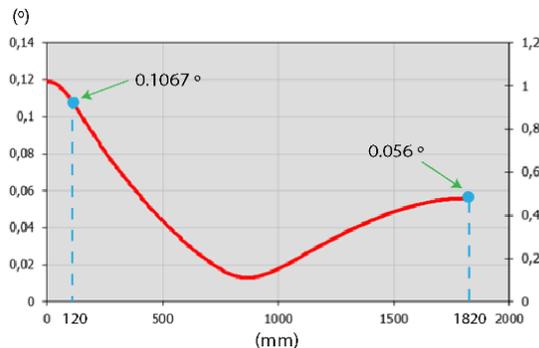
<b>Pendientes</b>	
<b>Rodillo ahusado</b>	0.0005 – 0.0012 rad
<b>Rodillo cilíndrico</b>	0.0008 – 0.0012 rad
<b>Bola con ranura profunda</b>	0.001 – 0.003 rad
<b>Bola esférica</b>	0.026 – 0.052 rad
<b>Bola autoalineante</b>	0.026 – 0.052 rad
<b>Engrane recto sin corona</b>	< 0.0005 rad

*Nota:* Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley - 8va Edición* (p. 367), por Budynas & Nisbett.

Para determinar la deflexión angular máxima producida en los puntos de interés que corresponden a los puntos de ubicación de los cojinetes, se emplea nuevamente software MITcalc, que como se indicó anteriormente requiere la geometría y las cargas aplicadas al eje para realizar los cálculos respectivos y generar la gráfica de deflexión angular total en cada punto a lo largo de la longitud del eje.

**Figura 56**

*Deflexión máxima resultante producida a lo largo del eje.*



*Nota:* Diagrama de Momento flector expresado en Newton-metro [Nm], a lo largo de la flecha en milímetros [mm].

Según la Figura (56) se tiene que la deflexión angular en el punto A, ubicación del primero cojinete es de 0.1067 grados, mientras que la deflexión angular en el punto E, ubicación del segundo cojinete es de 0.056 grados.

$$0.57^\circ < 0.1067^\circ < 0.17^\circ$$

**Conclusión:** para la presente aplicación, la deflexión angular máxima se encuentra en el cojinete del punto A con un valor de (0.1067 °) , por tanto, se decide seleccionar chumaceras de piso, que empleen rodamientos de bola con ranura profunda, esto debido a que según la Tabla (30), el intervalo de deflexión angular permitido de (0.001 – 0.003 rad), o lo que es lo mismo (0.057 ° – 0.17 °) para este tipo de cojinetes contiene adecuadamente el valor de (0.1067 °), con lo que se garantiza un adecuado comportamiento y vida útil de los cojinetes seleccionados.

### **Selección de chumaceras**

Una vez calculadas las cargas que van a actuar sobre el eje principal del sacudidor, se puede seleccionar las chumaceras que darán soporte a dicho eje, para esta aplicación se seleccionó una chumacera de pie de la marca SKF, con rodamientos

de bola y carcasa en hierro fundido, con lubricación mediante grasera ubicada en la carcasa (RODAVIGO, s. f.).

**Figura 57**

*Unidad de soporte de pie con rodamiento de bolas y carcasa de hierro fundido.*



*Nota: Tomado de Soportes de pie partido con rodamiento de bolas (p. 3), por RODAVIGO.*

Se escogió este tipo de chumaceras de piso debido a la facilidad del montaje en el sacudidor, donde fue colocada y empernada sobre la estructura principal de tubo cuadrado, y además porque tolera altos niveles de contaminación, ya que en el área de trabajo donde va a ser colocada la máquinas, existen niveles muy altos de polvo, en lo que respecta a velocidades y temperatura, la chumacera no va a ser sometida a velocidades altas ya que se tiene una velocidad de trabajo máxima de 350 RPM ni a temperaturas altas, ya que el proceso funciona a temperatura ambiente.

### ***Tiempo de vida útil***

Para el cálculo del tiempo de vida útil nominal de las chumaceras se emplea la Ecuación (75).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (75)$$

Donde:

$C$ : capacidad de carga básica, kN

$P$ : carga puramente radial, kN

$L_{10}$ : número de revoluciones, millón de revoluciones

La carga radial  $P$  la obtiene al determinar la mayor carga combinada en los soportes del eje principal del sacudidor, empleando los valores de las Tablas (25) y (26).

$$P = Fr = \sqrt{(2220.67)^2 + (-996)^2} = 2433.8 \text{ N} = 2.43 \text{ kN}$$

La capacidad de carga  $C$  se obtiene del catálogo de chumaceras de RODAVIGO en la Tabla (34), usando el diámetro calculado para el eje principal de 50 mm.

$$C = 35.1 \text{ kN}$$

**Tabla 34**

*Características mecánicas de chumaceras de pie con rodamiento de bolas marca SKF.*

Dimensions														Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed	Designation
d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G	s <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	with shaft tolerance h6	Bearing unit	
mm														kN		kN	r/min	-
12	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	SY 12 TF	
15	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	SY 15 TF	
17	32	18	27,4	57	30,2	14	97	127	20,5	11,5	10	15,9	9,56	4,75	0,2	9 500	SY 17 TF	
20	32	21	31	65	33,3	14	97	127	20,5	11,5	10	18,3	12,7	6,55	0,28	8 500	SY 20 TF	
	34	23	31	65	33,3	14	97	127	20,7	13	10	18,3	12,7	6,55	0,28	8 500	SYJ 20 TF	
	32	21	31	65	33,3	14	97	127	20,5	11,5	10	18,3	12,7	6,55	0,28	5 000	SY 20 TR	
25	36	22	34,1	70,5	36,5	16	102	130	19,5	11,5	10	19,8	14	7,8	0,335	7 000	SY 25 TF	
	38	24	34,1	70,5	36,5	16	102,5	140	21,5	13	10	19,8	14	7,8	0,335	7 000	SYJ 25 TF	
	36	22	34,1	70,5	36,5	16	102	130	19,5	11,5	10	19,8	14	7,8	0,335	4 300	SY 25 TR	
30	40	25	38,1	82,5	42,9	17	117,5	152	23,5	14	12	22,2	19,5	11,2	0,475	6 300	SY 30 TF	
	42	27	38,1	82,5	42,9	16	118	165	24	17	14	22,2	19,5	11,2	0,475	6 300	SYJ 30 TF	
	40	25	38,1	82,5	42,9	17	117,5	152	23,5	14	12	22,2	19,5	11,2	0,475	3 800	SY 30 TR	
35	45	27	42,9	93	47,6	19	126	160	21	14	12	25,4	25,5	15,3	0,655	5 300	SY 35 TF	
	46	28	42,9	93	47,6	17	129	167	24	17	14	25,4	25,5	15,3	0,655	5 300	SYJ 35 TF	
	45	27	42,9	93	47,6	19	126	160	21	14	12	25,4	25,5	15,3	0,655	3 200	SY 35 TR	
40	48	30	49,2	99	49,2	19	135,5	175	24,5	14	12	30,2	30,7	19	0,8	4 800	SY 40 TF	
	49	31	49,2	99	49,2	18	136,5	184	25,5	17	14	30,2	30,7	19	0,8	4 800	SYJ 40 TF	
	48	30	49,2	99	49,2	19	135,5	175	24,5	14	12	30,2	30,7	19	0,8	2 800	SY 40 TR	
45	48	32	49,2	107,5	54	21	143,5	187	22,5	14	12	30,2	33,2	21,6	0,915	4 300	SY 45 TF	
	52	36	49,2	107,5	54	20	143,5	190	23,5	17	14	30,2	33,2	21,6	0,915	4 300	SYJ 45 TF	
	48	32	49,2	107,5	54	21	143,5	187	22,5	14	12	30,2	33,2	21,6	0,915	2 400	SY 45 TR	
50	54	34	51,6	114,5	57,2	22	157	203	26	18	16	32,6	35,1	23,2	0,98	4 000	SY 50 TF	
	58	38	51,6	114,5	57,2	22	157,5	206	26,5	20	16	32,6	35,1	23,2	0,98	4 000	SYJ 50 TF	
	54	34	51,6	114,5	57,2	22	157	203	26	18	16	32,6	35,1	23,2	0,98	2 200	SY 50 TR	
55	60	40	55,6	126	63,5	24	171,5	219	27,5	18	16	33,4	43,6	29	1,25	3 600	SY 55 TF	
	60	40	55,6	126	63,5	24	171,5	219	27,5	20	16	33,4	43,6	29	1,25	3 600	SYJ 55 TF	
	60	40	55,6	126	63,5	24	171,5	219	27,5	18	16	33,4	43,6	29	1,25	1 900	SY 55 TR	
60	60	42	65,1	138	69,8	26,5	190,5	240	29,5	18	16	39,7	52,7	36	1,53	3 400	SY 60 TF	
	65	47	65,1	138	69,8	26,5	188,5	241	29,5	20	16	39,7	52,7	36	1,53	3 400	SYJ 60 TF	
	60	42	65,1	138	69,8	26,5	190,5	240	29,5	18	16	39,7	52,7	36	1,53	1 800	SY 60 TR	

Nota: Tomado de *Soportes de pie partido con rodamiento de bolas* (p. 12), por RODAVIGO.

Luego, el número de revoluciones resulta:

$$L_{10} = \left( \frac{35.1}{2.43} \right)^3 = 3014 \text{ millones de revoluciones}$$

Y transformando el número de revoluciones a horas, se puede obtener el número de años de vida útil nominal:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = \frac{10^6}{60 * 350 \text{ RPM}} * 3014$$

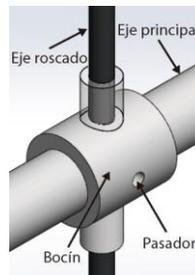
$$L_{10h} = 143510 \text{ horas de funcionamiento} = 16.4 \text{ años de funcionamiento}$$

### **Diseño del bocín**

De acuerdo al diseño propuesto la transmisión de movimiento rotacional del eje principal a los ejes roscados y por lo tanto a las paletas, se realiza mediante 3 bocines. Estos bocines tienen un diámetro interno con una tolerancia de perfil de superficie respecto al eje de 0.5mm de tal manera que se puedan deslizar con facilidad a través del eje para su fijación mediante pasadores roscados como se muestra en la Figura (58).

### **Figura 58**

*Fijación de los bocines al eje principal mediante pasadores.*



*Nota:* Vista isométrica de la sujeción de los bocines al eje principal mediante pasadores, los cuales transmiten el movimiento rotacional.

Con estas especificaciones de diseño mecánico, se dimensiona el diámetro de los pasadores para que resistan los esfuerzos generados por la transmisión de potencia, considerando que los bocines tienen un diámetro del doble respecto al eje principal que es un valor empírico de diseño.

### **Cálculo diámetro del pasador**

Primero se determina el esfuerzo cortante de diseño aplicando un factor de seguridad. Considerando un pasador roscado de acero al carbono se obtiene:

$$s_y = 250 \text{ MPa}$$

$$N = 3$$

$$\tau_d = \frac{s_{sy}}{N} = \frac{0.577 * s_y}{3} = \frac{0.577 * 250}{3} = 48.08 \text{ MPa}$$

Con los datos previamente calculados del diámetro del eje principal y el torque se obtiene el diámetro del pasador.

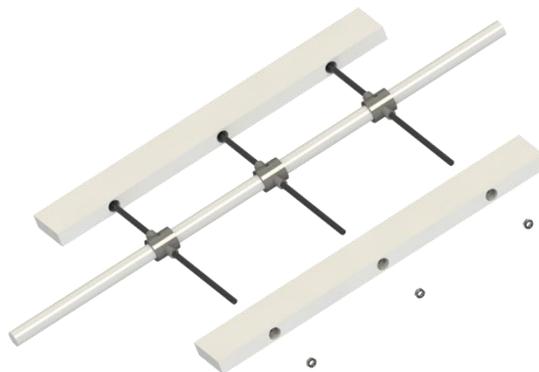
$$d = \sqrt{\frac{8T}{D(\tau_d)(\pi)}} = \sqrt{\frac{8 * 74278 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm} (48.08 \text{ MPa})(\pi)}} = 8.87 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se escoge pasadores comerciales de  $\frac{1}{2}$ '' x 2'' para la transmisión de potencia.

El diseño hasta aquí propuesto para la transferencia de movimiento desde el eje hacia las paletas cumple con la condición de ser desmontable para su fácil manipulación e instalación como se muestra en la Figura (59).

**Figura 59**

*Ensamblaje de paletas de sacudimiento.*



*Nota:* Vista isométrica del montaje de las paletas de sacudimiento.

### Cálculo de chaveta

De acuerdo al diámetro del eje dimensionado, a partir de la Tabla (7) se escoge una chaveta con las siguientes dimensiones:

$$W = 12 \text{ mm}$$

$$H = 12 \text{ mm}$$

Se selecciona el material SAE 1045 de la Tabla (8) por su disponibilidad comercial y se calcula la longitud mínima de chaveta para la resistencia al esfuerzo cortante.

Considerando un esfuerzo cortante de diseño de acuerdo a las Ecuaciones (17) y (18):

$$s_{sy} = 0.577 s_y = 0.577 * 531 = 306.387 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{s_{sy}}{N} = \frac{306.387}{3} = 102.129 \text{ MPa}$$

La longitud mínima de chaveta para resistencia al cortante se calcula aplicando la Ecuación (19):

$$L_{min} = \frac{2T}{\tau_d DW} = \frac{2 * 74278 \text{ Nmm}}{102.129 \text{ MPa} * 50 \text{ mm} * 14 \text{ mm}} = 3 \text{ mm}$$

Se calcula la longitud mínima de chaveta para la resistencia la compresión (aplastamiento).

Considerando un esfuerzo de compresión de diseño de acuerdo a las Ecuación (20):

$$\sigma_d = \frac{s_y}{N} = \frac{531}{3} = 177 \text{ MPa}$$

La longitud mínima de chaveta para resistencia al aplastamiento se calcula aplicando la Ecuación (22):

$$L_{min} = \frac{4T}{\sigma_d DH} = \frac{4 * 74278 \text{ Nmm}}{177 \text{ MPa} * 50 \text{ mm} * 9 \text{ mm}} = 4 \text{ mm}$$

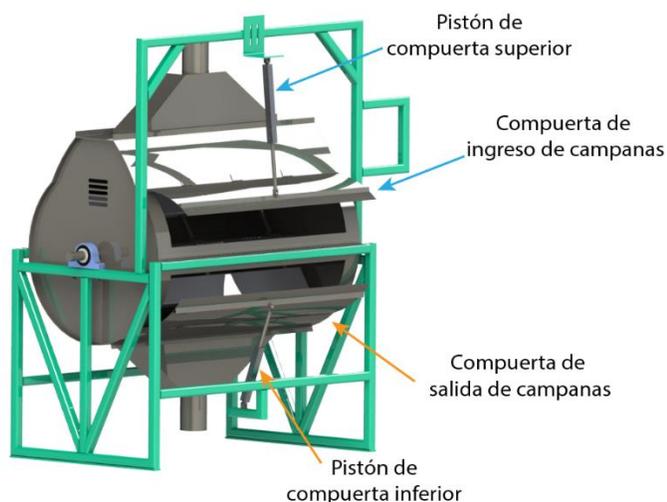
Una vez que se comprueba la resistencia de la chaveta a los esfuerzos, la longitud de la misma será gobernada por la manzana de la polea sobre la cual se hará el montaje.

### Diseño compuertas de ingreso y salida de campanas

El ingreso y salida de las campanas de fieltro a la cámara se hace por unas compuertas ubicadas en la parte frontal, cuya apertura se controla mediante pistones neumáticos. La compuerta se mueve siguiendo la guía de unas bisagras, las mismas que la mantienen unida a la cámara. En la Figura (60) se muestra la cámara con las compuertas abiertas.

**Figura 60**

*Compuertas de ingreso y salida de campanas de fieltro.*

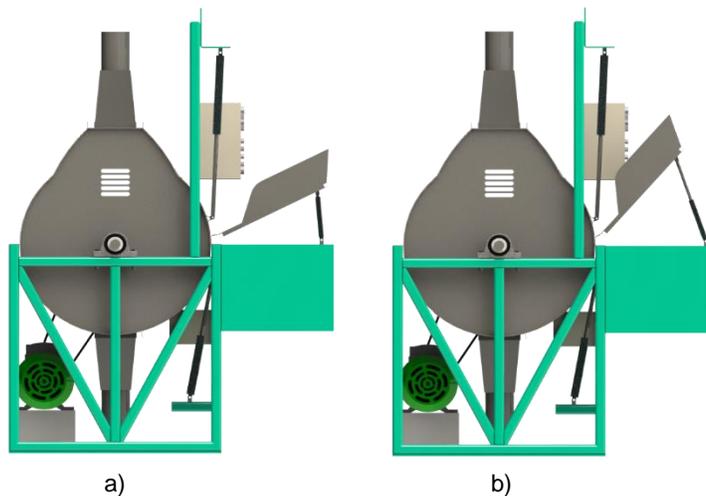


*Nota:* Vista isométrica de las compuertas de ingreso y salida de campanas abiertas.

Adicionalmente, se diseñó una rampa para facilitar el ingreso de las campanas a la cámara por gravedad. El ángulo de inclinación se determinó mediante ensayos experimentales, de tal forma que el peso de las campanas apiladas en la rampa pueda vencer la fricción e ingresen en su totalidad al interior de la cámara. En la Figura (61) se muestra el funcionamiento de este mecanismo.

**Figura 61**

*Mecanismo de rampa para el ingreso de las campanas a la cámara.*



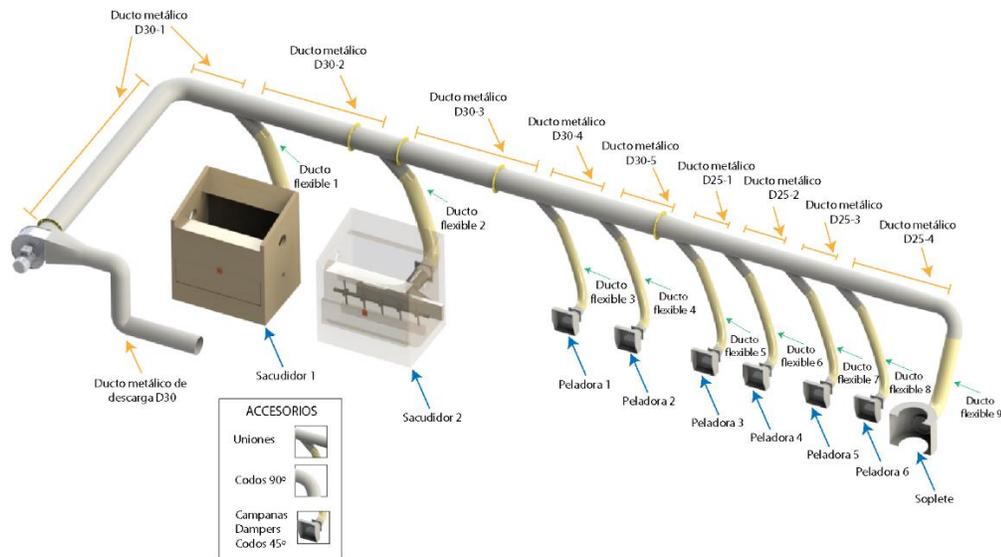
*Nota:* Vista frontal del mecanismo de rampa. a) Inclinación inicial. b) Inclinación máxima.

### **Dimensionamiento Ventilador y Sistema de Extracción**

Para determinar las características técnicas del ventilador que se empleará en el sistema de extracción de polvo que permita obtener las velocidades de extracción especificadas en los requerimientos para el sacudidor de campanas, inicialmente se debe dimensionar por completo el sistema de extracción instalado actualmente en la planta de la empresa Yanapi S.A en el área de Terminado, ya que el dimensionamiento del sistema permitirá modificar parámetros de diseño para poder seleccionar el ventilador más óptimo para la aplicación mencionada tanto en rendimiento como en costos.

**Figura 62**

*Diagrama de componentes que integran el sistema de extracción de polvo en el área de Terminado de la empresa Yanapi S.A*



*Nota:* El diagrama especifica los componentes principales del sistema de extracción de polvo a los que se hacen referencia en las Tablas (35), (37) y (38).

A partir de la Figura (62), se especificarán los diversos componentes que integran el sistema de extracción entre los cuales constan: ductos principales (rígidos), ductos secundarios (flexibles), accesorios que incluyen: codos, reducciones, bridas, uniones, dampers y campanas de extracción que conectan a las diferentes máquinas.

En la siguiente tabla consta el listado de las máquinas conectadas al sistema de extracción, se detalla la velocidad de succión deseada en cada máquina para el manejo de las partículas de polvo y pelusa, el área efectiva de succión que está en función del diámetro de los ductos disponibles, y se calculan los caudales requeridos parciales empleando la Ecuación (76), y el caudal requerido total por el sistema sin considerar pérdidas sumando los caudales parciales.

$$Q = V * A \tag{76}$$

Donde

Q: caudal de aire, pies cúbicos por minuto

V: velocidad de flujo de aire, pies por minuto

A: área de la sección transversal del ducto, pies cuadrados

Para los sacudidores ya existentes en la empresa Yanapi, se determinó que sus correspondientes campanas de extracción consumen 700 CFM cada una, por lo que partiendo de este valor referencial el nuevo Sacudidor que contará con dos campanas de extracción (superior e inferior) está proyectado a consumir el doble de caudal, es decir 1400 CFM.

**Tabla 35**

Valores de velocidad de aire, área transversal y caudales parciales requeridos en el sistema de extracción de polvo.

Velocidad de flujo de aire deseada en los ductos flexibles								
MÁQUINA	Velocidad de succión (m/s)	Velocidad (fpm)	Diámetro de ramificación (cm)	Diámetro de ramificación (ft)	Área de sección transversal (ft <sup>2</sup> )	Caudales parciales (Qp) (cfm)	Caudales parciales (m <sup>3</sup> /h)	Caudales parciales (m <sup>3</sup> /s)
SACUDIDOR 1	29	5708,65	17	0,5577	0,244	<b>1394,73</b>	2369,65	0,66
SACUDIDOR 2	29	5708,65	17	0,5577	0,244	1394,73	2369,65	0,66
PELADORA 1	16	3149,60	18	0,5906	0,274	862,70	1465,73	0,41
PELADORA 2	16	3149,60	18	0,5906	0,274	862,70	1465,73	0,41
PELADORA 3	13	2559,05	18	0,5906	0,274	700,94	1190,90	0,33
PELADORA 4	13	2559,05	18	0,5906	0,274	700,94	1190,90	0,33
PELADORA 5	10	1968,50	18	0,5906	0,274	539,19	916,08	0,25
PELADORA 6	10	1968,50	18	0,5906	0,274	539,19	916,08	0,25
SOPLETE	0	0,00	25	0,8202	0,528	0,00	0,00	0,00
<b>Caudal Total</b>						<b>6995,13</b>	<b>11884,73</b>	<b>3,30</b>

Nota: El resumen de parámetros y sus valores corresponden al sistema de extracción de polvo existente en el área del Terminado de la empresa Yanapi S.A.

Luego se requiere calcular las pérdidas de presión que se producen en el sistema por rozamiento del aire en los ductos y la presencia de accesorios.

Las pérdidas debido a la fricción en los conductos son una función de la velocidad del aire en el conducto, el diámetro del conducto, la densidad del aire, la viscosidad del aire y la rugosidad de la superficie del conducto, la velocidad, la densidad, la viscosidad y el diámetro se relacionan en el número de Reynolds en la Ecuación (77), en tanto que la rugosidad se puede determinar mediante tablas como el Diagrama de Moody, sin embargo en esta ocasión se empleará la aproximación matemática de Churchill en la Ecuación (78), que da resultados de coeficientes de fricción precisos sobre el rango completo de flujo laminar, crítico y turbulento.

$$R_e = \frac{\rho * d * v}{\mu} \quad (77)$$

Donde:

$$\rho: \text{densidad}, \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$$

$$d: \text{diámetro}, \text{ft}$$

$$v: \text{velocidad}, \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

$$\mu: \text{viscosidad del aire}, \frac{\text{lbm}}{\text{ft} * \text{s}}$$

$$f = 8 * \left[ \left( \frac{8}{R_e} \right)^{12} + (A + B)^{\frac{-3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (78)$$

Donde:

$$A = \left\{ -2.457 * \ln \left[ \left( \frac{7}{R_e} \right)^{0.9} + \left( \frac{k}{3.7d} \right) \right] \right\}^{16} \quad (79)$$

$$B = \left( \frac{37.53}{R_e} \right)^{16} \quad (80)$$

Tabla 36

*Rugosidad superficial absoluta*

<b>Material del ducto</b>	<b>Rugosidad superficial (k), ft</b>
<b>Metal galvanizado</b>	0.00055
<b>Acero negro</b>	0.00015
<b>Aluminio</b>	0.00015
<b>Acero inoxidable</b>	0.00015
<b>Ducto flexible (tubería expuesta)</b>	0.01005
<b>Ducto flexible (tubería cubierta)</b>	0.00301

*Nota:* Tomado de *Industrial Ventilation a Manual of Recommended Practice* (p.26), por American Conference of Governmental Industrial Hygienists.

Luego, el coeficiente de fricción se utiliza en la Ecuación de Darcy-Weisbach en (81) para determinar las pérdidas totales por fricción del conducto:

$$H_f = f * \frac{L}{d} * VP \quad (81)$$

Donde:

*H<sub>f</sub>*: pérdida de fricción en los ductos, in H<sub>2</sub>O

*f*: coeficiente de fricción, adimensional

*L*: longitud del ducto, ft

*d*: diámetro del ducto, ft

*VP*: presión de velocidad del ducto, in H<sub>2</sub>O

Tabla 37

Valores de pérdida por rozamiento del aire en ductos rígidos y flexibles del sistema de extracción de polvo.

