

DOI: <https://doi.org/10.46296/ig.v8i15.0268>

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN COMPRESOR MONO CILÍNDRICO PARA ABASTECIMIENTO DE AIRE COMPRIMIDO A DOS BANCOS DIDÁCTICOS UTILIZADOS EN EL MONTAJE DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A CYLINDRICAL COMPRESSOR FOR COMPRESSED AIR SUPPLY TO TWO DIDACTIC BANKS USED IN THE ASSEMBLY OF PNEUMATIC CIRCUITS

Guerrero-Ferrusola Oscar Xavier ¹; Rivera-Obando Raúl Arnaldo ²;
Burbano-Daquilema Christian Iván ³

¹ Instituto Superior Tecnológico Simón Bolívar. Guayaquil, Ecuador.
Correo: o_guerrero@istsb.edu.ec. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-0149-0833>.

² Instituto Superior Tecnológico Simón Bolívar. Guayaquil, Ecuador.
Correo: ra_rivera@istsb.edu.ec. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-3448-2522>.

³ Instituto Superior Tecnológico Simón Bolívar. Guayaquil, Ecuador.
Correo: c_burbano@istsb.edu.ec. ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-3550-4252>.

Resumen

En este estudio se presenta un análisis termodinámico detallado de un compresor mono cilíndrico alternativo, diseñado para abastecer aire comprimido a dos bancos didácticos empleados en el montaje de circuitos neumáticos. El objetivo principal de esta investigación es realizar una caracterización del comportamiento del compresor mediante la aplicación de principios de la termodinámica clásica, tomando en cuenta variables como la presión, temperatura y caudal del aire comprimido. Además, se desarrollaron modelos matemáticos y simulaciones numéricas para predecir el desempeño del sistema cuando alimenta a dos bancos de práctica de montaje de circuitos neumáticos. Los resultados obtenidos revelan un notable acercamiento a los datos constructivos del compresor, destacando la pertinencia de las ecuaciones termodinámicas desarrolladas para el caso. Este estudio proporciona una base teórica y práctica para la mejora y optimización de sistemas de aire comprimido en aplicaciones didácticas y de laboratorio.

Palabras clave: Neumática, compresor mono cilíndrico, termodinámica.

Abstract

This study presents a detailed thermodynamic analysis of an alternative cylindrical mono-cylindrical compressor, designed to supply compressed air to two didactic banks used in the assembly of pneumatic circuits. The main objective of this research is to perform a characterization of the compressor's behavior through the application of principles of classical thermodynamics, considering variables such as the pressure, temperature and flow of compressed air. In addition, mathematical models and numerical simulations were developed to predict system performance when it feeds two tire circuit assembly practice banks. The results obtained reveal a notable approach to the constructive data of the compressor, highlighting the relevance of the thermodynamic equations developed for the case. This study provides a theoretical and practical basis for the improvement and optimization of compressed air systems in didactic and laboratory applications.

Keywords: Pneumatic, cylindrical mono compressor, thermodynamics.

Información del manuscrito:

Fecha de recepción: 15 de octubre de 2024.

Fecha de aceptación: 28 de diciembre de 2024.

Fecha de publicación: 10 de enero de 2025.



1. Introducción

La neumática, una tecnología fundamental en la automatización de máquinas se utiliza ampliamente para mejorar el control, la eficacia y la calidad de los procesos operativos en la fabricación de bienes. En el currículo de formación de profesionales técnicos en áreas como la mecánica, electricidad, electrónica y mecatrónica, es esencial adquirir conocimientos sobre neumática.

Actualmente, el uso de programas informáticos para simular circuitos neumáticos permite aplicar principios físicos y experimentar con diferentes grados de automatización en máquinas que siguen secuencias de movimientos. Sin embargo, siempre es necesario que los estudiantes trabajen con equipos reales para comprender el montaje y funcionamiento práctico de un circuito neumático.

En el Instituto Superior Tecnológico Simón Bolívar, los estudiantes han desarrollado dos bancos didácticos como parte de sus proyectos de titulación e integración de saberes. Estos bancos permiten realizar prácticas de activación directa de

cilindros de simple y doble efecto, utilizando válvulas direccionales de mando manual y mando indirecto con control neumático.

