

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE CRECIMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE
COMPRIMIDO PARA UNA INDUSTRIA DE COMFORMADO DE ELEMENTOS
DE FIJACIÓN

Por

Esteban Alexis Arce Tapia (1843134)

Como requisito para optar por el título de
Ingeniero Mecánico

Director: Jairo Antonio Valdés, PhD.

Facultad de Ingeniería
Ingeniería Mecánica



Universidad del Valle

Agosto 22 2024

RESUMEN

Industrias CATO es una empresa dedicada a la fabricación de elementos de fijación en la ciudad de Cali (Valle del Cauca). Esta empresa ha expresado su necesidad de expandir su red de aire comprimido aprovechando la infraestructura disponible.

El desarrollo de este proyecto se llevó a cabo en cuatro etapas: Descripción, Construcción, Proyección e Implementación. En la etapa inicial, se proporciona una descripción detallada de cómo opera el sistema, incluyendo el funcionamiento de las máquinas y su interconexión. La segunda etapa se centra en el modelado de los componentes y, consecuentemente, en la construcción del modelo correspondiente. La tercera etapa se enfoca en la proyección del crecimiento de la empresa. Además, se detalla la ubicación y el funcionamiento de las nuevas máquinas que se incorporarán. Finalmente, la última etapa aborda la evaluación del modelo con todas las máquinas operando simultáneamente, incluida la adición de nueva maquinaria. También se incluyen propuestas para mejorar la eficiencia del aire comprimido en la empresa y se concluye con una estimación de los costos asociados con la generación de este aire.

Con base en los resultados obtenidos, se pudo dar respuesta a la consulta sobre la viabilidad de un crecimiento con la capacidad instalada actual de la empresa. Se logró comprender mejor el funcionamiento del sistema de aire comprimido, identificar áreas de mejora y optimizar la eficiencia operativa. En consecuencia, se proporcionó a Industrias CATO una estrategia sólida y fundamentada para mejorar su infraestructura de aire comprimido y enfrentar los desafíos operativos con mayor eficacia.

Palabras clave— Aire comprimido, Industrias CATO, Sistema, Modelo dinámico.

TABLA DE CONTENIDO

	Pag.
RESUMEN.....	I
LISTA DE FIGURAS	V
LISTA DE TABLAS	VII
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Marco conceptual	1
1.2 Identificación del problema.....	1
1.3 Justificación	2
1.3.1 Árbol del problema	2
1.3.2 Árbol de objetivos	3
1.4 Marco metodológico	4
2. OBJETIVOS	5
2.1 Objetivo General.....	5
2.2 Objetivos Específicos	5
3. MARCO TEÓRICO	6
3.1 Características del aire	6
3.1.1 Ley de Dalton.....	7
3.1.2 Propiedades físicas del aire.....	7
3.2 Psicrometría del aire.....	8
3.2.1 Humedad absoluta.....	8
3.2.2 Humedad relativa.....	9
3.2.3 Entalpía del aire	9
3.2.4 Temperatura de bulbo seco	10
3.2.5 Temperatura de rocío	10
3.2.6 Carta Psicrométrica	11
3.3 Producción del aire comprimido	12
3.3.1 Compresores de tornillos	13
3.3.2 Filtro	14
3.3.3 Secadores	14
3.3.4 Tipos de redes	15
3.4 Tuberías	16

3.4.1	Tubería principal	16
3.4.2	Tubería secundaria	16
3.4.3	Tubería de servicio	16
3.5	Flujo interno en tuberías	16
3.5.1	Cálculo de pérdidas de carga	17
3.6	Modelado analítico de sistemas dinámicos	21
3.6.1	Analogías entre un sistema eléctrico y un sistema de fluidos	21
3.6.2	Pasos para crear un modelo	22
3.6.3	Variables tipo A y tipo T	22
3.6.4	Ecuaciones de continuidad:	23
3.6.5	Ecuaciones de compatibilidad:	23
3.6.6	Ecuaciones constitutivas:	24
3.6.7	Elemento almacenador capacitivo	24
3.6.8	Elemento disipador	25
3.6.9	Parámetro R para fricción y accesorios	26
3.6.10	Conexiones serie y paralelo	27
3.7	Potencia eléctrica consumida	28
3.8	Potencia Neumática	29
3.9	Instrumentación	30
3.9.1	Anemómetro	30
3.9.2	Pinza galvanométrica	31
4.	ESTADO DE ARTE	32
5.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	35
5.1	Máquinas conectadas a la red de aire comprimido	37
5.1.1	Máquinas de roscado	37
5.1.2	Máquinas de cabeceo	38
5.1.3	Máquinas de empaquetado	39
5.2	Mediciones de demanda	40
5.2.1	Caudal	40
5.2.2	Presión	41
5.2.3	Resistencia al flujo válvula representativa	42
5.2.4	Resultados de las mediciones de operación	43
5.3	Medición de potencia eléctrica consumida	44
5.3.1	Resultados de la medición de la potencia eléctrica consumida	48
6.	CONSTRUCCIÓN DEL MODELO	50
6.1	Modelo dinámico del sistema	50
6.1.1	Propósito del modelo	50
6.1.2	Variables de interés	50
6.2	Modelado de componentes	51

6.2.1	Compresor:	52
6.2.2	Tanque pulmón:	52
6.2.3	Tuberías:	53
6.2.4	Pérdida asociada a las válvulas	53
6.2.5	Pérdida asociada a la operación de las máquinas	53
6.3	Ecuación constitutiva	54
6.3.1	Resistencia al flujo de la pérdida en la válvula:	54
6.3.2	Cálculo de Resistencia de pérdidas asociadas a la operación:	55
6.4	Modelo simplificado del sistema	56
6.4.1	Validación del modelo	56
6.5	Cálculo de la potencia neumática que debe entregar el compresor	60
6.5.1	Eficiencia del compresor	61
6.5.2	Evaluación del sistema con las máquinas actuales	63
7.	PROYECCIÓN HIPOTÉTICA DE CRECIMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL	64
7.1	Proyección hipotética de crecimiento	64
7.2	Nueva distribución hipotética del cuarto máquinas	64
7.2.1	Nuevas máquinas	65
7.3	Evaluación del sistema con las potenciales nuevas máquinas	67
8.	OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA	68
8.1	Costos económicos	68
8.2	Alternativas de mejora para el desempeño	68
8.2.1	Creación de una herramienta para la optimización	68
8.2.2	Diseño de un nuevo tanque pulmón	69
9.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	72
10.	ANEXOS	74
10.1	Datos meteorológicos de la ciudad de Cali	74
10.2	Resultados de pérdida de presión por conducción	75
10.3	Software del modelo	76
	Referencias	79

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA		Pag.
1.1	Árbol del problema	2
1.2	Árbol del objetivos	3
3.1	Carta Psicrométrica (ASHRAE)	12
3.2	Compresor de tornillo y sus partes	13
3.3	Representación de un sistema de aire comprimido Fuente: Adaptado de compressed Air Assessment Basics.....	15
3.4	Diagrama de Moody	19
3.5	Ejemplo de una conexión de nodo	23
3.6	Circuito básico como ejemplo	24
3.7	Relación general de resistencia del fluido	26
3.8	Conexión en serie y paralelo	28
3.9	Anemómetro	31
3.10	Pinza galvanométrica.....	31
5.1	Compresor de tornillo de la empresa	35
5.2	Tanque pulmón	36
5.3	Mapa de instalación del sistema	37
5.4	Máquina de roscado y funcionamiento del aire comprimido en la máquina	38
5.5	Máquina de cabeceo y funcionamiento del aire comprimido en la máquina	39
5.6	Máquina de empaquetado	40
5.7	Medición del caudal de operación	41

5.8	Medición de la presión de operación.....	42
5.9	Medición de la resistencia al flujo	43
5.10	Medición de corriente y voltaje en la entrada del motor del compresor ...	45
5.11	Datos nominales del motor.....	45
5.12	Medición 1.....	46
5.13	Medición 2.....	47
5.14	Medición 3.....	48
6.1	Circuito análogo a la red de tuberías.....	51
6.2	Representación del compresor en el modelo.....	52
6.3	Representación del tanque pulmón en el modelo	52
6.4	Representación de tuberías y la caída de presión de operación en el modelo	54
6.5	Resistencia al flujo en función de la apertura.....	55
6.6	Circuito eléctrico análogo a la red de tuberías de aire comprimido	56
6.7	Representación de la resistencia de la válvula y de operación	59
6.8	Circuito equivalente de todo el sistema	61
6.9	Relación potencia demandada vs eficiencia	62
7.1	Nuevo mapa de instalación con la nueva maquinaria	65
7.2	Representación gráfica de la cantidad máquinas.....	66
7.3	Máquina de Roscado y Cabeceo	66
8.1	Ábaco para diseñar tanques pulmón [20].....	70
10.1	Gráfica de temperatura de la ciudad de Cali	74
10.2	Humedad relativa de la ciudad de Cali.....	75

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA		Pag.
3.1	Resultados Psicrométricos del Aire usado en Cato	11
3.2	Valores de rugosidad para diferentes materiales Fuente: Adaptado de fundamentals of Fluid Mechanics. [7].....	20
3.3	Lista de coeficientes de pérdida para componentes de tubería Fuente: Adaptado de fundamentals of Fluid Mechanics. [7]	21
5.1	Resultados de medición de caudal y presión de operación en un dia representativo	44
5.2	Potencia eléctrica consumida medición 1.....	48
5.3	Potencia eléctrica consumida medición 2.....	49
5.4	Potencia eléctrica consumida medición 3.....	49
6.1	Valores de la resistencia de operación de las máquinas en cada zona	55
6.2	Valores de las resistencias	58
6.3	Comparación de los caudales de operación obtenidas por el modelo y experimentalmente.....	58
6.4	Resultados de la presión de la línea y la caída de presión después de la válvula	59
6.5	Comparación de presiones de operación obtenidas por el modelo y experimentalmente.....	60
6.6	Datos de potencia del compresor	62
6.7	Datos de caudal y resistencia para el sistema operando con las máquinas actuales	63
7.1	Datos de caudal y resistencia para el sistema con adición de la nuevas máquinas.	67
8.1	Costos de la potencia consumida	68

8.2	Costos de la potencia consumida con el compresor operando por ciclos ...	71
10.1	Datos para calcular el parámetro R de conducción.....	75
10.2	Resultados parámetro R de conducción	76

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Marco conceptual

En los últimos tiempos, el uso del aire comprimido en la industria ha experimentado un aumento significativo debido a su capacidad para adaptarse a cualquier tipo de sistema de trabajo organizado. Esto es posible gracias a su flexibilidad innata, lo que lo convierte en una opción adecuada para realizar tareas que son difíciles de llevar a cabo con otras fuentes de energía. [1]

Actualmente, el aire comprimido es esencial en la mayoría de las instalaciones industriales, convirtiéndolo en una de las cuatro principales utilidades de producción junto con el agua, el gas y la energía eléctrica. Una muestra de ello, es el equipamiento neumático que es utilizado ampliamente en gran variedad de industrias [1], como por ejemplo el sistema de empaquetado de Industrias CATO, empresa que será objeto de estudio para este proyecto.

Dicha empresa, es una fábrica vallecaucana con más de 50 años de experiencia en la fabricación de elementos de fijación estándar. Principalmente utilizan procesos de fabricación como laminado en frío, cementado, galvanoplastia, trefilación, control de calidad y empaquetado para producir sus productos [2].

1.2 Identificación del problema

Existen diversos problemas que pueden afectar la eficiencia de los sistemas de aire comprimido, tales como la falta de producción de aire comprimido libre, pérdidas de presión, fugas, y uso inadecuado [3]. Para Industrias CATO, estos problemas podrían ser motivo de preocupación, ya que su sistema de aire comprimido abastece a tres máquinas de empaquetado y a 31 máquinas en la zona de conformado. La empresa no conoce con exactitud el estado actual de la red de aire comprimido en relación con su capacidad máxima de producción, lo que dificulta la toma de decisiones para lograr el crecimiento futuro. Esta situación impide la incorporación de nueva maquinaria.

1.3 Justificación

El presente trabajo se centra en satisfacer la necesidad de la empresa Industrias CATO, la cual busca conocer si es posible expandir su sistema de aire comprimido actual sin afectar la eficiencia de las máquinas ya presentes. La razón detrás de este estudio es que la empresa planea adquirir nueva maquinaria neumática, y es necesario conocer si se podrían presentar inconvenientes en relación con la capacidad máxima del sistema actual, antes de tomar una decisión. Para esto, se llevará a cabo un análisis detallado del sistema de aire existente, evaluando todos los aspectos relevantes de operación, como la capacidad actual, la presión, entre otros. Esto con el fin de poder determinar si se puede adquirir las nuevas máquinas sin comprometer el rendimiento del sistema.

1.3.1 Árbol del problema

De acuerdo con el contexto actual de la problemática, se realiza el árbol del problema, identificando las causas y efectos del problema principal a resolver como se muestra en la Figura 1.1.

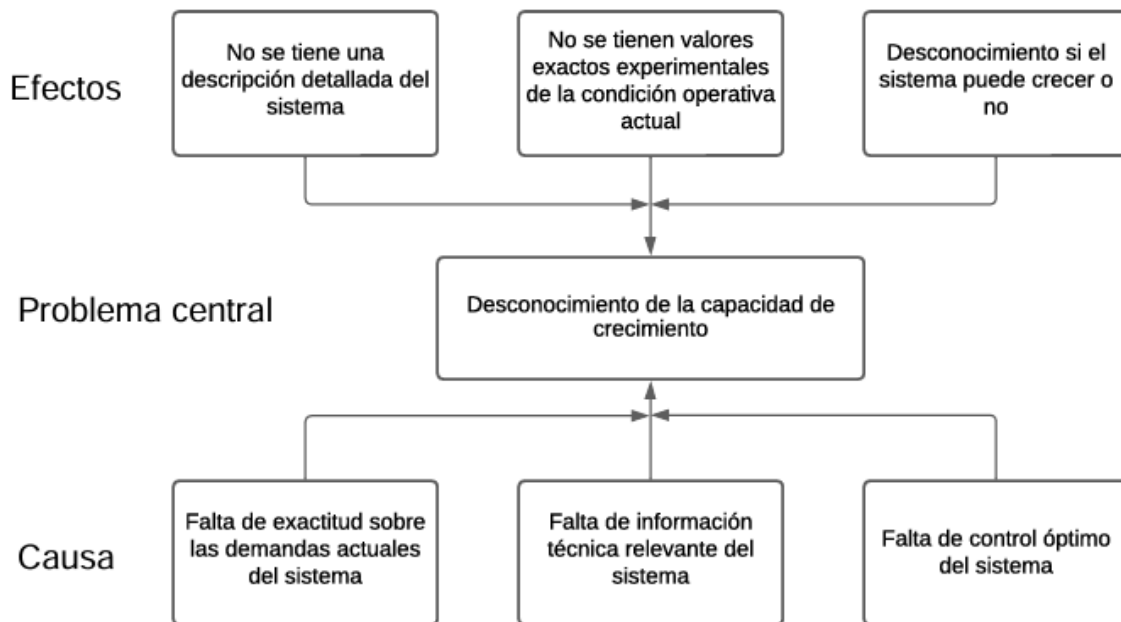


Figura 1.1: Árbol del problema

1.3.2 Árbol de objetivos

La Figura 1.2 representa el árbol de objetivos del presente trabajo, estableciendo los elementos clave y las metas a alcanzar en la investigación

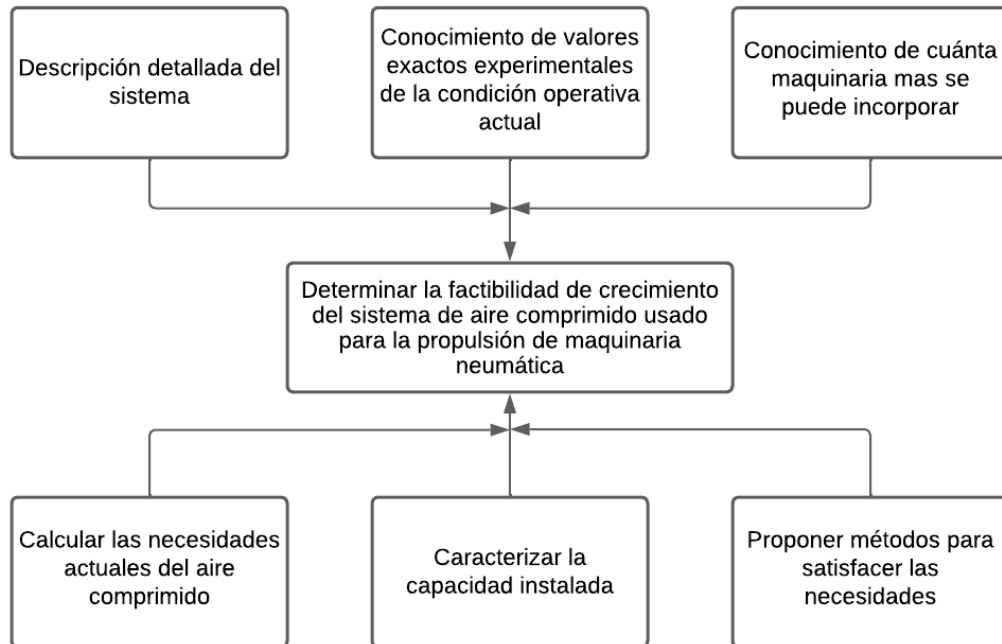


Figura 1.2: Árbol del objetivos

1.4 Marco metodológico

Esta sección presenta la metodología utilizada para el desarrollo de esta investigación basada en los objetivos específicos. De esta manera, se establecen las siguientes secciones: descripción del sistema, construcción del modelo, proyección hipotética de crecimiento y optimización del sistema.

Inicialmente, para la descripción del sistema, se llevaron a cabo visitas a Industrias Cato con el fin de conocer la distribución de la planta, familiarizarse con la maquinaria neumática y realizar experimentos para obtener el caudal y la presión con la que operan dichas máquinas, logrando obtener una conceptualización detallada del entorno de estudio.

Posteriormente, para la construcción del modelo, se empleó la teoría de modelado dinámico y se llevó a cabo su validación correspondiente. Una vez verificado el modelo, calculó la eficiencia del compresor cuando opera con las máquinas actuales.