Pérdida de carga por rozamiento del aire en ductos										
Tipo de ducto	Longitud de conducto (cm)	Longitud de conducto (ft)	Diámetro de conducto (cm)	Diámetro de conducto (ft)	Velocidad de conducto (Vc) (fps)	Re	A	B	f	Hf (inH2O) (Presión estática)
Ductos metálicos rígidos D30 descarga	333	10,925	30	0,9843	153,23	598103,87	1,53E+21	5,78E-20	0,02	0,34
Ductos metálicos rígidos D30 - 1	529	17,356	30	0,9843	153,23	598103,87	1,53E+21	5,78E-20	0,02	0,34
Ductos metálicos rígidos D30 - 2	210	6,8898	30	0,9843	122,68	478850,20	1,41E+21	2,03E-18	0,02	0,08
Ductos metálicos rígidos D30 - 3	192	6,2992	30	0,9843	92,13	359596,54	1,25E+21	1,98E-16	0,02	0,05
Ductos metálicos rígidos D30 - 4	77	2,5262	30	0,9843	73,23	285833,15	1,11E+21	7,80E-15	0,02	0,01
Ductos metálicos rígidos D30 - 5	78	2,5591	30	0,9843	54,33	212069,75	9,29E+20	9,26E-13	0,02	0,01
Ductos metálicos rígidos D25 - 1	40	1,3123	25	0,8202	56,13	182564,40	6,75E+20	1,02E-11	0,02	0,00
Ductos metálicos rígidos D25 - 2	75	2,4606	25	0,8202	34,02	110645,09	4,62E+20	3,07E-08	0,02	0,00
Ductos metálicos rígidos D25 - 3	60	1,9685	25	0,8202	17,01	55322,54	2,27E+20	2,01E-03	0,02	0,00
Ductos metálicos rígidos D25 - 4	54	1,7717	25	0,8202	0,00	-	-	-	-	-
Ducto flexible 1 - Sacudidor 1	152	4,9869	21	0,689	62,35	170362,38	2,58E+19	3,08E-11	0,03	0,06
Ducto flexible 2 - Sacudidor 2	152	4,9869	21	0,689	62,35	170362,38	2,58E+19	3,08E-11	0,03	0,16
Ducto flexible 3 - Peladora 1	108	3,5433	13	0,4265	100,64	170223,21	8,51E+18	3,12E-11	0,03	0,21
Ducto flexible 4 - Peladora 2	108	3,5433	13	0,4265	100,64	170223,21	8,51E+18	3,12E-11	0,03	0,14
Ducto flexible 5 - Peladora 3	108	3,5433	13	0,4265	81,77	138306,36	8,26E+18	8,64E-10	0,03	0,14
Ducto flexible 6 - Peladora 4	108	3,5433	13	0,4265	81,77	138306,36	8,26E+18	8,64E-10	0,03	0,16
Ducto flexible 7 - Peladora 5	108	3,5433	11	0,3609	87,85	125733,06	5,41E+18	3,97E-09	0,04	0,20
Ducto flexible 8 - Peladora 6	108	3,5433	11	0,3609	87,85	125733,06	5,41E+18	3,97E-09	0,04	0,00
Ducto flexible 9 - Soplete	127	4,1667	21	0,689	0,00	-	-	-	-	-
<b>Pérdida total de carga por rozamiento</b>										<b>1,55</b>

Nota: Para calcular las pérdidas requiero la velocidad de conducto (Vc) en cada tramo. La presión de velocidad (dinámica) se calcula y se muestra en la Tabla (38).

Para calcular la pérdida en los accesorios del sistema de extracción requiero calcular la presión de velocidad o también llamada presión dinámica como se indica en la Ecuación (82), además requiero conocer el factor (n) para pérdidas en accesorios que se obtiene a partir de tablas que constan en catálogos de diseño de sistemas de ventilación, las tablas empleadas en este documento constan en el Anexo: Sistema de Extracción Yanapi. Luego la pérdida de carga por cada accesorio se calcula con la Ecuación (83).

$$VP = Pd = \rho * \left(\frac{v}{1096}\right)^2 \quad (82)$$

Donde:

*Pd*: presión dinámica, in H2O

$\rho$ : densidad del aire,  $\frac{lbm}{ft^3}$

*v*: velocidad,  $\frac{ft}{min}$

$$Pt = n * Pd \quad (83)$$

Donde:

*Pt*: pérdida de carga, in H2O

*Pd*: presión dinámica, in H2O

*n*: factor de pérdida de carga en accesorios

**Tabla 38**

Valores de pérdida de carga por accesorios en el sistema de extracción de polvo.

Pérdida de carga en accesorios							
Accesorios	Factor n	Caudal tubería principal (m <sup>3</sup> /h)	Caudal tubería principal (cfm)	Área de conducto principal (ft <sup>2</sup> )	Velocidad de conducto (Vc) (fpm)	Presión dinámica (Pd) inH2O	Pérdida de carga (Pt) inH2O
Union sacudidor 1 ND	0,17	11884,73	6995,13	0,760855993	9193,77	<b>3,75</b>	0,26
Union sacudidor 2 ND	0,18	9515,08	5600,40	0,760855993	7360,66	2,40	0,17
Union peladora 1 ND	0,18	7145,43	4205,67	0,760855993	5527,55	1,36	0,10
Union peladora 2 ND	0,18	5679,70	3342,97	0,760855993	4393,69	0,86	0,06
Union peladora 3 ND	0,18	4213,97	2480,27	0,760855993	3259,84	0,47	0,03

Union peladora 4 ND	-0,2	3023,07	1779,32	0,528372217	3367,55	0,50	-0,04
Union peladora 5 ND	-0,2	1832,16	1078,38	0,528372217	2040,94	0,18	-0,01
Union peladora 6 ND	0,18	916,08	539,19	0,528372217	1020,47	0,05	0,00
Codo 45° - Rc:2D	0,45	0,00	0,00	0,528372217	0,00	0,00	0,00
Union sacudidor 1 NA	-0,37	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	-0,09
Union sacudidor 2 NA	0	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	0,00
Union peladora 1 NA	0	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,00
Union peladora 2 NA	0	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,00
Union peladora 3 NA	0	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,00
Union peladora 4 NA	0,37	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,16
Union peladora 5 NA	0,37	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,18
Union peladora 6 NA	0	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,00
Campana soplete	0,1	0,00	0,00	0,372819436	0,00	0,00	0,00
Codo 90° - Rc:2D	0,32	11884,73	6995,13	0,760855993	9193,77	3,75	0,48
Aumento 25-30	0,05	3023,07	1779,32	0,528372217	3367,55	0,50	0,01
Aumento 21-25	0,05	0,00	0,00	0,372819436	0,00	0,00	0,00
Codo 45° Sacudidor 1	0,2	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	0,05
Codo 45° Sacudidor 2	0,2	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	0,05
Codo 45° Peladora 1	0,2	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,13
Codo 45° Peladora 2	0,2	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,13
Codo 45° Peladora 3	0,2	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,09
Codo 45° Peladora 4	0,2	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,09
Codo 45° Peladora 5	0,2	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,10
Codo 45° Peladora 6	0,2	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,10
Codo 45° Soplete	0,2	0,00	0,00	0,372819436	0,00	0,00	0,00
Campana sacudidor 1	0,16	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	0,04
Campana sacudidor 2	0,16	2369,65	1394,73	0,372819436	3741,04	0,62	0,04
Campana peladora 1	0,06	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,04
Campana peladora 2	0,06	1465,73	862,70	0,142871847	6038,29	1,62	0,04
Campana peladora 3	0,06	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,03
Campana peladora 4	0,06	1190,90	700,94	0,142871847	4906,11	1,07	0,03
Campana peladora 5	0,06	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,03
Campana peladora 6	0,06	916,08	539,19	0,102292861	5271,02	1,23	0,03

**Pérdida total de carga accesorios**

**2,30**

*Nota: para calcular las pérdidas por accesorios requiero conocer la velocidad de conducto ( $V_c$ ) presente en cada tramo en función de los caudales parciales ( $Q_p$ ) que constan en la Tabla (35) y el factor ( $n$ ) de cada accesorio.*

De las Tablas (37) y (38), se obtiene que las pérdidas totales producidas por la fricción en los conductos y pérdidas en accesorios es de **3.85 in H<sub>2</sub>O**, esta presión es la

presión estática de succión mínima que el ventilador debe vencer para garantizar las velocidades de aire y los caudales deseados en los ductos que conectan a las máquinas. Para la presión estática de descarga del ventilador se toma el valor ya calculado en la primera fila de la Tabla (37). La presión dinámica en el tramo de los ductos de succión se toma de la primera fila de la Tabla (38). Luego la presión del ventilador en Quito se calcula con la Ecuación (84), y se modifica con el factor de corrección ( $C_h$ ) para la altura geográfica correspondiente, en este caso  $C_h=0.71143$  para una altitud en la ciudad de Quito de 2850 m s.n.m que nos permitirá calcular la presión de selección del ventilador (a nivel del mar).

$$P_{\text{ventilador (Quito)}} = P_{\text{Esuc}} + P_{\text{Edes}} - P_d \quad (84)$$

$$P_{\text{ventilador (Nivel del mar)}} = \frac{P_{\text{ventilador (nivel del mar)}}}{C_h}$$

$$C_h = 0,71143$$

**Tabla 39**

*Valores empleados en la selección del ventilador.*

<b>Pérdida Total de carga en sistema</b>	<b>inH2O</b>	<b>mmH2O</b>	
<b>Presión estática de succión del ventilador (PEsuc)</b>	3,85	97,89	<b>Modelo de ventilador</b>
<b>Presión estática de descarga del ventilador (PEdes)</b>	0,34	8,56	
<b>Presión dinámica (Pd)</b>	0,0010	0,03	
<b>Pventilador (Quito)</b>	4,19	106,42	
<b>Pventilador (Nivel del mar)</b>	5,8893	149,59	

De la Tabla (39) se determina que el ventilador seleccionado para la instalación que satisface la presión estática requerida de 97,89 mmH2O, y el caudal requerido de 6995,13 CFM en el sistema de ductos actual de la empresa Yanapi S.A es el modelo CMI-I-630 cuyo punto de trabajo se indica en el Anexo: Ventilador Industrial.

## Diseño de Campanas de Extracción

Para determinar la geometría de las campanas de extracción, se emplea la Ecuación (1) la cual asocia el caudal, la velocidad de aire, el área de la sección transversal de la campana y la distancia al punto de succión requerida.

La máquina sacudidora de campanas de fieltro según el dimensionamiento realizado en la Tabla (32) requiere emplear un caudal de 1394.73 CFM, es decir aproximadamente 1400 CFM, luego el caudal se divide para las 2 campanas de extracción instaladas en la máquina, por lo que a cada campana le corresponde un caudal de extracción de 700 CFM.

Además, se toma como punto de referencia mínimo a la velocidad de caudal medida al ras de las campanas de extracción de los sacudidores ya existentes de 2.1 m/s, por lo que la velocidad al ras de las campanas del nuevo Sacudidor deberá ser mayor a dicho valor e ir disminuyendo conforme la extracción se acerca a la fuente de emisión de polvo.

### *Diseño Campana Superior*

En la campana superior se requiere obtener una velocidad de succión de aire mínima de 2.1 m/s a 17 cm de distancia desde la cara transversal de la campana hasta la fuente de emisión de polvo.

**Tabla 40**

Parámetros empleados para dimensionar el área de la sección transversal de la campana de extracción superior del sacudidor.

<b>Parámetro</b>	<b>Unidades Sistema Internacional</b>	<b>Unidades Sistema Inglés</b>
<b>Caudal</b>	1189.31 $m^3/h$	700 CFM
<b>Velocidad</b>	2.1 m/s	413.38 ft/m
<b>Distancia</b>	17 cm	0.558 ft

$$Q = \left(\frac{V_x}{2}\right) * (5 * X^2 + A_h)$$

$$700 = \left(\frac{413.38}{2}\right) * (5 * 0.558^2 + A_h) \quad (85)$$

$$A_h = 1.83 \text{ ft}^2 = 1700 \text{ cm}^2$$

De la Ecuación (85) se despeja el área de la sección transversal, que es el área máxima que la campana de extracción debe contemplar en su diseño para garantizar la velocidad de succión de aire, por tanto, al ser una campana rectangular, considerando las dimensiones de largo y ancho de la máquina sacudidora, se establecen las siguientes medidas para la campana de extracción superior.

$$\text{ancho } (a) = 200 \text{ mm}$$

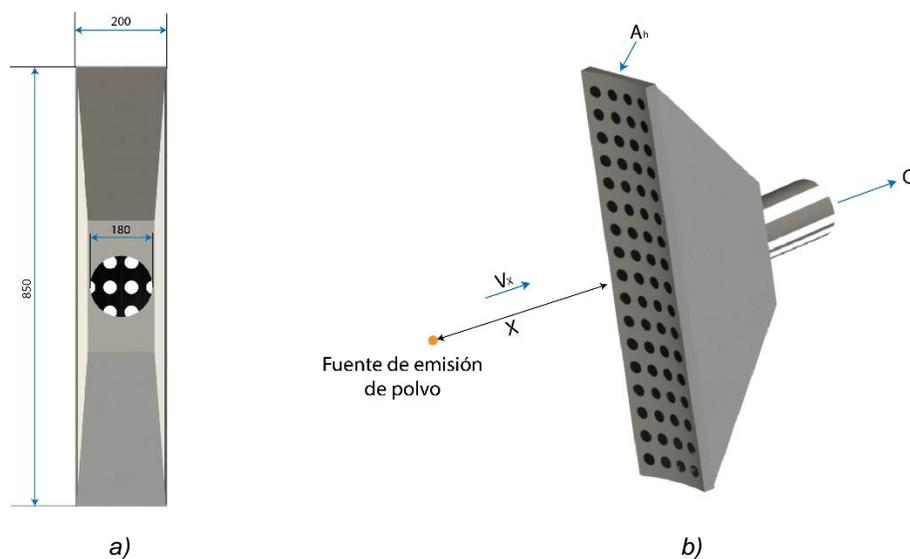
$$\text{largo } (b) = 850 \text{ mm}$$

$$A_h = \left(\frac{a}{304.8}\right) * \left(\frac{b}{304.8}\right)$$

$$A_h = \left(\frac{200}{304.8}\right) * \left(\frac{850}{304.8}\right) = 1.83 \text{ ft}^2 = 1700 \text{ cm}^2$$

**Figura 63**

*Geometría dimensionada para la campana de extracción superior del sacudidor.*



*Nota:* a) Vista frontal de la campana de extracción superior donde se visualiza el área de la sección transversal destinada a la succión de polvo (izquierda). b) Vista isométrica de la campana de extracción inferior (derecha).

### **Diseño Campana Inferior**

Para la campana inferior, se cuenta con la ventaja de que el polvo desprendido en el sacudimiento tiende a descender por efecto de la gravedad hacia la campana inferior por lo que la velocidad de succión del aire se puede disminuir para priorizar el aumento del área de succión y con ello abarcar mayor espacio de recolección de polvo, según esto se establecen medidas para la campana inferior ligeramente mayores que para la campana superior.

$$\text{ancho } (a) = 200 \text{ mm}$$

$$\text{largo } (b) = 1150 \text{ mm}$$

$$A_h = \left(\frac{a}{304.8}\right) * \left(\frac{b}{304.8}\right)$$

$$A_h = \left(\frac{200}{304.8}\right) * \left(\frac{1150}{304.8}\right) = 2.476 \text{ ft}^2 = 2295 \text{ cm}^2$$

**Tabla 41**

*Parámetros empleados para determinar la velocidad de succión de la campana de extracción inferior del sacudidor.*

<b>Parámetro</b>	<b>Unidades Sistema Internacional</b>	<b>Unidades Sistema Inglés</b>
<b>Caudal</b>	1189.31 $m^3/h$	700 CFM
<b>Área</b>	2295 $cm^2$	2.476 $ft^2$
<b>Distancia</b>	13 cm	0.426 ft

$$Q = \left(\frac{V_x}{2}\right) * (5 * X^2 + A_h)$$

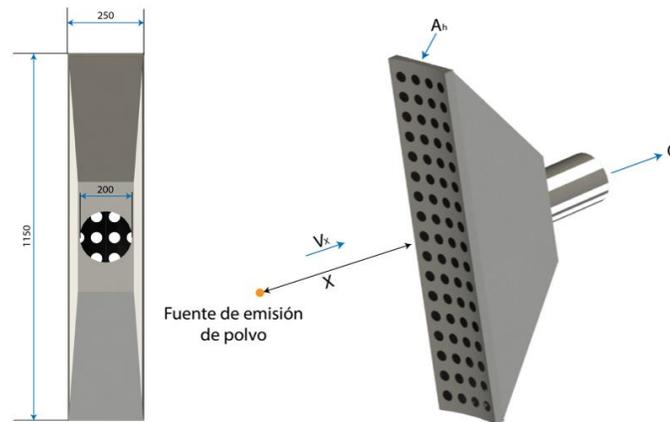
$$700 = \left(\frac{V_x}{2}\right) * (5 * 0.426^2 + 2.476) \quad (86)$$

$$V_x = 413.78 \frac{ft}{m} = 2.1 \frac{m}{s}$$

De la Ecuación (86) se despeja la velocidad de succión de aire, que es la velocidad máxima con que la campana de extracción podrá succionar el aire a 13 cm de distancia a partir de su cara transversal con la geometría rectangular previamente definida, cabe mencionar que conforme disminuye la distancia de la campana con respecto al contaminante (polvo) aumenta la velocidad de succión.

**Figura 64**

*Geometría dimensionada para la campana de extracción inferior del sacudidor.*



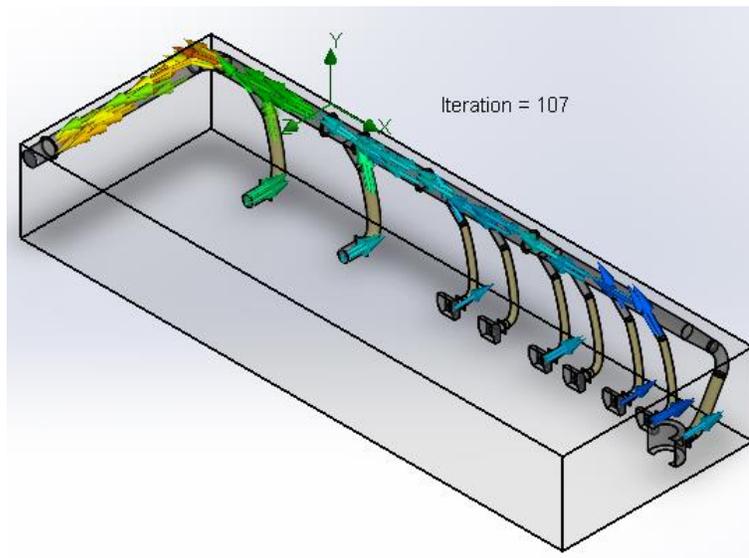
*Nota:* a) Vista frontal de la campana de extracción inferior donde se visualiza el área de la sección transversal destinada a la succión de polvo (izquierda). b) Vista isométrica de la campana de extracción inferior (derecha).

### **Simulación del sistema de extracción**

Se realizó una simulación del sistema de extracción de Yanapi S.A. ingresando los parámetros del ventilador especificados previamente para comprobar el caudal volumétrico en la tubería flexible conectada al sacudidor de campanas, es decir su capacidad de extracción. En la Figura (65) se muestra un esquema del flujo de aire que atraviesa todo el sistema de extracción en el Área de Terminado de la empresa Yanapi y que se encuentra conectado a las máquinas detalladas en la Tabla (32).

**Figura 65**

Simulación de sistema de extracción Yanapi S.A.

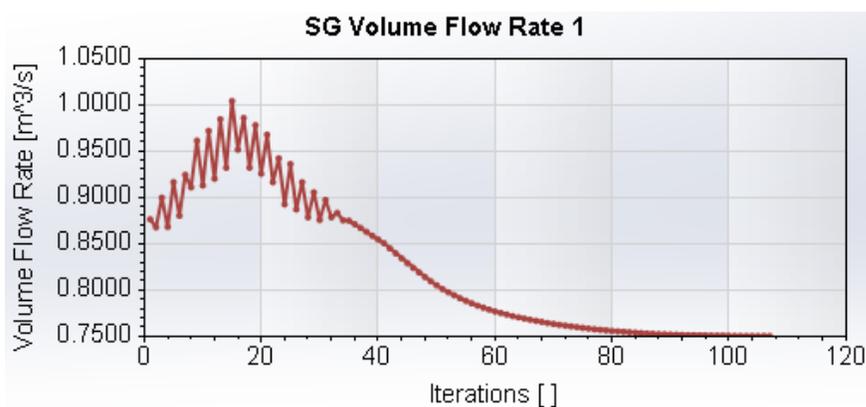


Nota: Vista isométrica del flujo de aire en el sistema de ductos Yanapi S.A.

El objetivo que se requiere calcular es el caudal en la tubería donde se colocará las campanas de extracción del nuevo Sacudidor. La convergencia de esta variable se muestra en la Figura (66).

**Figura 66**

Convergencia de la variable: caudal volumétrico en la tubería del sacudidor.



Nota: El caudal en la tubería del sacudidor converge en  $0.75 \text{ m}^3/\text{s}$ .

El valor medio del caudal en la tubería obtenido es  $0.7515 \text{ m}^3/\text{s}$  y converge en 107 iteraciones. Realizando la conversión de unidades se obtiene un caudal de 1589.16

CFM. Este valor teórico de simulación tiene un error del 13.5% respecto al caudal calculado en el dimensionamiento del ventilador (1400 CFM) por lo que se puede corroborar que el ventilador seleccionado va a proporcionar la capacidad de extracción suficiente en las campanas del sacudidor.

### **Diseño estructura de soporte**

La estructura que soporta a todos los componentes anteriores se debe dimensionar de tal manera que resista los esfuerzos producidos por el peso de los mismos. Para determinar la masa de cada parte, se asigna el material correspondiente en el modelo CAD en el software SolidWorks y se observa las propiedades de masa. En la Tabla (42), se muestra un resumen de la masa y fuerza (peso) de cada componente que soporta la estructura.

**Tabla 42**

*Fuerzas que actúan en la estructura de soporte.*

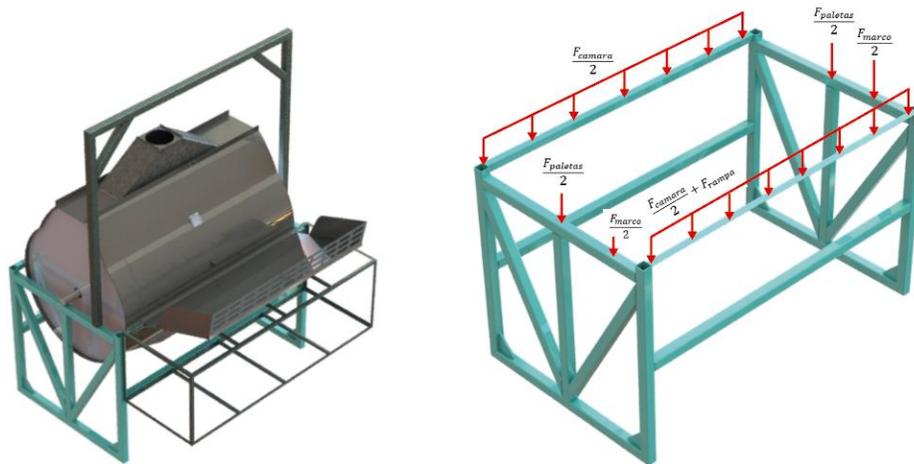
	<b>Masa (kg)</b>	<b>Peso (N)</b>
<b>Ensamble paletas</b>	$m_{paletas} = 60.2$	$F_{paletas} = 590.56$
<b>Tapas laterales</b>	$m_{tapas\_lat} = 9.04$	$F_{tapas\_lat} = 88.68$
<b>Tapa superior</b>	$m_{tapa\_sup} = 4.4$	$F_{tapa\_sup} = 43.16$
<b>Planchas baroladas</b>	$m_{barolado} = 53.7$	$F_{barolado} = 526.8$
<b>Campanas de extracción</b>	$m_{campanas} = 12.3$	$F_{campanas} = 120.66$
<b>Rampa</b>	$m_{rampa} = 28.13$	$F_{rampa} = 275.96$
<b>Cajón</b>	$m_{cajón} = 20.5$	$F_{cajon} = 201.11$
<b>Marco</b>	$m_{marco} = 21.86$	$F_{marco} = 214.45$

*Nota:* La masa de cada componente se obtiene de las propiedades del diseño CAD en SolidWorks.

Se modela el diseño de la estructura de soporte que se muestra en la Figura (67), donde también se indica la distribución de las fuerzas previamente calculadas en la estructura.

**Figura 67**

*Distribución de fuerzas en la estructura.*

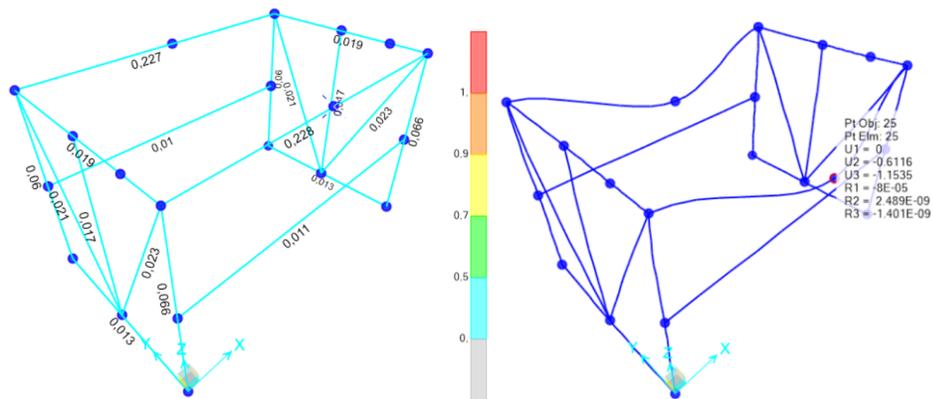


*Nota:* Las fuerzas debido al peso de los componentes de la máquina se distribuyen en la estructura.