En este trabajo, se utilizarán ecuaciones termodinámicas para corroborar las características técnicas del compresor de aire. Además, se calculará el caudal de aire comprimido necesario para un circuito de automatización que controla la salida y entrada del vástago de un cilindro de doble efecto con control neumático.

1.1 Objetivo

Emplear las ecuaciones termodinámicas que permitan obtener los parámetros característicos de un compresor alternativo mono cilíndrico para el abastecimiento de aire comprimido a dos bancos didácticos de prácticas para montaje de circuitos neumáticos.

1.2 Objetivos específicos

- Examinar los conceptos termodinámicos aplicados al proceso de compresión de un compresor alternativo.
- Modelizar las ecuaciones para el caso de un compresor mono

cilíndrico y para un cilindro neumático de doble efecto.

- Calcular el caudal normal, caudal de aire libre, trabajo por ciclo y potencia utilizando los parámetros constructivos del compresor.
- Obtener el caudal normal y de aire libre del cilindro de doble efecto del circuito neumático, con una frecuencia de salida y entrada del vástago de 48 ciclos/min.

1.3 Desarrollo del arte

La compresión de gases es tan fundamental en la industria que resulta adecuado destinar un espacio a este tema en los textos de Termodinámica. El aire comprimido, a una presión superior a la atmosférica, tiene numerosos usos prácticos, como la operación de pequeños motores de aire y herramientas neumáticas, el accionamiento de montacargas especiales, la limpieza por chorro de aire, el inflado de neumáticos de automóviles (en toda estación de servicio para automóviles hay un compresor de aire), el rociado de pintura, la elevación de líquidos por medios neumáticos y muchas otras

aplicaciones industriales especializadas. (Faires & Simmang, 2001).

Un compresor admite gas o vapor a una presión p_1 dada, descargándolo a una presión p_2 superior. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina de vapor. Dentro de la utilización, los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados en el intervalo, 0 a 1 000 m³/h, entrando en competencia con los de paletas y de tornillo (Fernández Díez, 2000).

Dentro de la corriente pedagógica del constructivismo en la cual el estudiante es el constructor de su conocimiento y el docente es un ayudante que propicia o facilita la adquisición de la experiencia educativa, se puede combinar clases magistrales con prácticas dirigidas utilizando simuladores y equipos reales como bancos para montaje de circuitos neumáticos llevando ideas específicas de lo que es la tecnología neumática, actuadores y elementos de control conectados para armar circuitos que utilizan la

energía acumulada en el aire comprimido (Ocampo, 2008).

En el trabajo de Magos & Godínez (2015), el equipo construido en el campo de la electroneumática permite realizar prácticas de control y automatización sobre actuadores neumáticos por medio de controles eléctricos. El concepto bajo el cual fue diseñado el tablero es tener disponibles en bornes de conexión todas las señales de activación de los actuadores, así como de los elementos auxiliares de control, el usuario puede proponer diversas configuraciones de los elementos neumáticos, además de poder accionarlos con cualquier controlador que proporcione los niveles eléctricos adecuados para el accionamiento de electroválvulas. El tablero didáctico desarrollado ha sido empleado por distintos grupos de estudiantes en cursos de Automatización Industrial, Controladores Lógicos Programables e Interfaces Hombre-Máquina durante cinco trimestres (Magos Rivera & Godínez Bravo, 2015).

En la tesis de grado de estudiantes de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior

Politécnica del Chimborazo se desarrolló la construcción de un banco para prácticas de montaje y funcionamiento de circuitos neumáticos y electroneumáticos. El banco tiene cuatro cilindros neumáticos y un sistema electroneumático que permiten trabajar en varias aplicaciones industriales con diferentes procesos secuenciales en simulaciones dadas por gráficos de producción. Estas actividades desarrollan de manera efectiva el conocimiento real de la neumática y electroneumática utilizado en procesos de la matriz productiva en el sector industrial del país, donde los profesionales adiestrados contribuirán en el mejoramiento y desarrollo tecnológico industrial (Bonilla Panimboza & Noriega Flores, 2014).