Después, se realizó una proyección de un crecimiento hipotético, lo que permitió calcular la eficiencia del compresor bajo estas condiciones. De este modo, se pudo determinar si la empresa puede o no crecer de acuerdo con unas proyecciones hipotéticas.

Por último, se realizó una optimización del sistema planteando escenarios que Industria Cato podría utilizar, como la implementación de un software que permita predecir con qué eficiencia está operando el compresor. Además, se consideró la adquisición de un nuevo tanque pulmón y cómo este podría generar beneficios económicos para Industrias Cato.

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivo General

- Determinar la factibilidad de crecimiento del sistema de aire comprimido usado para la propulsión de maquinaria neumática.

2.2 Objetivos Específicos

- Calcular las necesidades actuales de aire comprimido para el conjunto actual de las máquinas neumáticas.
- Caracterizar la capacidad instalada para satisfacer dichas necesidades.
- Estimar el posible crecimiento en las necesidades de aire comprimido de acuerdo a las proyecciones de industria cató.
- Proponer la manera de satisfacer las necesidades, a partir del sistema de aire comprimido disponible.

3. MARCO TEÓRICO

En esta sección se presentarán conceptos básicos que facilitarán la conceptualización del proyecto.

3.1 Características del aire

El aire es una mezcla de gases que forma la atmósfera terrestre, siendo retenido en la superficie del planeta debido a la influencia de la gravedad. Las leyes que rigen estas mezclas son fundamentales para comprender su comportamiento y las interacciones entre los diferentes componentes gaseosos. Entre estas leyes se encuentran la Ley de Dalton de las presiones parciales, la Ley de Raoult usada para predecir la presión parcial de un gas en una mezcla gaseosa, la Ley de Henry para soluciones gaseosas en líquidos y la Ley de Gay-Lussac para reacciones gaseosas [1].

Para determinar si un gas se comporta como un gas ideal, es necesario verificar si la densidad de su vapor es baja. Además, podemos describir su temperatura, presión y volumen utilizando la Ecuación 3.1, también conocida como la ecuación de los gases ideales, donde la constante R representa la constante de los gases [4].

$$PV = RT \quad (3.1)$$

Para verificar si el aire utilizado por Industrias Cato se comporta como un gas ideal, se emplea la fórmula del factor de compresibilidad, como se muestra en la Ecuación 3.2.

$$Z = \frac{PV}{RT} \quad (3.2)$$

De acuerdo la Ecuación 3.2, si el valor de Z es igual a 1 o menor, podemos concluir que el comportamiento es el de un gas ideal [4]. En las condiciones de operación de

Industrias Cato, con una presión de 6.8948 atmósferas, una temperatura de 300 K y un volumen de 3.57 L, se obtiene un factor de compresibilidad Z de 0.999575. En consecuencia, se puede concluir que el aire utilizado por Industrias Cato puede considerarse como un gas ideal.

3.1.1 Ley de Dalton

La Ley de Dalton de las presiones parciales establece que en una mezcla de gases ideales, la presión total ejercida es igual a la suma de las presiones parciales de los gases individuales presentes en la mezcla [1], como se expresa en la Ecuación 3.3. Es importante destacar que esta ecuación se utiliza específicamente para mezclas de gases ideales.

$$P_t = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n \quad (3.3)$$

El aire se presenta como una mezcla de gases no reactivos; por lo tanto, los elementos que componen esta mezcla son: en un (78 %) nitrógeno y en un (21 %) oxígeno. Cabe resaltar que existen pequeñas cantidades de otros gases, como dióxido de carbono, metano, vapor de agua y ozono [1]. En este proyecto, se mantendrá la composición del aire como se ha presentado previamente.

3.1.2 Propiedades físicas del aire

- Densidad a presión y temperatura ambiente = $1.2 \frac{Kg}{m^3}$
- Peso Molecular = $28.96 \frac{Kg}{Kmol}$
- Constante Particular (R_p) = $287.1 \frac{J}{Kg \cdot K}$
- Calor específico = $0.24 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C}$

Cuando un fluido experimenta un gradiente de velocidades, las fuerzas viscosas dentro del fluido generan resistencia al cambio en la velocidad, lo que puede afectar

la distribución de velocidades dentro del flujo. Por ejemplo, en el caso de un flujo en una tubería, la gradiente de velocidades se manifiesta a través de la formación de una capa límite, donde las fuerzas viscosas causan que las capas de fluido más cercanas a la pared de la tubería se muevan más lentamente que las capas más internas [5]. También es importante resaltar que el aire se considera generalmente como un fluido newtoniano bajo condiciones normales de presión y temperatura. Esto significa que su viscosidad es constante y no depende del esfuerzo cortante o la velocidad de deformación [5].

3.2 Psicrometría del aire

La psicrometría del aire es una rama de la termodinámica que se ocupa del estudio de las propiedades del aire, es decir, el aire que contiene una cierta cantidad de vapor de agua. También se centra en las relaciones entre la temperatura, la humedad y otras propiedades del aire, como la presión, la densidad y la entalpía, En esta sección se definirá la psicrometría del aire que se está utilizando en Industrias Cato.

3.2.1 Humedad absoluta

La humedad se refiere a la cantidad de vapor de agua presente en el aire, ya sea en ambientes al aire libre o dentro de un espacio cerrado. La humedad es medida como el peso del vapor de agua en el aire, expresado en kilogramos, en relación con un kilogramo de aire seco (ver Ecuación 3.4) [6]. La humedad absoluta de Industrias Cato es de $14.8 \text{ g}_{h20}/\text{g}_{air}$, este valor fue obtenido utilizando la carta psicrométrica (ver sección 3.2.6.)

$$W = \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} \quad (3.4)$$

La Ecuación 3.4 puede ser expresada de la siguiente manera (Ecuación 3.5) [6].

$$\omega = 0.622 \frac{p_a}{p - p_a} \quad (3.5)$$

Donde:

ω = Humedad absoluta

p_a = Presión parcial del vapor de agua

P = Presión total del sistema

3.2.2 Humedad relativa

La humedad relativa es una relación entre la cantidad de vapor de agua presente en el aire y la cantidad máxima de vapor de agua que el aire puede contener a una determinada temperatura (ver Ecuación 3.6). A medida que la temperatura del aire aumenta, la cantidad de vapor de agua que puede contener también aumenta [6]. La humedad relativa se obtuvo de los datos meteorológicos de la Universidad del Valle.

$$\phi = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega)p_{sat}} \quad (3.6)$$

3.2.3 Entalpía del aire

La entalpía total del aire húmedo está compuesta por la entalpía del aire seco más la entalpía del vapor de agua presente en la mezcla (Ver Ecuación 3.7) [6].

$$H_t = H_s + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (3.7)$$

Al dividir la Ecuación 3.7 por m_a se obtiene la Ecuación 3.8 [6] que permite calcular la entalpía del aire atmosférico. La entalpía en Industrias Cato es de 70 kJ/kg la cual indica la cantidad total de energía por kilogramo de aire, este valor fue obtenido utilizando la carta psicrométrica (ver sección 3.2.6).

$$h = h_a + \omega h_v \quad (3.8)$$

Donde:

H_t = Entalpía total del aire

H_s = Entalpía del aire seco

H_v = Entalpía del vapor de agua

m_a = Masa del aire seco

m_v = Masa del vapor de agua

3.2.4 Temperatura de bulbo seco

Se hace referencia a la temperatura medida por un termómetro, donde el bulbo seco constituye el componente que contiene un líquido sensible a la temperatura, como el mercurio o el alcohol. Este elemento se emplea para medir la temperatura del ambiente [6]. La temperatura de bulbo seco se obtuvo de los datos meteorológicos de la Universidad del Valle.

3.2.5 Temperatura de rocío

El punto de rocío es un indicador del contenido de humedad del aire, ya sea comprimido o ambiental. Este punto se refiere a la temperatura en la cual el aire alcanza su punto de saturación, es decir, cuando no puede contener más vapor de agua. De este modo, a medida que el aire húmedo se enfría su capacidad para retener agua disminuye. La temperatura de rocío es expresada por $T_{pr} = T_{sat}$ a p_v [6]. La temperatura de rocío se calculó utilizando la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa obtenidas de los datos meteorológicos de la Universidad del Valle, resultando una temperatura de rocío en Industrias Cato de 17.04°C.

3.2.6 Carta Psicrométrica

Los diagramas psicrométricos se elaboran para estudiar las propiedades termodinámicas del aire de manera gráfica. La cual muestra las relaciones entre la temperatura, la humedad relativa, la entalpía y la presión de vapor del aire. La Figura 3.1 presenta un ejemplo de esta carta, la cual fue desarrollada por la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). En esta carta, las coordenadas utilizadas son la entalpía y la humedad absoluta [6]. La Tabla 3.1 presenta los datos psicrométricos del aire que se usa en Industrias Cato. Las condiciones iniciales, como la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, fueron obtenidas de la base de datos de la estación meteorológica de la Universidad del Valle. Estos datos fueron medidos desde el 9 de marzo de 2020 hasta el 23 de mayo de 2023. En el anexo se presenta las gráficas de temperatura de bulbo seco y humedad relativa.

Tabla 3.1: Resultados Psicrométricos del Aire usado en Cato

Psicrometría	Resultados	Unidades	Rep en la Carta
Temperatura de bulbo seco	33.4	°C	Línea roja
Temperatura de bulbo húmedo	23	°C	Línea azul
Humedad relativa	37.8	%	Línea morada
Humedad específica	14.8	g_{h_2o}/g_{air}	Línea amarilla
Entalpía	70	Kj/Kg _{air}	Línea azul
Temperatura de rocío	17.04	°C	$T_{pr} = T_{sat}$ a p_v

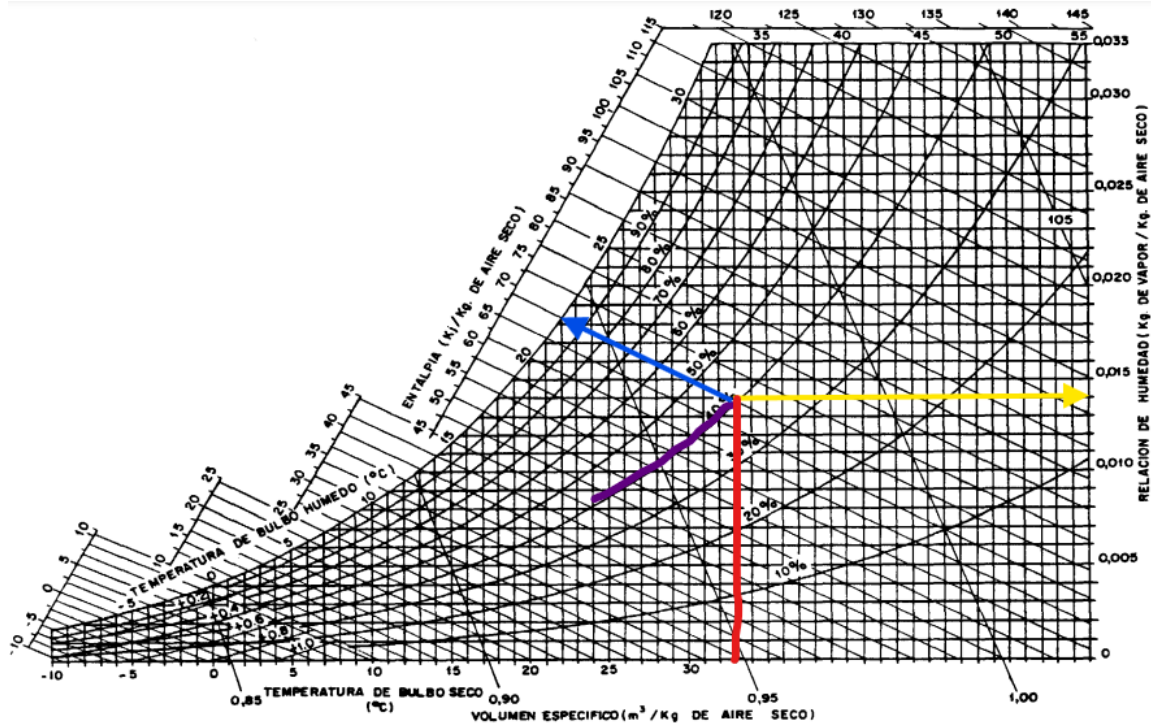


Figura 3.1: Carta Psicrométrica (ASHRAE)

[6]

3.3 Producción del aire comprimido

La producción de aire comprimido consiste en comprimir el aire atmosférico utilizando un compresor y luego almacenarlo en un depósito acumulador, esto se hace con el fin de utilizarlo en diversas actividades, como por ejemplo, Industrias Cato lo emplea para el funcionamiento de las máquinas neumáticas que tienen en su establecimiento. Todo este sistema cuenta con un motor, una cámara de compresión, válvulas, tuberías, mangueras, manómetros, un filtro y un secador. Para la compresión del aire existen diferentes tipos de compresores como: compresores de pistón, compresores de tornillos, compresores centrífugos axiales y compresores centrífugos radiales [1].

3.3.1 Compresores de tornillos

Es una máquina volumétrica rotativa que realiza una reducción de volumen del gas a partir de un movimiento de rotación, el funcionamiento del compresor de tornillo se basa en la rotación de dos tornillos helicoidales (macho y hembra), que giran en diferentes direcciones. Cuando empiezan a girar los tornillos, el aire entra por el orificio de admisión y llena los espacios entre cada tornillo, esto debido a la rotación continua. El espacio se reduce ocasionando de este modo que el volumen del aire se reduzca y así aumenten su presión [1], la Figura 3.2 representa las partes que tiene un compresor de tornillo y su mecanismo interno. En Industrias Cato el compresor utilizado es de la marca JOY TR de 30 hp, que funciona a una presión máxima de 100 psi y un caudal máximo de 120 cfm.

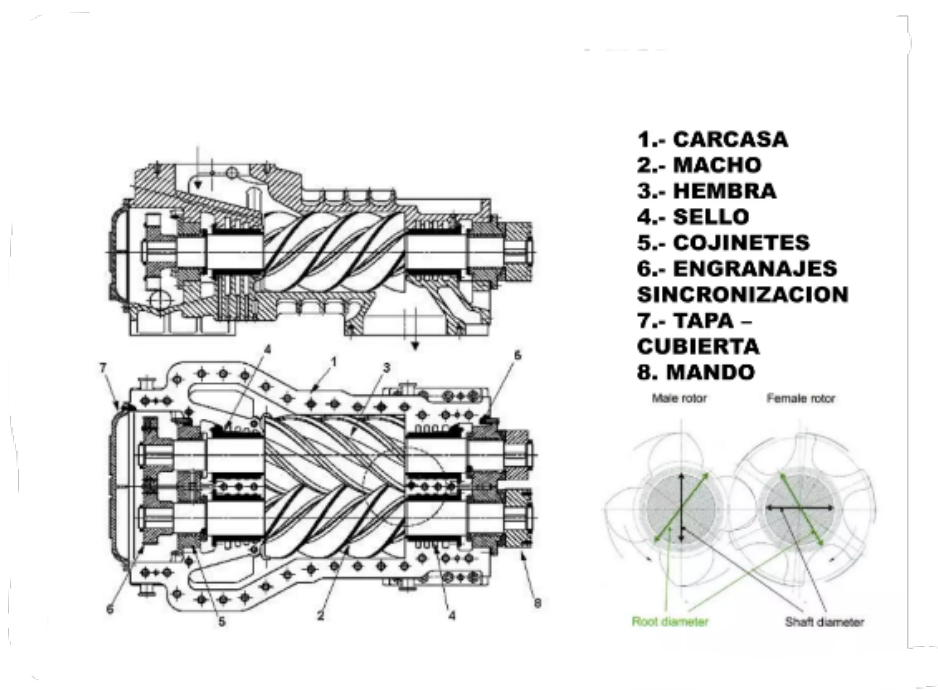


Figura 3.2: Compresor de tornillo y sus partes

[7]

3.3.2 Filtro

Los filtros de aire en compresores son un componente importante de los sistemas de compresión de aire, ya que ayudan a eliminar partículas sólidas, polvo y otros contaminantes del aire que entran al compresor. Estos filtros se encuentran en la entrada de aire del compresor, los cuales deben mantenerse limpios y reemplazarse regularmente para garantizar un rendimiento óptimo [1]. Los filtros usados en Industrias Cato son del tipo separadores de agua, con el fin de eliminar el agua que se produce por el condensado.

3.3.3 Secadores

Los secadores en compresores de aire son dispositivos que se utilizan para eliminar la humedad del aire comprimido generado por los compresores. Estos sistemas utilizan un principio de enfriamiento para condensar el vapor de agua presente en el aire comprimido. Esto es de suma importancia, dado que, de no hacerlo, este vapor de agua podría formar gotas en el interior de los sistemas, lo que podría dañar los componentes de las válvulas y los tubos, afectando negativamente el funcionamiento del compresor. Cuando el aire caliente y húmedo ingresa al secador, este se enfría a una temperatura baja. Al reducirse la temperatura, el vapor de agua presente en el aire se condensa en forma de líquido. Luego, el agua condensada se separa del aire y se elimina del sistema, dejando un aire comprimido seco y limpio [1]. Los secadores utilizados por Industrias Cato son del tipo refrigerativo.

La Figura 3.3 presenta un esquema detallado del sistema utilizado para la producción de aire comprimido. Se pueden observar los componentes clave como el compresor, los filtros, secadores y los almacenadores, que trabajan juntos para generar y distribuir el aire comprimido necesario para diversas aplicaciones.

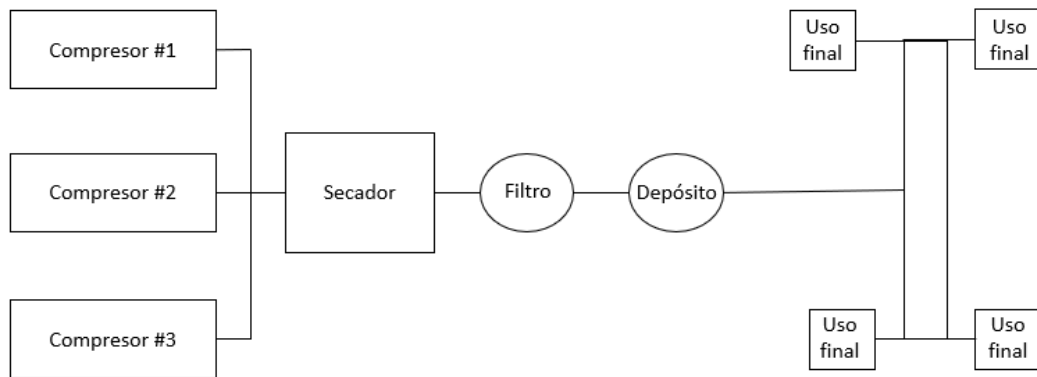


Figura 3.3: Representación de un sistema de aire comprimido Fuente: Adaptado de compressed Air Assessment Basics.