Se realiza la simulación de la estructura en el software SAP 2000, obteniendo que el marco de la estructura se construye con tubo cuadrado ASTM A36 de 50x50x3 mm y los travesaños con ángulo de 40x4 mm con resultados satisfactorios. En la Figura (68) se muestran los resultados de demanda/capacidad y deflexión máxima en la estructura.

**Figura 68**

*Demanda/capacidad y deflexión máxima en la estructura.*



*Nota:* Todos los elementos de la estructura resisten los esfuerzos a los que se someten. La deflexión máxima se indica en el travesaño.

Todos los elementos soportan los esfuerzos a los que son sometidos, es decir su razón demanda/capacidad < 1. Además, considerando el criterio de deflexión vertical permisible en elementos estructurales en (Distrito Federal, s. f., p. 89). Donde se toma como referencia la deflexión máxima que puede sufrir un trabe carril de clase E (según C.M.A.A.A.), o en otras palabras una grúa tipo puente con una carga vertical que trabaja con una frecuencia de levantamiento alta. Se empleó este elemento como referencia ya que es el que tiene una carga de trabajo similar al que tendrá la estructura de soporte de la máquina sacudidora.

$$\delta_{y_{perm}} = \frac{L}{1000} = \frac{1600}{1000} = 1.6 \text{ mm}$$

Al comparar ambos valores se obtiene que:

$$\delta_{max} < \delta_{y_{perm}}$$

$$1.15 < 1.6$$

## **Dimensionamiento Neumático**

### ***Dimensionamiento del Compresor***

Como se mencionó en el marco teórico, el dimensionamiento de una red neumática inicia con la estimación del consumo en SCFM (pie cúbico por minuto en condiciones estándar) de todos los dispositivos que emplearán aire, el resumen de los dispositivos constan en la Tabla (43). Los valores de consumo de aire individual han sido tomados de la Tabla (44) referente a consumos de aire típicos para diferentes aparatos neumáticos para garantizar un correcto dimensionamiento del compresor, sin embargo, se debe verificar que estos valores recomendados están en concordancia con los consumos de los dispositivos neumáticos comerciales seleccionados para la red.

Tabla 43

Requerimientos de caudal y presión en los dispositivos que consumen aire.

Dispositivo	Cantidad	Consumo de aire individual SCFM	Requerimientos de presión
Pistón neumático	3	4	6 bar

Tabla 44

Requerimientos de aire para varias herramientas neumáticas a 80 -125 PSI.

Herramienta	$\frac{ft^3}{min}$	$\frac{m^3}{min}$
Cilindro	4	0.11
Martillo de aire	16	0.45
Polipasto de aire	4	0.11
Pistola de aire	3	0.085
Taladro rotativo $\frac{1}{16}$ " – $\frac{5}{8}$ "	7	0.20
Taladro rotativo $\frac{1}{4}$ "	20	0.57
Taladro rotativo $\frac{3}{8}$ "	40	0.13
Taladro rotativo $\frac{1}{2}$ " – $\frac{3}{4}$ "	70	1.98
Taladro rotativo $\frac{7}{8}$ " – 1"	80	2.27
Taladro de pistón $\frac{1}{2}$ " – $\frac{5}{4}$ "	45	1.27
Taladro de pistón $\frac{7}{8}$ " – $\frac{5}{4}$ "	80	2.27
Taladro de pistón $\frac{3}{2}$ " – 2"	90	2.55
Taladro de pistón 2" – 3"	110	3.11
Amoladoras verticales y horizontales	20	0.57
Motor de aire 1HP	10	0.28
Motor de aire 2HP	15	0.42
Motor de aire 3HP	20	0.57

Nota: Tomado de *Fluid Power - Theory and Applications- 3ra Edición* (p. 398), por Sullivan.

**Ciclo de Trabajo: Factores de Simultaneidad y Uso.** Para el funcionamiento de los pistones neumáticos acoplados a la rampa y a los mecanismos de apertura y cierre de compuertas de la máquina sacudidora, la empresa Yanapi S.A establece una jornada de trabajo dividida en 3 turnos de 6 horas de duración. En cada turno se prevé un uso de los cilindros de 47 minutos cada hora, entonces el factor de uso se calcula:

$$duración = t_{uso} * t_{turnos}$$

$$f_u = \frac{duración}{24 \text{ horas}}$$

$$duración = \frac{47 \text{ min}}{\text{hora}} * \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} * 3 \text{ turnos} * 6 \text{ horas} = 14.1 \text{ horas}$$

$$f_u = \frac{14.1 \text{ horas}}{24 \text{ horas}} = 0.58$$

El factor de simultaneidad se obtiene de la Tabla (2), para 3 unidades consumidoras.

$$f_s = 0.89$$

Luego se calcula el consumo de aire real requerido por los dispositivos de aire:

$$Q_{real} = Q_{teórica} * f_u * f_s$$

$$Q_{real} = 3 * 4SCFM * 0.581 * 0.89 = 6.21 SCFM$$

**Estimación de fugas.** Consideran que se ha realizado un correcto mantenimiento de la red neumática, se establece una estimación de fugas del 10% debido únicamente a la antigüedad de la misma.

**Margen de ampliación.** Existe la posibilidad de expansiones futuras por lo que se considera un margen de ampliación para 3 años con un 15% cada año. Entonces el caudal requerido que debe entregar el compresor se calcula:

$$\%caudal_{actual} = 100\% * \%fugas * \%ampliación$$

$$\%caudal_{actual} = 100 * 0.91 * 0.657 = 59.78 \%$$

$$Q_{real} = Q_{actual} = 6.21 SCFM$$

Aplicando una regla de 3 simple:

$$\begin{array}{cc} 59.78\% & 6.21 \text{ SCFM} \\ 100\% & x \end{array}$$

$$x = \frac{6.21 * 100\%}{59.78\%} = 10.338 \text{ SCFM}$$

$$Q_{\text{compresor}} = 10.338 \text{ SCFM}$$

### **Dimensionamiento de pistón para compuerta superior**

El dimensionamiento empieza con el cálculo de la carga útil que debe desplazar el cilindro neumático acoplado al mecanismo de la compuerta superior, para determinar la masa de la compuerta y un refuerzo aplicado para aumentar su rigidez, se empleó SolidWorks y se obtuvo una masa de 41.865 Kg.

$$m_T = 41.865 \text{ Kg}$$

Aumento un margen de tolerancia del 20% a la carga útil obteniendo:

$$m_T = 50 \text{ Kg}$$

Calculo la fuerza que debe ejercer el pistón, si el compresor alimenta una presión de 6 bares (inicialmente sin considerar pérdidas).

$$P = 6 \text{ bar} = 600000 \text{ Pa}$$

$$F = m_T * g = 50 * 9.81 = 490.5 \text{ N}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}} = \sqrt{\frac{4 * 490.5 \text{ N}}{\pi * 600000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 0.03226 \text{ m} = 32.26 \text{ mm}$$

$$d = 40 \text{ mm} = 0.04 \text{ m}$$

Se aproxima el diámetro del cilindro de 32.26 mm al inmediato superior disponible comercialmente, por lo tanto, en este caso el émbolo del cilindro acoplado al mecanismo superior del sacudidor tendrá un diámetro de 40 mm.

**Cálculo de Consumo de Aire.** Para calcular el consumo de aire teórico de un cilindro se requiere conocer el ciclo de trabajo que debe realizar, en este caso la compuerta de ingreso de campanas debe ser accionada por un pistón que alcance la extensión máxima de su carrera en un intervalo de 5 segundos, y de igual manera que realice la retracción en un tiempo de 5 segundos, por lo que se establece el tiempo de ciclo de 10 segundos, con esto aplicando la Ecuación (87) se obtiene:

$$Q_{free} = CR * \left( \frac{0.0000471 * d_c^2 * S}{t} \right) \quad (87)$$

Donde:

$Q_{free}$ : caudal libre,  $\frac{L}{min}$

$d_c$ : diámetro del cilindro (émbolo), mm

$S$ : longitud de carrera, mm

$t$ : tiempo en realizarse un único ciclo, s

$CR$ : relación de compresión

De la Tabla (40) conocemos que el requerimiento de presión en “Condiciones de trabajo” de los cilindros es de 6 bares, por lo que con este dato y con la presión atmosférica estándar podemos calcular la relación de compresión empleando la Ecuación (88).

$$CR = \frac{\rho_{trab} + \rho_{atm}}{\rho_{atm}} \quad (88)$$

$$\rho_{trab} = 6 \text{ bar} = 87 \text{ PSI}$$

$$\rho_{atm} = 14.7 \text{ PSI}$$

$$CR = \frac{87 \text{ PSI} + 14.7 \text{ PSI}}{14.7 \text{ PSI}} = 6.92$$

La relación de compresión permite calcular el “Caudal de aire libre”, el cual se define como el consumo de aire a “Condiciones Estándar”, luego, habiendo definido el

tiempo de ciclo, así como el diámetro del cilindro y la carrera requerida, en 40 mm y 200 mm respectivamente, el consumo de aire libre queda definido como:

$$Q_{free} = 6.92 * \left( \frac{0.0000471 * 40^2 * 200}{10} \right) = 10.42 \frac{L}{min} = 0.368 \frac{ft^3}{min}$$

Se puede calcular el consumo de aire libre que se produce únicamente durante medio ciclo, es decir durante la extensión del vástago, y emplear dicho valor para verificar la velocidad lineal de desplazamiento del pistón, en este caso el tiempo de extensión es de 5 segundo por lo que el caudal de aire libre resulta:

$$Q_{free} = 6.92 * \left( \frac{0.0000471 * 40^2 * 200}{5} \right) = 20.86 \frac{L}{min} = 0.736 \frac{ft^3}{min}$$

**Velocidad de Desplazamiento Lineal del Cilindro.** Para calcular la velocidad línea de desplazamiento del cilindro se emplearán los datos ya dimensionados de consumo de caudal, geometría y presión requerida por el elemento cilindro neumático empleando la Ecuación (89).

$$v = \frac{Q}{A} \tag{89}$$

Donde:

$Q$ : caudal consumido por el cilindro,  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$A$ : área del émbolo del cilindro,  $(m^2)$

$v$ : velocidad lineal de desplazamiento del vástago del cilindro,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

Para determinar la velocidad de desplazamiento máxima del pistón se ha empleado el caudal indicado en la Tabla (44) referente a valores de caudales recomendados para diferentes herramientas neumáticas que trabajen en un rango de presión de entre 80 a 125 PSI, para el cálculo de la velocidad se requiere convertir el caudal de condiciones estándar a condiciones de trabajo.

$$Q = \left( \frac{4 \frac{ft^3}{min}}{6.92} \right) = 0.578 \frac{ft^3}{min} = 0.000273 \frac{m^3}{s}$$

$$v = \frac{0.000273 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * (0.04 m)^2}{4}} = 0.217 \frac{m}{s} = 217 \frac{mm}{s}$$

El valor calculado resulta ser la velocidad máxima de desplazamiento del vástago del cilindro, sin embargo, se deberá regular el caudal para que el desplazamiento se produzca durante el tiempo de medio ciclo requerido, el caudal empleado para este cálculo será el consumo de aire libre convertido a condiciones de trabajo.

$$Q = \left( \frac{0.736 \frac{ft^3}{min}}{6.92} \right) = 0.11 \frac{ft^3}{min} = 0.00005 \frac{m^3}{s}$$

$$v = \frac{0.00005 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * (0.04 m)^2}{4}} = 0.04 \frac{m}{s} = 40 \frac{mm}{s}$$

Con esta velocidad se verifica que el tiempo requerido para realizar un desplazamiento de 200 mm que mide la carrera del cilindro a una velocidad de  $40 \frac{mm}{s}$  es de 5 segundos empleando la Ecuación (90).

$$t = \frac{d}{v} \quad (90)$$

Donde:

$t$ : tiempo de desplazamiento, (s)

$d$ : distancia de la carrera del cilindro, (mm)

$v$ : velocidad lineal de desplazamiento del vástago del cilindro,  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$$t = \frac{d}{v} = \frac{200 \text{ mm}}{40 \frac{mm}{s}} = 5 \text{ s}$$

### **Pérdida de Presión en Tuberías**

Conocida la presión que entrega el compresor, se debe considerar que a lo largo del circuito neumático se van a tener pérdidas de presión por las tuberías y los accesorios, por lo que se procede a calcular dichas pérdidas para verificar si afectan significativamente o al contrario no afectan al sistema en general.

Para calcular las pérdidas de presión en los conductos de transmisión de aire, se emplea la fórmula de Harris en la Ecuación (91).

$$p_f = \frac{C * L * Q_{free}^2}{CR * d^5} \quad (91)$$

Donde:

$C$ : coeficiente de fricción

$L$ : longitud de la tubería, (ft)

$Q_{free}$ : caudal de aire libre,  $\left(\frac{ft^3}{s}\right)$

$CR$ : relación de compresión en la entrada de la tubería

$d$ : diámetro interno de la tubería, (in)

$$Q_{free} = Q_{compresor} = 10.338 \text{ SCFM}$$

**Coficiente de Fricción.** El coeficiente de fricción se calculó empleando la aproximación de Barr que se observa en la Ecuación (92), cuyos resultados se correlacionan bien con el diagrama de Moody.

$$\frac{1}{\sqrt{C}} = -2 * \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{5.1286}{R_e^{0.89}} \right) \quad (92)$$

Donde:

$C$ : coeficiente de fricción

$\varepsilon$ : rugosidad, mm

$R_e$ : número de Reynolds

$D$ : diámetro del conducto, mm

La rugosidad se obtiene de la Tabla (45), considerando que el material que constituye el conducto que va a transportar el aire es plástico  $\varepsilon = 0.0025 \text{ mm}$ .

**Tabla 45**

*Rugosidad de tuberías y tubos disponibles comercialmente.*

Herramienta	$\varepsilon$ (mm)
Concreto grueso	0.25
Concreto liso	0.025
Tubo dibujado	0.0025
<b>Vidrio, plástico</b>	<b>0.0025</b>
Hierro fundido	0.15
Alcantarilla	3
Mortero de acero revestido	0.1
Acero oxidado	0.5
Acero estructural	0.025

*Nota: Tomado de Fluid Power - Theory and Applications- 3ra Edición (p. 77), por Sullivan.*

Para calcular el número de Reynolds se aplica la Ecuación (93) de la siguiente manera:

$$R_e = \frac{v_{duc} * D}{\mu_c} \quad (93)$$

Donde:

$v_{duc}$ : velocidad del aire en el ducto o tubería,  $\left(\frac{ft}{s}\right)$

$D$ : diámetro de la tubería, (ft)

$\mu_c$ : viscosidad cinemática del aire,  $\left(\frac{ft^2}{s}\right)$

Considerando el caudal dimensionado para el compresor en condiciones estándar, es decir caudal de aire libre y conociendo que el diámetro de la tubería de la red neumática de la empresa Yanapi S.A es de 1 pulgada, se obtiene:

$$Q_{free} = 10.338 \frac{ft^3}{min} = 0.1723 \frac{ft^3}{s} = 0.00487 \frac{m^3}{s}$$

$$v_{duc} = \frac{0.00487 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * (0.0254 m)^2}{4}} = 9.611 \frac{m}{s} = 9611 \frac{mm}{s}$$

El número de Reynolds se calcula con la velocidad de conducto y el diámetro de la tubería, la viscosidad cinemática del aire a 20 °C se obtiene de la Tabla (46) (Zuñiga, 2018).

**Tabla 46**

*Propiedades físicas del aire a presión atmosférica.*

Temperatura °C	Densidad $\frac{Kg}{m^3}$	Viscosidad dinámica $\frac{N \cdot s}{m^2} 10^{-5}$	Viscosidad cinemática $\frac{m^2}{s} 10^{-5}$	Velocidad del sonido $\frac{m}{s}$
-30	1.452	1.56	1.08	312
-20	1.394	1.61	1.16	319
-10	1.342	1.67	1.24	325
0	1.292	1.72	1.33	331
10	1.247	1.76	1.42	337
<b>20</b>	<b>1.204</b>	<b>1.81</b>	<b>1.51</b>	<b>343</b>
30	1.164	1.86	1.60	349
40	1.127	1.91	1.69	355
50	1.092	1.95	1.79	360
60	1.060	2.00	1.89	366
70	1.030	2.05	1.99	371
80	1.000	2.09	2.09	377
90	0.973	2.13	2.19	382
100	0.946	2.17	2.30	387
200	0.746	2.57	3.45	436
300	0.616	2.93	4.75	480

*Nota:* Tomado de *Viscosidad cinemática de aire y agua* (p. 1), por Zúñiga.

$$\mu_c = 1.51 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} = 15.1 \frac{mm^2}{s}$$

$$R_e = \frac{9611 \frac{mm}{s} * 25.4 mm}{15.1 \frac{mm^2}{s}} = 16167$$

Con estos datos reemplazando en la Ecuación (92) se obtiene que el coeficiente de fricción del conducto es:

$$\frac{1}{\sqrt{C}} = -2 * \log \left( \frac{0.0025}{3.7 * 25.4} + \frac{5.1286}{(16167)^{0.89}} \right)$$

$$C = 0.027$$

### ***Pérdidas de Presión en Accesorios***

Con casi todos los parámetros definidos para una longitud de tuberías de 150 m que aproximadamente miden los ductos de la red de distribución neumática de la empresa Yanapi S.A, únicamente resta calcular las pérdidas por accesorios individuales de la red, sin embargo en esta ocasión al no tener mayor información acerca de la cantidad de accesorios que componen la misma, se optó por emplear una aproximación de la longitud equivalente mediante la Ecuación (94) que será utilizada para calcular las pérdidas producidas en el sistema sin conocer cada accesorio individual mediante la fórmula de Harris.

$$L_{total} = 1.6 * L_L \tag{94}$$

$$L_L = 150 \text{ m}$$

$$L_{total} = 1.6 * 150 \text{ m} = 240 \text{ m} = 787.4 \text{ ft}$$

Luego, con estos datos las pérdidas se calculan empleando la Ecuación (91).

$$p_f = \frac{C * L * Q_{free}^2}{CR * d^5}$$

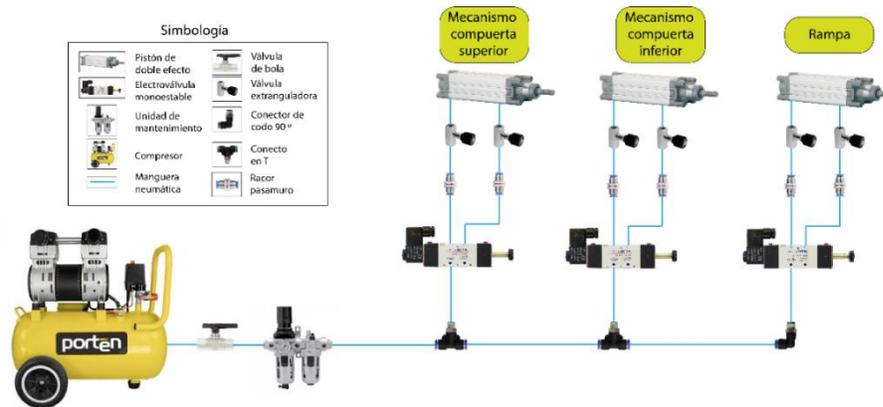
$$p_f = \frac{0.027 * 787.4 \text{ ft} * \left(0.1723 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}\right)^2}{6.92 * (1 \text{ in})^5} = 0.0912 \text{ PSI}$$

### ***Pérdidas en Circuito neumático del Sacudidor***

De lo que si se posee información es del circuito neumático que será instalado en la máquina sacudidora de campanas para el accionamiento de las compuertas de ingreso y salida de campanas y para la rampa. Para esto haremos uso de la Tabla (47) para determinar la longitud equivalente de los accesorios que componen el circuito mencionado.

Figura 69

Circuito neumático incorporado en la máquina sacudidora.



### Pérdida en conducto de distribución.

Tabla 47

Longitud equivalente de accesorios neumáticos individuales para cálculo de pérdidas.

Accesorio	Cantidad	Longitud equivalente (por unidad) ft
Válvula de globo	1	17.06
T y pasamuros	8	1.04
Codos 90°	1	1.55

El conducto de distribución empleado para este circuito neumático será de manguera de plástico de 8 mm (0.315 in) de diámetro con una longitud de 15 metros (49.21 ft) aproximadamente.

$$L = 49.21 + 1(17.06) + 8(1.04) + 1(1.55) = 76.14 \text{ ft}$$

$$p_f = \frac{C * L * Q_{free}^2}{CR * d^5}$$

$$p_f = \frac{0.0265 * 76.14 \text{ ft} * \left(0.1723 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}\right)^2}{6.92 * (0.315 \text{ in})^5} = 2.79 \text{ PSI}$$

**Pérdidas de Dispositivos de Ducto de Distribución.** Para determinar las pérdidas de presión producidas por dispositivos como la unidad de mantenimiento y el secador se emplearán los valores establecidos en la Tabla (48) (Jacho Loachamin, 2016).

Tabla 48

*Pérdidas de presión comunes para un sistema de aire comprimido optimizado.*

Elemento referencial	Pérdida (bar)
Red principal	0.03
Red de distribución	0.03
Red de servicio	0.04
Secador	0.2
Unidad de Mantenimiento	0.5

*Nota:* Tomado de *Rediseño de la red de aire comprimido de la empresa gráfica Imprenta Don Bosco C.S.P.*

(p. 25), por Jacho Loachamin.

En tanto que para las electroválvulas se establece una pérdida máxima del 10%, según la recomendación de (Sullivan, s. f., p. 432), que garantice el suministro a una presión de 6 bares (87 PSI) para los pistones neumáticos.

$$\begin{array}{cc} 90\% & 6 \text{ bar} \\ 100\% & x \end{array}$$

$$x = \frac{6 * 100\%}{90\%} = 6.67 \text{ bar}$$

$$p_f = p_{\text{unidad\_mantenimiento}} + p_{\text{electroválvulas}}$$

$$p_f = 0.5 + 0.10 * 6.67 \text{ bar} = 1.17 \text{ bar} = 16.97 \text{ PSI}$$

### ***Pérdidas de Presión Total***

Se procede con el cálculo de las pérdidas de la siguiente manera:

$$p_{fTotal} = p_{\text{tubería+ accesorios}} + p_{\text{ducto\_distribución}} + p_{\text{dispositivos}}$$

$$p_{fTotal} = 0.0912 + 2.79 + 16.97 = 19.85 \text{ PSI}$$

$$p_{fTotal} = 19.85 \text{ PSI} = 137 \text{ KPa} = 1.368 \text{ bar}$$

Accesorio	Cantidad	Longitud equivalente (por unidad) ft	Coefficiente de fricción (C)	Diámetro de la tubería (in)	Perdida de presión (total) PSI
-----------	----------	--------------------------------------	------------------------------	-----------------------------	--------------------------------

<b>Red principal</b>	1	787.4	0.0265	1	0.0912
<b>Válvula de globo</b>	1	17.06	0.0265	0.315	0.63
<b>T y pasamuros</b>	8	1.04	0.0265	0.315	0.30
<b>Unidad de mantenimiento</b>	1	-	-	-	7.25
<b>Manguera neumática</b>	1	49.21	0.0265	0.315	1.80
<b>Electroválvulas</b>	3	-	-	-	9.72
<b>Codos</b>	1	1.55	0.0265	0.315	0.06
<b>Total</b>					<b>19.85</b>

Tabla 49

Tabla de resumen de pérdidas de presión en la red neumática.

Por tanto, para garantizar una presión de trabajo de 6 bares en los dispositivos neumáticos se debe configurar una presión de salida del compresor igual a la presión de trabajo requerida en los actuadores sumado la pérdida total calculada del sistema (19.85 PSI o 1.37 bar).

$$p_{\text{compresor}} = p_{\text{trabajo}} + p_{f\text{Total}} = 6 + 1.37 = 7.37 \text{ bar}$$

### Selección de Pistones

Los pistones neumáticos fueron seleccionados según los requerimientos de carga, diámetro de émbolo y longitud del vástago, tal como se presentan en la Tabla (50) además de la disponibilidad comercial, por lo que se seleccionaron pistones de doble efecto de la marca CHELIC fabricados bajo la norma ISO 15552.

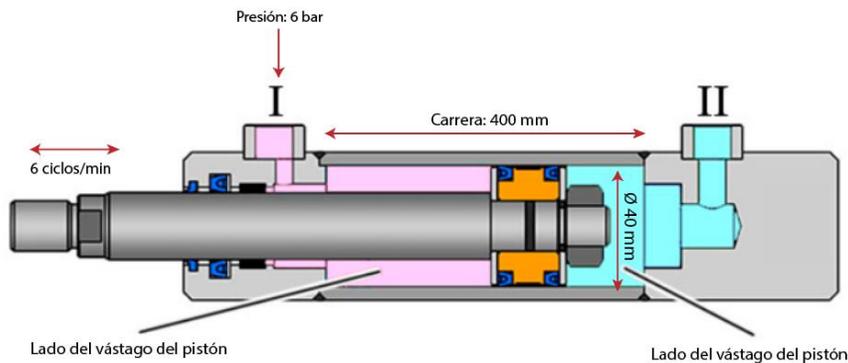
Tabla 50

Modelos de cilindros neumáticos comerciales seleccionados en función de la carga y carrera requeridas.