Estudiantes de la Universidad Antonio Nariño - Sede Ibagué de la Facultad de Ingeniería cursan asignaturas relacionadas con la automatización de procesos, dichas asignaturas se han estado orientando de manera teórica con la ayuda de material complementario como vídeos y presentaciones. Teniendo en cuenta la ventaja que presenta el componente práctico,

ellos han realizado la actualización de un banco de pruebas de neumática y electroneumática que se encuentra en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Mecánica. El resultado de este trabajo fue la reconstrucción del banco de pruebas, el cual cuenta con un área de trabajo mayor, debido a la adición de un tablero en la parte posterior, donde se pueden llevar a cabo diferentes prácticas, mediante guías de laboratorio: 5 prácticas para el tema de neumática y 5 prácticas de electroneumática, garantizando a los estudiantes de esta manera un correcto aprendizaje y afianzamiento de conocimientos (Molina Conde & Sanchez Rojas, 2021).

1.4 Fundamentos técnicos

La neumática tiene como principio el uso de la energía acumulada en un gas, como es el aire, y realizar con ella un trabajo mecánico al mover un actuador lineal, cilindro neumático o uno rotativo, motor neumático. La ventaja de esta tecnología radica en que utiliza el aire que es disponible y abundante, se transporta fácilmente por tuberías, se puede almacenar en tanques, es una energía limpia que

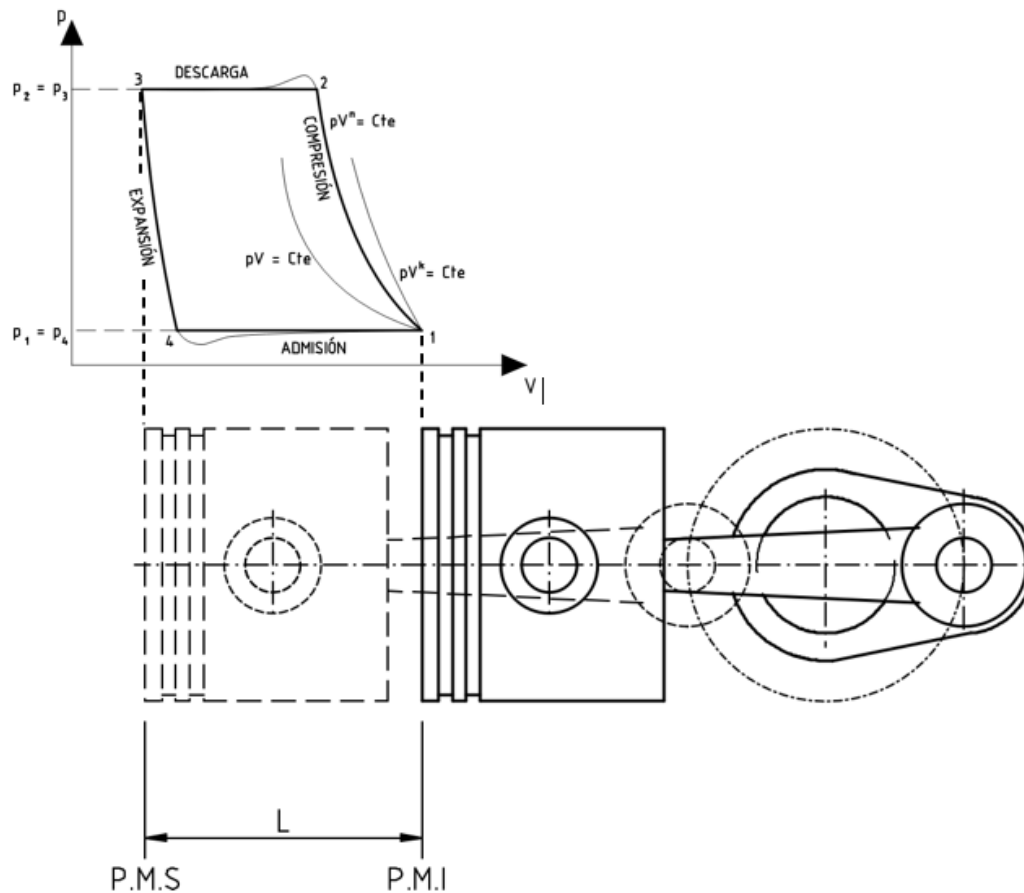
no ensucia si se fuga ni produce incendios (Cerdá Filiu, 2018).