[3]

3.3.4 Tipos de redes

Los tipos de redes que pueden encontrarse en diversas empresas son las siguientes: red abierta, red cerrada y red mixta. La configuración de estas redes puede depender del espacio, recursos, entre otros aspectos [1]. La red de tuberías que se encuentra en Industrias Cato es una red abierta.

- Red abierta: consiste en una línea principal desde la cual se ramifican las líneas secundarias y de servicio. Se debe incluir una pendiente de 1-2 % en la dirección del flujo de aire para poder evacuar el condensado. Esta red se emplea en instalaciones de bajo consumo [1].
- Red cerrada: la red principal tiene una geometría de un anillo cerrado manteniendo así una presión uniforme, este anillo suele estar situado en el contorno del taller. No es necesario incluir una pendiente en las líneas, ya que el flujo de aire comprimido cambia constantemente de dirección. Este tipo de red se usa en instalaciones con consumos intermedios o altos [1].
- Red mixta: está compuesta por una red cerrada de la cual se derivan varias redes abiertas [1].

3.4 Tuberías

3.4.1 Tubería principal

La tubería es un conducto principal de aire que sale del depósito y distribuye todo el flujo de aire. Debe tener la mayor sección posible y prever un margen de seguridad en cuanto a posteriores crecimientos de fábrica. [8].

3.4.2 Tubería secundaria

Las tuberías principales toman aire y se ramifican hacia las áreas de trabajo, y de ellas salen las tuberías secundarias. El flujo de aire que transportan será la suma de los flujos que se derivan de ellas. Al mismo tiempo, es conveniente considerar la posibilidad de ampliar el diámetro en caso de futuras necesidades [8].

3.4.3 Tubería de servicio

Las tuberías de servicio o bajantes son las que alimentan a las herramientas o equipos neumáticos en el punto de manipulación [8].

3.5 Flujo interno en tuberías

El caudal se define como la cantidad de fluído que atraviesa una tubería en un período de tiempo determinado, y se calcula aplicando el principio de conservación de la masa (ver Ecuación 3.9). Existen varios factores que influyen en el flujo interno de las tuberías, como el diámetro de la tubería, la viscosidad y densidad del fluido, la velocidad del flujo y las pérdidas de presión. [9].

$$Q = VA \tag{3.9}$$

Donde:

Q = Caudal (m^3/s)
 V = Velocidad (m/s)
 A = Area (m^2)

3.5.1 Cálculo de pérdidas de carga

La ecuación de energía para flujo estable incompresible Ecuación 3.10 [9].

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + H_L \quad (3.10)$$

Donde:

P = Presión
 V = Velocidad
 γ = Peso específico
 z = Altura

La pérdida de presión entre dos secciones 1 y 2, ΔP , se divide en pérdidas mayores y pérdidas menores. La ecuación de Darcy-Weisbach (Ecuación 3.11) se puede utilizar para calcular las pérdidas de presión causadas por la fricción del fluido con la tubería. Esta depende de la viscosidad del fluido y son válidas para flujo completamente desarrollado [9].

$$\Delta P = f \frac{\rho l}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.11)$$

Donde:

f = Factor de fricción
 l = Longitud de la tubería
 D = Diámetro de la tubería
 ϵ = Rugosidad

ρ = Densidad

Para la obtención del factor de fricción en el régimen laminar de un flujo totalmente desarrollado, el valor de f es igual a $f = 64/Re$ donde f es independiente de ϵ/D . Para flujo turbulento el valor de f tiene una dependencia de $f = \phi(Re, \epsilon/D)$ de este modo con la ecuación de S. E. Haaland (Ecuación 3.12) se puede hallar f en el régimen turbulento [5].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right) \quad (3.12)$$

La Ecuación 3.12 es difícil de resolver, por lo que se suele utilizar el diagrama de moody Figura 3.4 para determinar la resistencia al flujo en tuberías y otros elementos de conducción de fluidos. Este diagrama se basa en el número de Reynolds y en la rugosidad relativa de la superficie interna de la tubería [9]. La línea roja en el diagrama de Moody representa el punto de operación de las tuberías principales. El flujo en esta tubería opera con un número de Reynolds de 8410. La línea azul representa el punto de operación para las tuberías secundarias. Estas tuberías operan con un número de Reynolds de 4700. Por lo tanto, se puede concluir que el flujo en las tuberías principales y secundarias en Industrias Cato opera en el rango turbulento.

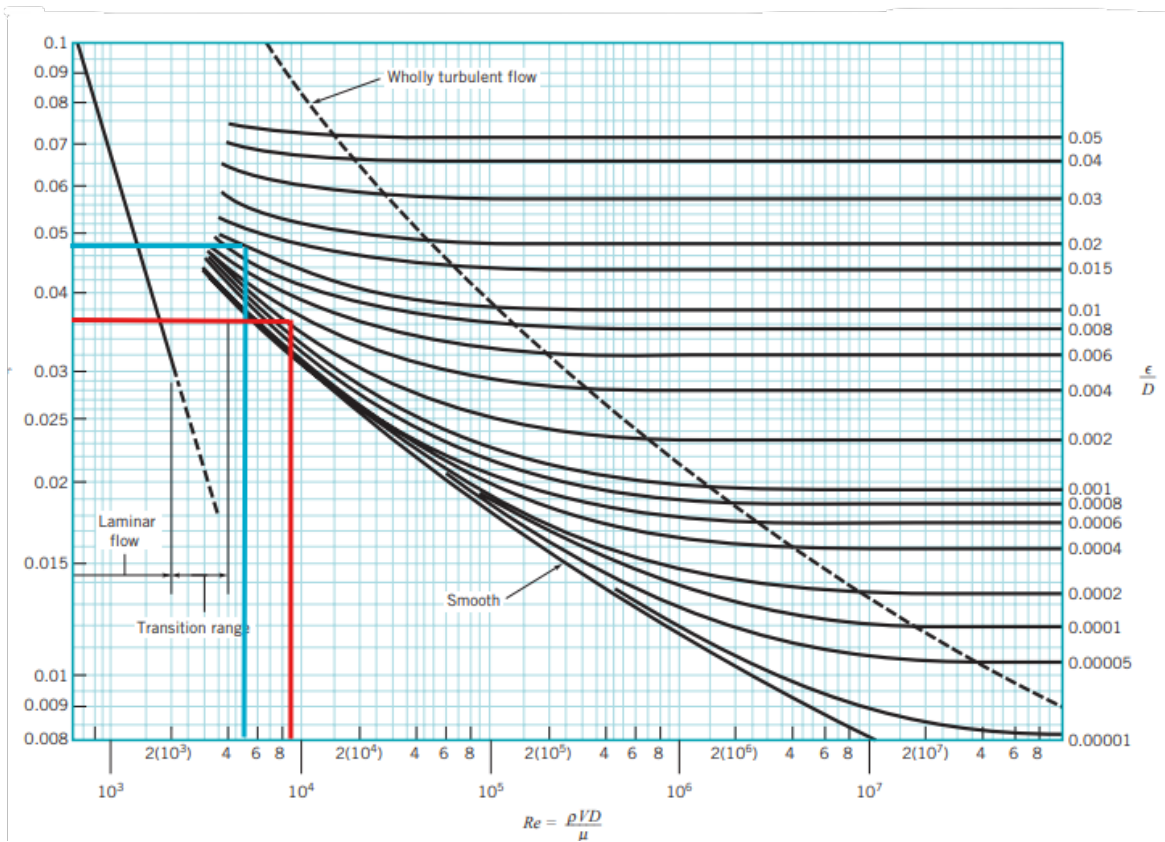


Figura 3.4: Diagrama de Moody
[9]

Para obtener el valor de la rugosidad ϵ , la Tabla 3.2 presenta una lista de valores para diferentes superficies de materiales con acabados típicos de los procesos de manufactura correspondientes. Las tuberías de Industrias Cato son de acero galvanizado, por lo tanto, se utiliza el valor de 0.26 mm, como se presenta en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Valores de rugosidad para diferentes materiales Fuente: Adaptado de fundamentals of Fluid Mechanics. [7]

Tubería	Rugosidad ϵ	
	Pies (ft)	Milímetros
Vidrio,Plástico	0	0
Concreto	0,001-0,01	0,3-3
Madera	0,0006-0,003	0,18-0,9
Acero galvanizado	0,00085	0,26
Acero comercial	0,0005	0,15
Tubería estirada	0,000005	0,045
Plástico	0	0

En sistemas de conducción de fluidos hay elementos adicionales como válvulas, codos y conexiones que pueden contribuir a las pérdidas menores. Un método común para determinar las pérdidas de carga es especificar el coeficiente de pérdida K_L , que está determinado por la geometría $K_L = \phi(\text{Geometría})$. Utilizando la teoría de K_L , se puede obtener la ecuación de pérdida de presión por accesorios. (Ecuacion 3.13) [9].

$$\Delta P = K_L \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.13)$$

Para obtener el valor de K_L , la Tabla 3.3 presenta una lista de valores para diferentes geometrías.

Tabla 3.3: Lista de coeficientes de pérdida para componentes de tubería Fuente: Adaptado de fundamentals of Fluid Mechanics. [7]

Tipo	K
Válvula de compuerta totalmente abierta	0,2
Válvula de compuerta mitad abierta	5,6
Curva de 90 grados	1
Curva de 45 grados	0,4
Válvula de pie	2,5
Emboque	0,5
Salida de una tubería	1

3.6 Modelado analítico de sistemas dinámicos

Los sistemas dinámicos permiten establecer analogías con elementos mecánicos, eléctricos, fluidos y térmicos para la creación de un modelo (ver sección 3.6.2) [10].

3.6.1 Analogías entre un sistema eléctrico y un sistema de fluidos

La corriente eléctrica en un circuito se equipara con el caudal en un sistema de tuberías. Ambos representan el movimiento de una cantidad (carga eléctrica o fluido) a través de un medio conductor (cable o tubería).

El voltaje en un circuito eléctrico se puede asociar con la presión en un sistema que trabaje con fluidos. Ambos indican la diferencia de potencial entre dos puntos y proporcionan la fuerza impulsora para el movimiento de la corriente eléctrica o el flujo de fluido.

La resistencia eléctrica en un conductor eléctrico es análoga a la resistencia hidráulica en una tubería. Ambas se oponen al flujo (corriente eléctrica o flujo de fluido) y están determinadas por características como la geometría, las propiedades

del material y accesorios que esten ubicados en el sistema.

3.6.2 Pasos para crear un modelo

El desarrollo detallado de esta serie de pasos se encuentra en el capítulo 7, donde se explica minuciosamente cómo se creó el modelo, paso a paso.

Paso 1: Identificar el sistema de interés identificando el propósito, punto de operación y fronteras del sistema [10]. Desarrollo de este paso sección 7.1.1

Paso 2: Identificar las variables de interés, esto incluye entradas (funciones de fuerza) y salidas (respuesta) [10]. Desarrollo de este paso sección 7.1.2

Paso 3: Aproximar o modelar varios segmentos, componentes o procesos del sistema mediante elementos ideales [10]. Desarrollo de este paso sección 7.2.

Paso 4: Dibujar un diagrama estructural, como por ejemplo un circuito eléctrico mostrando elementos individuales del sistema y sus interconexiones [10]. Desarrollo de este paso sección 7.4.

Paso 5: Utilizar las ecuaciones constitutivas, de continuidad y de compatibilidad [10]. La definición de estas ecuaciones se ven reflejadas en la sección 3.7.3, 3.7.4 y 3.7.5. Desarrollo de este paso sección 7.3.

3.6.3 Variables tipo A y tipo T

Una variable tipo A aparece cuando se mide a lo largo de un elemento, como la diferencia del valor en los dos extremos del mismo. Algunos ejemplos de esta variable son: la velocidad, el voltaje, la presión y la temperatura. [10]

La variable tipo T representa una propiedad que atraviesa un elemento sin alterarse. Algunos ejemplos de esta variable son: la fuerza, la corriente eléctrica, el caudal de fluido y la tasa de transferencia de calor [10].

3.6.4 Ecuaciones de continuidad:

Estas ecuaciones están escritas por variables de tipo T que están agrupadas en el sistema. Unos ejemplos de estas ecuaciones son la sumatoria de fuerzas en un cuerpo o la sumatoria de corrientes en un nodo [10]. A continuación, se explica qué es un nodo y cómo se utiliza. En la Figura 3.5 se muestra un circuito eléctrico donde se observa cómo dos corrientes convergen en un mismo punto. Este punto de convergencia se denomina nodo, y la corriente que sale de este nodo es la suma de las corrientes de entrada. La Ecuación 3.14 representa esta relación en forma matemática.

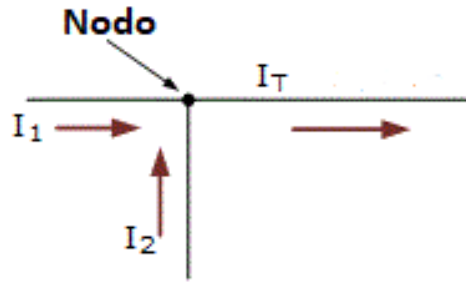


Figura 3.5: Ejemplo de una conexión de nodo

$$\sum I = 0 \quad (3.14)$$

3.6.5 Ecuaciones de compatibilidad:

Estas ecuaciones están escritas para las variables de tipo A a lo largo de una red cerrada conectando varios elementos agrupados en el sistema. Ejemplos de este tipo de ecuaciones son la suma de voltajes o presiones alrededor de un bucle cerrado o loop [10]. A continuación, se presenta qué es un loop y cómo se utiliza. La Figura 3.6 muestra una representación básica de un circuito con dos resistencias y una fuente de voltaje. En este caso, el loop sería la corriente que circula por el circuito, lo que permite realizar la sumatoria de voltajes según la Ecuación 3.15.

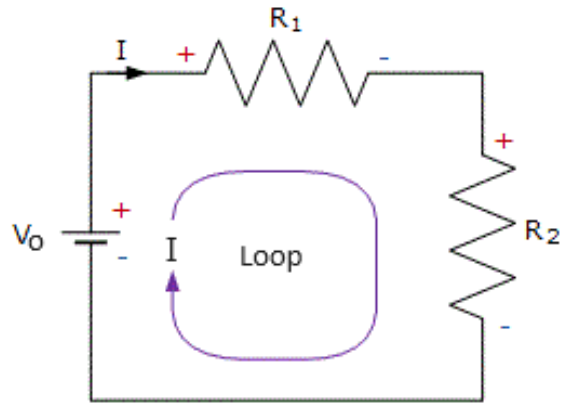


Figura 3.6: Circuito básico como ejemplo

$$\sum V = 0 \quad (3.15)$$

3.6.6 Ecuaciones constitutivas:

Una ecuación constitutiva es una relación matemática que describe cómo ciertas propiedades de un material o sistema dependen de otras propiedades físicas o condiciones. Las ecuaciones constitutivas empleadas en este proyecto son las correspondientes al elemento capacitivo y disipador. [10].

3.6.7 Elemento almacenador capacitivo

Este elemento se puede asociar con un contenedor rígido con una única entrada a través de la cual se bombea fluido a un determinado caudal. La presión dentro del recipiente en relación con el exterior es P , este elemento se representa con la Ecuación 3.16 [10]

$$c_f \frac{dP}{dt} = Q \quad (3.16)$$

Donde:

cf = Capacitancia del fluído

Q = Caudal

P = Presión

En esta situación, la capacitancia del contenedor rígido se origina debido a la compresibilidad volumétrica del gas contenido en su interior. Por lo tanto, este parámetro constitutivo está determinado por el proceso politrópico de compresión que experimenta el gas ideal, como se describe en la Ecuación 3.17. [10]

$$cf = \frac{mRT}{P^2} \quad (3.17)$$

Donde:

m = Masa del volumen del gas

R = Constante de los gases

T = Temperatura

3.6.8 Elemento disipador

El elemento disipador o resistencia se trata de un elemento estrecho como un tubo delgado, orificio o válvula, a través del cual pasa el flujo de un fluido. Este flujo conlleva a la disipación de energía, causada por la fricción del fluido en el interior del elemento. [10]

La Figura 3.5 representa la relación que se da entre el caudal que pasa a través de la resistencia en relación con la diferencia de presión. Es crucial distinguir entre un flujo laminar y uno flujo turbulento. En el caso de un flujo laminar, puede ser descrito mediante una relación lineal, como se expresa en la Ecuación 3.18. Esta ecuación representa que la presión es proporcional al caudal a través de una constante R , así como el voltaje es proporcional a una constante de resistencia a la corriente. Esto implica asumir que el fluído tiene una resistencia que aumenta con la presión. [11]

$$P = RQ \quad (3.18)$$

Para un flujo turbulento, la relación entre el caudal y la presión es potencial, como se ilustra en la Figura 3.7. por lo tanto la presión varía con el cuadrado de la tasa de flujo volumétrico. Esta relación se presenta en la Ecuación 3.19. [11]

$$P = RQ^2 \quad (3.19)$$

El valor de R en este proyecto representa las pérdidas de presión debido a la fricción del fluido con respecto a las tuberías y los accesorios como codos, tes y válvulas.