<b>Nº pistón</b>	<b>Aplicación</b>	<b>Carga (Kg)</b>	<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Carrera (mm)</b>	<b>Modelo seleccionado</b>
<b>1</b>	Compuerta superior	50	40	400	DN40X400-CA-Y
<b>2</b>	Compuerta inferior	50	40	300	DN40X300-CA-Y
<b>3</b>	Rampa	38	32	200	DN32X200-CA-Y

**Figura 70**

*Pistón neumático de doble efecto y sus parámetros técnicos.*



### ***Tiempo de vida útil***

La vida útil de los cilindros neumáticos está determinada por los kilómetros recorridos por el conjunto de vástago y pistón. Es difícil determinar el número de kilómetros recorridos exacto ya que normalmente existen varios factores que pueden modificar la vida útil de estos actuadores como la calidad del montaje (alineación y esfuerzos) y la calidad del aire (humedad y lubricación). Para la presente aplicación se emplearon 3 cilindros del tipo ISO 15552, este estándar ofrece un excelente rendimiento y una vida útil aproximada de 5000 km (Magi Pneumatic, 2019). Para convertir la vida útil nominal de kilómetros a horas se emplea la Ecuación (95).

$$Hh = \frac{1000 * k}{c * n * 60} \quad (95)$$

Donde:

$Hh$ : vida útil nominal del pistón, ( $h$ )

$k$ : kilómetros de vida útil o de mantenimiento, ( $km$ )

$c$ : carrera del cilindro, (m)

$n$ : frecuencia de operación del actuador,  $\left(\frac{\text{ciclos}}{\text{minuto}}\right)$

Tabla 51

Valores de vida útil nominal en kilómetros y horas para los cilindros neumáticos seleccionados.

Nº Pistón	Modelo seleccionado	Kilómetros de vida útil (km)	Carrera (m)	Tiempo de ciclo (s)	Frecuencia de operación $\left(\frac{\text{ciclos}}{\text{minuto}}\right)$	Vida útil nominal (h)
1	DN40X400-CA-Y	5000	0.4	10	6	34722
2	DN40X300-CA-Y	5000	0.3	5	12	23148
3	DN32X200-CA-Y	5000	0.2	4	15	27778

Conociendo que en el área de Terminado de la empresa Yanapi S.A. el ciclo de sacudimiento de campanas dura en promedio 2 minutos, resulta que se pueden ejecutar 30 ciclos de sacudimiento por hora, por lo que empleando los datos de la jornada de trabajo de 18 horas al día y 365 días del año se puede calcular las horas de funcionamiento anuales de los pistones con la Ecuación (96) y el tiempo de vida útil en años con la Ecuación (97) de la siguiente manera:

$$Tu = \frac{(\text{Tiempo de ciclo}) \times (\text{Nº de ciclos de sacudimiento/hora}) \times (\text{horas al día}) \times (\text{días del año})}{3600} \quad (96)$$

Donde:

Tu: tiempo de uso de pistones,  $\left(\frac{\text{horas}}{\text{año}}\right)$

$$Tu = \frac{(10) \times (30) \times (18) \times (365)}{3600} = 547.5 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$Tu = \frac{(5) \times (30) \times (18) \times (365)}{3600} = 273.75 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$Tu = \frac{(4) \times (30) \times (18) \times (365)}{3600} = 219 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$Ha = \frac{Hh}{Tu} \quad (97)$$

Donde:

Ha: vida útil nominal del pistón, (años)

Hh: vida útil nominal del pistón, (horas)

$Tu$ : tiempo de uso de pistones,  $\left(\frac{\text{horas}}{\text{año}}\right)$

$$Ha = \frac{34722 \text{ horas}}{547.5 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 63.41 \text{ años}$$

$$Ha = \frac{23148 \text{ horas}}{273.75 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 84.55 \text{ años}$$

$$Ha = \frac{27778 \text{ horas}}{219 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 126.84 \text{ años}$$

**Tabla 52**

Valores esperados de tiempo de uso anual y vida útil nominal en años de los cilindros neumáticos seleccionados.

Nº Pistón	Modelo seleccionado	Tiempo de ciclo (s)	Tiempo de uso anual (horas/año)	Vida útil nominal (h)	Vida útil nominal (años)
1	DN40X400-CA-Y	10	547.5	34722	63.41
2	DN40X300-CA-Y	5	273.75	23148	84.55
3	DN32X200-CA-Y	4	219	27778	126.84

Se debe aclarar que, los valores de años de vida útil resultan elevados ya que, por la naturaleza del proceso, los pistones ejecutan solamente 1 ciclo de salida-retorno por cada ciclo de sacudimiento que realiza la máquina es decir máximo 30 ciclos/hora, es por esto que si usáramos toda la capacidad de los pistones con un tiempo de ciclo de 10 segundos se podrían realizar 360 ciclos/hora lo que a su vez resultaría en un tiempo de vida útil de 5.28 años.

$$Tu = \frac{(10) \times (360) \times (18) \times (365)}{3600} = 6570 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$$

$$Ha = \frac{34722 \text{ horas}}{6570 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 5.28 \text{ años}$$

Los kilómetros recorridos nos ayudan también a determinan el momento de realizar un mantenimiento preventivo, el cual consiste en actividades como controles

visuales de fuga y alineación, regulación de amortiguadores, desarmes parciales, limpieza de elementos y recambios preventivos partes deterioradas, para cilindros tipo ISO 15552 se recomienda realizar mantenimiento cada 500 km recorridos (Distritec, 2013).

### Selección de Válvulas

Uno de los parámetros que se emplean en la selección de válvulas es el coeficiente de capacidad de flujo o caudal ( $C_v$ ), este valor es un indicador de cuánto aire fluirá a través de la válvula, los valores más altos indican que la válvula soportará tasas de flujo más elevadas, este valor sin embargo varía según el fabricante de la válvula.

En este caso se debe determinar la capacidad de caudal mínima requerida por las válvulas que van a ser seleccionadas para el sistema neumático dimensionado, para garantizar que tengan un óptimo rendimiento de trabajo y aumentar su vida útil.

Para calcular este parámetro se emplea la Ecuación (98).

$$C_v = \frac{Q}{22.67} * \sqrt{\frac{T}{(\rho_1 - \rho_2) * K}} \quad (98)$$

Donde:

$C_v$ : coeficiente de capacidad de flujo

$Q$ : tasa de flujo (SCFM), caudal a condiciones estándar (20°C, 1 atm)

$T$ : temperatura absoluta (°F + 460)

$\rho_1$ : presión a la entrada de la válvula  $\left(\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \text{ abs}\right)$

$\rho_2$ : presión a la salida de la válvula  $\left(\frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \text{ abs}\right)$

$K$ : constante

La constante  $K$  depende de la caída de presión deseada a través de la válvula, según (Sullivan, s. f., p. 432) el valor de  $K$  se establece de la siguiente manera:

- Para una caída de presión del 10% o menos de la presión de suministro, se establece un valor  $K = \rho_2$ .
- Si la caída de presión está entre el 10 % y el 25 % de la presión de suministro,  $K = \frac{(\rho_1 + \rho_2)}{2}$
- Para caídas de presión superiores al 25 % del suministro presión,  $K = \rho_1$ .

Entonces para determinar la tasa de flujo en condiciones estándar, se aplica la Ley de Boyle considerando temperatura constante:

$$\frac{\rho_1 * V_1}{T_1} = \frac{\rho_2 * V_2}{T_2}$$

$$Q = V_2 = \frac{\rho_1 * V_1}{\rho_2}$$

Donde:

$\rho_1$ : presión en condiciones de trabajo, PSI

$\rho_2$ : presión en condiciones estándar, PSI

$V_1$ : Caudal en condiciones de trabajo,  $\frac{ft^3}{min}$

$Q$ : Caudal en condiciones estándar,  $\frac{ft^3}{min}$

$$Q = \frac{(87 + 14.7)PSI * 4 \frac{ft^3}{min}}{14.7 PSI}$$

$$Q = 27.67 \frac{ft^3}{min} = 27.67 SCFM$$

Luego, asumiendo una caída del 10% de la presión de entrada a 87 PSI se obtiene 78.3 PSI, por tanto, el factor  $K = \rho_2$ , luego el coeficiente de capacidad de flujo se calcula empleando la Ecuación (98).

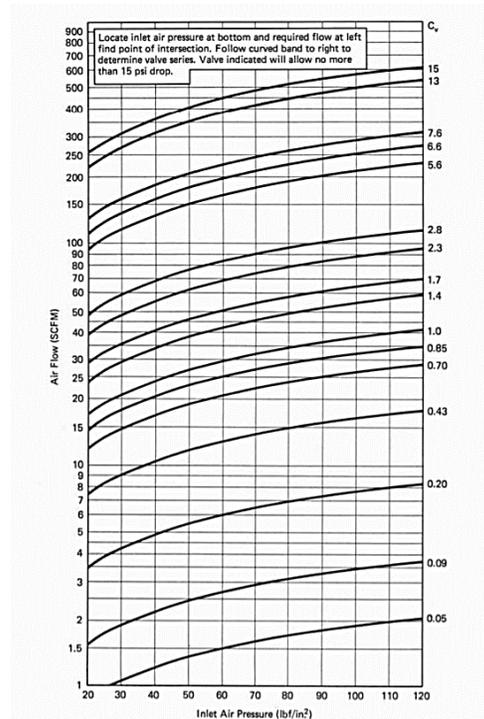
$$C_v = \frac{27.67 SCFM}{22.67} * \sqrt{\frac{68^\circ F + 460}{[(87 + 14.7) - (78.3 + 14.7)] * (78.3 + 14.7)}}$$

$$C_v = 0.986$$

Según la Figura (71), el coeficiente de capacidad de flujo resulta ser un valor de mediano a bajo, por lo que bastará con seleccionar válvulas con una capacidad de caudal media para garantizar una caída de presión mínima, inclusive menor al 10%.

**Figura 71**

*Carta de selección de válvulas.*



*Nota:* Tomado de *Rediseño de la red de aire comprimido de la empresa gráfica Imprenta Don Bosco C.S.P.* (p. 25), por Jacho Loachamin.

### **Tiempo de vida útil**

Para los elementos de control de los pistones neumáticos se emplearon válvulas electroneumáticas, luego, para determinar el tiempo de vida útil de estos elementos se emplea el criterio de la norma DIN-EN ISO 13849-1, mediante las Ecuaciones (99) y (100) (FESTO, 2013).

$$n_{op} = \frac{d_{op} \times h_{op} \times 3600 \frac{S}{h}}{t_{ciclos}} \quad (99)$$

Donde:

$n_{op}$ : número de ciclos u operaciones por año,  $\left(\frac{ciclos}{año}\right)$

$d_{op}$ : tiempo operativo medio,  $\left(\frac{días}{año}\right)$

$h_{op}$ : tiempo operativo medio,  $\left(\frac{horas}{día}\right)$

$t_{ciclos}$ : tiempo medio de duración de ciclo del actuador neumático,  $\left(\frac{s}{ciclo}\right)$

$$T_{10d} = \frac{B_{10d}}{n_{op}} \quad (100)$$

Donde:

$T_{10d}$ : tiempo de vida útil asociado a  $B_{10d}$ , (años)

$B_{10d}$ : número de ciclos estadístico para una avería del 10% de partes, (ciclos)

$n_{op}$ : número de ciclos u operaciones por año,  $\left(\frac{ciclos}{año}\right)$

De esta manera, el tiempo de vida nominal para las 3 electroválvula empleadas en el Sacudidor se calcula empleando los parámetros:  $B_{10d} = 60$  millones de ciclos, indicado por el fabricante,  $d_{op} = 365$   $\left(\frac{días}{año}\right)$ ,  $h_{op} = 18$   $\left(\frac{horas}{día}\right)$ ,  $t_{ciclos} = \frac{10}{2}$   $\left(\frac{s}{ciclo}\right)$ .

$$n_{op} = \frac{365 \left(\frac{días}{año}\right) \times 18 \left(\frac{horas}{día}\right) \times 3600 \frac{s}{h}}{5 \left(\frac{s}{ciclo}\right)} = 4730400 \left(\frac{ciclos}{año}\right)$$

$$T_{10d} = \frac{60 \times 10^6 \text{ ciclos}}{4.7 \times 10^6 \left(\frac{ciclos}{año}\right)} = 12.77 \text{ años}$$

### Dimensionamiento Eléctrico

El dimensionamiento del componente eléctrico y electrónico de la máquina sacudidora comprende básicamente la descripción de las características técnicas del motor, el cálculo de los conductores de potencia para alimentar al motor y la selección

de dispositivos de protección y de puesta en marcha, así como la selección de conductores y dispositivos para la parte de control.

### **Motor eléctrico**

El motor eléctrico que proporciona el torque necesario para girar las paletas y sacudir las campanas de fieltro es proporcionado por la empresa Yanapi S.A, el cual al momento de la entrega se encuentra en correcto funcionamiento en la máquina que se va a reemplazar, por lo que las condiciones operativas del mismo serán similares. Las características de este motor se describen en la Tabla (53).

**Tabla 53**

*Características motor eléctrico entregado por Yanapi S.A.*

<b>Código</b>	<b>Marca</b>	<b>Modelo</b>	<b>RPM</b>	<b>Voltaje nominal (V)</b>	<b>Corriente nominal (A)</b>	<b>Potencia (hp)</b>	<b>Factor de potencia</b>
<b>M71</b>	ASEA	M88F	1715	440 / 220	7.5 / 15	5	0.77

### **Conductor eléctrico**

Para realizar el dimensionamiento eléctrico se inicia con la selección del conductor que alimenta al motor disponible en la empresa Yanapi S.A, tomando en cuenta que se trata de un circuito trifásico de una longitud máxima de 15 metros y se requiere un conductor de cobre de varios hilos.

### **Cálculo de intensidad**

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} * U * \text{Cos } \varphi}$$

Donde:

P: potencia, W

U: voltaje, V

Cos  $\varphi$ : factor de potencia

Reemplazando los datos de la placa técnica del motor:

$$I_e = \frac{3730}{\sqrt{3} * 220 * 0.78} = 12.7 \text{ A}$$

Los conductores de conexión que alimentan a un solo motor deben estar dimensionados para una intensidad del 125 % de la intensidad a plena carga del motor (Antón et al., s. f.).

$$I = 12.7 * 1.25 = 15.88 \text{ A}$$

Esta será nuestra intensidad de cálculo para seleccionar los conductores de fase. Por esta razón se emplea la Tabla (54), de la cual se escoge un cable calibre 14 AWG para una temperatura de operación de 75 °C, que soporta hasta 20 amperios por lo que satisface adecuadamente los requerimientos de consumo del motor de 15.88 amperios, el conductor neutro tendrá una sección igual a la de los conductores de fase (Latincasa, 2012).

**Tabla 54**

*Ampacidades permisibles en conductores aislados para tensiones hasta 2000 volts y 60°C a 90°C.*

Calibre AWG o kcmil	Área de la sección transversal nominal <i>mm</i> <sup>2</sup>	Temperatura nominal del conductor					
		60 °C			90 °C		
		Cobre			Aluminio		
14	2.08	15	20	25	-	-	-
12	3.31	20	25	30	-	-	-
10	5.26	30	35	40	-	-	-
8	8.37	40	50	55	-	-	-
6	13.3	55	65	75	40	50	60
4	21.2	70	85	95	55	65	75
2	33.6	95	115	130	75	90	100
1/0	53.5	125	150	170	100	120	135
2/0	67.4	145	175	195	115	135	150
3/0	85.0	165	200	225	130	155	175
4/0	107	195	230	260	150	180	205
250	127	215	255	290	170	205	230
300	152	240	285	320	190	230	255
350	177	260	310	350	210	250	280
400	203	280	335	380	225	270	305
500	253	320	380	430	260	310	350
600	304	355	420	475	285	340	385
750	380	400	475	535	320	385	435
1000	507	455	545	615	375	445	500

*Nota:* Tomado de *Selección de calibre en cables para construcción* (p. 3), por Latincasa.

### **Comprobación de la Caída de Tensión**

La caída de tensión máxima permitida será del 5% de la tensión nominal. Esta caída de tensión se calculará para una distancia medida desde el origen del circuito en el cuadro general con los dispositivos de mando y protección hasta el motor (Antón et al., s. f.). Para este cálculo se emplea la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{P}{U} * \rho * \frac{L}{S}$$

Donde:

$\delta$ : caída de tensión, V

$P$ : potencia, W

$U$ : voltaje, V

$\rho$ : conductividad del cobre,  $\frac{\Omega mm^2}{m}$

$L$ : longitud del conductor, m

$S$ : sección del conductor,  $mm^2$

Por la corriente calculada de 15.88 A se requiere según la Tabla (54), un conductor de sección  $2.08 \text{ mm}^2$ , además la conductividad del cobre a  $70^\circ$  es  $\rho =$

$$\frac{1}{48} \frac{\Omega mm^2}{m}$$

$$\delta = \frac{3730}{220} * \frac{1}{48} * \frac{15}{2.08} = 2.55 \text{ V} < 11 \text{ V}$$

El 5% del 220 V es 11 V entonces la sección de  $2.08 \text{ mm}^2$  cumple la caída de tensión permitida.

## **Selección de Componentes Eléctricos**

### **Selección de un disyuntor termomagnético.**

Este dispositivo es un interruptor automático que corta el paso de la corriente si ocurren condiciones anormales de funcionamiento (cortocircuitos o sobrecargas). Cuando se produce un cortocircuito, la corriente se eleva a niveles muy altos, cuando supera la capacidad de corte nominal del interruptor, se genera un campo magnético que mueve los contactos del dispositivo con el fin de interrumpir el paso de la corriente. Cuando hay una sobrecarga, es decir un aumento gradual mas no instantáneo de la corriente, una lámina bimetálica empezará a sufrir una deformación producto del aumento de la temperatura al punto en que accionará mecánicamente el dispositivo interrumpiendo el paso de la corriente (INELDEC SAS, 2022).

Similar al dimensionamiento de los cables, el disyuntor termomagnético y el contactor se dimensionan para una intensidad del 125 % de la intensidad a plena carga del motor. En la Tabla (55) se muestra las características principales del disyuntor seleccionado.

**Tabla 55**

*Características del disyuntor termomagnético.*

<b>Marca</b>	<b>Voltaje nominal (V)</b>	<b>Corriente nominal (A)</b>	<b>Poder de corte (kA)</b>	<b>Número de polos</b>
Sneider Electric	220	20	20	3

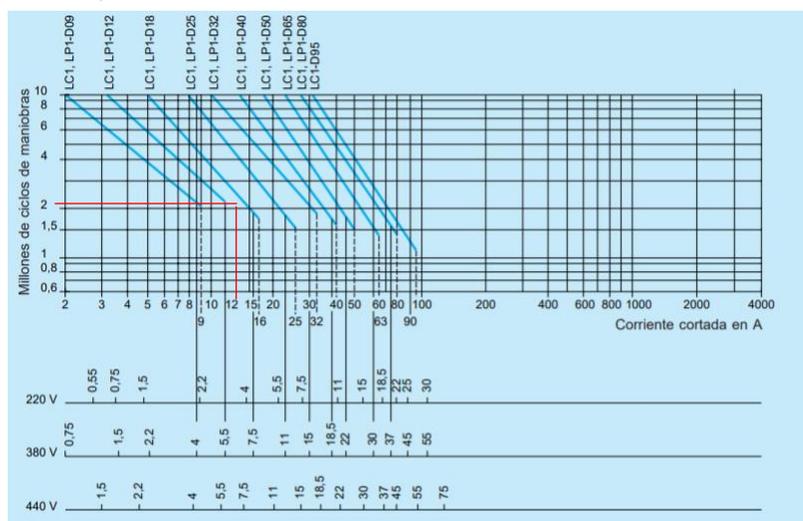
**Selección de un contactor.** Elegir un contactor para una aplicación concreta significa fijar la capacidad de un aparato para establecer, soportar e interrumpir la corriente en el receptor que se desea controlar, en unas condiciones de utilización establecidas, sin recalentamientos ni desgaste excesivo de los contactos. Para elegir correctamente el contactor hay que tener en cuenta los criterios básicos, que son las categorías de empleo y la frecuencia de ciclos de maniobras (Telemecanique, s. f.).

En este caso la categoría de empleo es AC-3 correspondiente a contactores para motores asíncronos de jaula de aridilla, donde la corriente de corte es igual a la corriente nominal ( $I_e$ ) absorbida por el motor y soporta un número elevado de ciclos de maniobra.

Para determinar el número de maniobras se emplea la Figura (72), según la cual para una corriente de corte igual a 12.7 A y un voltaje de 220 V, se tiene que el contactor soporta 2.2 millones de ciclos de maniobra.

**Figura 72**

*Durabilidad eléctrica – Categoría AC-3.*



: Tomado de *Control de potencia: elección de un contactor* (p. 61), por Telemecanique.

### **Tiempo de vida útil**

Para calcular la durabilidad del contactor ( $D_c$ ) a seleccionar se empleará el valor de 2.2 millones de ciclos de maniobra. Luego se establece el número de ciclos de maniobra por hora, el número de horas de trabajo mensuales y el número de meses de trabajo por año, y la durabilidad se calcula de la siguiente manera:

$$D_c = \frac{\text{durabilidad eléctrica en función de la corriente cortada}}{\left(\frac{\text{maniobras}}{h}\right) * \left(\frac{\text{horas de trabajo}}{\text{mes}}\right) * \left(\frac{\text{meses de trabajo}}{\text{año}}\right)}$$

- 12 maniobras por hora

- 720 horas al mes (30 días)
- 12 meses del año

$$D_c = \frac{2200000}{12 * 720 * 12} = 21.22 \text{ años}$$

### Ingeniería de Control

El sistema requiere dispositivos para la adquisición de señales (pulsadores), su procesamiento y el control de las salidas o actuadores del sistema. Los actuadores neumáticos son cilindros de simple efecto controlados por una electroválvula, la misma que funciona con un voltaje nominal en la bobina de 110 VAC. En la Tabla (56) se muestra las entradas y salidas del sistema. En cuanto al actuador eléctrico, lo constituye el motor cuyas características se expusieron previamente. Además, se requiere una HMI para acceder a los parámetros del sistema, así como tener acceso al estado de la máquina en tiempo real durante su trabajo. Considerando estas especificaciones, se realiza la selección de los siguientes dispositivos: PLC, HMI, variador de frecuencia.

**Tabla 56**

*Entradas y salidas del sistema.*

Tipo	Denominación	Cantidad
Entrada	Pulsadores	8
	Bobina electroválvula	3
Salida	Luz indicadora	1

### Selección PLC

Considerando un voltaje nominal de control de 110VAC, el número de entradas y salidas (relé) presentes en el sistema, así como la capacidad de comunicación con otros dispositivos (Modbus), se selecciona un PLC de la marca Xinje, cuyas especificaciones se indican en la Tabla (57).

Tabla 57

Características principales del PLC.

<b>Modelo</b>	XD3-24 RT E
<b>Entradas / Salidas</b>	12 / 10 (Relé) 2 (Transistor)
<b>Alimentación</b>	100 – 240 V
<b>Comunicación</b>	Modbus RS-485

### Selección Variador de frecuencia

Considerando las características del motor expuestas previamente, así como la capacidad de comunicación con otros dispositivos (Modbus), se selecciona un variador de la marca Delta, cuyas especificaciones se indican en la Tabla (58).

Tabla 58

Características principales del variador de frecuencia

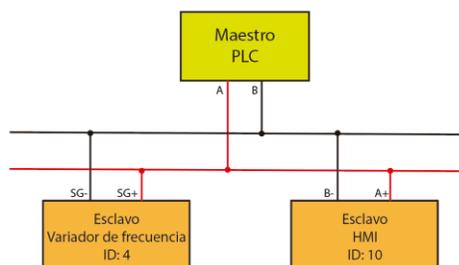
<b>Modelo</b>	VFD 17AMS23 ANSAA
<b>Potencia de salida (hp)</b>	5
<b>Corriente nominal (A)</b>	17
<b>Voltaje nominal (VAC)</b>	Trifásico 200 - 240
<b>Comunicación</b>	Modbus RS-485

### Automatización

Los dispositivos de control (PLC, variador, HMI) deben comunicarse para establecer los parámetros de operación de la máquina. Para realizar la comunicación de los dispositivos, se implementa una red Modbus RTU como se muestra en la Figura (73).

Figura 73

Red Modbus RTU.



Nota: En la red se indica la identificación que tiene cada dispositivo en la red.

Los parámetros de comunicación que se deben configurar en cada dispositivo se muestran en la Tabla (59).

**Tabla 59**

*Parámetros de comunicación Modbus.*

<b>Tasa de baudios</b>	9600
<b>Bits de datos</b>	8
<b>Paridad</b>	Par
<b>Bits de parada</b>	1
<b>Comunicación</b>	Modbus RTU

Un ciclo de trabajo de la máquina incluye los siguientes puntos:

- Apertura compuerta superior.
- Ascenso de la rampa.
- Giro de paletas a baja velocidad.
- Ingreso de campanas a la cámara.
- Descenso de la rampa.
- Cierre compuerta superior
- Aumento de velocidad de sacudido.
- Sacudido de campanas por el tiempo establecido.
- Apertura compuerta inferior.
- Salida de campanas.

Por lo tanto, las variables que el maestro (PLC) va a leer o escribir son:

velocidad del motor (variador) y tiempos de sacudimiento (HMI).

### ***Panel de control***

El Sacudidor cuenta con un panel de control, el cual será manejado por los operadores del Área de Terminado, el esquema físico del mismo se observa en la Figura (74).

Figura 74

Panel de control del Sacudidor.