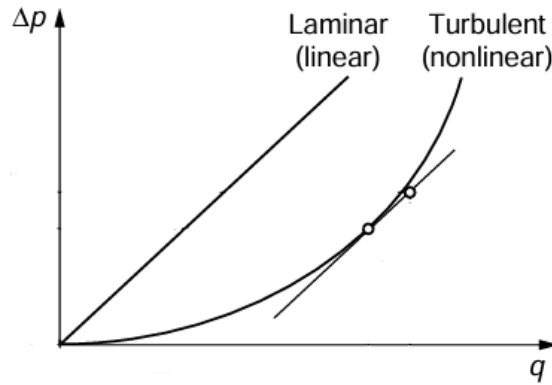


Figura 3.7: Relación general de resistencia del fluido
[12]

3.6.9 Parámetro R para fricción y accesorios

Para determinar el parámetro R de fricción entre el fluido y la tubería, se igualan la Ecuación 3.11 y la Ecuación 3.19. Al resolver esta igualdad y despejar el parámetro R, se obtiene la Ecuación 3.20. Las unidades del parámetro R están definidas por Presión/Caudal [11] [9].

$$R = \frac{8fl\rho}{\pi^2 D^5} \quad (3.20)$$

Donde:

f = Factor de fricción

l = Longitud de la tubería

D = Diámetro de la tubería

ρ = Densidad

Para determinar el parámetro R de accesorios existentes en la tubería, se igualan la Ecuación 3.13 y la Ecuación 3.19. Al resolver esta igualación y despejar el parámetro R , se obtiene la Ecuación 3.21 [11] [9]. Se emplearon los coeficientes de pérdida K_L específicos para los componentes presentes en la red de tuberías de Industrias Cato, como codos de 90° y Tes.

$$R = \frac{8K_L\rho}{\pi^2 D^4} \quad (3.21)$$

3.6.10 Conexiones serie y paralelo

Los circuitos eléctricos pueden estar conectados en serie o en paralelo. De igual forma, en los sistemas de fluidos también se pueden encontrar estas configuraciones. En la Figura 3.8 se ilustra la representación de las conexiones en un circuito. En este proyecto, la letra R representa las válvulas, la pérdida asociada a la operación de las máquinas y las pérdidas por fricción. La imagen a) muestra una conexión en serie, mientras que la imagen b) representa una conexión en paralelo. [11]

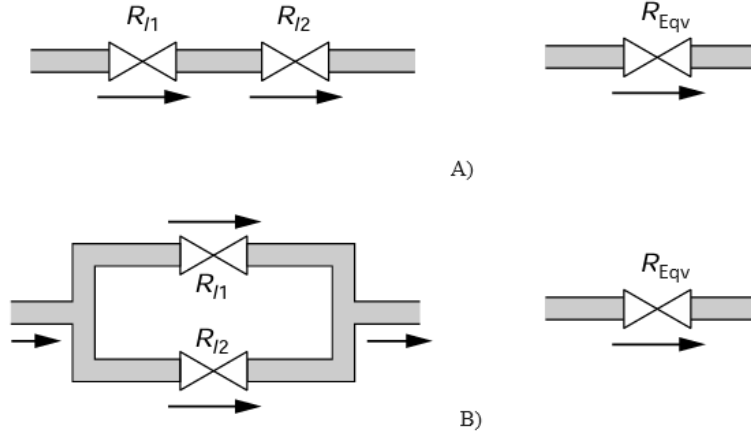


Figura 3.8: Conexión en serie y paralelo

[12]

Para obtener la resistencia equivalente cuando la conexión es en serie se emplea la Ecuación 3.22, y para calcular la resistencia equivalente cuando la conexión es en paralelo y el sistema está operando con flujo turbulento, se utiliza la Ecuación 3.23. [10]

$$R_{eqv} = R + R_i \quad (3.22)$$

$$R_{eqv} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{R_i}} \right)^{-2} \quad (3.23)$$

3.7 Potencia eléctrica consumida

En este trabajo de grado se realizaron mediciones de voltaje y corriente del motor trifásico ubicado en Industrias Cato. Por ende, es fundamental comprender cómo calcular la potencia eléctrica consumida por dicho motor. Para calcular la potencia se emplea la Ecuación 3.24 que considera varios factores clave. Esta ecuación incluye el voltaje suministrado al motor, la corriente que circula a través de él, así como el ángulo de fase. El ángulo de fase se refiere al desfase angular entre las corrientes y las

tensiones de fase. El ángulo de fase del motor de Industrias Cato se obtuvo de la placa del motor, el cual tiene un valor de 0.83 (ver Figura 6.11). En un sistema trifásico, hay tres fases de corriente y tres fases de voltaje, y el ángulo de fase puede variar entre ellas [13].

$$P = V * I * \cos(\phi) * \sqrt{3} \quad (3.24)$$

Donde:

V = Voltaje

I = Corriente

$\cos(\phi)$ = Ángulo de fase

3.8 Potencia Neumática

La potencia neumática implica la utilización de aire comprimido para generar energía mecánica. En Industrias Cato, esta forma de energía se emplea en diversas aplicaciones, como por ejemplo el funcionamiento de sus máquinas. Para calcular la potencia neumática requerida, se emplea la Ecuación 3.25, que se expresa en términos de presión y caudal. Esto implica que para que una máquina opere de manera óptima, debe recibir la cantidad adecuada de presión y caudal necesarios para su funcionamiento, lo que se denomina potencia neumática [11].

$$Pot = P * Q \quad (3.25)$$

Donde:

Pot = Potencia neumática

P = Presión

Q = Caudal

En este estudio, se evaluó la eficiencia del compresor mediante la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia de salida, esta última es la potencia necesaria para el funcionamiento del sistema. Para calcular la eficiencia del compresor, se aplicó la Ecuación 3.26, la cual considera varios parámetros, incluyendo la potencia de entrada y la potencia de salida del compresor. Esta ecuación ofrece una medida de la capacidad del compresor para convertir la energía de entrada en trabajo útil para el sistema. [5]

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (3.26)$$

Donde:

P_{out} = Potencia de salida

P_{in} = Potencia eléctrica consumida

3.9 Instrumentación

3.9.1 Anemómetro

Un anemómetro es un dispositivo diseñado para medir la velocidad del aire. Funciona mediante un ventilador que mueve el aire, mientras el dispositivo registra las mediciones correspondientes. Este aparato puede ser instalado en la salida de aire de una tubería o en la salida de aire de un dispositivo de aire acondicionado. La Figura 3.9 representa un anemómetro, el cual tiene una capacidad de medición de velocidad máxima de 40 m/s, En este proyecto, fue usado para medir la velocidad del aire que sale de las tuberías de servicio, las cuales están conectadas a las máquinas de Industrias Cato.



Velocidad de aire

Unidades	Range	Resolution	Exactitud
m/s	0-30	0.1	±5%

Temperatura

Unidades	Range	Resolution	Exactitud
°C	-10-+45°C	0.2	±2°C

Figura 3.9: Anemómetro

3.9.2 Pinza galvanométrica

Una pinza galvanométrica se utiliza para medir la intensidad de corriente eléctrica. La Figura 3.10 representa el diseño y el método adecuado para utilizar esta pinza. Además de medir la corriente, esta pinza también tiene la capacidad de medir el voltaje [14]. Este instrumento se utilizó para medir la corriente y el voltaje que consume el motor de Industrias Cato.



Tensión Máx CA	600 V
Tensión Máx CC	600 V
Corriente Máx CA	200 A
Corriente Máx CC	200 A
Resistencia Máx	20 MΩ

Figura 3.10: Pinza galvanométrica

[14]

4. ESTADO DE ARTE

La neumática en la actualidad tiene una gran variedad de aplicaciones industriales, como la automatización y control de procesos, la manipulación de materiales y automatización de vehículos. También se utiliza comúnmente en la aviación, la medicina y la construcción. Algunos ejemplos de cómo se aplica la neumática en diferentes industrias incluyen el uso de herramientas neumáticas en la industria textil para encender y limpiar peines y agujas, el uso de grapadoras, prensas y remachadoras neumáticas, en talleres de carpintería para taladrar metales y el empleo de pistolas de aire comprimido, en fábricas de muebles para el ensamblado y la tinción de muebles, en talleres mecánicos para reparar componentes de manera rápida y precisa. Además, se puede utilizar una pistola aerógrafo para pintar materiales pulverizables de manera controlada, y se emplea el aire comprimido en la industria del calzado para mantener la presión en la instalación de fabricación de calzado vulcanizado. [15].

El 11 de diciembre de 2012, la Oficina de Eficiencia Energética y Energías Renovables de los Estados Unidos lanzó un software gratuito llamado Airmaster+, el cual ofrece un enfoque sistemático para evaluar los sistemas de aire comprimido, analizar los datos recopilados y proporcionar resultados. Airmaster+ permite identificar las pérdidas causadas por fugas de aire, mejorar la eficiencia en el uso final, ajustar los puntos de descarga y realizar lecturas de los tiempos de almacenamiento del aire [16], Aunque este software no se utilizó en el presente trabajo de grado, puede ser una herramienta valiosa para investigaciones futuras. Por ejemplo, podría emplearse para identificar formas de mejorar la eficiencia energética de la empresa mediante la implementación de un nuevo compresor.

Este software cuenta con una variedad de aplicaciones, como por ejemplo: permite medir y calcular el consumo de energía, y los costos anuales de referencia, también se pueden ingresar datos de flujo de aire medidos durante 24 horas, y realizar simulaciones del funcionamiento de los sistemas de aire comprimido. Además, estima los ahorros de medidas de eficiencia energética [17].

Daxesoft Ltd es la propietaria del software PipeFlow, el cual ofrece una interfaz de

usuario intuitiva y líder en su clase, diseñada para ser fácil de usar. PipeFlow permite realizar dibujos isométricos en 3D y diseños de tuberías en 2D estándar, brindando a los usuarios flexibilidad en la representación visual de los sistemas de tuberías [18].

Una de las características destacadas de PipeFlow es la capacidad de generar informes personalizados en formato PDF, lo que permite a los usuarios crear documentación de resultados profesionales para su análisis y presentación. Además, el software cuenta con un motor de cálculo robusto que es capaz de resolver redes de tuberías complejas [18].

PipeFlow utiliza el método de Darcy-Weisbach para calcular la pérdida de presión en las tuberías, lo que proporciona resultados precisos y confiables. Además, los factores de fricción se calculan utilizando la conocida ecuación de Colebrook-White, asegurando una representación precisa del comportamiento del flujo en el sistema de tuberías [18].

En el año 2005, Soto señaló varios problemas en la red de aire comprimido de la empresa CERESITA S.A. puede verse el uso de la psicrometría del aire y sus propiedades termodinámicas como mezcla no reactiva de gases ideales. La demanda actual de la empresa es de 19.447 l/min, pero el compresor solo puede entregar 10.092 l/min, por lo que es necesario rediseñar el sistema. Para lograr una buena calidad de aire, Soto diseñó una red de aire comprimido que cumpliera con ciertos requisitos, como velocidades adecuadas, secadores para eliminar la humedad, post enfriadores para eliminar el agua, filtros de línea y unidades de mantenimiento con reguladores de presión, filtros y lubricadores [8].

En el año 2014, Toasa propuso un proyecto para mejorar la educación mediante el diseño e implementación de una red de aire comprimido. El objetivo era proveer la presión y el caudal necesarios para el funcionamiento y conservación de los equipos de los laboratorios de automatización y neumática, teniendo en cuenta posibles ampliaciones futuras. Además, se seleccionó el aire de acuerdo a su calidad con el fin de evitar daños a los equipos mediante parámetros específicos. Para garantizar el buen funcionamiento de los equipos, se sugirió un plan de mantenimiento preventivo y fichas técnicas con detalles de las actividades a realizar para su adecuada manipulación [15].

En el año 2018, Dan Wang y Changqing llevaron a cabo un modelo matemático, mediante el cual lograron obtener de manera analítica el valor de la resistencia al flujo de una válvula de bola, así como las caídas de presión asociadas. Las dimensiones de las válvulas usadas en este estudio son las siguientes: Dn50 y Dn75. Los resultados obtenidos en este modelo fueron comparados con los resultados experimentales de válvulas con las mismas dimensiones, obteniendo errores en la resistencia al flujo inferior al 15 % y errores en la caída de presión menores al 5 %. Como conclusión, afirmaron que este modelo matemático puede ser aplicado de manera efectiva a válvulas de diferentes dimensiones. [19]

El modelo analítico propuesto por [19] para determinar la resistencia al flujo fué replicado en este proyecto con el objetivo de obtener dicho parámetro. Los resultados de esta replicación se detallarán en el Capítulo 7.

5. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La red de aire comprimido de Industrias Cato ha sido diseñada y configurada para garantizar un flujo constante y controlado de aire comprimido, con el fin de abastecer las operaciones diarias de las máquinas de roscado, máquinas de cabeceo y máquinas empaquetadoras.

El sistema funciona principalmente con el trabajo del compresor de tornillo de marca JOY TR 30 hp, que opera a una presión máxima de 100 psi y un caudal máximo de 120 cfm (ver Figura 6.1). Este está encargado de alimentar toda la red de aire comprimido, y se encuentra ubicado en uno de los extremos de la red como se puede observar en la Figura 6.3. Todo el aire comprimido que sale del compresor pasa por un tanque pulmón de 1 m^3 (ver Figura 6.2) que opera a 70 psi. El tanque pulmón actúa como un acumulador de aire y un amortiguador del sistema, que permite estabilizar la presión del aire y brindar una fuente adicional de aire comprimido para abastecer las demandas momentáneas de la planta.



Figura 5.1: Compresor de tornillo de la empresa



Figura 5.2: Tanque pulmón

Desde el tanque pulmón, el aire comprimido se distribuye a las distintas áreas de la planta mediante una red de tuberías aéreas, las cuales están ubicadas a lo largo de la zona de operación. En la zona de operación, la distribución del aire comprimido se realiza por medio de una tubería principal que se ramifica en tuberías secundarias de menor diámetro. Estas tuberías secundarias están conectadas individualmente para la máquina seleccionada que esté operando con aire comprimido en ese momento, la cual puede ser máquina de roscado, cabeceo o la empaquetadora. En la Figura 6.3 se representan las zonas donde están ubicadas las máquinas ya mencionadas con una distinción de colores: color rojo para las máquinas de roscado que se encuentran ubicadas en la zona 1 y 3; color verde para las máquinas de cabeceo ubicadas en la zona 2; color azul para las empaquetadoras ubicadas en la zona 4. La zona del compresor alberga el compresor, el motor y el tanque de almacenamiento, mientras que el sistema incluye un secador y ocho filtros.

Cada máquina tiene instalada una válvula de control que permite a los operarios ajustar arbitrariamente la cantidad de aire comprimido que ingresa a esta misma, según las necesidades de cada proceso. De esta manera, se garantiza que cada máquina reciba la cantidad de aire comprimido requerida para su funcionamiento.

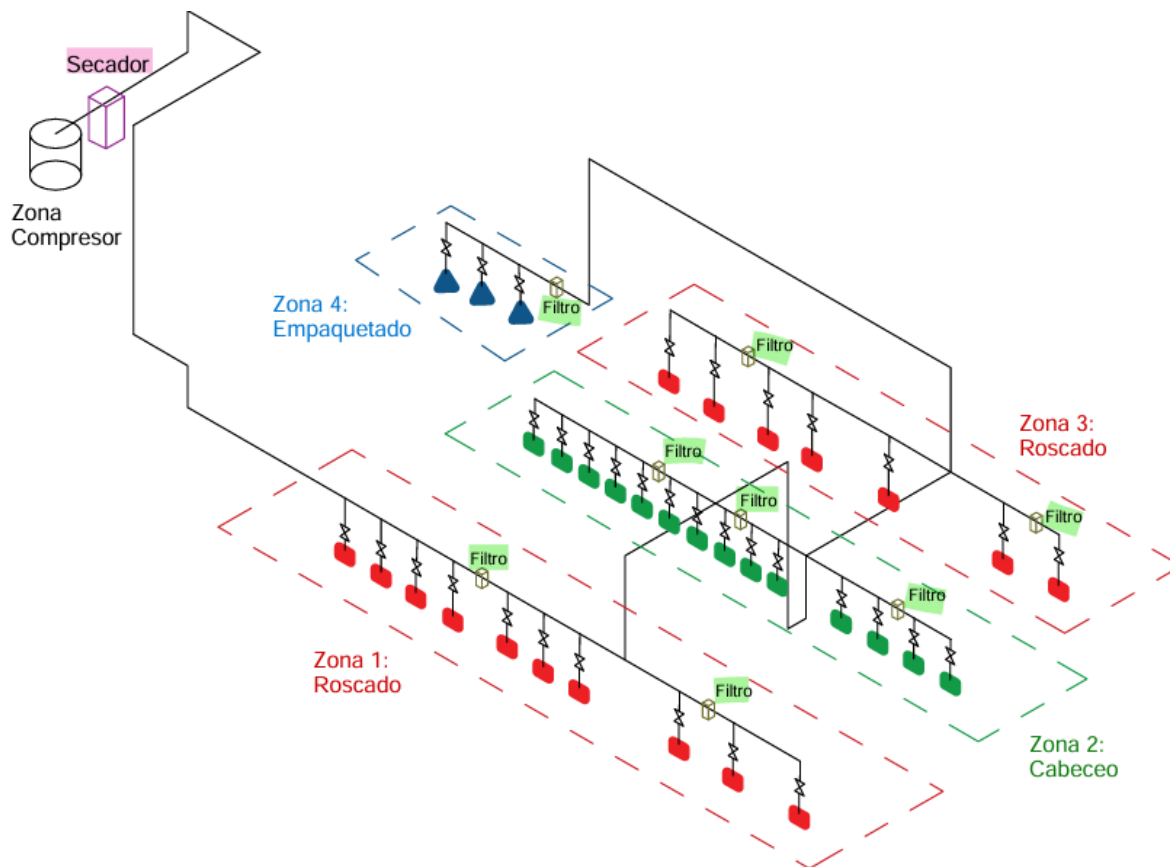


Figura 5.3: Mapa de instalación del sistema

Fuente: Autor

5.1 Máquinas conectadas a la red de aire comprimido

En Industrias Cato hay 34 máquinas que están conectadas a la red de aire comprimido, éstas se dividen en 17 máquinas de roscado, 14 máquinas de conformado y 3 máquinas empaquetadoras.

5.1.1 Máquinas de roscado

En la Figura 6.4a se muestra la máquina de roscado, diseñada para crear roscas en tornillos. Esta máquina está equipada con dos peines: uno fijo y otro móvil. Estos peines cuentan con estrías que determinan las dimensiones de la rosca que se desea formar. El

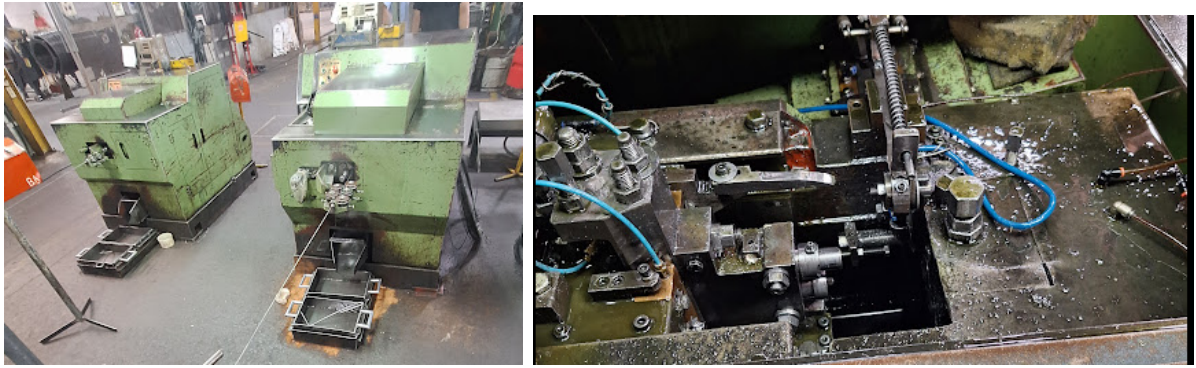
tornillo se introduce en la máquina y se posiciona contra el peine fijo, mientras que el peine móvil se encarga de presionar y desplazar el tornillo para dar forma a la rosca. La Figura 6.4b presenta el lugar donde funciona el aire comprimido en la máquina, la manguera blanca que se observa en la imagen está conectada a la tubería secundaria asociada a la máquina, lo que permite que el aire llegue a la tolva horizontal para posteriormente organizar los tornillos, con el fin de que puedan entrar de uno en uno a la máquina.



Figura 5.4: Máquina de roscado y funcionamiento del aire comprimido en la máquina

5.1.2 Máquinas de cabeceo

En la Figura 6.5a se presenta la máquina de cabeceo cuyo funcionamiento principal es llevar a cabo el corte de acero y la formación de la cabeza del tornillo. En la Figura 6.5b se presenta el lugar donde funciona el aire comprimido en la máquina, el cual llega a través de la manguera de color azul oscuro que se observa y está conectada a la tubería secundaria asociada a la máquina. Su funcionamiento es empujar al tornillo en una dirección diagonal para que este pueda caer en un depósito donde se junta con los demás tornillos.



(a)

(b)

Figura 5.5: Máquina de cabeceo y funcionamiento del aire comprimido en la máquina

5.1.3 Máquinas de empaquetado

En la Figura 6.6 se presenta la máquina de empaquetado que utiliza el aire comprimido para que sus actuadores puedan operar. Además, cuenta con 7 actuadores dobles que permiten el desplazamiento de los tornillos, el empuje de cuchillas y el corte de las bolsas. El aire llega a esta máquina con una presión de 60 psi y su descarga es a la atmósfera.



Figura 5.6: Máquina de empaquetado

5.2 Mediciones de demanda

Los tres parámetros más importantes para investigar en cada máquina son: la presión de demanda, el caudal de demanda y la resistencia al flujo de la válvula que está conectada en cada máquina. Todos estos parámetros fueron obtenidos mediante mediciones en distintas partes de la empresa.

5.2.1 Caudal

Para llevar a cabo la medición del caudal de operación de las máquinas de roscado, cabeceo y empaquetado, se empleó un anemómetro situándolo en la salida de aire, como se puede observar en la Figura 6.7. La distancia entre la salida del aire y el anemómetro fue de 10 cm, ya que a esta distancia el anemómetro registró los valores más altos de velocidad. Esto permitió obtener la velocidad con la que el aire llegaba a la máquina y se calculó el caudal con el que opera. Estas mediciones se realizaron en todas las zonas. Para evitar una mala alineación entre la salida de aire y el eje del anemómetro, y

además, mantener constante la distancia entre el anemómetro y la salida, se contó con el apoyo de dos personas de Industrias Cato, quienes actuaron como guías permitiendo reducir en gran medida estos inconvenientes.



Figura 5.7: Medición del caudal de operación

5.2.2 Presión

Para realizar la medición de la presión de operación, se implementó un procedimiento donde se instaló una tubería equipada con una T. En dicha T se posicionó una manguera y un manómetro (ver Figura 6.8). Posteriormente, se ajustó la válvula manipulándola gradualmente hasta alcanzar la velocidad de operación previamente medida. Este proceso permitió obtener el valor de la caída de presión asociada a la operación de la máquina.



Figura 5.8: Medición de la presión de operación

5.2.3 Resistencia al flujo válvula representativa

Para la obtención del parámetro de la resistencia al flujo en la válvula, se implementó un arreglo de tuberías con manómetros ubicados antes y después de la válvula (ver Figura 6.9). Este arreglo se realizó siguiendo las instrucciones de la norma IEC 60534-2-3: Cv Válvulas de control. Una vez obtenido el arreglo de tubería, válvula y manómetros, se instalaron en la línea de alimentación de la red de aire comprimido de Industrias Cato. Posteriormente, se ajustó la válvula de manera gradual, incrementándola en intervalos de 5 grados para cada posición. Se comenzó con una posición de 90 grados (completamente cerrada) y se finalizó con una posición de 0 grados (completamente abierta). Con este procedimiento se puede obtener la caída de presión generada por la válvula, registrando simultáneamente la velocidad en la salida con ayuda del anemómetro. Es importante mencionar que este experimento no arrojó resultados exitosos para obtener el parámetro de resistencia al flujo de manera experimental. Esto se debió a que, durante las mediciones, no se obtuvieron

lecturas confiables del manómetro ubicado después de la válvula. Además, la resolución del anemómetro resultó ser un factor limitante, ya que cada vez que se abría más la válvula, la velocidad aumentaba y el anemómetro alcanzaba su límite de lecturas. De este modo, se optó por replicar el modelo matemático expuesto en los antecedentes [19], con el fin de obtener el parámetro de resistencia al flujo de la válvula.



Figura 5.9: Medición de la resistencia al flujo

5.2.4 Resultados de las mediciones de operación

Con la información recopilada, se presentan los resultados en la Tabla 6.1, que refleja el caudal de operación y la caída de presión asociada a la operación, para las máquinas que están ubicadas en cada zona. Estos resultados son esenciales para calcular

la eficiencia del compresor bajo las condiciones de funcionamiento diario. Estos datos se obtuvieron en un día representativo de operación de la empresa. A continuación, se especifica cuántas máquinas estaban operando en cada zona: la zona 1 estaba operando con una máquina de roscado; la zona 2 operaba con una máquina de cabeceo; la zona 3 con una máquina de roscado; y la zona de empaçado con 3 máquinas empaquetadoras.

Tabla 5.1: Resultados de medición de caudal y presión de operación en un día representativo

Zona de operación	ΔP Operación Psi	Caudal cfm
Máquina x1: Zona 1	5 ± 1	1.3 ± 0.1
Máquina x1: Zona 2	5 ± 1	2 ± 0.1
Máquina x1: Zona 3	5 ± 1	1.3 ± 0.1
Máquina x3: Empaquetado	60 ± 1	0.2 ± 0.1

5.3 Medición de potencia eléctrica consumida

Se empleó una pinza galvanométrica para registrar la potencia eléctrica consumida por el motor del compresor, mediante mediciones de voltaje y corriente en las tres fases del sistema. Esto se realizó con el objetivo de verificar si las fases del motor estaban operando a valores de tensión iguales y se encontró que estas fases estaban en balance. La Figura 6.10 ilustra el proceso de la tomas de mediciones. Cabe resaltar que estas mediciones se llevaron a cabo para tres puntos de operación distintos.



Figura 5.10: Medición de corriente y voltaje en la entrada del motor del compresor

En la Figura 6.11 se muestra la placa del motor que proporciona información detallada sobre sus especificaciones nominales. Esta placa ofrece los siguientes datos: el motor es de tipo delta, es decir que los terminales opuestos de las bobinas están conectadas juntas. También, este motor puede operar con un voltaje de 220V y una corriente de 78A, o con un voltaje de 440V y una corriente de 39A. Además, indica que el ángulo de fase de este motor es de $\cos(\phi)$ de 0.83 y que su velocidad de rotación es de 1755 rpm.



Figura 5.11: Datos nominales del motor

La primera medición fue llevada a cabo cuando la empresa operaba con 6 máquinas: una máquina de roscado en la zona 1, con una apertura de válvula de 11 grados; una máquina de conformado en la zona 2 con una apertura de válvula de 15 grados; una máquina de roscado en la zona 3, con una apertura de válvula de 13 grados; y tres máquinas en la zona de empaquetado con una apertura total de la válvula. La Figura 6.12 es una representación gráfica de la primera medición.

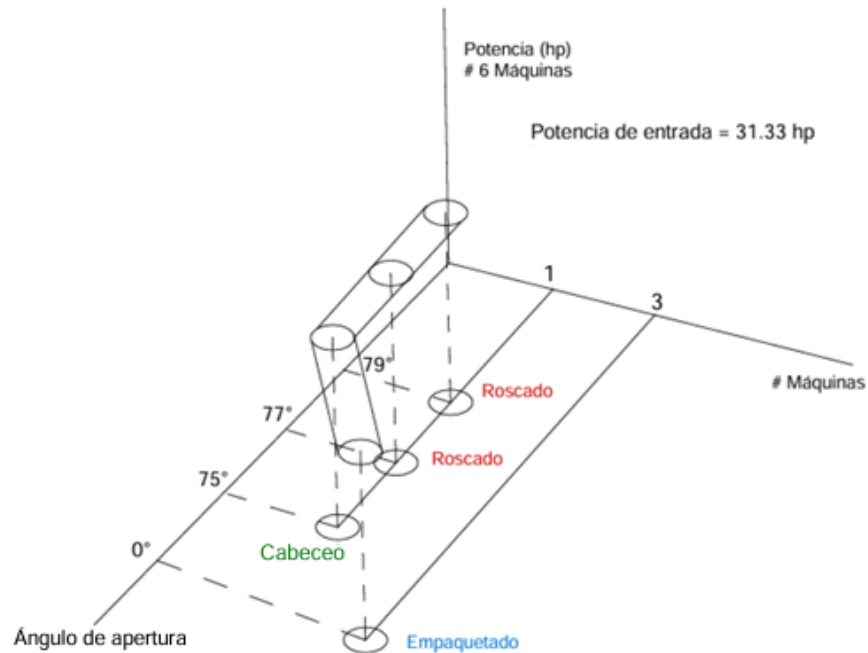


Figura 5.12: Medición 1

Fuente: Autor

La segunda medición fue llevada a cabo cuando la empresa operaba con 15 máquinas: una máquina de roscado en la zona 1 con una apertura de válvula de 12 grados; ocho máquinas de conformado en la zona 2, con una apertura de válvula de 15 grados; y seis máquinas de roscado en la zona 3 con una apertura de válvula de 11 grados. La Figura 6.13 es una representación gráfica de la segunda medición.

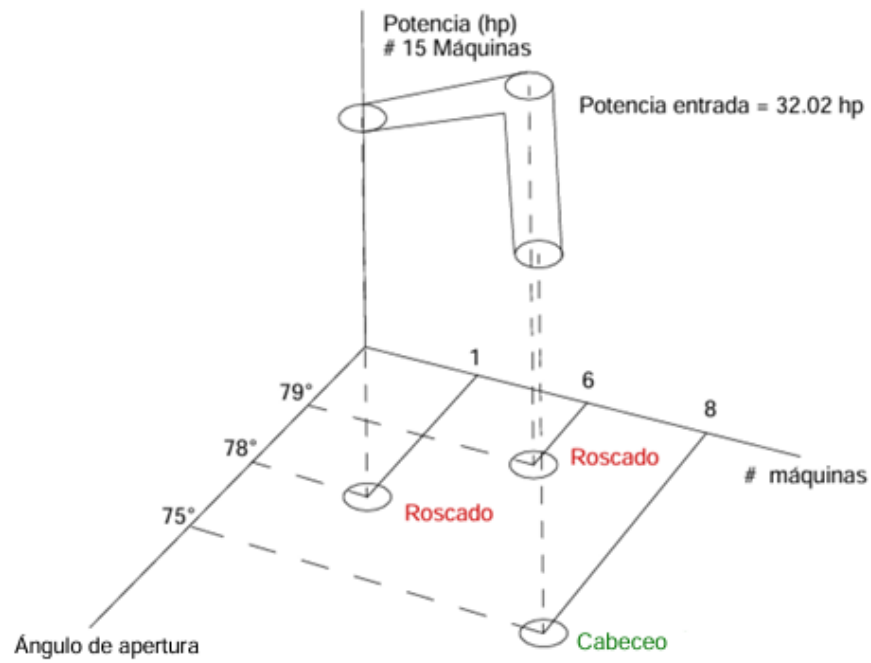


Figura 5.13: Medición 2

Fuente: Autor

La tercera medición fue llevada a cabo cuando la empresa operaba con 8 máquinas: cuatro máquinas de roscado en la zona 1, con una apertura de válvula de 11 grados; una máquina de conformado en la zona 2, con una apertura de válvula de 17 grados; y tres máquina de roscado en la zona 3, con una apertura de válvula de 10 grados. La Figura 6.14 es una representación gráfica de la tercera medición.

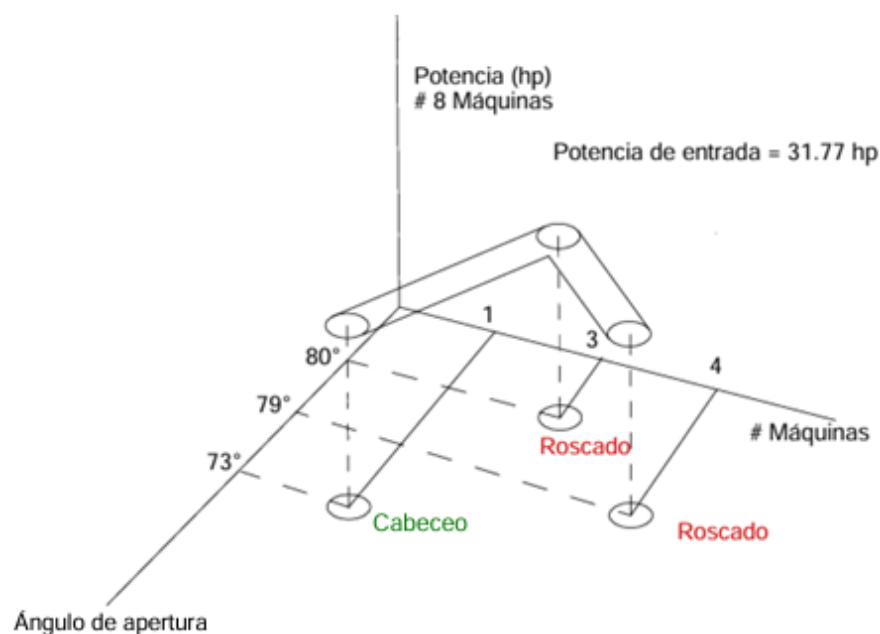


Figura 5.14: Medición 3

Fuente: Autor

5.3.1 Resultados de la medición de la potencia eléctrica consumida

Para calcular la potencia eléctrica consumida se aplicó la Ecuación 3.24. Los resultados de esta medición se encuentran detallados en la Tabla 6.2 para la primera medición, en la Tabla 6.3 para la segunda medición, y en la Tabla 6.4 para la tercera medición.

Tabla 5.2: Potencia eléctrica consumida medición 1

Fase	Voltaje (V)	Corriente (A)	$\cos \phi$	Potencia (KW)	Potencia (hp)
Fase 1	224.5	71.8	0.85	23.72	31.82
Fase 2	218.5	70.9	0.85	22.80	30.58
Fase 3	225.4	71.4	0.85	23.69	31.77

Tabla 5.3: Potencia eléctrica consumida medición 2

Fase	Voltaje (V)	Corriente (A)	$\cos \phi$	Potencia (KW)	Potencia (hp)
Fase 1	224.7	72.8	0.85	24.07	32.29
Fase 2	223.8	71.8	0.85	23.69	31.72
Fase 3	225.3	72.1	0.85	23.907	32.06

Tabla 5.4: Potencia eléctrica consumida medición 3

Fase	Voltaje (V)	Corriente (A)	$\cos \phi$	Potencia (KW)	Potencia (hp)
Fase 1	224.6	72.2	0.85	23.86	32.01
Fase 2	220.3	71	0.85	23.39	31.37
Fase 3	225.3	71.8	0.85	23.40	31.93

Con base en los resultados de las tablas anteriormente presentadas, se obtuvo la potencia eléctrica consumida promedio para cada una de las mediciones, obteniendo para la medición 1: **31.39 hp**, para la medición 2: **32.02 hp** y para la medición 3: **31.77 hp**.

6. CONSTRUCCIÓN DEL MODELO

6.1 Modelo dinámico del sistema

Para la construcción de este modelo, se siguió una serie de pasos que están expresados en el marco teórico Sección 3.6.2, cuyo desarrollo se detallará en este capítulo, permitiendo explicar las metodologías aplicadas, las variables consideradas y las decisiones tomadas durante la construcción del modelo.

6.1.1 Propósito del modelo

La implementación del modelo nos permite dar respuesta a una de las preguntas centrales que surgen en esta investigación: ¿será que el compresor puede operar con todas las máquinas al tiempo? En caso de una respuesta afirmativa, surge la posibilidad de indagar sobre la capacidad adicional del compresor para incorporar más máquinas en su tiempo de operación. Con base en los datos medidos de la Tabla 6.1, se determinó el caudal con que opera este sistema, el cual es de 50.7 cfm. Al considerar un diámetro de tubería de acero galvanizado de 2" y 1/2" pulgadas, se determinó que este sistema opera en un régimen turbulento. Esto se fundamenta en que, para que un flujo sea turbulento, el número de Reynolds debe ser mayor a 3600. En este caso, el número de Reynolds para este sistema es de 8410, por lo tanto, se concluye que este sistema opera en el régimen turbulento.

6.1.2 Variables de interés

En este proyecto, se emplea el caudal de operación del sistema como una variable **Tipo T**. Por otro lado, la presión que debe proporcionar el compresor se considera como una variable **Tipo A**.

6.2 Modelado de componentes

En esta sección, se exponen las condiciones que se tuvieron en cuenta para la obtención del modelo que involucra este sistema. Las analogías que sustentan este modelo están detalladas en la sección correspondiente del marco teórico.