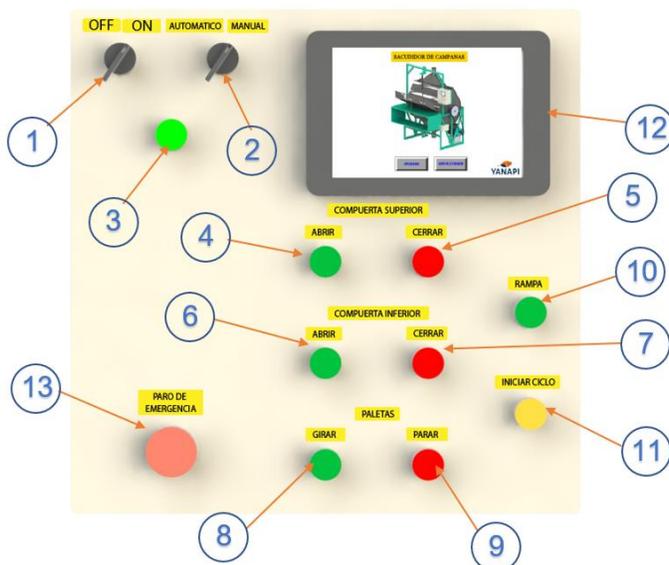


Tabla 60

Dispositivos y accionamientos disponibles para el usuario en el panel de control.

Nº	Nombre del Elemento
1	Selector ON/OFF
2	Selector de modo de trabajo AUTOMÁTICO/MANUAL
3	Luz indicadora de Panel Energizado
4	Pulsador de apertura de Compuerta Superior
5	Pulsador de cierre de Compuerta Superior
6	Pulsador de apertura de Compuerta Inferior
7	Pulsador de cierre de Compuerta Inferior
8	Pulsador de Encendido de motor para giro de paletas
9	Pulsador de Apagado de motor para detención del giro de paletas
10	Pulsador de accionamiento de Rampa
11	Pulsador de inicio de Ciclo de Sacudimiento
12	HMI
13	Botón de Paro de Emergencia

### Modos de trabajo

#### Panel de Control en Modo Manual

Este modo de trabajo inhabilita la función del botón Iniciar Ciclo, por lo que no permite sacudir campanas, en su defecto permite realizar una verificación de que todos los sistemas del Sacudidor están funcionando correctamente, verificar si funcionan adecuadamente las compuertas, la rampa y el motor. En este modo también se deberá

realizar el mantenimiento de la máquina, ya que permite abrir las compuertas con el motor detenido para que el operario pueda acceder con el soplete a la cámara de sacudimiento y realizar la limpieza hasta los puntos de mayor acumulación de polvo.

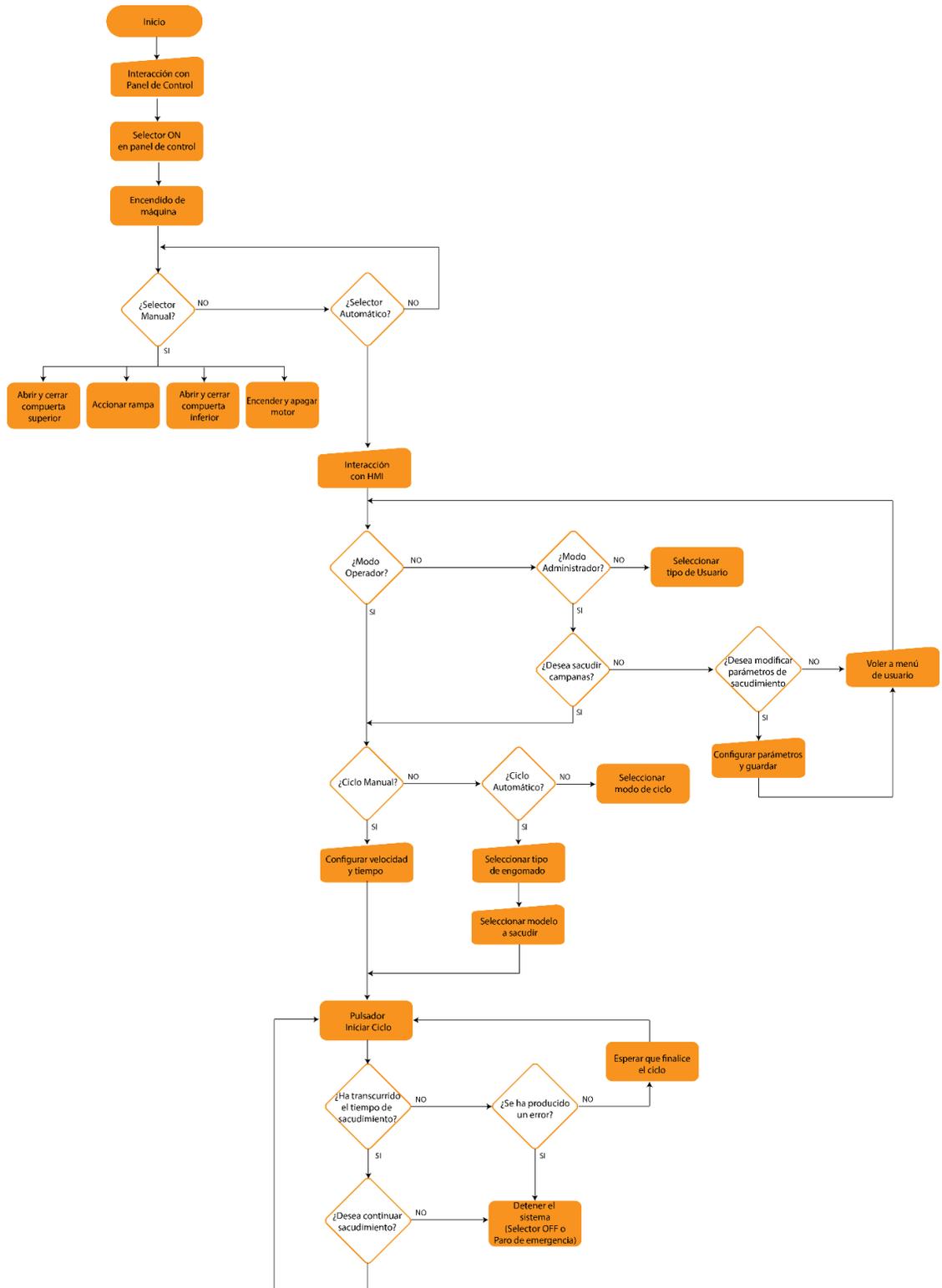
### **Panel de Control en Modo Automático**

Este modo de trabajo es el principal para el uso del Sacudidor, en este modo se podrá acceder a las funciones de la HMI, la cual a su vez posee 2 modos de trabajo: Manual y Automático, para mayor información sobre la navegación por las pantallas de la interfaz se puede revisar el Anexo: Manual de Usuario Sacudidor. También se inhabilitan las funciones de los botones de accionamiento de: compuerta superior, compuerta inferior, paletas y rampa, se habilita únicamente la función del botón Iniciar Ciclo.

El diagrama de flujo presentado en la Figura (75) muestra el proceso adecuado del manejo del panel de control del Sacudidor.

Figura 75

Diagrama de Flujo de uso del Sacudidor.



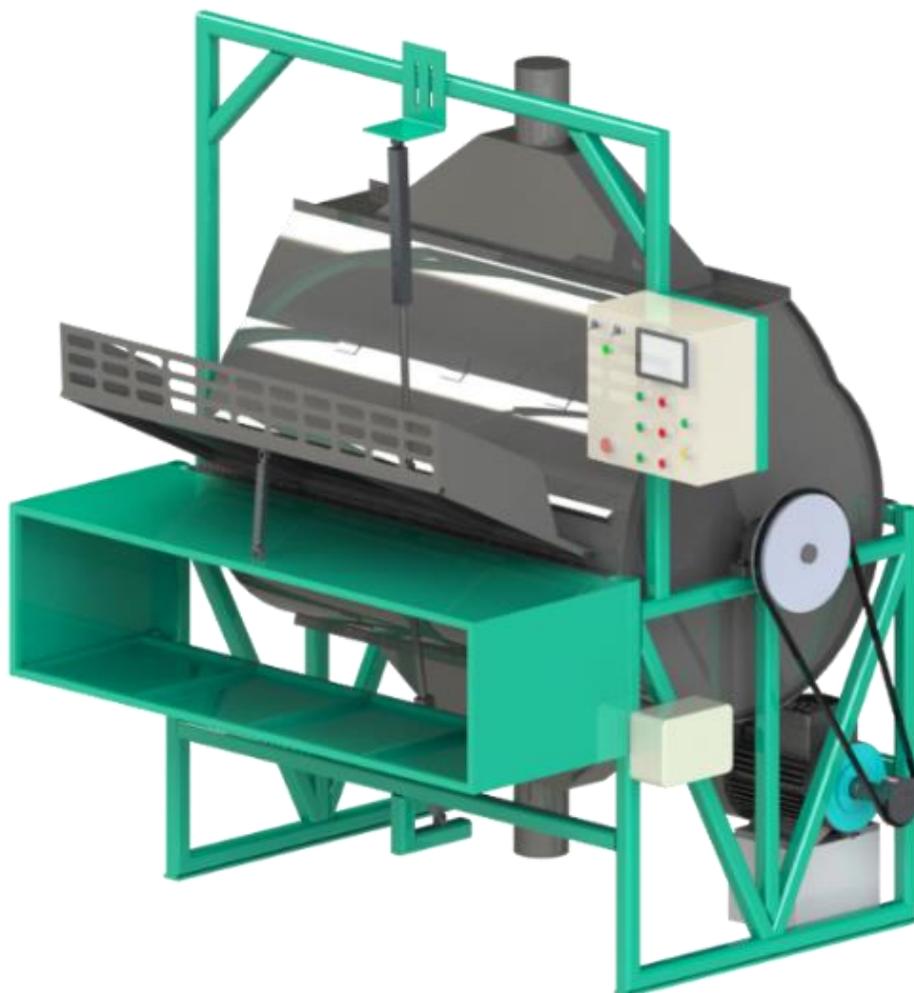
## CAPÍTULO 4

### Integración de sistemas y automatización

Una vez dimensionados y diseñados todos los elementos correspondientes al componente mecánico, neumático, eléctrico, electrónico del Sacudidor, se procede a la integración del sistema y paralelamente a la automatización del mismo, en la Figura (76) se muestra el diseño CAD completo del Sacudidor de campanas de fieltro desarrollado en este proyecto.

**Figura 76**

*Ensamble completo del Sacudidor de campanas de fieltro.*



## Principales partes del Sacudidor

Figura 77

Partes principales que componen al Sacudidor de campanas de fieltro.

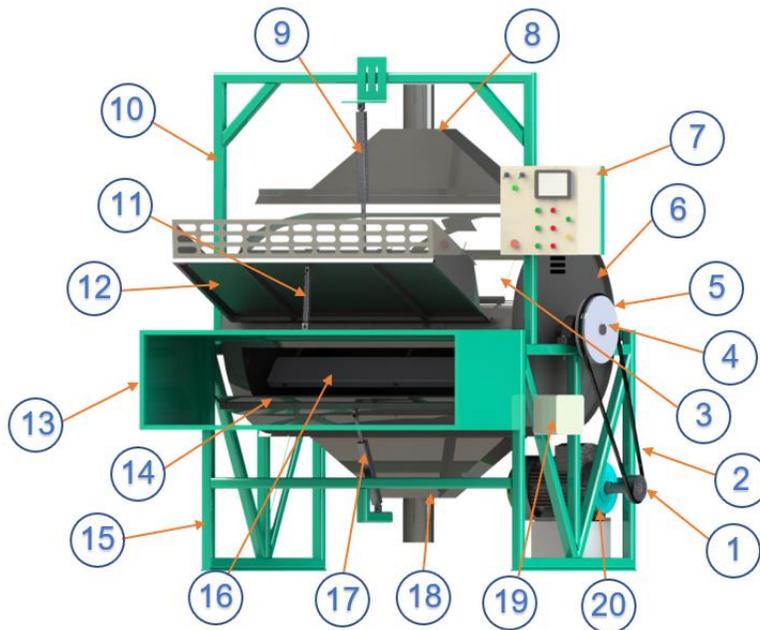


Tabla 61

Principales partes que componen el Sacudidor de campanas de fieltro.

Nº	Nombre de Elemento	Nº	Nombre de Elemento
1	Polea del motor	11	Pistón de rampa
2	Correa de transmisión de potencia	12	Rampa
3	Compuerta superior	13	Cajón de recolección de campanas
4	Eje principal	14	Compuerta inferior
5	Polea de eje principal	15	Estructura de soporte
6	Cámara de sacudimiento	16	Paletas de duralón
7	Panel de Control	17	Pistón de compuerta inferior
8	Campana de extracción superior	18	Campana de extracción inferior
9	Pistón de compuerta superior	19	Panel neumático
10	Arco de soporte	20	Motor

### Secciones fabricadas

La estructura de soporte fue construida empleando tubo cuadrado acero estructural ASTM A36 de 50 mm de lado y 3 mm de espesor, las juntas fueron realizadas mediante proceso de soldadura SMAW empleando electrodo E6010.

**Figura 78**

*Construcción de principales elementos estructurales.*



*Nota:* Las estructuras corresponden a la base del Sacudidor, el arco de soporte y el cajón de recolección de campanas.

La cámara de sacudimiento fue fabricada a partir de planchas de acero inoxidable A304 de 1.5 mm de espesor, mediante un proceso de barolado para adoptar el perfil requerido similar a una leva truncada, se diseñó de tal manera que pueda ser ensamblada en 5 partes las cuales se unen mediante unión empernada, lo cual facilita el armado y desarmado de las partes cuando se requiere, además las tapas laterales fueron maquinadas en corte láser y fortalecidas mediante proceso de soldadura GTAW (TIG).

**Figura 79**

*Construcción cámara de sacudimiento de campanas.*



*Nota:* Cámara de sacudimiento apoyada sobre estructura de soporte.

Se empleó corte láser para maquinar aquellas partes que requerían mayor precisión en su construcción como: campanas de extracción y rampa, luego se realizaron refuerzos en la rampa empleando tubo cuadrado de acero negro mediante juntas con remaches y para reforzar las campanas de extracción se empleó proceso de soldadura GTAW (TIG). Posteriormente las campanas de extracción fueron ensambladas a la cámara de sacudimiento empleando remaches, en tanto que para la rampa se emplearon bisagras y pernos.

**Figura 80**

*Corte láser para fabricación de rampa y campanas de extracción.*



*Nota:* Cámara de sacudimiento apoyada sobre estructura de soporte.

Se realizaron cortes en la cámara de sacudimiento con ayuda de una amoladora para crear las compuertas de ingreso y salida de campanas de fieltro, para ensamblar las compuertas a la cámara de sacudimiento se emplearon bisagras y pernos, y se emplearon cauchos para eliminar filos cortantes y sellar cualquier tipo de fuga de polvo, además se realizaron refuerzos en las compuertas con ángulo de acero inoxidable, también se construyó un arco que da soporte al pistón superior y al panel de control, colocado sobre la estructura principal y ensamblado mediante unión emperrada.

**Figura 81**

*Compuertas y arco de soporte.*



*Nota:* Fotografías de compuertas previas a la colocación del refuerzo.

Las paletas de sacudimiento se construyeron a partir de planchas de duralón, que tuvieron que ser aplanadas y refrentadas para igualar las caras del material, posteriormente se ensamblaron al eje principal tal como se detalla en el Capítulo 3 de Diseño y Construcción.

**Figura 82**

*Paletas de sacudimiento fabricadas en duralón.*

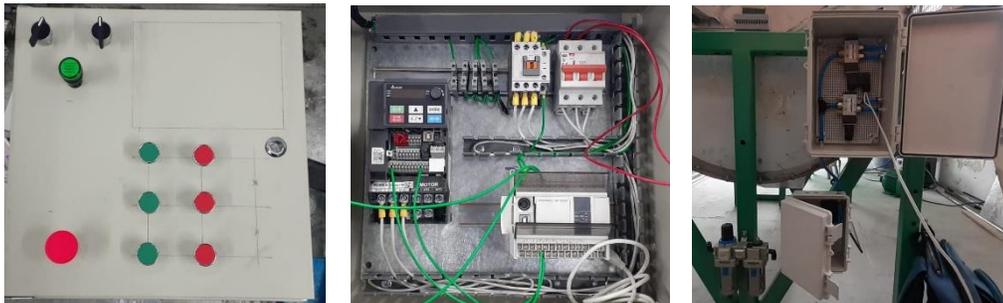


*Nota:* Fotografía previa a lijado de paletas y montaje en la cámara de sacudimiento.

Una vez ensamblada toda la parte mecánica del Sacudidor, corresponde construir y montar el panel de eléctrico y el panel neumático, el panel eléctrico será colocado y empernado al lado derecho del arco de soporte de manera frontal mientras que el panel neumático será montado y empernado en la estructura de soporte principal igualmente al lado derecho de manera lateral.

**Figura 83**

*Construcción del panel eléctrico y panel neumático del Sacudidor.*



*Nota:* Panel de control sin HMI y panel neumático sin conexión con manguera neumática.

El sacudidor completamente ensamblado fue llevado al taller de la empresa Yanapi S.A para realizar correcciones y calibrarlo adecuadamente.

**Figura 84**

*Ensamble completo del Sacudidor previo a la instalación en el área de trabajo.*



*Nota:* Vista isométrica y frontal del Sacudidor ubicado en el taller de Yanapi S.A.

Finalmente, el Sacudidor se instaló en el área de Terminado de la empresa Yanapi S.A, conectando adecuadamente las campanas de extracción al sistema de ductos para extracción de polvo de la planta, además se configuró el programa de funcionamiento de la máquina de manera que trabaje con 2 modos de operación: Manual y Automático, también se realizaron pruebas de sacudimiento para configurar

los parámetros que garanticen un óptimo sacudido según el modelo de campana y el tipo de engomado.

**Figura 85**

*Ensamble completo del Sacudidor instalado en el área de trabajo.*



*Nota:* El panel de control permite agregar o eliminar modelos de campanas según se presente la necesidad.

El procedimiento para realizar un ciclo de sacudido inicia tomando una partida de campanas de fieltro y colocándolas en la rampa de ingreso según el número recomendando por el Área de Producción

**Figura 86**

*Colocación de campanas de fieltro sobre la rampa de ingreso.*



*Nota:* El número de campanas que ingresan al Sacudidor por ciclo depende de la recomendación del Área de Terminado.

La selección del programa de sacudimiento se la puede realizar antes o después de colocar las campanas en la rampa de ingreso, una vez seleccionado dicho programa según el tipo de campana que se requiere procesar, se inicia el ciclo de sacudido.

**Figura 87**

*Pantalla de monitoreo de ciclo de Sacudido en HMI y salida de campanas ya sacudidas.*



*Nota:* Para sacudir campanas el operador puede usar la HMI en modo manual o automático.

Al finalizar se puede retirar las campanas desde el cajón de recolección, apilarlas por el lado más pulido y enviarlas al siguiente proceso.

**Figura 88**

*Partida de campanas ya sacudidas.*



*Nota:* Las campanas que ya han sido sacudidas pasan al siguiente proceso en la línea de producción que puede ser sopleteado o pulido.

## **Análisis de Vibraciones del Sacudidor de Campanas**

### ***Método de elementos finitos***

Para el análisis vibracional del Sacudidor de campanas, se utilizó el Método de Elementos Finitos empleando el software SolidWorks, este método de estudio permite variar parámetros y condiciones iniciales fácilmente, para poder realizar una inspección más exhaustiva de los diferentes comportamientos que podría exhibir la máquina al ser sometida a diferentes estímulos de velocidad rotacional, ya que recordemos que el Sacudidor de campanas estará configurado para manejar diferentes velocidades y tiempos de sacudimiento según el tipo de campana que se requiera procesar, este método permitirá identificar posibles problemas de vibración para tomar acciones correctivas antes de poner en funcionamiento la máquina.

**Definición:** se inicia con la sujeción únicamente de los elementos de apoyo del eje (chumaceras) mediante unión empernada a la estructura principal construida empleando tubo cuadrado de 50 mm por 3 mm de espesor, sin anclaje al piso. Para la unión empernada se utilizaron pernos de acero negro M12X80mm.

### **Primer análisis**

#### **Mallado**

Después de definir completamente las condiciones de sujeción, se procede a realizar el mallado de la estructura, para lo cual se empleó un mallado fino con elementos cuadráticos de alto orden, a continuación, se detalla la información del mallado y los resultados obtenidos.

**Tabla 62**

*Información de mallado del primer análisis de vibración.*

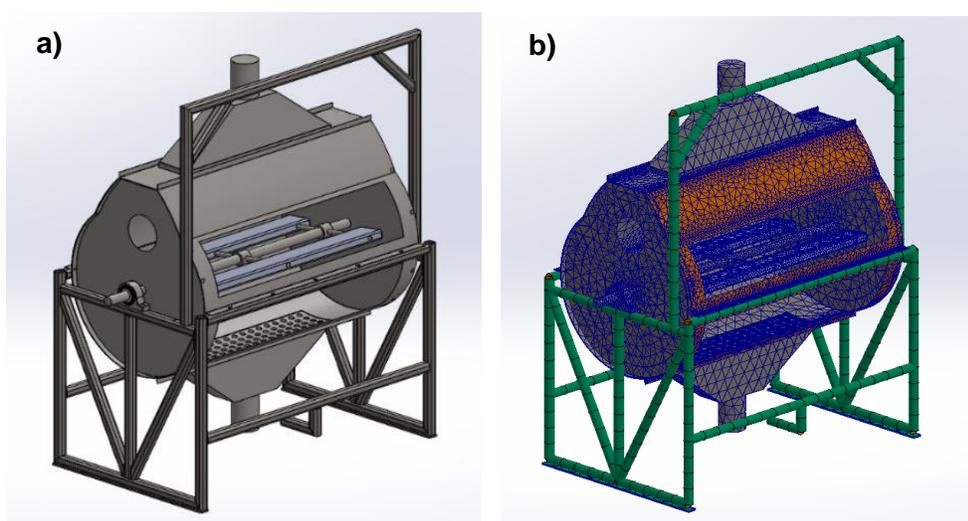
<b>Tipo de malla</b>	Malla mixta
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla basada en curvatura
<b>Puntos jacobianos para malla de alta calidad</b>	16 puntos

<b>Verificación jacobiana para el vaciado</b>	Activar
<b>Tamaño máximo de elemento</b>	71,2266 mm
<b>Tamaño mínimo del elemento</b>	14,2453 mm
<b>Número total de nodos</b>	171309
<b>Número total de elementos</b>	89552

*Nota:* Información obtenida del informe generado por software SolidWorks respecto al primer análisis de vibración del sacudidor.

**Figura 89**

*Modelo mecánico empleado para realizar el primer análisis de vibración.*



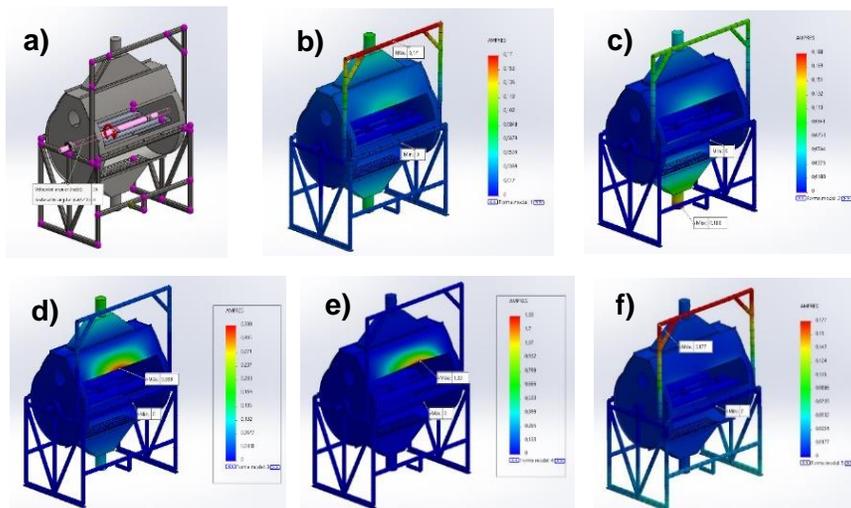
*Nota:* a) Modelo original al cual se aplicó el mallado. b) Modelo mallado a utilizar en el análisis de frecuencia.

### **Análisis de frecuencia**

Posterior al análisis, el software calcula las frecuencias naturales del Sacudidor en condiciones de total sujeción y sus respectivos modos de vibración, para el presente estudio se analizaron 5 posibles modos de vibración en respuesta a una fuerza rotacional aplicada al eje principal que gira a 350 rpm o 37 rad/s que son las unidades solicitadas por el software, donde se obtuvieron los siguientes resultados.

Figura 90

Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el primer análisis de vibraciones.



Nota: a) Modelo original aplicado una carga rotacional. b) Primer modo vibracional. c) Segundo modo vibracional. d) Tercer modo vibracional. e) Cuarto modo vibracional. f) Quinto modo vibracional.

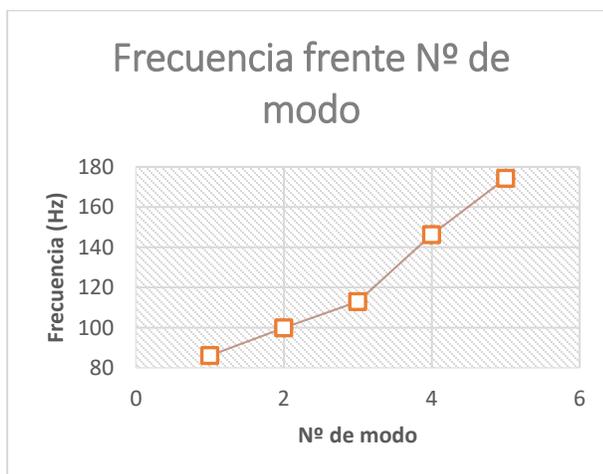
Tabla 63

Resultados de frecuencias naturales para el primer análisis vibracional.