La Figura 7.1 representa un circuito eléctrico análogo a la Figura 6.3, la cual es la red de tuberías de Industrias Cato. Las resistencias de color azul representan la resistencia al flujo ocasionada por la fricción en las tuberías, esta resistencia se calcula en la sección 7.2.3, mientras que la resistencia de color negro representa la resistencia asociada a la válvula y de operación de las máquinas, estas resistencias se explican las secciones 7.2.4 y 7.2.5

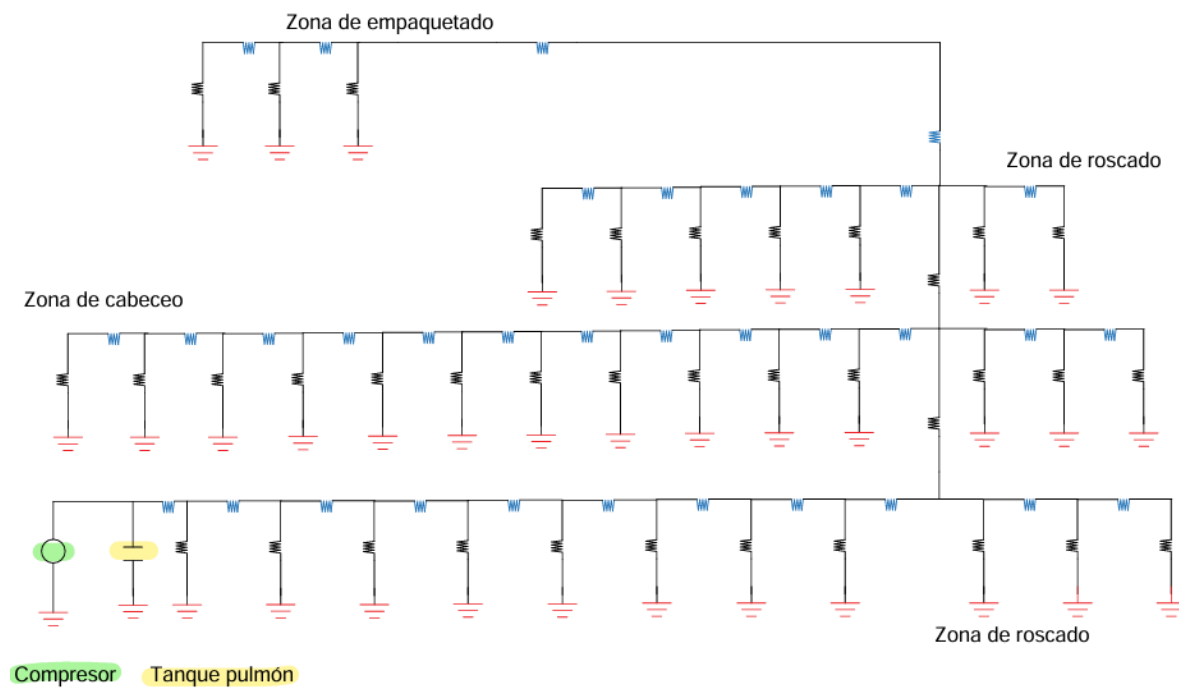


Figura 6.1: Circuito análogo a la red de tuberías

Fuente: Autor

6.2.1 Compresor:

Este componente fue representado en el modelo como una fuente de presión, como funcionamiento global del sistema. A lo largo de este capítulo, se explorará en detalle el impacto de esta fuente de presión en otras variables o componentes dentro del sistema. En la Figura 7.2 se puede observar la representación del compresor en el modelo.

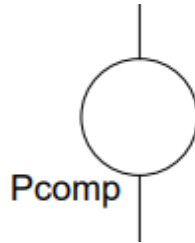


Figura 6.2: Representación del compresor en el modelo

Fuente: Autor

6.2.2 Tanque pulmón:

Este componente se modeló como un elemento capacitivo en el sistema, ya que actúa como un acumulador de presión que se descarga gradualmente con el tiempo, como se expresa en la Ecuación 3.16. Es importante destacar que, para los fines de este estudio, se estableció que el tanque pulmón permanece lleno en todo momento. Por lo tanto, en el desarrollo del modelo, no se tuvo en cuenta la energía potencial que el sistema involucra. En la Figura 7.3 se puede observar la representación del tanque pulmón en el modelo.

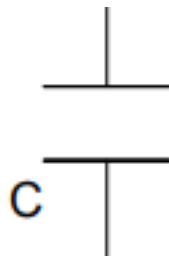


Figura 6.3: Representación del tanque pulmón en el modelo

Fuente: Autor

6.2.3 Tuberías:

Estos componentes se modelaron como elementos disipadores. También es importante destacar que no se tuvieron en cuenta los tramos de conducción de la tubería de 2" y accesorios de corta longitud, ya que su influencia en el sistema es menor al 1 %, para este calculo se usaron las Ecuaciones 3.20 y 3.21 (ver anexos). En consecuencia, se procedió a modelar y a agrupar los tramos más extensos y las conexiones entre la tubería principal y las máquinas, centrándose en aquellos elementos que tienen una contribución más significativa al comportamiento del sistema.

6.2.4 Pérdida asociada a las válvulas

Las válvulas que se encuentran en el sistema, conectadas a la red de suministro de cada máquina, también se han modelado como elementos disipadores. Esto se debe a que cuando el flujo atraviesa la válvula, en ese punto se presenta una resistencia.

6.2.5 Pérdida asociada a la operación de las máquinas

La pérdida de presión asociada a la operación de las máquinas se representa como un elemento disipador, y esta disminución de presión permite que la máquina ejecute su acción, que consiste en empujar los tornillos.

La conexión entre la pérdida asociada a las válvulas y la pérdida asociada a la operación de las máquinas es en serie, lo que permite la suma de sus efectos. En la Figura 7.4 se muestra la representación de las tuberías, válvulas y la caída de presión de operación de las máquinas en el modelo.



Figura 6.4: Representación de tuberías y la caída de presión de operación en el modelo

Fuente: Autor

6.3 Ecuación constitutiva

6.3.1 Resistencia al flujo de la pérdida en la válvula:

Para la obtención de la ecuación de este parámetro constitutivo, se optó por replicar el modelo matemático que está disponible en los antecedentes [19]. En dicho modelo, se incluyeron las dimensiones de la válvula DN15 la cual es objeto de esta investigación. En la Figura 7.5 se presentan los valores del parámetro de resistencia en relación con la apertura. Después de obtener esta relación, se realizó un ajuste exponencial para obtener la ecuación de la resistencia al flujo en función del ángulo de apertura (ver Ecuación 7.1).

$$R = 2 \times 10^{-6} e^{0.2054Ap} \quad (6.1)$$

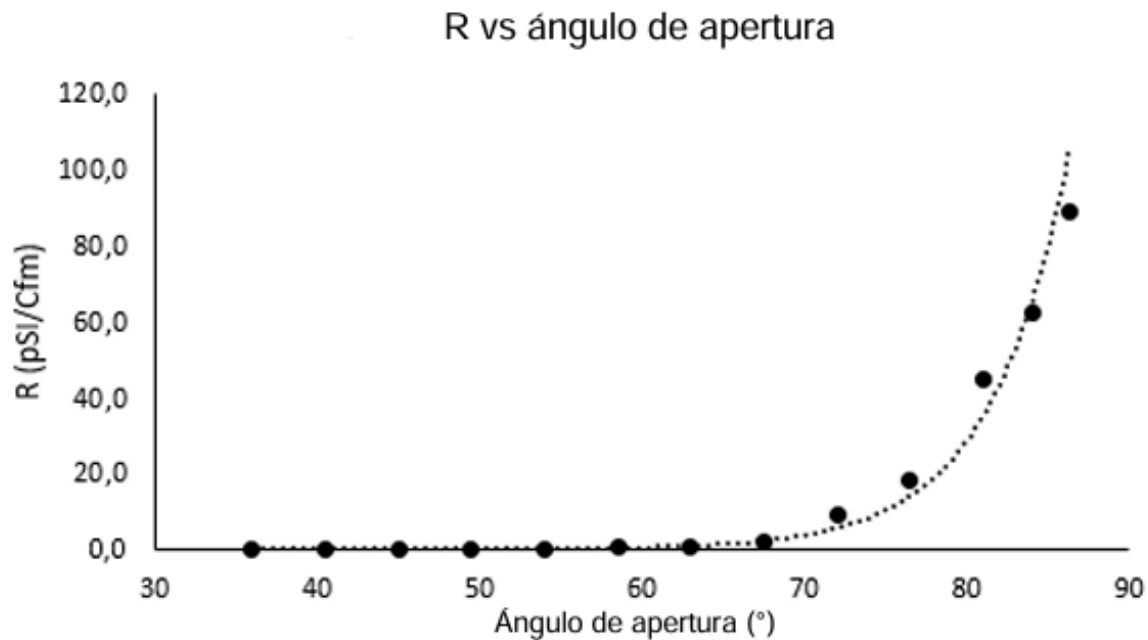


Figura 6.5: Resistencia al flujo en función de la apertura

Fuente: [19]

6.3.2 Cálculo de Resistencia de pérdidas asociadas a la operación:

Para obtener la resistencia asociada a la operación (ver sección 7.2.5), se empleó la Ecuación 3.19. El caudal y la caída de presión asociada a la operación para los tres tipos de máquinas son conocidos (ver Sección 6.2.1).

Tabla 6.1: Valores de la resistencia de operación de las máquinas en cada zona

Zona de operación	R (Psi/Cfm)
Zona 1	2,76
Zona 2	2,46
Zona 3	2,76
Zona Empaquetado	1493,61

6.4 Modelo simplificado del sistema

En la Figura 7.6 se presenta un circuito eléctrico simplificado en comparación con el presentado en la Figura 7.1. En este circuito, **P_{comp}** se refiere a la presión necesaria para alimentar el sistema. Los caudales **Q1**, **Q2**, **Q3** y **Q4** representan la suma de las demandas de cada máquina con respecto a su zona, y las resistencias **R1**, **R2**, **R3** y **R4** simbolizan las resistencias asociadas a las válvulas y a la caída de presión de operación en cada zona.

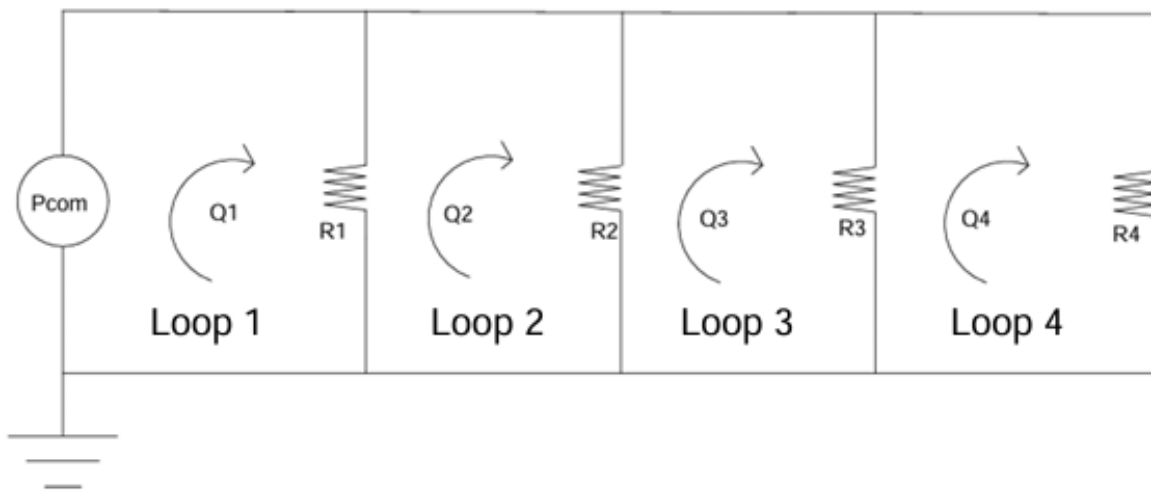


Figura 6.6: Circuito eléctrico análogo a la red de tuberías de aire comprimido

Fuente: Autor

6.4.1 Validación del modelo

Para validar el modelo propuesto anteriormente Figura 7.6, se decidió replicar las condiciones de operación del día en que se llevaron a cabo las mediciones. De esta manera, se busca confirmar si el modelo es apropiado para la investigación. Esto se puede verificar al comparar los resultados que proporciona el modelo con los datos experimentales presentados en la Tabla 6.1.

Para el desarrollo de este modelo se utilizará la ecuación de compatibilidad, realizando una suma de presiones para cada loop. Dado que este modelo opera en el rango turbulento, se emplea la Ecuación (3.19).

La Ecuación 7.2 representa la suma de presiones del loop 1.

$$R_1 \times Q_1^2 - R_1 \times Q_2^2 = P_{comp} \quad (6.2)$$

La Ecuación 7.3 representa la suma de presiones del loop 2.

$$-R_1 \times Q_1^2 + (R_1 + R_2) \times Q_2^2 - R_2 \times Q_3^2 = 0 \quad (6.3)$$

La Ecuación 7.4 representa la suma de presiones del loop 3.

$$-R_2 \times Q_2^2 + (R_2 + R_3) \times Q_3^2 - R_3 \times Q_4^2 = 0 \quad (6.4)$$

La Ecuación 7.2 representa la suma de presiones del loop 4.

$$-R_3 \times Q_3^2 + (R_3 + R_4) \times Q_4^2 = 0 \quad (6.5)$$

Las Ecuaciones 7.2, 7.3, 7.4 y 7.5 conforman un sistema de ecuaciones 4x4, lo que significa que tenemos 4 ecuaciones para 4 incógnitas. En este caso, las incógnitas corresponden a los caudales. Este sistema de ecuaciones permite determinar los valores de los caudales en el sistema. .

Los valores presentados en la Tabla 7.2 representan la suma de la resistencia al flujo de la válvula y la resistencia de operación de la máquina. Dado que estas 2 resistencias están conectadas en serie, se pudieron sumar de manera lineal. Por otro lado en la resistencia **R4** hay 3 máquinas, lo que indica que el valor de esta es equivalente a una conexión de 3 máquinas conectadas en paralelo. La presión del compresor **Pcom** utilizada para esta validación es de 70 psi, la cual coincide con la presión operativa diaria de la empresa.

Tabla 6.2: Valores de las resistencias

Resistencia	R (Psi/Cfm)
R1	47,27
R2	20,26
R3	47,27
R4	165,96

En la Tabla 7.3 se presentan los caudales, donde **Q1** refleja el caudal de la máquina situada en la zona 1, **Q2** representa el caudal de la máquina en la zona 2, **Q3** indica el caudal de la máquina en la zona 3, y **Q4** representa el caudal de la máquina empaquetadora. Estos caudales son los resultados proporcionados por el modelo. De este modo, se puede observar que la diferencia entre el caudal que predijo el modelo y el caudal experimental es mínima, ya que se generan errores menores al 10 %. De esta manera, se puede validar que el modelo funciona y puede ser utilizado en este proyecto.

Tabla 6.3: Comparación de los caudales de operación obtenidas por el modelo y experimentalmente

	Caudales del modelo (Cfm)	Caudales de operación (Cfm)	% Error
Q1	1,22	1.3	6.15
Q2	1,86	2	7
Q3	1,22	1.3	6.15
Q4	0,21	0.2	5

Después de obtener los caudales proporcionados por el modelo, se procede a verificar la caída de presión asociada con la operación de la máquina. Este valor se comparará con la caída de presión experimental indicada en la Tabla 6.1. Para calcular la caída de presión asociada a la operación de la máquina, se resta la caída de presión respecto a la válvula y la presión de alimentación. La Figura 7.7 muestra el esquema de conexión entre la resistencia de la válvula y la resistencia asociada a la operación. Desde el punto 1 hasta el punto 2 se observa la presión de alimentación, mientras que desde el punto 1

hasta el punto 3 se indica la caída de presión ocasionada por la válvula.

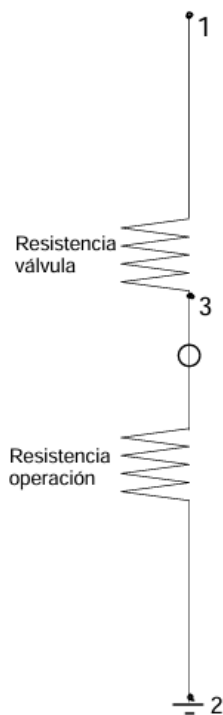


Figura 6.7: Representación de la resistencia de la válvula y de operación

Fuente: Autor

En la Tabla 7.4 se muestran las presiones de alimentación y las caídas de presión asociadas a la válvula. La presión de alimentación fue calculada mediante la Ecuación 3.19, utilizando el caudal obtenido del modelo y las resistencias de la Tabla 7.2. Por otro lado, el cálculo de la caída de presión después de la válvula también empleó la Ecuación 3.19, pero en este caso se utilizó únicamente la resistencia de la válvula y el caudal del modelo.

Tabla 6.4: Resultados de la presión de la línea y la caída de presión después de la válvula

Zona	Presión de alimentación (Psi)	Caída presión Válvula (Psi)
1	69,20	64,87
2	69,33	60,59
3	69,20	64,86
4	65,87	0,000142

En la Tabla 7.5 se presentan las caídas de presiones asociadas a la operación de la máquina, donde **P1** representa la caída de presión de la máquina de la zona 1, **P2** representa la caída de presión de la máquina de la zona 2, **P3** indica la caída de presión de la máquina de la zona 3, y **P4** representa la caída de presión de la máquina empaquetadora.

Tabla 6.5: Comparación de presiones de operación obtenidas por el modelo y experimentalmente

Presión	ΔP Operación del modelo Psi	ΔP Operación experimental Psi	%Error
P1	4,33	5	13.35
P2	8,74	10	12.64
P3	4,33	5	13.35
P4	65,87	60	9.78

Como se puede observar, los errores no superan el 15 %, atribuyendo la causa de este error a la sensibilidad de los manómetros que se usaron el día de la medición. Esto se debe al hecho de que el rango de medición especificado para dichos manómetros era de 0 a 200 psi. Como se detalla en la Tabla 7.6, los valores registrados se aproximaron a 5 y 10 psi. Por ende, un manómetro con un rango más ajustado podría proporcionar mediciones más exactas. Sin embargo, se puede confirmar que las caídas de presión asociadas a la operación proporcionadas por el modelo son adecuadas para la ejecución de este proyecto.