Frecuencia nº.	Rad/seg	RPM	Hertz	Segundos
1	78,845	753	86,05	0,068147
2	91,494	874	99,88	0,067935
3	103,42	988	112,91	0,065556
4	134,09	1280	146,28	0,059068
5	159,68	1525	174,28	0,048204

Figura 91

Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el primer análisis vibracional.



## Segundo análisis

### Mallado

Después de definir completamente las condiciones de sujeción, se procede a realizar el mallado de la estructura, para lo cual se empleó un mallado fino con elementos cuadráticos de alto orden, a continuación, se detalla la información del mallado y los resultados obtenidos.

**Tabla 64**

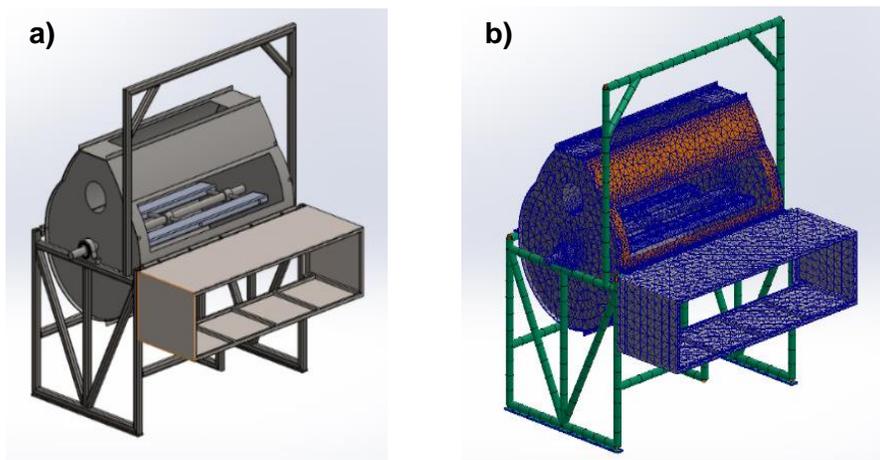
*Información de mallado del segundo análisis de vibración.*

<b>Tipo de malla</b>	Malla mixta
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla basada en curvatura
<b>Puntos jacobianos para malla de alta calidad</b>	16 puntos
<b>Verificación jacobiana para el vaciado</b>	Activar
<b>Tamaño máximo de elemento</b>	71,2266 mm
<b>Tamaño mínimo del elemento</b>	14,2453 mm
<b>Número total de nodos</b>	152564
<b>Número total de elementos</b>	82446

*Nota:* Información obtenida del informe generado por software SolidWorks respecto al segundo análisis de vibración del sacudidor.

**Figura 92**

*Modelo mecánico empleado para realizar el segundo análisis de vibración.*



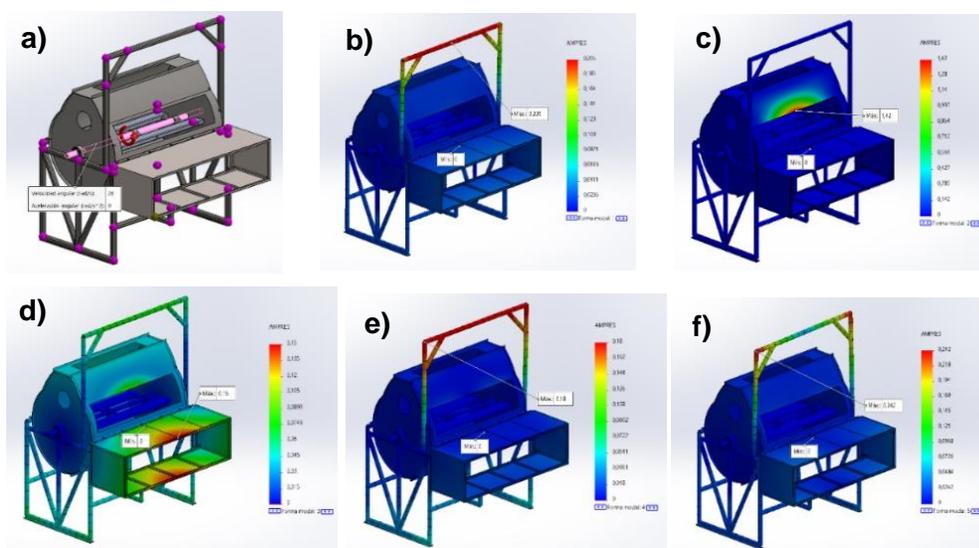
*Nota:* a) Modelo original al cual se aplicó el mallado. b) Modelo mallado a utilizar en el análisis de frecuencia.

## Análisis de frecuencia

Posterior al análisis, el software calcula las frecuencias naturales del Sacudidor en condiciones de total sujeción y sus respectivos modos de vibración, para el presente estudio se analizaron 5 posibles modos de vibración en respuesta a una fuerza rotacional aplicada al eje principal que gira a 350 rpm o 37 rad/s que son las unidades solicitadas por el software, donde se obtuvieron los siguientes resultados.

**Figura 93**

*Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el segundo análisis de vibraciones.*



*Nota:* a) Modelo original aplicado una carga rotacional. b) Primer modo vibracional. c) Segundo modo vibracional. d) Tercer modo vibracional. e) Cuarto modo vibracional. f) Quinto modo vibracional.

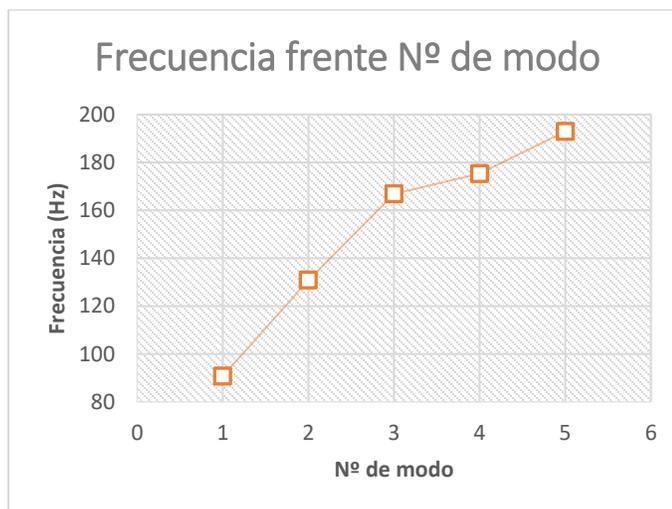
**Tabla 65**

*Resultados de frecuencias naturales para el segundo análisis vibracional.*

Frecuencia nº.	Rad/seg	RPM	Hertz	Segundos
1	83,097	794	90,74	0,068147
2	119,94	1145	130,85	0,067935
3	152,9	1460	166,86	0,065556
4	160,65	1534	175,31	0,059068
5	176,72	1688	192,91	0,048204

Figura 94

Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el segundo análisis vibracional.



### Tercer análisis

#### Mallado

Después de definir completamente las condiciones de sujeción, se procede a realizar el mallado de la estructura, para lo cual se empleó un mallado fino con elementos cuadráticos de alto orden, a continuación, se detalla la información del mallado y los resultados obtenidos.

Tabla 66

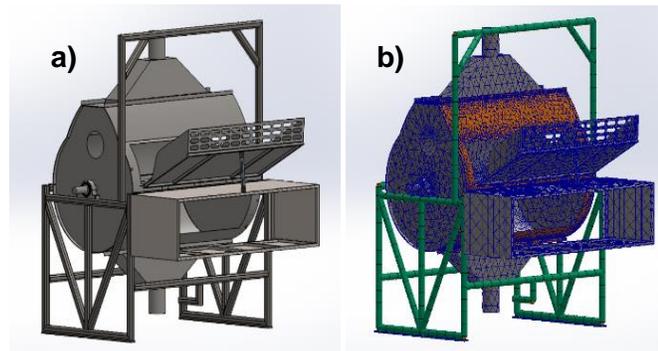
Información de mallado del tercer análisis de vibración.

<b>Tipo de malla</b>	Malla mixta
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla basada en curvatura
<b>Puntos jacobianos para malla de alta calidad</b>	16 puntos
<b>Verificación jacobiana para el vaciado</b>	Activar
<b>Tamaño máximo de elemento</b>	83,3342 mm
<b>Tamaño mínimo del elemento</b>	16,6668 mm
<b>Número total de nodos</b>	168621
<b>Número total de elementos</b>	86243

*Nota:* Información obtenida del informe generado por software SolidWorks respecto al tercer análisis de vibración del sacudidor.

**Figura 95**

Modelo mecánico empleado para realizar el tercer análisis de vibración.



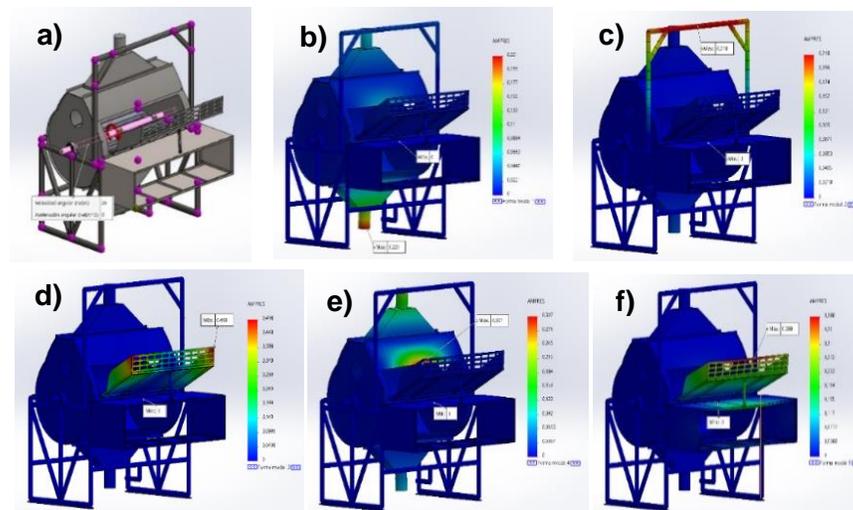
Nota: a) Modelo original al cual se aplicó el mallado. b) Modelo mallado a utilizar en el análisis de frecuencia.

### Análisis de frecuencia

Posterior al análisis, el software calcula las frecuencias naturales del Sacudidor en condiciones de total sujeción y sus respectivos modos de vibración, para el presente estudio se analizaron 5 posibles modos de vibración en respuesta a una fuerza rotacional aplicada al eje principal que gira a 350 rpm o 37 rad/s que son las unidades solicitadas por el software, donde se obtuvieron los siguientes resultados.

**Figura 96**

Diferentes modos vibracionales obtenidos para el sacudidor durante el tercer análisis de vibraciones.



Nota: a) Modelo original aplicado una carga rotacional. b) Primer modo vibracional. c) Segundo modo vibracional. d) Tercer modo vibracional. e) Cuarto modo vibracional. f) Quinto modo vibracional.

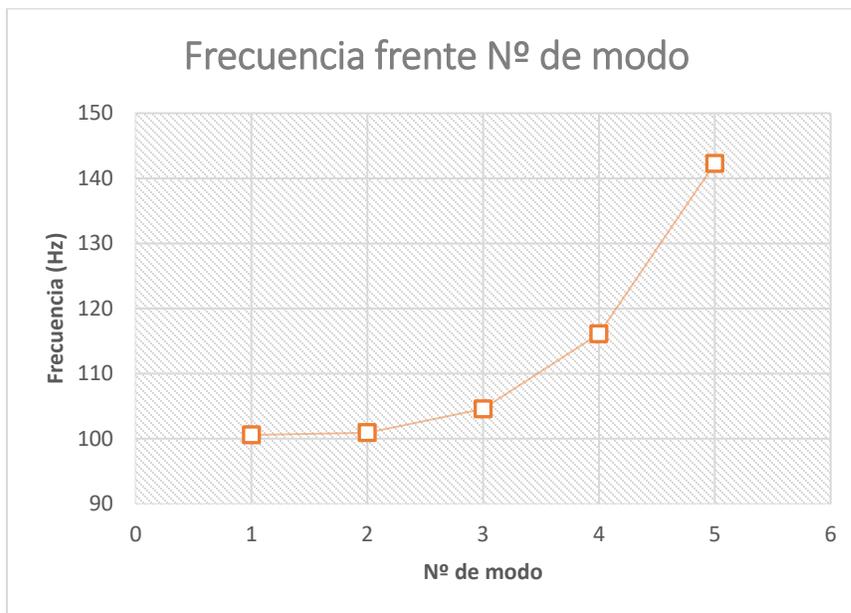
Tabla 67

Resultados de frecuencias naturales para el tercer análisis vibracional.

Frecuencia nº.	Rad/seg	RPM	Hertz	Segundos
1	92,201	880	100,57	0,068147
2	92,488	883	100,91	0,067935
3	95,845	915	104,57	0,065556
4	106,37	1016	116,11	0,059068
5	130,35	1245	142,28	0,048204

Figura 97

Gráfica de Modos de vibración vs Frecuencias para el tercero análisis vibracional.



## Conclusión

Una vez obtenidos los diferentes modos de vibración que puede presentar el Sacudidor para las distintas configuraciones mecánicas analizadas, se pueden tomar medidas preventivas para disminuir los efectos de la vibración sobre la máquina.

En el Primer Análisis se determinó que el área de barolado por encima de la cavidad de ingreso presentará vibración incluso a bajas velocidades por lo que se le realizará un refuerzo soldando ángulo de acero inoxidable en dicha área.

En el Segundo Análisis se determinó que se presentará vibración en el cajón de recolección por lo que se realizará un refuerzo mediante tubo cuadrado de acero negro que irá remachado y soldado a las planchas de acero que integran el cajón.

En el Tercer Análisis, que resulta ser el más completo ya que comprende la mayor cantidad de componentes que integran el Sacudidor, se determinó que existirá vibración en la rampa de ingreso de campanas, esta vibración resulta ser mayor que las mencionadas anteriormente en los dos primeros análisis, para evitar los efectos indeseables de este modo de vibración, se realizará un refuerzo con tubo cuadrado de acero negro que irá remachado a la rampa, además de la fijación adicional que supone que la rampa esté acoplada a un pistón neumático, el cual a su vez está fijado a la estructura mediante charnelas de sujeción con pernos.

Finalmente se debe mencionar que en el Segundo Análisis se encuentra un modo de vibración que implica a toda la estructura del Sacudidor, el cual era un modo de vibración esperado ya que es una máquina que trabaja con un motor que no está acoplado directamente al eje principal, sino que transmite la potencia mecánica mediante bandas y poleas, por lo que puede producirse algún tipo de desbalance de masas en la estructura principal que pueden ocasionar vibraciones, por esto y como sugerencia del Departamento de Mantenimiento de la empresa, se realizó un anclaje de la máquina al piso mediante pernos de anclaje de 6 in de largo por 0.5 in de diámetro, con lo que se reduce notablemente la vibración del Sacudidor.

## CAPÍTULO 5

### Pruebas y Resultados

#### Metodología para ensayos experimentales

Para la realización de pruebas con la máquina sacudidora y evaluar su eficiencia para retirar polvo en las campanas de fieltro se empleará un Diseño de Experimentos (DOE) de tipo Taguchi de 2 factores (variables) y 3 niveles. En la Tabla (68) se enlistan los factores y niveles considerados para llevar a cabo el experimento, en este caso la respuesta (Y) será la cantidad de polvo removido de las campanas expresado en gramos.

**Tabla 68**

*Tabla de factores y niveles a emplear para el DOE.*

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	-	-	-
Revoluciones	-	-	-

Luego se emplea el software Minitab para generar automáticamente una matriz ortogonal de tamaño L9 donde se enlistan el orden de los experimentos y las combinaciones de factores correspondientes, estos valores se establecen en la Tabla (69). Estos experimentos se deben repetir para cada uno de los modelos de campana de fieltro que se van a procesar en el sacudidor con el objetivo de determinar la combinación de factores que producen una limpieza o remoción de polvo más efectiva según el modelo de la campana y con ello poder programar el PLC para cada necesidad específica.

Tabla 69

Orden de experimentos.

Experimento	Tiempo	Revoluciones
1	1	1
2	1	2
3	1	3
4	2	1
5	2	2
6	2	3
7	3	1
8	3	2
9	3	3

*Nota:* Matriz ortogonal L9 generada por el software Minitab para el DOE tipo Taguchi de 2 factores y 3 niveles.

### Procedimiento de Pruebas

#### **Modelo Uomo**

Empezamos separando las 9 muestras de campanas de fieltro a procesar, cada muestra contiene el número de campanas recomendadas a sacudir por el Área de Producción lo cual varía en función del modelo, para el modelo Uomo se recomienda 20 campanas por muestra.

#### **Figura 98**

*Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Uomo.*

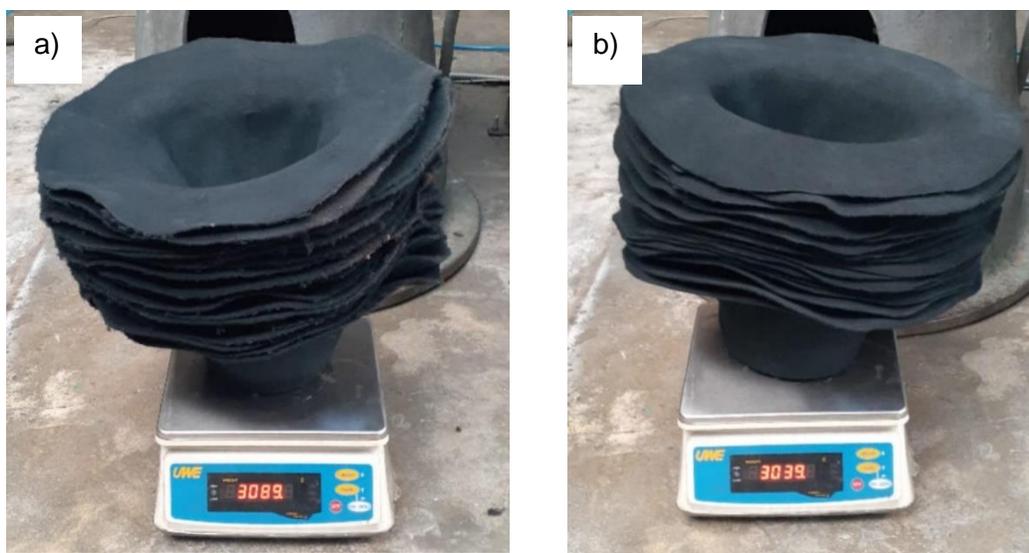


*Nota:* Muestras de campanas modelo Uomo apiladas en 9 grupos de 20.

Luego se debe pesar cada muestra antes de sacudir y volver a pesar después del sacudido para cuantificar la reducción de polvo. Se repite este procedimiento con las 9 muestras y se registran los valores medidos.

**Figura 99**

*Pesaje de las muestras de campanas modelo Huomo.*



*Nota: a) Pesaje de campanas antes del sacudido. b) Pesaje de campanas después del sacudido.*

Para realizar el sacudido de las muestras se debe configurar manualmente en el Sacudidor los parámetros indicados en la Tabla (78), siguiendo el orden de los experimentos establecidos en la Tabla (71).

**Tabla 70**

*Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Huomo.*

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	50 s	1:10 m	1:30 m
Revoluciones	300 rpm	325 rpm	350 rpm

**Tabla 71**

*Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Huomo.*

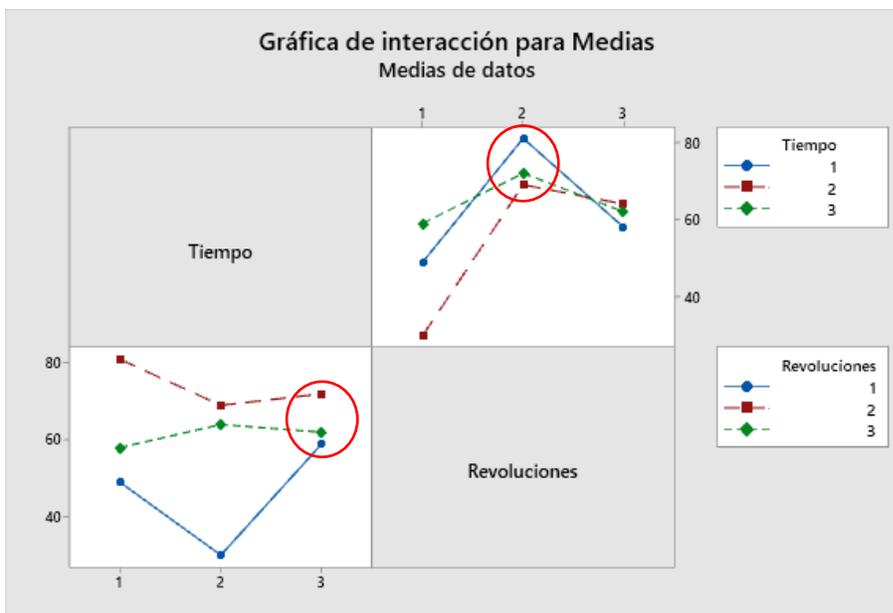
Modelo de campana: Huomo					
Experimento	Tiempo	Revoluciones	Cantidad	Peso de la muestra (g)	Diferencia de peso (g)

				A.S	D.S	
1	1	1	20	3088	3039	49
2	1	2	20	3062	2981	81
3	1	3	20	3063	3005	58
4	2	1	20	3040	3010	30
5	2	2	20	3027	2958	69
6	2	3	20	3062	2998	64
7	3	1	20	3076	3017	59
8	3	2	20	3058	2986	72
9	3	3	20	3080	3018	62

Con los valores registrados se procede a analizar el DOE de tipo Taguchi en Minitab donde se requiere emplear una relación de señal a ruido de tipo “Mientras más grande es mejor” ya que nuestra variable de salida analizada es la diferencia de polvo en peso en las muestras antes y después del sacudido, por lo que nos interesa que esta variable de salida sea lo mayor posible, es decir que haya una alta disminución del peso de polvo.

**Figura 100**

*Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Huomo.*



*Nota:* La gráfica muestra las interacciones entre la variable Tiempo y Revoluciones para los ensayos realizados para el modelo de campana Huomo.

## Análisis

Examinando la Figura (100) se observa que en el cuadro de los tiempos (esquina superior derecha) existe un patrón que se repite e indica que independientemente del tiempo de sacudido la mayor disminución de polvo se produce a la velocidad de sacudimiento 2 de 325 RPM. En tanto que en el cuadro de la velocidad (esquina inferior izquierda) se evidencia nuevamente que a la velocidad de sacudimiento 2 se dan los mejores niveles de reducción de polvo, y si hablamos del tiempo los valores deseados están agrupados en el tiempo 3 de 1:30 minutos, los cuales muestran una cierta proximidad.

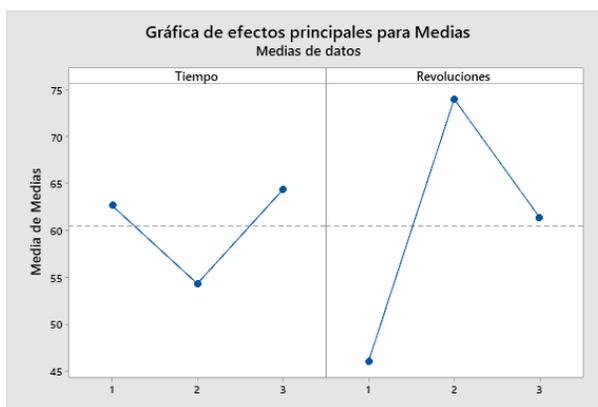
Finalmente, en la Figura (101) se observan los resultados de las medias calculadas donde se verifica el análisis realizado y se obtiene que los parámetros de tiempo y velocidad deben ser establecidos en los niveles 3 y 2 respectivamente ya que esta configuración produce mejores resultados en la disminución del polvo, estos valores serán configurados en el programa de la HMI para el uso cotidiano de los trabajadores cada vez que se requiera procesar campanas de modelo Huomo.

**Figura 101**

*Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Huomo.*

### Tabla de respuesta para medias

Nivel	Tiempo	Revoluciones
1	62,67	46,00
2	54,33	74,00
3	64,33	61,33
Delta	10,00	28,00
Clasificar	2	1



*Nota:* La tabla y gráfica muestran el valor promedio de la cantidad de polvo disminuido para cada uno de los niveles asignados 1 (bajo), 2 (medio) y 3 (alto) a los factores Tiempo y Revoluciones.

A continuación, se presenta la comparación visual de una campana de fieltro modelo Huomo antes y después del sacudido.

**Figura 102**

*Campana modelo Huomo Antes del sacudido vs Después del sacudido.*



*Nota:* a) Campana antes del sacudido. b) Campana después del sacudido. Además de la disminución de peso de polvo la campana debe aprobar la inspección visual realizada por el Área de Calidad.

### ***Modelo Tolentino Café***

Se separan las 9 muestras de campanas a procesar, por recomendación del Área de Producción para el modelo Tolentino Café se emplean 25 campanas por muestra.

**Figura 103**

*Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Tolentino Café.*

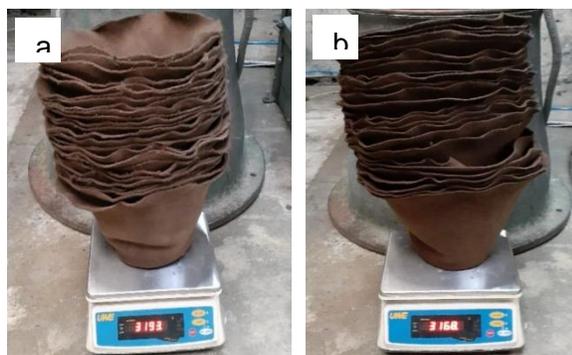


*Nota:* Muestras de campanas modelo Tolentino Café apiladas en 9 grupos de 25.

Se realiza el pesado de las 9 muestras antes y después del sacudido.

**Figura 104**

*Pesaje de las muestras de campanas modelo Tolentino Café.*



*Nota: a) Pesaje de campanas antes del sacudido. b) Pesaje de campanas después del sacudido.*

Para realizar el sacudido de las muestras se debe configurar manualmente en el Sacudidor los parámetros indicados en la Tabla (72), siguiendo el orden de los experimentos establecidos en la Tabla (73).

**Tabla 72**

*Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Tolentino Café.*

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	2 m	2:30 m	3 m
Revoluciones	300 rpm	325 rpm	350 rpm

**Tabla 73**

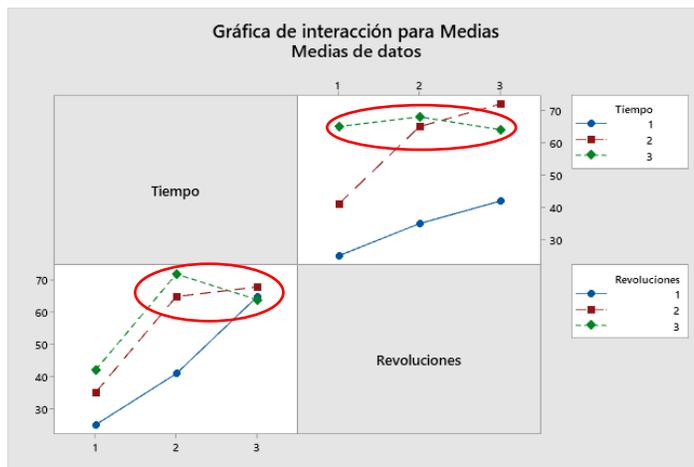
*Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Tolentino Café.*

Modelo de campana: Tolentino Café							
Experimento	Tiempo	Revoluciones	Cantidad	Peso de la muestra (g)		Diferencia de peso (g)	
				A.S	D.S		
1	1	1	25	3193	3168	25	
2	1	2	25	3189	3154	35	
3	1	3	25	3212	3170	42	
4	2	1	25	3207	3166	41	
5	2	2	25	3138	3073	65	
6	2	3	25	3241	3169	72	
7	3	1	25	3140	3075	65	
8	3	2	25	3152	3084	68	
9	3	3	25	3176	3112	64	

Con los valores registrados se procede a analizar el DOE de tipo Taguchi en Minitab.

**Figura 105**

*Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Tolentino Café.*



*Nota:* La gráfica muestra las interacciones entre la variable Tiempo y Revoluciones para los ensayos realizados para el modelo de campana Tolentino Café.

### Análisis

Examinando la Figura (105) se observa que en el cuadro de los tiempos (esquina superior derecha) los mayores valores de disminución de polvo independientemente de la velocidad de sacudimiento se producen para el tiempo 3 de 3 minutos. En tanto que en el cuadro de la velocidad (esquina inferior izquierda) se evidencia que para el tiempo 2 de 2:30 minutos y el tiempo 3 de 3 minutos se dan los mejores niveles de reducción de polvo, sin embargo, los valores para el tiempo 3 muestran una mayor proximidad a diferencia del tiempo 2 donde los valores están más dispersos.

Finalmente, en la Figura (106) se observan los resultados de las medias calculadas donde se verifica el análisis realizado y se obtiene que los parámetros de tiempo y velocidad deben ser establecidos en los niveles 3 y 3 respectivamente ya que esta configuración produce mejores resultados en la disminución del polvo, estos

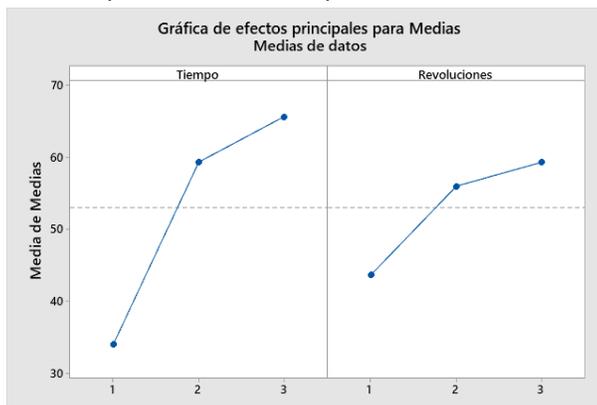
valores serán configurados en el programa de la HMI para el uso cotidiano de los trabajadores cada vez que se requiera procesar campanas de modelo Huomo.

**Figura 106**

*Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Tolentino Café.*

**Tabla de respuesta para medias**

Nivel	Tiempo	Revoluciones
1	34,00	43,67
2	59,33	56,00
3	65,67	59,33
Delta	31,67	15,67
Clasificar	1	2

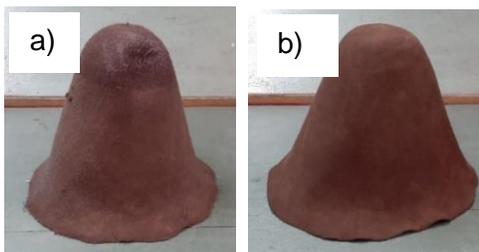


*Nota:* La tabla y gráfica muestran el valor promedio de la cantidad de polvo disminuido para cada uno de los niveles asignados 1 (bajo), 2 (medio) y 3 (alto) a los factores Tiempo y Revoluciones.

A continuación, se presenta la comparación visual de una campana de fieltro modelo Tolentino Café antes y después del sacudido.

**Figura 107**

*Campana modelo Tolentino Café Antes del sacudido vs Después del sacudido.*



*Nota:* a) Campana antes del sacudido. b) Campana después del sacudido. Además de la disminución de peso de polvo la campana debe aprobar la inspección visual realizada por el Área de Calidad.

### **Modelo Tolentino Gris**

Se separan las 9 muestras de campanas a procesar, por recomendación del Área de Producción para el modelo Tolentino Gris se emplean 25 campanas por muestra.

**Figura 108**

Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Tolentino Gris.

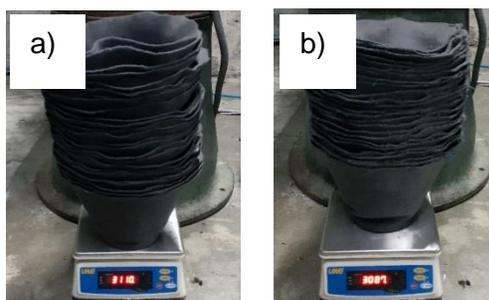


Nota: Muestras de campanas modelo Tolentino Gris apiladas en 9 grupos de 25.

Se realiza el pesado de las 9 muestras antes y después del sacudido.

**Figura 109**

Pesaje de las muestras de campanas modelo Tolentino Gris.



Nota: a) Pesaje de campanas antes del sacudido. b) Pesaje de campanas después del sacudido.

Para realizar el sacudido de las muestras se debe configurar manualmente en el Sacudidor los parámetros indicados en la Tabla (74), siguiendo el orden de los experimentos establecidos en la Tabla (75).

**Tabla 74**

Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Tolentino Gris.

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	2 m	2:30 m	3 m
Revoluciones	300 rpm	325 rpm	350 rpm

**Tabla 75**

Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Tolentino Café.

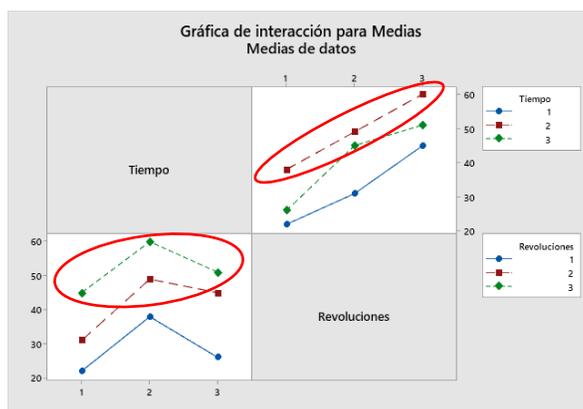
Modelo de campana: Tolentino Gris						
Experimento	Tiempo	Revoluciones	Cantidad	Peso de la muestra (g)		Diferencia de peso (g)
				A.S	D.S	

1	1	1	25	3133	3111	22
2	1	2	25	3088	3057	31
3	1	3	25	3141	3096	45
4	2	1	25	3073	3035	38
5	2	2	25	3123	3074	49
6	2	3	25	3085	3025	60
7	3	1	25	3132	3106	26
8	3	2	25	3100	3055	45
9	3	3	25	3102	3051	51

Con los valores registrados se procede a analizar el DOE de tipo Taguchi en Minitab.

**Figura 110**

*Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Tolentino Gris.*



*Nota:* La gráfica muestra las interacciones entre la variable Tiempo y Revoluciones para los ensayos realizados para el modelo de campana Tolentino Gris.

### Análisis

Examinando la Figura (110) se observa que en el cuadro de los tiempos (esquina superior derecha) existe una tendencia ascendente para los valores de disminución de polvo conforme se aumenta la velocidad de sacudimiento, esto sucede independientemente del tiempo, sin embargo, se obtienen los mayores valores para el tiempo 2 de 2:30 minutos. En tanto que en el cuadro de la velocidad (esquina inferior izquierda) se evidencia que para la velocidad 3 de 350 RPM se dan los mejores niveles de reducción de polvo teniendo un punto máximo para el tiempo 2, en esta gráfica los

valores se encuentran dispersos es decir no hay proximidad en los niveles de disminución de polvo, sin embargo, la tendencia indica un comportamiento constante.

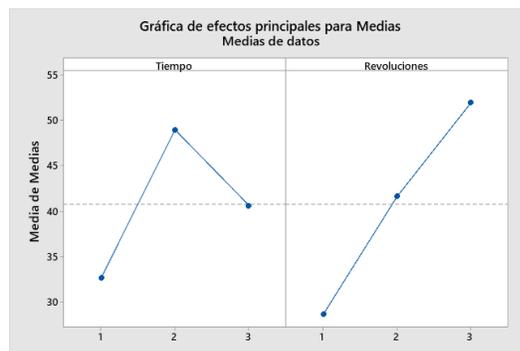
Finalmente, en la Figura (111) se observan los resultados de las medias calculadas donde se verifica el análisis realizado y se obtiene que los parámetros de tiempo y velocidad deben ser establecidos en los niveles 2 y 3 respectivamente ya que esta configuración produce mejores resultados en la disminución del polvo, estos valores serán configurados en el programa de la HMI para el uso cotidiano de los trabajadores cada vez que se requiera procesar campanas de modelo Huomo.

**Figura 111**

*Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Tolentino Gris.*

**Tabla de respuesta para medias**

Nivel	Tiempo	Revoluciones
1	32,67	28,67
2	49,00	41,67
3	40,67	52,00
Delta	16,33	23,33
Clasificar	2	1

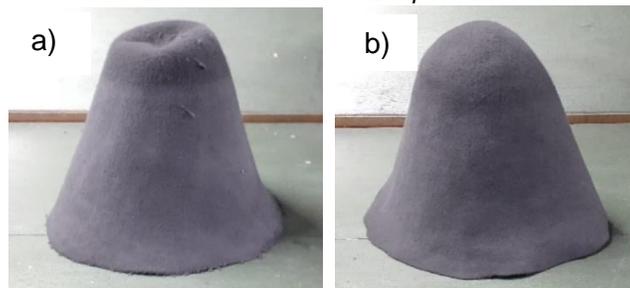


*Nota:* La tabla y gráfica muestran el valor promedio de la cantidad de polvo disminuido para cada uno de los niveles asignados 1 (bajo), 2 (medio) y 3 (alto) a los factores Tiempo y Revoluciones.

A continuación, se presenta la comparación visual de una campana de fieltro modelo Tolentino Gris antes y después del sacudido.

**Figura 112**

*Campana modelo Tolentino Gris Antes del sacudido vs Después del sacudido.*



*Nota:* a) Campana antes del sacudido. b) Campana después del sacudido. Además de la disminución de peso de polvo la campana debe aprobar la inspección visual realizada por el Área de Calidad.

### **Modelo Poderosa**

Se separan las 9 muestras de campanas a procesar, por disponibilidad de campanas de fieltro para el modelo Poderosa se emplearon 24 campanas por muestra, aunque la recomendación del Área de Producción son 25 campanas.

**Figura 113**

*Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Poderosa.*

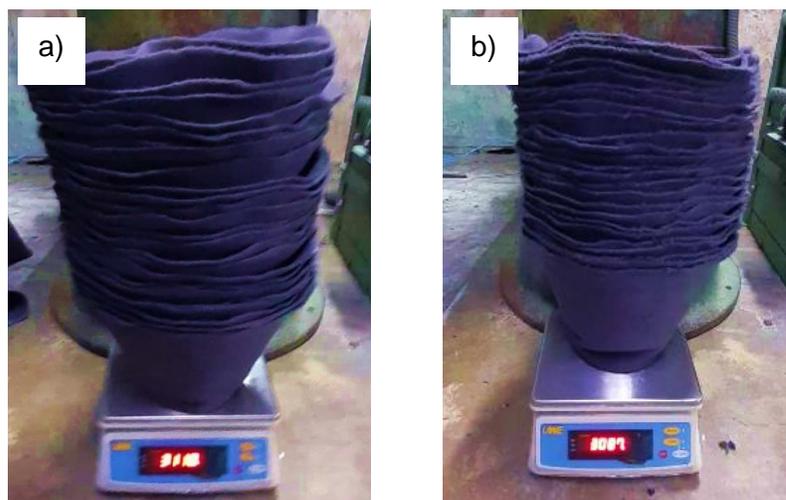


*Nota:* Muestras de campanas modelo Poderosa apiladas en 9 grupos de 24.

Se realiza el pesaje de las 9 muestras antes y después del sacudido.

**Figura 114**

*Pesaje de las muestras de campanas modelo Poderosa.*



*Nota:* a) Pesaje de campanas antes del sacudido. b) Pesaje de campanas después del sacudido.

Para realizar el sacudido de las muestras se debe configurar manualmente en el Sacudidor los parámetros indicados en la Tabla (76), siguiendo el orden de los experimentos establecidos en la Tabla (77).

**Tabla 76**

*Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Poderosa.*

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	2 m	2:30 m	3 m
Revoluciones	300 rpm	325 rpm	350 rpm

**Tabla 77**

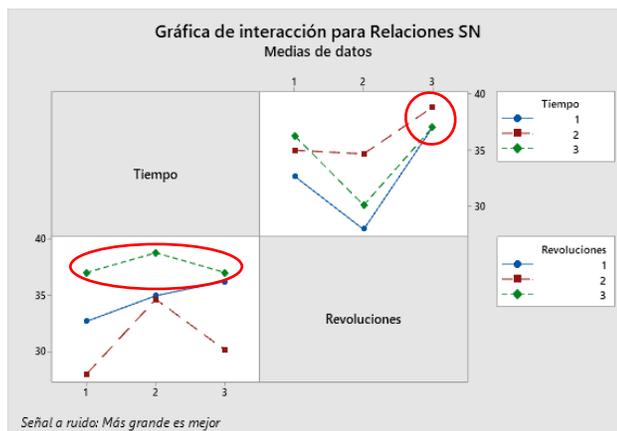
*Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Poderosa*

Modelo de campana: Tolentino Gris							
Experimento	Tiempo	Revoluciones	Cantidad	Peso de la muestra (g)		Diferencia de peso (g)	
				A.S	D.S		
1	1	1	25	3141	3098	43	
2	1	2	25	2908	2883	25	
3	1	3	25	3035	2964	71	
4	2	1	25	3099	3043	56	
5	2	2	25	3033	2979	54	
6	2	3	25	3111	3024	87	
7	3	1	25	3133	3068	65	
8	3	2	25	3027	2995	32	
9	3	3	25	3061	2990	71	

Con los valores registrados se procede a analizar el DOE de tipo Taguchi en Minitab.

**Figura 115**

*Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Poderosa*



*Nota:* La gráfica muestra las interacciones entra la variable Tiempo y Revoluciones para los ensayos realizados para el modelo de campana Poderosa.

## Análisis

Examinando la Figura (115) se observa que en el cuadro de los tiempos (esquina superior derecha) los mayores valores de disminución de polvo suceden en el tiempo 2 de 2:30 minutos, además que existe un agrupamiento de los valores alrededor de la velocidad 3 de 350 RPM. En tanto que en el cuadro de la velocidad (esquina inferior izquierda) se evidencia que para la velocidad 3 de 350 RPM se dan los mejores niveles de reducción de polvo teniendo un punto máximo para el tiempo 2, en esta gráfica los valores se encuentran dispersos es decir no hay proximidad en los niveles de disminución de polvo.

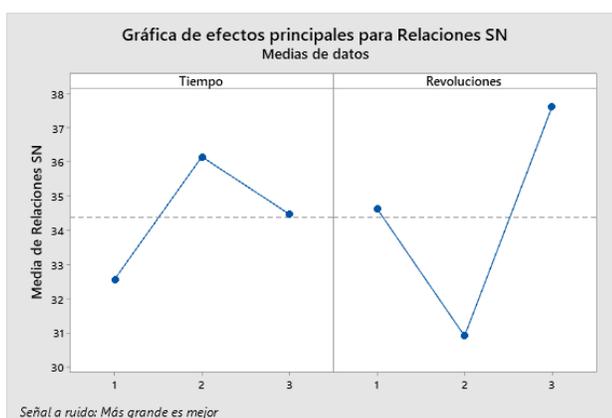
Finalmente, en la Figura (116) se observan los resultados de las medias calculadas donde se verifica el análisis realizado y se obtiene que los parámetros de tiempo y velocidad deben ser establecidos en los niveles 2 y 3 respectivamente ya que esta configuración produce mejores resultados en la disminución del polvo, estos valores serán configurados en el programa de la HMI para el uso cotidiano de los trabajadores cada vez que se requiera procesar campanas de modelo Huomo.

**Figura 116**

*Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Poderosa*

**Tabla de respuesta para medias**

Nivel	Tiempo	Revoluciones
1	46,33	54,67
2	65,67	37,00
3	56,00	76,33
Delta	19,33	39,33
Clasificar	2	1

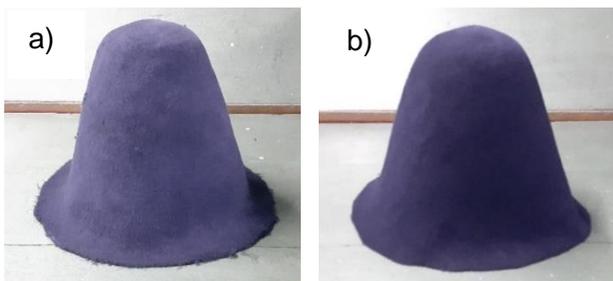


*Nota:* La tabla y gráfica muestran el valor promedio de la cantidad de polvo disminuido para cada uno de los niveles asignados 1 (bajo), 2 (medio) y 3 (alto) a los factores Tiempo y Revoluciones.

A continuación, se presenta la comparación visual de una campana de fieltro modelo Poderosa antes y después del sacudido.

**Figura 117**

*Campana modelo Poderosa Antes del sacudido vs Después del sacudido.*



*Nota:* a) Campana antes del sacudido. b) Campana después del sacudido. Además de la disminución de peso de polvo la campana debe aprobar la inspección visual realizada por el Área de Calidad.

### ***Modelo Campesina***

Empezamos separando las 9 muestras de campanas de fieltro a procesar el Área de Producción para el modelo Campesina recomienda 20 campanas por muestra.

**Figura 118**

*Muestras empleadas en los experimentos del DOE para el modelo de campana Campesina.*

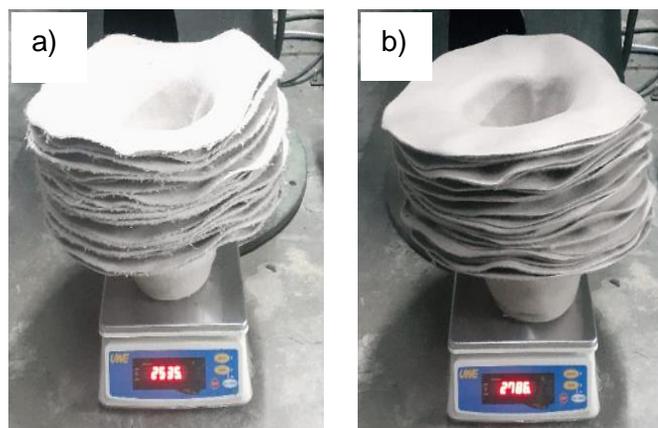


*Nota:* Muestras de campanas modelo Campesina apiladas en 9 grupos de 20.

Luego se debe pesar cada muestra antes de sacudir y volver a pesar después del sacudido para cuantificar la reducción de polvo. Se repite este procedimiento con las 9 muestras y se registran los valores medidos.

Figura 119

*Pesaje de las muestras de campanas modelo Campesina.*



*Nota: a) Pesaje de campanas antes del sacudido. b) Pesaje de campanas después del sacudido.*

Para realizar el sacudido de las muestras se debe configurar manualmente en el Sacudidor los parámetros indicados en la Tabla (78), siguiendo el orden de los experimentos establecidos en la Tabla (79).

Tabla 78

*Tabla de factores y niveles a emplear en el DOE para evaluar el modelo de campana Campesina.*

Factores	Niveles		
	1	2	3
Tiempo	50 s	1:10 m	1:30 m
Revoluciones	300 rpm	325 rpm	350 rpm

Tabla 79

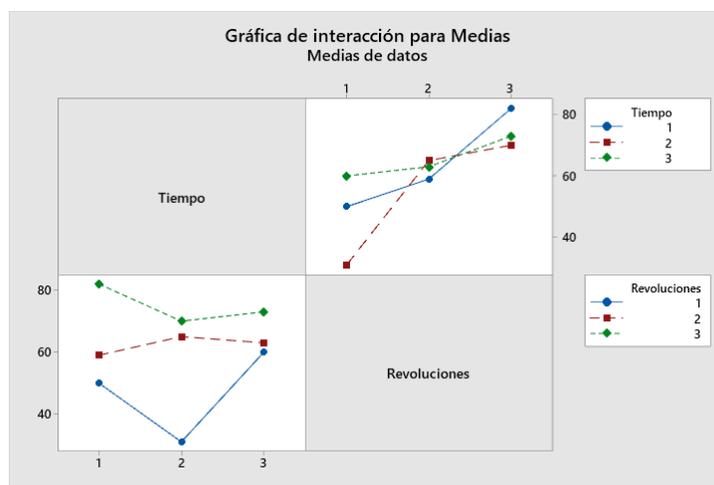
*Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Campesina.*

Modelo de campana: Campesina							
Experimento	Tiempo	Revoluciones	Cantidad	Peso de la muestra (g)		Diferencia de peso (g)	
				A.S	D.S		
1	1	1	20	3090	3040	50	
2	1	2	20	3064	3005	59	
3	1	3	20	3065	2983	82	
4	2	1	20	3042	3011	31	
5	2	2	20	3029	2964	65	
6	2	3	20	3064	2994	70	
7	3	1	20	3078	3018	60	
8	3	2	20	3060	2997	63	
9	3	3	20	3082	3009	73	

Con los valores registrados se procede a analizar el DOE de tipo Taguchi en Minitab donde se requiere emplear una relación de señal a ruido de tipo “Mientras más grande es mejor” ya que nuestra variable de salida analizada es la diferencia de polvo en peso en las muestras antes y después del sacudido, por lo que nos interesa que esta variable de salida sea lo mayor posible, es decir que haya una alta disminución del peso de polvo.

**Figura 120**

*Gráfica de interacción para Medias del DOE para el modelo de campana Campesina.*



*Nota:* La gráfica muestra las interacciones entre la variable Tiempo y Revoluciones para los ensayos realizados para el modelo de campana Campesina.

### **Análisis**

Examinando la Figura (120) se observa que en el cuadro de los tiempos (esquina superior derecha) existe una agrupación de valores similares de reducción de polvo para los tiempos 2 y 3, esto es bueno porque indica cierto grado de repetibilidad en el proceso de sacudimiento, sin embargo, los mayores valores de reducción de polvo se registran para el tiempo 3 de 1:30 m. En tanto que en el cuadro de la velocidad (esquina inferior izquierda) se evidencia claramente que a la velocidad de sacudimiento 3 de 350RPM se dan los mejores niveles de reducción de polvo, obteniéndose un punto

máximo pero aislado en el tiempo 1, sin embargo, se nota mayor proximidad en los valores de reducción de polvo en el tiempo 3.

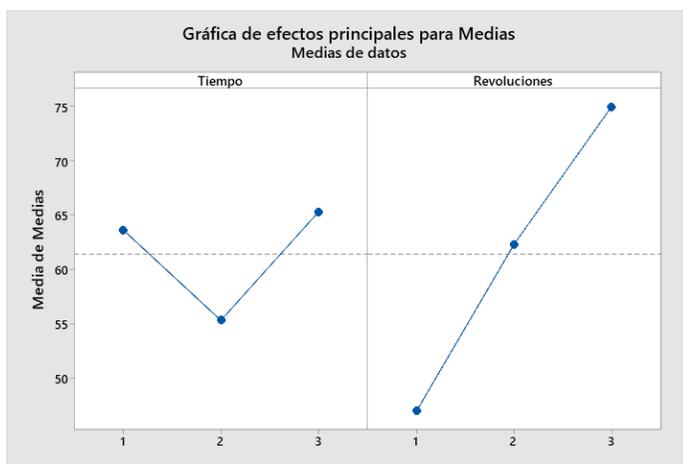
Finalmente, en la Figura (121) se observan los resultados de las medias calculadas donde se verifica el análisis realizado y se obtiene que los parámetros de tiempo y velocidad deben ser establecidos en los niveles 3 y 3 respectivamente ya que esta configuración produce mejores resultados en la disminución del polvo, estos valores serán configurados en el programa de la HMI para el uso cotidiano de los trabajadores cada vez que se requiera procesar campanas de modelo Campesina.