6.5 Cálculo de la potencia neumática que debe entregar el compresor

Para determinar la potencia neumática que debe tener el compresor para abastecer el sistema, se procedió a convertir el circuito de la Figura 7.6 en un circuito equivalente, como se presenta en la Figura 7.8. Abordando de esta manera el problema, se puede conocer de manera completa cómo funciona el modelo. En este nuevo esquema, la resistencia equivalente R_{eqv} engloba todas las máquinas presentes en el sistema. Para calcular la suma de resistencias en paralelo se empleó la Ecuación 3.23. Por otro lado, el caudal total Q_{total} representa la suma total de los caudales individuales de cada máquina. Los caudales que fueron utilizados para el funcionamiento de este modelo

son los mostrados en la Tabla 6.1. Todas la máquinas que fueron modeladas estaban configuradas con los siguientes datos de apertura en las válvulas: para la zona 1 y 3 se definió un apertura de 80 grados, mientras que para la zona 2 se definió una apertura de 75 grados. Estos valores representan las posiciones operativas específicas de estas máquinas.

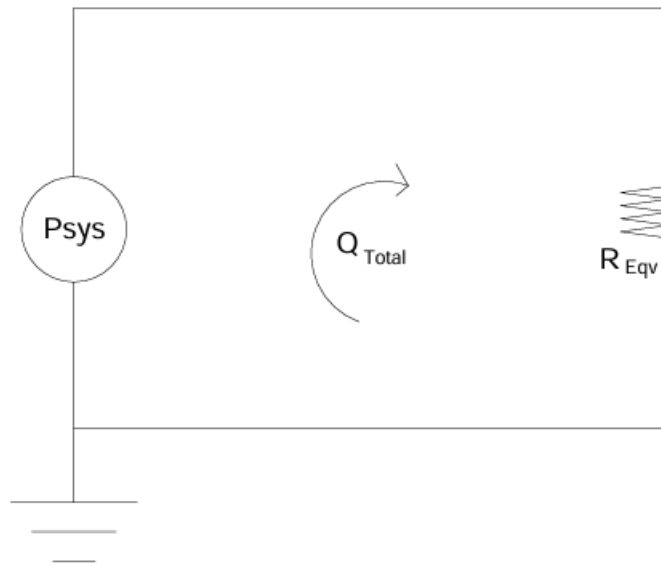


Figura 6.8: Circuito equivalente de todo el sistema
Fuente: Autor

6.5.1 Eficiencia del compresor

La eficiencia actual del compresor se obtiene utilizando los datos proporcionados en la sección 6.4, donde se detalla la potencia eléctrica consumida en diferentes mediciones. Dado que se conoce el número de máquinas en cada medición y su apertura de válvula, es posible calcular la potencia de salida utilizando el funcionamiento del modelo. De esta manera, se puede determinar la eficiencia del compresor operando en estas condiciones específicas. En la Tabla 7.6 se muestran los resultados obtenidos de potencia de entrada, potencia de salida y eficiencia del compresor.

Tabla 6.6: Datos de potencia del compresor

# Máquinas	Potencia de entrada (hp)	Potencia de salida (hp)	Eficiencia %
6	31.39	1.7569	6
8	31.77	3.8748	12
15	32.02	8.8215	28

La Figura 7.9 representa la relación entre la eficiencia del compresor y la potencia de salida, mientras que la ecuación que modela esta relación se expone en la Ecuación 7.6. Esta ecuación fue obtenida mediante una extrapolación lineal fundamentada con los datos presentados de la Tabla 7.6.

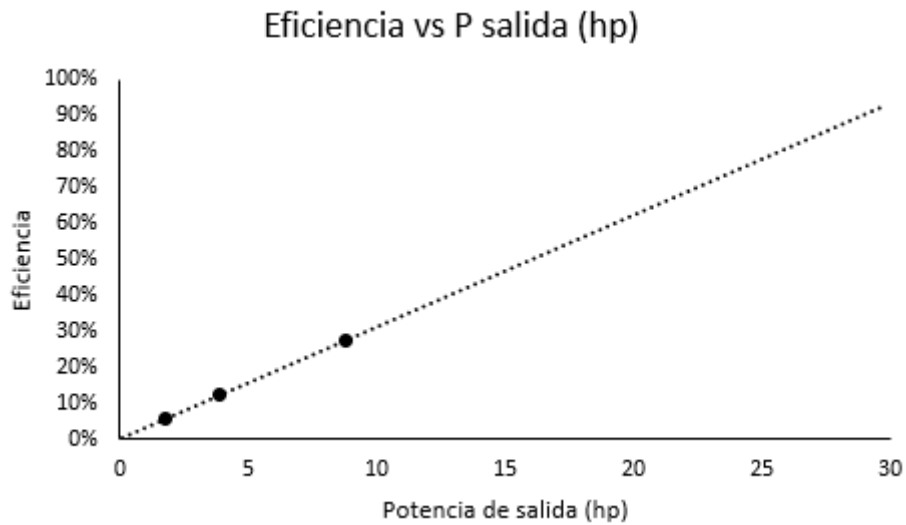


Figura 6.9: Relación potencia demandada vs eficiencia

Fuente: Autor

$$\eta = 0.0311 * P_s + 0.0015 \quad (6.6)$$

6.5.2 Evaluación del sistema con las máquinas actuales

En esta sección se va a evaluar el sistema operando al 100 %, lo cual representa que estaría con un total de 34 máquinas. La simulación del modelo se llevó a cabo utilizando los datos de la Tabla 7.7, la cual refleja el resultado de todas las máquinas operando de manera conjunta. Posteriormente para obtener la presión del sistema se usó la Ecuación 3.19, dando así como resultado **80.327 psi**, valor que representa la presión estimada necesaria que debe generar el compresor, esto con el objetivo de garantizar el funcionamiento óptimo y eficiente de todas las máquinas del sistema en las condiciones especificadas.

Tabla 6.7: Datos de caudal y resistencia para el sistema operando con las máquinas actuales

Caudal total Q_{total}	Resistencia equivalente R_{eqv}
50.7 Cfm	0.03125 Psi/Cfm

La potencia neumática generada por el compresor es de **17.77 hp**. Con esta potencia de salida conocida, se puede calcular la eficiencia del compresor utilizando la Ecuación 7.6, dando como resultado una eficiencia del compresor de **55 %**.

7. PROYECCIÓN HIPOTÉTICA DE CRECIMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL

7.1 Proyección hipotética de crecimiento

Industrias CATO tiene una nueva planificación de crecimiento, debido a que ha identificado la necesidad de adquirir nueva maquinaria. Esto con el objetivo de aumentar significativamente la producción de tornillos, lo cual se alinea directamente con los objetivos a largo plazo de la empresa.

Industrias Cato ha expresado su deseo de expandirse un valor hipotético del 50 % a lo largo de este año. Esta proyección de crecimiento no solo se limita en la adquisición de nueva maquinaria, sino también que se materialice con la creación de una innovadora línea de producción. Para dar cabida a esta expansión, se ha planificado la construcción de una nueva sala de máquinas, proporcionando así el espacio necesario para albergar el crecimiento deseado por la empresa.

7.2 Nueva distribución hipotética del cuarto máquinas

Industrias CATO implementó una nueva sala de operación, la cual albergará las máquinas adicionales. La conexión de aire comprimido de las máquinas nuevas y las actuales será de la misma manera, como se especifica en la Sección 6.1. Por otra parte, la red de tuberías de aire comprimido que brindarán el suministro de potencia neumática a la sala, está conectada con la tubería de la zona 1. La ubicación de esta sala se presenta en el recién incorporado mapa de instalación (ver Figura 8.1), ya que constituye un espacio adicional dentro de la empresa, facilitando así la interconexión entre las distintas salas.

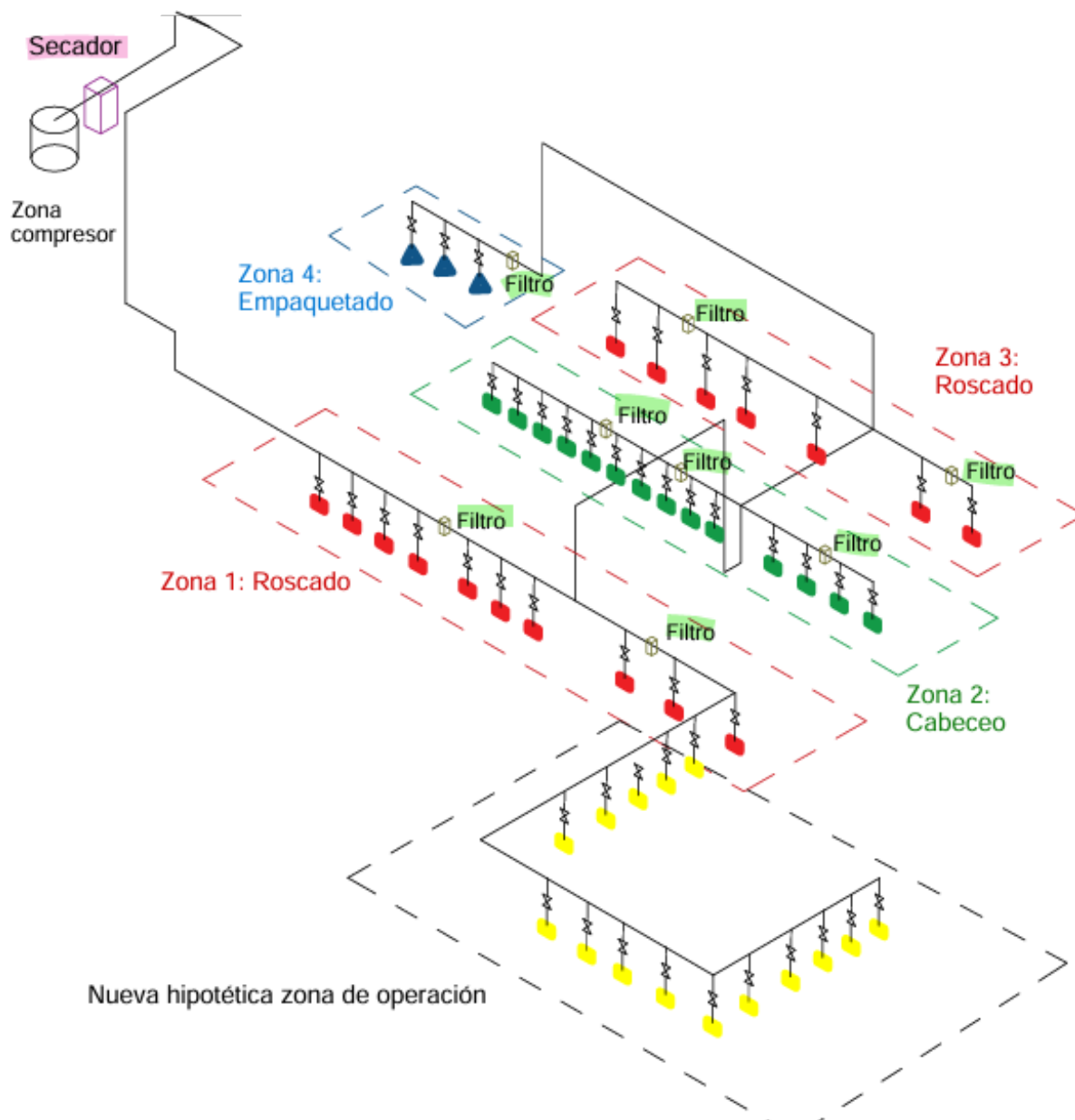


Figura 7.1: Nuevo mapa de instalación con la nueva maquinaria

Fuente: Autor

7.2.1 Nuevas máquinas

Industrias CATO ha adquirido recientemente un conjunto de nuevas máquinas que fortalecerán sus operaciones. Entre las adquisiciones se encuentran 8 máquinas de roscado, 7 máquinas de conformado y 1 máquina empaquetadora.

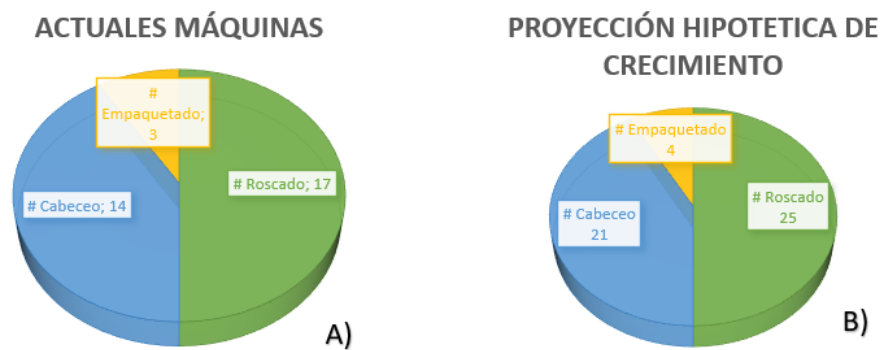


Figura 7.2: Representación gráfica de la cantidad máquinas
Fuente: Autor

En la Figura 8.3a se presentan la nueva máquina de roscado y en la Figura 8.3b la nueva máquina de cabeceo. Esto se muestra con el fin de contribuir una comprensión más completa de las incorporaciones recientes en Industrias CATO.



(a)



(b)

Figura 7.3: Máquina de Roscado y Cabeceo

7.3 Evaluación del sistema con las potenciales nuevas máquinas

En esta sección se requiere que el sistema opere con un conjunto compuesto tanto por las máquinas ya existentes como por las recién añadidas, conformando así un total de 50 máquinas. El método empleado para determinar la presión seguirá la misma metodología expuesta en la Sección 7.5.2. En la Tabla 8.1 se encuentran detallados los valores específicos de caudal y resistencia necesarios para llevar a cabo el proceso de simulación. La presión calculada en este caso fue de **80.245 psi**, donde representa el valor que debe generar el compresor para satisfacer las demandas del conjunto de máquinas actuales y nuevas.

Tabla 7.1: Datos de caudal y resistencia para el sistema con adición de la nuevas máquinas.

Caudal total Q_{total}	Resistencia equivalente R_{eqv}
75.3 Cfm	0.01415 Psi/Cfm

La potencia neumática generada por el compresor, considerando la adición de la nueva maquinaria, es de **26.367 hp**. Por lo tanto, la eficiencia del compresor sería del **82 %**.

Con estos resultados se puede definir que, a medida que el compresor proporciona un caudal de entrega mayor, su eficiencia también aumenta. Por lo tanto, la adición de nueva maquinaria para satisfacer las necesidades de producción adicionales parece una opción estratégica. Esto se basa en la capacidad demostrada del compresor para manejar tanto la demanda actual como la futura, lo que implica un potencial de crecimiento sostenible para la empresa.

8. OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA

8.1 Costos económicos

Para evaluar los costos económicos, considerando que el compresor opera las 24 horas del día y con la potencia eléctrica consumida conocida, como se detalla en el capítulo 6, se han calculado los costos diarios, mensuales y anuales de esta. Para la realización de este estudio, se tuvo en cuenta que el kwh en la ciudad de Cali, para el sector industrial es alrededor de 500 cop/kwh. En la Tabla 9.1 se presentan los costos para esta potencia.

Tabla 8.1: Costos de la potencia consumida

Tiempo	Potencia eléctrica consumida kw	Potencia Kwh	Costo \$
Día	23,86	572,64	286.320
Mes	23,86	17417,8	8.708.900
Año	23,86	209013,6	104.506.800

8.2 Alternativas de mejora para el desempeño

8.2.1 Creación de una herramienta para la optimización

Basándonos en el modelo propuesto en el capítulo 7, se ha decidido crear un código desarrollado en Matlab (ver anexos) que permitirá a la empresa ajustar parámetros, como la cantidad de máquinas en funcionamiento, la posición de la válvula o estimar una presión de operación. Los resultados obtenidos a través de este código abarcarían la potencia neumática y la eficiencia del compresor. De esta manera, la empresa tendría la capacidad de evaluar y entender cómo está operando en un día de funcionamiento, identificando aspectos cruciales de su desempeño y ayudando a la toma de decisiones para operar de manera más eficiente.

8.2.2 Diseño de un nuevo tanque pulmón

Como última alternativa, se ha diseñado un nuevo tanque pulmón con el objetivo de almacenar el aire sobrante y evitar su pérdida. Esta estrategia permite al compresor trabajar por ciclos en lugar de operar de manera continua, como lo hace actualmente. Esta solución tiene el potencial de reducir los costos de operación al optimizar el uso de la energía y minimizar el desperdicio de aire comprimido. Al trabajar por ciclos, el compresor puede activarse únicamente cuando sea necesario, lo que ayuda a evitar el funcionamiento constante y el consumo excesivo de energía. De esta manera se pueden reducir los costos de generación de aire comprimido.

Inicialmente, se empleó un ábaco para el diseño de los tanques de pulmón, como se muestra en la Figura 9.1 [20]. Para utilizar este ábaco, es necesario iniciar con un valor de entrada, en este caso sería el caudal de salida del compresor. Es importante destacar que el compresor no cuenta con un variador de frecuencia ni con la capacidad de regular las RPM para aumentar el caudal. Por lo tanto, el compresor opera a un caudal fijo que corresponde a $2 \text{ m}^3/\text{min}$, representado por una línea naranja en el ábaco. Esta línea se extiende hasta alcanzar la diferencia de presión admisible deseada, que en este diseño se estableció en 1 bar. Posteriormente, la línea azul se eleva hasta alcanzar el número de veces que se desea que el compresor opere en una hora, lo cual para este diseño equivale a 15 veces. Finalmente, la línea verde representa el volumen del nuevo tanque pulmón, el cual se determinó como 2 m^3 . Este proceso permite calcular de manera precisa el tamaño del tanque pulmón que se requiere para almacenar el aire sobrante y además, optimizar el funcionamiento del compresor por ciclos, contribuyendo así a la eficiencia operativa del sistema.