**Figura 121**

*Gráfica de efectos principales para Medias del DOE para modelo de campana Campesina.*

**Tabla de respuesta para medias**

Nivel	Tiempo	Revoluciones
1	63,67	47,00
2	55,33	62,33
3	65,33	75,00
Delta	10,00	28,00
Clasificar	2	1

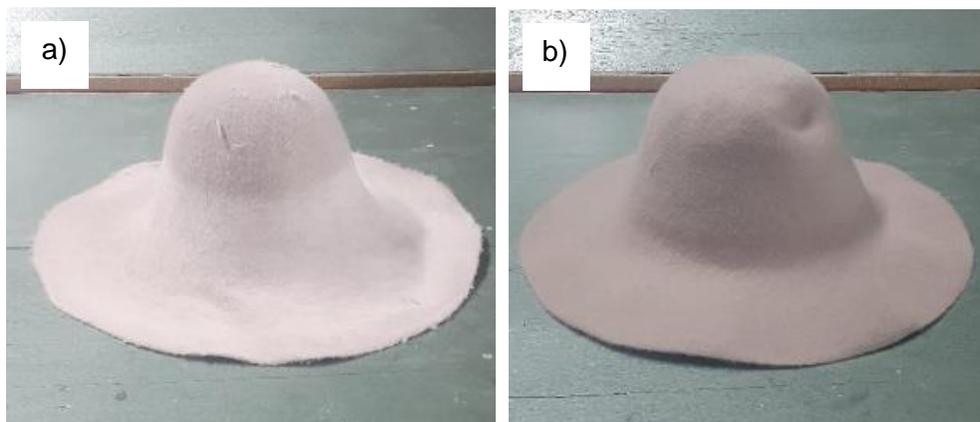


*Nota:* La tabla y gráfica muestran el valor promedio de la cantidad de polvo disminuido para cada uno de los niveles asignados 1 (bajo), 2 (medio) y 3 (alto) a los factores Tiempo y Revoluciones.

A continuación, se presenta la comparación visual de una campana de fieltro modelo Campesina antes y después del sacudido.

Figura 122

Campana modelo Campesina Antes del sacudido vs Después del sacudido.



Nota: a) Campana antes del sacudido. b) Campana después del sacudido. Además de la disminución de peso de polvo la campana debe aprobar la inspección visual realizada por el Área de Calidad.

### Pruebas de Rendimiento

Se realizó una prueba comparativa de rendimiento entre el antiguo y el nuevo Sacudidor para comprobar la capacidad de reducción de polvo en ambos, el procedimiento consistió en tomar 4 muestras de campanas por cada sacudidor e igualar la configuración de parámetros del nuevo sacudidor a los parámetros de trabajo del antiguo. A continuación, se presentan las mediciones en la Tabla (80).

Tabla 80

Datos de reducción de polvo Antiguo Sacudidor vs Nuevo Sacudidor.

<b>Modelo: Tolentino</b>							
<b>Tiempo: 50 segundos</b>							
<b>Cantidad: 25 campanas</b>							
<b>Velocidad: 340 RPM</b>							
<b>Antiguo Sacudidor</b>				<b>Nuevo Sacudidor</b>			
<b>Peso inicial (g)</b>	<b>Peso sacudido (g)</b>	<b>Diferencia (g)</b>	<b>Característica de calidad</b>	<b>Peso inicial (g)</b>	<b>Peso sacudido (g)</b>	<b>Diferencia (g)</b>	<b>Característica de calidad</b>
3379	3312	67	3	3438	3364	74	4
3324	3264	60	3	3452	3378	74	4
3336	3276	60	3	3430	3358	72	4
3362	3314	55	3	3472	3398	74	4
<b>Promedio</b>		60.5		<b>Promedio</b>		73.5	

Nota: Los datos de este experimento serán empleados en el cálculo del rendimiento para el nuevo Sacudidor.

$$\eta = \left( \frac{\text{Valor final} - \text{Valor inicial}}{\text{Valor inicial}} \right) \times 100 \%$$

$$\eta = \left( \frac{73.5 - 60.5}{60.5} \right) \times 100 \% = 21.49 \%$$

## Resultados

### ***Definición de parámetros de sacudimiento***

Una vez determinados los valores óptimos para los parámetros de velocidad y tiempo de sacudimiento para cada modelo de campana del cual se pudo disponer, el Departamento de Producción de la empresa, realizó una nueva agrupación de los modelos de campanas según características de: tipo de engomado, tamaño, gramaje, etc. Con esta información se pudo extrapolar los resultados obtenidos en los modelos: Huomo, Tolentino, Poderosa y Campesina para los modelos restantes que no pudieron ser procesados en el Sacudidor por falta de disponibilidad. De esta manera se pudo configurar totalmente la pantalla HMI del Sacudidor con los programas de sacudimiento correspondientes a cada modelo y a los cuales el Operador tiene acceso mediante el modo de trabajo Automático. Estos grupos de campanas y sus parámetros se detallan a continuación.

**Tabla 81**

*Parámetros de sacudimiento para modelos de campana con engomado duro.*

<b>Engomado Duro</b>				
<b>Campana</b>	<b>Código</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Velocidad (RPM)</b>
<b>MUSTANG</b>	MU	18	40	260
<b>DALLAS</b>	DA	18	40	260
<b>MEXICANA</b>	MX	18	40	260

*Nota:* Los parámetros han sido configurados en la HMI del Sacudidor en el grupo Engomado Duro.

Tabla 82

*Parámetros de sacudimiento para modelos de campana con engomado suave.*

<b>Engomado Suave</b>				
<b>Campana</b>	<b>Código</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Velocidad (RPM)</b>
<b>TEXAS</b>	TE	20	90	325
<b>BILLY</b>	BY	20	90	325
<b>HUOMO</b>	HU	20	90	325
<b>CAMPESINA</b>	CA	25	90	350
<b>TOLENTINO</b>	TO	25	90	350

*Nota:* Los parámetros han sido configurados en la HMI del Sacudidor en el grupo Engomado Suave.

Tabla 83

*Parámetros de sacudimiento para modelos de campana sin engomado.*

<b>Sin Goma</b>				
<b>Campana</b>	<b>Código</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Velocidad (RPM)</b>
<b>SALASACA</b>	SS	25	150	350
<b>SALASAQUITA</b>	SQ	25	150	350
<b>PODEROSA</b>	PD	25	150	350
<b>RIOBAMBEÑA</b>	RB	25	150	350
<b>YASUNI</b>	YS	25	150	350
<b>HUOMO</b>	HU	25	150	350
<b>CAMPESINA</b>	CA	25	150	350
<b>TOLENTINO</b>	TO	25	150	350
<b>COLOMBIANA</b>	CO	25	150	350

**El tiempo depende mucho del tipo de color**

*Nota:* Los parámetros han sido configurados en la HMI del Sacudidor en el grupo Sin Engomar.

### **Cumplimiento de requerimientos**

Se emplea la tabla de características técnicas ordenadas por mayor prioridad que se desarrolló al inicio del proyecto de diseño y construcción del Sacudidor para determinar el grado de cumplimiento de los requerimientos solicitados, y el parámetro que permite medirlo o verificarlo para conocer si la consecución del objetivo fue satisfactoria.

Tabla 84

Orden de experimentos y resultados para el modelo de campana Campesina.

Nº	Característica	Ponderación	Verificación
1	Porcentaje de reducción de polvo y aprobación de inspección visual	14,4	Reducción promedio de peso de polvo en campanas sacudidas por ciclo en 73.5 gramos y aprobación de inspección visual
2	Velocidad de extracción de aire en ductos (entre 20 a 25 m/s)	11,9	Velocidad previa: 3149.61 FPM o 16 m/s Velocidad deseada: 4921.21 FPM o 25 m/s Velocidad registrada: 6000 FPM o 30.48 m/s
3	Capacidad de procesamiento: de 15 a 30 campanas	11,4	Aumento en el rendimiento de desprendimiento de polvo en 21.49%
4	Eficacia en la extracción de aire, caudal extraído, velocidad de extracción	10,8	Velocidad de extracción en campanas previa: 492.13 FPM o 2.5 m/s Velocidad de extracción en campanas registrada: 1000 FPM o 5.08 m/s
5	Sentido de giro del eje, velocidad de giro, tiempo de funcionamiento configurables	10,3	Configurabilidad mediante HMI
6	Funcionalidad, mantenimiento de la máquina, tiempo de vida útil	8,9	Fácil y rápida limpieza y mantenimiento
7	Grado de automatización de la máquina	8,5	Semiautomático
8	Volumen de espacio ocupado por la máquina	8,5	Dimensiones: 2.1 x 1.5 x 2 m Volumen de cámara de antiguo sacudidor de 0.90 m <sup>3</sup> Volumen de cámara de nuevo sacudidor de 1.05 m <sup>3</sup>
9	Modularidad en el diseño mecánico, tiempo de ensamblaje	8	Fácil ensamblado y desensamblado, juntas empernadas
10	Tiempo de aprendizaje de uso de interfaz, tiempo de calibración y arranque de la máquina, tiempo de resolución de problemas	7,3	Capacitación al personal: 2 horas Calibración y arranque: 1 min

En la Tabla (84) se destaca que la verificación de los requerimientos está dada por un parámetro técnico, el cual está basado en todos los datos y mediciones recolectados a lo largo del desarrollo del presente proyecto, y cuya justificación se detalla en los capítulos anteriores. Esta característica técnica permite dimensionar o cuantificar mejor el grado de satisfacción de los requerimientos para obtener conclusiones, analizar resultados y plantear posibles mejoras, sin embargo, para definir si el requerimiento llegó

a cumplirse satisfactoriamente se puede emplear la Tabla (85) que contiene información del cumplimiento de los requerimientos sin contemplar ningún orden de prioridad.

**Tabla 85**

*Lista de requerimientos y estados de cumplimiento.*

<b>Nº</b>	<b>Requerimientos</b>	<b>Cumplimiento</b>
<b>1</b>	Mantener o aumentar la capacidad de producción actual	Cumple
<b>2</b>	Eliminar el polvo de las campanas de manera eficaz	Cumple
<b>3</b>	Aumento de velocidad de extracción de aire en los ductos	Cumple
<b>4</b>	Apertura, cierre de compuertas e ingreso de campanas de forma automática	Cumple
<b>5</b>	Configuración de parámetros de funcionamiento adaptable a las necesidades	Cumple
<b>6</b>	Las dimensiones de la máquina deben respetar y no exceder el espacio disponible y designado en el lugar de trabajo	No cumple
<b>7</b>	La máquina debe contar con 2 campanas de extracción para mayor rendimiento	Cumple
<b>8</b>	La máquina debe estar constituida por partes pequeñas que puedan ingresar y ser ensambladas en la empresa	Cumple
<b>9</b>	Requerimientos mecánicos de forma de la máquina, materiales de construcción, ubicación de los elementos	Cumple
<b>10</b>	Que la máquina sea intuitiva y fácil de usar por el operario	Cumple

## CAPÍTULO 6

### Conclusiones y Recomendaciones

En el presente capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones a las que se llegó una vez finalizado el diseño y construcción del Sacudidor de campanas de fieltro.

#### Conclusiones

- Se construyó una cámara de sacudimiento con un volumen aproximado de 1.05 m<sup>3</sup>, lo cual ayudó a aumentar la cantidad de campanas procesadas por ciclo de sacudimiento hasta un 25% o 50% dependiendo del modelo, con una superficie interior casi completamente lisa sin demasiadas ranuras y rugosidades, lo cual ayuda al deslizamiento y simultáneo golpeteo de las campanas al interior de la cámara de sacudimiento.
- Se implementó un mecanismo de ingreso de campanas al Sacudidor mediante una rampa móvil que a partir de un movimiento rápido del pistón acoplado y con ayuda de la gravedad provoca el deslizamiento de todo el peso de las campanas hacia el interior de la cámara. Por otra parte, la extracción de campanas de la cámara se produce mediante la apertura de la compuerta de salida a partir de un movimiento rápido del pistón acoplado sumado al giro de las paletas que realizan el empuje de las campanas hacia el exterior.
- Se realizó el dimensionamiento completo del sistema de extracción de polvo en el Área de Terminado de la empresa Yanapi S.A y se verificaron los cálculos y comportamientos de las variables de presión y caudal en las diferentes máquinas conectadas al sistema, esto permitió dimensionar un ventilador más potente que cubriera la demanda actual de 6000 cfm y además la demanda esperada con la implementación del nuevo sacudidor de 7000 cfm, de los cuales

1400 corresponden al nuevo sacudidor distribuidos en 700 CFMs para cada campana de extracción superior e inferior y una demanda futura por posibles ampliaciones. Las características del nuevo ventilador instalado en el sistema de extracción de polvo se mencionan a continuación:

- Caudal: 7000 CFM
  - Presión estática: 103 mmwg
  - Presión dinámica: 4.13 mmwg
  - Eficiencia: 78%
- Se aplicó la metodología de Ashby para la selección de un material que cumpla los requerimientos de peso, resistencia al impacto y buena maquinabilidad para la fabricación de las paletas de sacudimiento, las cuales se ven sometidas a un pronto desgaste en otros materiales como la madera tratada, además se empleó acero inoxidable 304 para la construcción de la cámara de sacudimiento por sus propiedades de rigidez, durabilidad, resistencia a la abrasión y menor acumulación de electricidad estática que se produce debido a la manipulación de las campanas de fieltro.
  - Se desarrolló una metodología de evaluación de parámetros de sacudimiento para cada modelo de campana basado en un diseño de experimentos (DOE) de tipo Taguchi que emplea una matriz ortogonal L9, es decir que requiere 9 ensayos o experimentos para presentar resultados significativos, donde se definieron 2 factores a evaluar: Tiempo y Velocidad de sacudimiento con 3 niveles cada uno (bajo, medio, alto), esta metodología ayuda a estandarizar el proceso de evaluación para ser empleado con nuevos modelos de ser necesario o repetir los ensayos con los modelos existentes y facilita la calibración de la máquina para configurar el programa de control al que tienen acceso los operarios mediante la HMI.

- Se desarrolló un programa de control en función de los requerimiento del Área de Producción, donde se configuró un modo Manual que ayuda al primer tipo de usuario “Operario” a verificar el funcionamiento de los componentes que integran al Sacudidor como compuertas, rampa y paletas, además permite configurar los parámetros de sacudimiento sin ningún tipo de restricción para realizar nuevos ensayos con nuevos modelos si se encuentran disponibles, también se configuró un modo Automático donde la participación del operario se reduce ya que solamente puede maniobrar el Sacudidor con parámetros preestablecidos por un segundo tipo de usuario “Administrador”, este último con acceso para alterar los registros de los parámetros de sacudimiento y aumentar o reducir modelos de campanas si así se requiere.

### **Recomendaciones**

- Para disminuir los tiempos muertos por limpieza de la máquina, se recomienda distribuir las partidas de producción en los dos sacudidores disponibles de acuerdo al color, es decir utilizar la máquina construida para campanas de colores oscuros, mientras que las de colores claros se pueden sacudir en la máquina antigua todavía disponible en la planta.
- Para optimizar el uso de la máquina y obtener los mejores resultados de sacudido, es recomendable realizar pruebas con la metodología desarrollada en el presente documento para la totalidad de los productos fabricados en Yanapi S.A, se pueden incluir en el análisis otros factores como el color de las campanas o su gramaje.
- Para obtener una representación real del valor agregado que proporciona la máquina construida al producto final, se recomienda hacer un seguimiento y

comparación de calidad a las campanas terminadas, considerando cuál de las dos máquinas que dispone la empresa para realizar este proceso fue utilizada.

### **Trabajos Futuros**

- Ampliar el alcance de la red de comunicación implementada para mantener un control centralizado sobre toda el área de terminado de Yanapi S.A. Utilizando unidades de expansión en el PLC, se puede controlar todas las máquinas del área y obtener información de producción de procesos anteriores y posteriores al sacudimiento.
- Una consideración adoptada al inicio del proyecto fue la posibilidad por parte de Yanapi S.A de realizar la construcción de dos máquinas sacudidoras, tomando en cuenta los altos tiempos de mantenimiento que requiere la máquina que realizaba este proceso.
- Implementar un sistema más eficiente de transporte de las campanas de fieltro dentro del área, pues su manipulación constante generalmente ocasiona que se adhieran nuevamente residuos de polvo y pelusa a las campanas ya sacudidas.

## CAPÍTULO 6

### Referencias

- Air Academy Associates. (s. f.). *QFD Online*. Recuperado 5 de marzo de 2022, de <http://www.qfdonline.com/templates/3f2504e0-4f89-11d3-9a0c-0305e82c2899/>
- Altahona Utria, A., & Gutiérrez Pertuz, C. E. (2001). Diseño y construcción de un sistema de extracción, separación y recolección del polvillo de piedras trituradas para la empresa Corpisos S.A.  
<http://biblioteca.utb.edu.co/notas/tesis/0000620.pdf>  
<https://repositorio.utb.edu.co/handle/20.500.12585/597>
- Angulo, S. (s. f.). *Yanapi fabrica sombreros con tradición de 7 décadas*. Recuperado 30 de diciembre de 2021, de <http://www.revistalideres.ec/lideres/yanapi-fabrica-sombreros-tradicion-decadas.html>
- Antón, M., Giménez, B., Cabanes, C., & Clemente, T. (s. f.). *CÁLCULO DEL CIRCUITO QUE ALIMENTA UN MOTOR ELÉCTRICO*. 6.
- Automotriz, I. Y. M. (2020, mayo 19). ¿Qué es la fuerza de impacto y cómo se calcula? *INGENIERÍA Y MECÁNICA AUTOMOTRIZ*.  
<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-la-fuerza-de-impacto-y-como-se-calcula/>
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8.<sup>a</sup> ed.). Mc Graw Hill. <https://galleton.net/index.php/es/libros-pdf/libros-de-ingenieria/item/19294-diseno-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-octava-edicion-pdf-richard-g-budynas>
- Buenache Vega, A. J. (2010). *Tecnología neumática: Teoría, diseño y simulación de componentes y circuitos para la docencia interactiva vía web*. <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/10078>

- Córdova, R. (2018). *Análisis de la respuesta vibratoria de un turboreactor* [Instituto Politécnico Nacional].  
<https://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/24192/1/Tesis%20An%C3%A1lisis%20de%20la%20respuesta%20vibratoria%20de%20un%20turboreactor..pdf>
- Crean, J. F. (1962). Hats and the Fur Trade. *The Canadian Journal of Economics and Political Science / Revue canadienne d'Economie et de Science politique*, 28(3), 373-386. <https://doi.org/10.2307/139669>
- DIPAC. (s. f.). *Eje AISI 4340 (705)*. Dipac Manta S.A. Recuperado 20 de abril de 2021, de <http://www.dipacmanta.com/aisi-4340>
- Distritec. (2013). *¿CUÁNDO DEBO REALIZAR EL MANTENIMIENTO DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS?* <https://www.distritec.com.ar/cuando-debo-realizar-el-mantenimiento-de-los-cilindros-neumaticos/>
- Distrito Federal, de M. (s. f.). *NORMAS TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS*.  
<http://www.ordenjuridico.gob.mx/Estatal/DISTRITO%20FEDERAL/Normas/DFNORM11.pdf>
- Escorsa, P., & Valls, J. (2009). *Tecnología e innovación en la empresa*. UPC.
- Ferdinand P. Beer (Ed.). (2013). *Vector mechanics for engineers. Statics and dynamics* (10th ed). McGraw-Hill.
- FESTO. (2013). *Vida útil de productos en Festo*. <https://docplayer.es/19548175-Vida-util-de-productos-en-festo.html>
- Graessler, I., & Hentze, J. (2020). The new V-Model of VDI 2206 and its validation. *At - Automatisierungstechnik*, 68(5), 312-324. <https://doi.org/10.1515/auto-2020-0015>
- Haro Rosado, F. J. (2015). *Diseño de un sistema de extracción para evacuación de vapores de ácido en un área de recarga de baterías para montacargas eléctricos*. <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/30651>

- Ivester, L., & Neefus, J. (1998). Industria de productos textiles. En *ENCICLOPEDIA DE SALUD Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO* (1.<sup>a</sup> ed.). Chantal Dufresne, BA.  
<https://www.insst.es/documents/94886/161971/Cap%C3%ADtulo+89.+Industria+de+productos+textiles>
- Jacho Loachamin, E. M. (2016). *Rediseño de la red de aire comprimido de la empresa gráfica Imprenta Don Bosco C.S.P.*  
<http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/12441>
- LAPPGROUP. (s. f.). *Propiedades del motor: Tabla de selección de tamaño AWG por NEC.*  
[https://t3.lappcdn.com/fileadmin/DAM/Lapp\\_Mexico/Apendice/312\\_Tabla\\_T10\\_Seleccion\\_VFD.pdf](https://t3.lappcdn.com/fileadmin/DAM/Lapp_Mexico/Apendice/312_Tabla_T10_Seleccion_VFD.pdf)
- Latincasa. (2012). *Selección de calibre en cables para la construcción.*  
<https://www.latincasa.com.mx/pdf/home/d-seleccion-de-calibre-en-cables-para-construccion.pdf>
- Magi Pneumatic. (2019, enero 23). *Cilindros normalizados ISO 15552—Magi Pneumatic Cilindros ISO.* <https://www.magipneumatic.com/es/cilindros-normalizados-iso-15552/>
- Mott, R. L. (2018). *Machine elements in mechanical design* (Sixth edition). Pearson.
- Nivelo Chalco, J. P., & Ugalde Pachecho, J. E. (2011). *Diseño de un sistema de extracción de polvo para la empresa INSOMET (división TELARTEC, productora de telas de poli-algodón) perteneciente al Grupo Empresarial Gerardo Ortiz Cía. Ltda.* <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/1440>
- Ortiz, D., & Villacís, J. C. (2009). *REDISEÑO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO, TRATAMIENTO, TRANSPORTE Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO PARA EL ÁREA DE PINTURAS Y RESINAS DE LA FÁBRICA PINTURAS*

CÓNDOR S.A [Escuela Politécnica Nacional].

<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1185/1/CD-2634.pdf>

Reyes, K. G. (2015). La innovación como estrategia de la industria textil “transformando para subsistir”: Una alternativa para el Ecuador. *Tlatemoani: revista académica de investigación*, 20, 122-145.

Reynolds, W., & Rand, R. (2003). *The Cowboy Hat Book*. Gibbs Smith.

RODAVIGO. (s. f.). *Soportes de pie partido con rodamiento de bolas*.

<https://rodavigo.net/catalogos/SKF/13%20Soportes%20con%20rodamiento%20de%20bolas%20ISO/08%20Soportes%20de%20pie%20partido%20con%20rodamiento%20de%20bolas.pdf>

Services, D. of H. and H., Prevention, C. for D. C. and, & Health, N. I. for O. S. and.

(2013). *Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing*.

Soler & Palau. (s. f.). *Manual de Ventilacion*. Recuperado 23 de agosto de 2021, de

<http://www.solerpalau.co/home/wp-content/uploads/2020/02/Manual-de-Ventilacion-SP.pdf>

Sullivan, J. (s. f.). *Fluid Power—Theory and Applications* (3.<sup>a</sup> ed.). Prentice Hall Inc.

<https://libgen.lc/ads.php?md5=D79366F95542AD64151E93B04645723E>

Telemecanique. (s. f.). *Control de potencia: Elección de un contactor*.

[https://llamados.ancap.com.uy/docs\\_concursos/ARCHIVOS/2%20LLAMADOS%20FINALIZADOS/2018/REF.%2018-2018%20-%20OFICIAL%20TALLER%20B%20-%20PLANTA%20PAYSAND%20C3%9A%20-%20PERFIL%20ELECTRICIDAD/MATERIAL%20DE%20ESTUDIO/ELECCI%20C3%93N%20DE%20UN%20CONTACTOR.PDF](https://llamados.ancap.com.uy/docs_concursos/ARCHIVOS/2%20LLAMADOS%20FINALIZADOS/2018/REF.%2018-2018%20-%20OFICIAL%20TALLER%20B%20-%20PLANTA%20PAYSAND%20C3%9A%20-%20PERFIL%20ELECTRICIDAD/MATERIAL%20DE%20ESTUDIO/ELECCI%20C3%93N%20DE%20UN%20CONTACTOR.PDF)

White, G. (2010). *Introducción al análisis de vibraciones*. Azima DLI.

<https://termogram.com/images/pdf/analisis-vibraciones/introduccion-al-analisis-de-vibraciones-azima-dli.pdf>

Yoon, Y. H., & Brimblecombe, P. (2000). *Clothing as a source of fibres within museums*. 1(4), 445-454.

Zuñiga, P. (2018, junio 16). *Viscosidad cinemática de aire y agua*. Weis, O. (2019, 12 septiembre). *All about Modbus RTU protocol: advanced Modbus RTU communication guide*. Virtual Serial Port Driver. <https://www.virtual-serial-port.org/articles/modbus-rtu-guide/>

(S/f). Abb.com. Recuperado el 21 de julio de 2022, de [https://library.e.abb.com/public/3c8c6aeae757c113c1256d28004110e1/Technical\\_Guide\\_No\\_7.pdf](https://library.e.abb.com/public/3c8c6aeae757c113c1256d28004110e1/Technical_Guide_No_7.pdf)

INELDEC SAS. (2022, 4 junio). *Breaker 20A Eléctrico Interruptor termomagnético enchufable*. Paneles Solares Colombia Lamparas Solares Ingeniería Eléctrica Energía Solar Baterías Solares Cucuta Materiales. <https://ineldec.com/producto/breaker-electrico-20-amp-interruptor-termomagnetico-enchufable/>