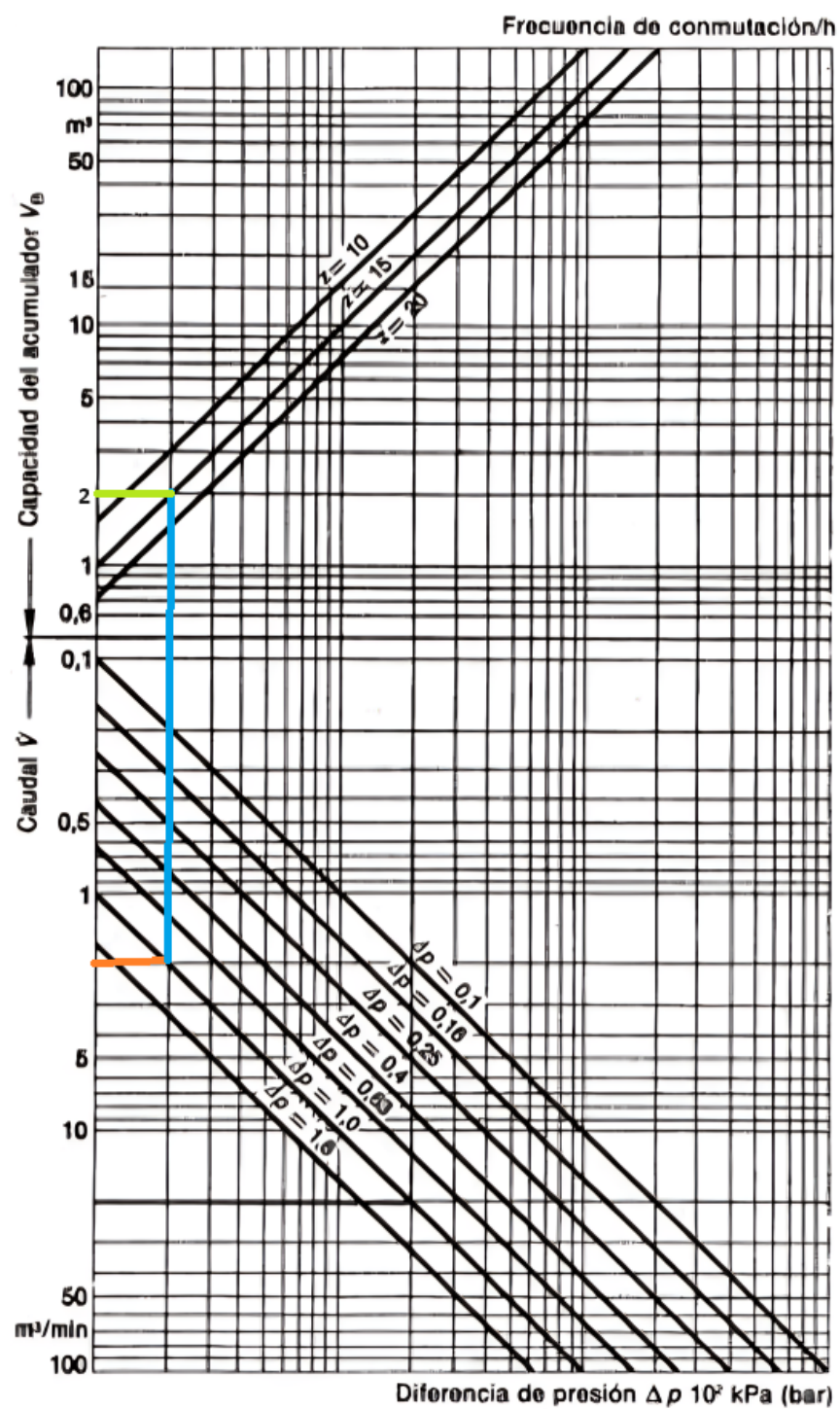


Figura 8.1: Ábaco para diseñar tanques pulmón [20]

Una vez obtenidas las dimensiones del tanque y conociendo la frecuencia de operación del compresor, que es de 15 ciclos por hora, con cada ciclo condicionado a 2 minutos de operación seguidos de 2 minutos de descanso, se obtuvo una suma total de 30 minutos de descanso por hora para el compresor. Esto indica que el compresor estaría trabajando la mitad del tiempo. En la Tabla 9.2 se presentan los costos asociados a la generación de aire, modificando la operación del compresor para que su funcionamiento sea por ciclos.

Tabla 8.2: Costos de la potencia consumida con el compresor operando por ciclos

Tiempo	Horas Operación	Potencia consumida kw	Potencia Kwh	Costo \$
Día	12	23,86	286,32	143.160
Mes	365	23,86	8708,9	4.354.450
Año	4380	23,86	104506.8	52.253.400

Como se puede observar, los costos se reducen considerablemente en comparación con los costos presentados en la Tabla 9.1. Por lo tanto, esta alternativa resulta beneficiosa para la empresa. Es importante destacar que los costos mencionados se basan en el supuesto de que el compresor se vacía cada hora, pero en la práctica, los intervalos de vaciado podrían ser más largos, lo que llevaría a una reducción aún mayor de los costos. Además, los costos de mantenimiento del compresor también se reducen, ya que no estaría operando de manera continua y los intervalos para mantenimiento serían más largos.

9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Durante el desarrollo de este proyecto, se ha creado un modelo capaz de simular las condiciones de operación de la empresa, permitiendo determinar la potencia neumática necesaria para su funcionamiento adecuado.

Durante el transcurso de este proyecto, se ha logrado contextualizar y comprender el funcionamiento del aire comprimido en la empresa gracias a una implementación clara de la metodología. Además, con la asistencia del modelo, se ha evaluado varios puntos de operación para clarificar la eficiencia del compresor actual, lo que ha permitido la toma de decisiones fundamentadas. Esta experiencia ha proporcionado una visión más amplia y sólida sobre el manejo eficiente del aire comprimido en un entorno empresarial.

Basándonos en los resultados obtenidos, se puede responder a una de las preguntas clave de este proyecto: ¿puede el compresor satisfacer la potencia neumática de las máquinas actuales todas a la vez? La respuesta es afirmativa. Además, una vez resuelta la consulta inicial, se formuló la siguiente pregunta: ¿el compresor puede operar con unas futuras máquinas adicionales que Cato desea implementar?, y nuevamente, la respuesta es afirmativa. Por lo tanto, utilizando los datos de operación de las máquinas presentados en este proyecto, se concluye que es factible un eventual crecimiento de la empresa.

Finalmente, con un nuevo hipotético tanque pulmón de 2m^3 , se optimizó la generación de aire en la empresa. Al operar el compresor por ciclos, los costos operativos se redujeron en un 50 %, aumentando así la eficiencia y sostenibilidad a largo plazo.

Trabajos futuros

- Evaluar la integridad estructural del tanque con el fin de permitir operaciones a presiones más elevadas, y emplear un regulador para controlar la presión del sistema de manera adecuada.
- Evaluar el comportamiento del tanque pulmón y cómo este mismo se va descargando gradualmente a medida que suministra energía al sistema.
- Desarrollar un sistema de control que permita ajustar las válvulas de acuerdo a los requerimientos específicos de la máquina.
- Realizar un análisis exhaustivo del compresor para obtener las curvas de eficiencia correspondientes.
- Desarrollar e implementar un estudio de automatización industrial para habilitar el funcionamiento del compresor únicamente cuando sea requerido.
- Explorar la viabilidad de modificar el diámetro de las válvulas y analizar su impacto en el funcionamiento del sistema.
- Explorar la viabilidad de cambiar el compresor de tornillo por uno equipado con un variador de frecuencia, y analizar cómo estos cambios podrían afectar al sistema.

10. ANEXOS

10.1 Datos meteorológicos de la ciudad de Cali

La Figura 11.1 representa la de temperatura de la ciudad de Cali y la figura 11.2 representa la humedad relativa. Los datos de estas gráficas fueron proporcionados por la estación meteorológica de la Universidad del Valle.

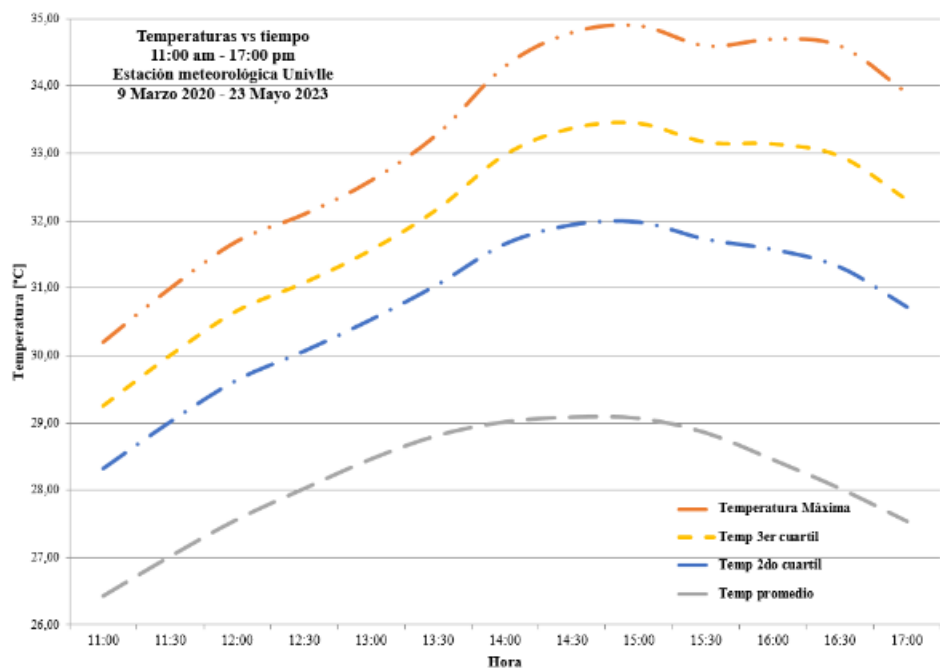


Figura 10.1: Gráfica de temperatura de la ciudad de Cali

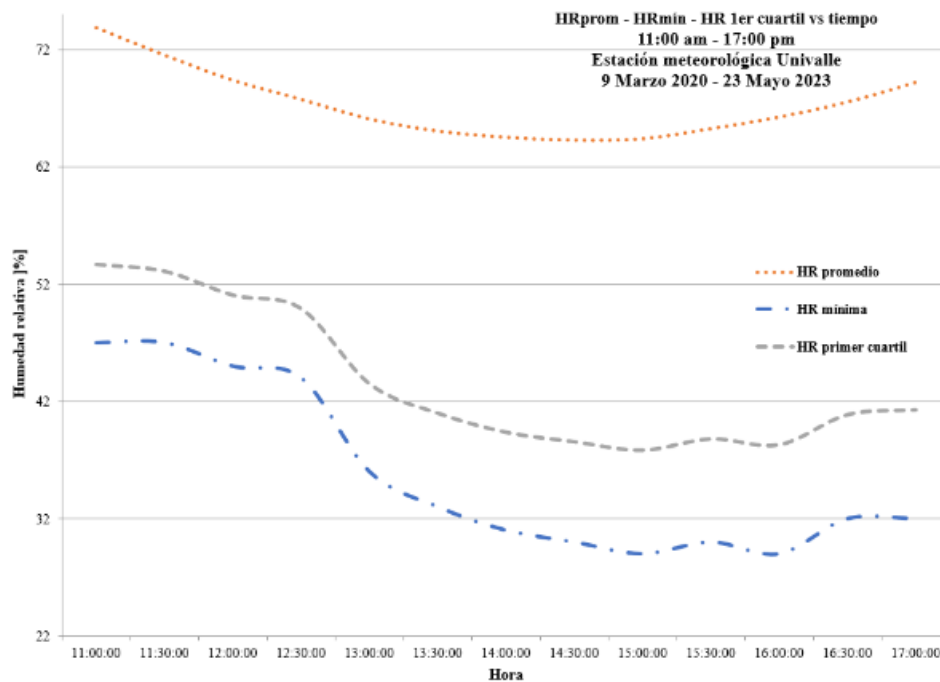


Figura 10.2: Humedad relativa de la ciudad de Cali

10.2 Resultados de pérdida de presión por conducción

En la Tabla 11.1 se presentan los datos necesarios para calcular el parámetro R por conducción.

Tabla 10.1: Datos para calcular el parámetro R de conducción

Rugosidad	0.00015 m
Diámetro tubería principal	2"
Diámetro tubería secundaria	1/2"
Caudal tubería principal	54 cfm
Caudal tubería secundaria	1.3 cfm
Factor de fricción	0.057

La Tabla 11.2 muestra los resultados obtenidos para la resistencia de conducción de las tuberías de 2" y 1/2". Estas dos resistencias se compararán para analizar la influencia de la resistencia de conducción de las tuberías de 2" en el sistema. Esta influencia se obtuvo dividiendo la resistencia de conducción de 1/2" entre la resistencia de conducción de 2".

Tabla 10.2: Resultados parámetro R de conducción

R Conducción 2"	R Conducción 1/2"	Influencia %
0.143216 Mpa/Cfm	259,815 Mpa/Cfm	0.06 %

10.3 Software del modelo

En esta sección se presenta el código creado en MATLAB, el cual ha sido meticulosamente diseñado como una herramienta personalizada para cubrir los requerimientos específicos y las operaciones particulares de la empresa.

```

clc, clear all

Maqz1 = input('Número de máquinas en la zona 1: '); % Número de maquinas en operacion en la zona 1
ApMaqz1 = input('Apertura de la valvula para la zona 1:'); % Apertura de las valvulas para la operación de las máquinas en la zona 1

Maqz2 = input('Número de máquinas en la zona 2: '); % Número de maquinas en operacion en la zona 2
ApMaqz2 = input('Apertura de la valvula para la zona 2: '); % Apertura de las valvulas para la operación de las máquinas en la zona 2

Maqz3 = input('Número de máquinas en la zona 3: '); % Número de maquinas en operacion en la zona 3
ApMaqz3 = input('Apertura de la valvula para la zona 3: '); % Apertura de las valvulas para la operación de las máquinas en la zona 3

Maqz4 = input('Número de máquinas en la zona 4: '); % Número de maquinas en operacion en la zona 4
ApMaqz4 = input('Apertura de la valvula para la zona 4: '); % Apertura de las valvulas para la operación de las máquinas en la zona 4

clc

AP1=90-ApMaqz1;
AP2=90-ApMaqz2;
AP3=90-ApMaqz3;
AP4=ApMaqz4;

Ap = [AP1, AP2, AP3, AP4]; % vector angulos de apertura

Rv = zeros(size(Ap)); % resistencia de la valvula

for i = 1:length(Ap)
    Rv(i) = 2*10^(-6)*exp(0.2054*Ap(i)); % se evalua la resistencia de la valvul para cada apertura
end

Ro=[2.76, 2.46, 2.76, 1493.61] ;% resistencias de operación

R=Rv+Ro;

Qmaq1=Maqz1*1.3; %caudal de operación"
Qmaq2=Maqz2*2;
Qmaq3=Maqz3*1.3;
Qmaq4=Maqz4*0.2;

Reqv1= (Maqz1 * sqrt(1/R(1)))^(-2);
Reqv2= (Maqz2 * sqrt(1/R(2)))^(-2);

```

```

Reqv3= (Maqz3 * sqrt(1/R(3)))^(-2);
Reqv4= (Maqz4 * sqrt(1/R(4)))^(-2);

Suma_Resistencias = 0;

% contribución de Reqv1 si es cero
if Reqv1 ~= 0
    Suma_Resistencias = Suma_Resistencias + sqrt(1/Reqv1);
end

% contribución de Reqv2 si es cero
if Reqv2 ~= 0
    Suma_Resistencias = Suma_Resistencias + sqrt(1/Reqv2);
end

% contribución de Reqv3 si es cero
if Reqv3 ~= 0
    Suma_Resistencias = Suma_Resistencias + sqrt(1/Reqv3);
end

% contribución de Reqv4 si es cero
if Reqv4 ~= 0
    Suma_Resistencias = Suma_Resistencias + sqrt(1/Reqv4);
end

ReqvF = (Suma_Resistencias)^-2; %Resistencia equivalente de todo el sistema

QTotal=Qmaq1+Qmaq2+Qmaq3+Qmaq4; % caudal total acorde con el número de maquinas

Pr=ReqvF*QTotal^2; %presion del sistema psi

Pot=Pr*QTotal*144; %potencia de descarga (lbf/ft^2)*(ft^3/min) = (lbf*ft/min)

Potencia= Pot/33000; % potencia de descarga del sistema en hp

Eficiencia= (0.0311*Potencia+0.0015)*100;

% Resultados
disp(['la presión del sistema es: ' num2str(Pr) ' psi']);
disp(['La potencia de salida es: ' num2str(Potencia) ' hp']);
disp(['La eficiencia del compresor es: ' num2str(Eficiencia) '%']);

```

Referencias

- [1] Carnicer E. AIRE COMPRIMIDO. Gustavo Gili; 1981.
- [2] INDUSTRIAS CATO;. Available from: <http://www.cato.com.co/>.
- [3] Taranto T. Compressed Air Assessment Basics. U.S Department of energy;.
- [4] Potter MC, Somerton CW. Thermodynamics for Engineers. Mc Graw Hill;.
- [5] Cengel YA, Cimbala J, Turner R. FUNDAMENTALS OF THERMAL-FLUID SCIENCES. Mc Grwa-hill;.
- [6] Cengel Y, Boles M. Termodinámica. Mc Grwa-hill; 2011.
- [7] Compresores de Proceso a tornillos;. Available from: <https://es.slideshare.net/angelui/compresores-de-proceso-a-tornillos>.
- [8] Soto AA. Propuesta de rediseño de la red de aire comprimido de industrias ceresita S.A. Universidad de Talca; 2005.
- [9] Munson B, Young D. Fundamentals of Fluid Mechanics. vol. 6; 2009.
- [10] clarence W de silva. Modeling of dynamic systems with engineering applications. crc press;.
- [11] Palm WJ. System Dynamics. University of Rhode Island;.
- [12] Lobontiu N. System Dynamics for engineering students. PUniversity of Alaska Anchorage;.
- [13] CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LA PRODUCCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO. KaeserMexico;. Available from: https://airecomprimidokaeser.com/index.php/2021/06/14/conceptos_fundamentales_de_la_produccion_de_aire_comprimido/.
- [14] ¿Qué es una pinza amperimétrica?. HIOKI;. Available from: <https://www.hioki.com/us-es/learning/test-tools/clamp-meter.html>.

- [15] Alpapucho ERT. Diseño e implementacion de la red de aire comprimido para el laboratorio de automatización y neumática en la escuela de ingenieria industrial de la facultad de mecanica. Escuela superior politecnica de chimborazo; 2014.
- [16] Oficina de Eficiencia Energética y Energías Renovables de los Estados Unidos;. Available from: <https://www.energy.gov/eere/amo/articles/airmaster>.
- [17] Honeydew S, Bessey E. Compressed air system assessment and analysis software User's Manual. USDOE;.
- [18] daxesoft;. Available from: <https://www.daxesoft.com/public/control.php>.
- [19] Wang D, Changqing. The Parametric Modeling of Local Resistance and Pressure Drop in a Rotary Ball Valve. Xi'an Jiaotong University;.
- [20] Colombero E. Introducción al Aire comprimido y estudio de redes de aire;.