El compresor es el elemento central para conseguir el aire comprimido. Para uso en talleres pequeños e industrias medianas los compresores de desplazamiento positivo tipo pistón alternativo son los más utilizados (Faires & Simmang, 2001).

Para determinar las características fundamentales de los compresores, se realiza una simulación termodinámica de los procesos ideales que rigen la compresión del aire dentro del cilindro de un mecanismo pistón, biela y manivela. Los cuatro procesos principales se identifican en la Figura 1; estos incluyen, desde la condición 1, que representa la presión y el volumen del aire al inicio de la compresión, hasta la condición 2, correspondiente al proceso de compresión isoentrópica. De 2 a 3, se describe el proceso de expulsión del aire a presión constante, seguido por una expansión isoentrópica del gas que no ha salido del cilindro, de la condición 3 a la 4. Finalmente, de 4 a 1, se detalla un proceso de

admisión del aire a presión constante
(Faires & Simmang, 2001).

Figura 1: Diagrama presión versus volumen de un compresor alternativo de pistón.



Los procesos de compresión y expansión de forma idealizada pueden ser representados por líneas de proceso isotérmico, cuya relación presión y volumen es $pV = C$, siendo C una constante o línea de proceso isoentrópico, con $pV^k = C$, siendo k la relación de calores específicos del gas y C una constante. Durante procesos termodinámicos reales de gases, pueden ser representados por líneas de procesos politrópicos donde la relación entre la presión y el

volumen se relacionan con la expresión $pV^n = C$, donde n y C son constantes, en este proceso hay un intercambio de energía térmica entre el gas y su entorno (Çengel & Boles, 2009).

Los valores del coeficiente politrópico para compresores de aire son menores que $k = 1,40$ debido al enfriamiento del cilindro ya sea por agua o aire. Para el caso de compresores pequeños, el valor de n será de 1,35 o mayor y si las

circunstancias son favorables se puede esperar un valor de $n = 1,30$ o menor; para compresores de aire con camisas enfriadas por agua los valores de n estarán entre 1,20 a 1,30 (Faires & Simmang, 2001).

La relación entre las propiedades de un proceso politrópico son las siguientes:

$$ec. 1 \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n ;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Para determinar las características del compresor primero se debe conocer el volumen de cilindrada, que se obtiene conociendo el diámetro del cilindro D , la carrera del pistón L y el número de pistones N , se tiene

$$ec. 2 \quad V_{cil} = N \left(\frac{\pi}{4} D^2 L\right)$$

Para determinar el caudal de aire teórico que debería mover el compresor se multiplica el volumen

Puesto que el volumen total $V_1 = V_{cil} + V_3$ y $V_3 = cV_{cil}$, se tiene

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_{cil}} = \frac{V_{cil} + V_3 - V_4}{V_{cil}} = \frac{V_{cil} + V_3 - V_3 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{V_{cil}} = \frac{V_{cil} + cV_{cil} - cV_{cil} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{V_{cil}}$$

$$ec. 6 \quad \eta_v = 1 + c - c \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

de cilindraje V_{cil} por la frecuencia de ciclos alternativos del mecanismo f , se tiene

$$ec. 3 \quad G_N = V_{cil} f$$

Según Faired & Simmang (2001), para determinar el rendimiento volumétrico relacionamos el volumen real que ingresa al cilindro ($V_1 - V_4$), con respecto al volumen de aire que debería ingresar ($V_1 - V_3$) el cual es el volumen de cilindrada, V_{cil} obteniendo la siguiente expresión:

$$ec. 4 \quad \eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_{cil}} \rightarrow V_1 - V_4$$

$$= \eta_v V_{cil}$$

Para la determinación del rendimiento volumétrico a partir del espacio muerto del cilindro del compresor, se determina el coeficiente de espacio muerto, c , con la siguiente expresión:

$$ec. 5 \quad c = \frac{V_3}{V_{cil}}$$

Siendo

η_v rendimiento volumétrico

c coeficiente de espacio muerto

p_2 presión de descarga del aire

p_1 presión de admisión del aire

n coeficiente politrópico del proceso de compresión. (Faires & Simmang, 2001).

Para la determinación del caudal que maneja el compresor, utilizamos la expresión:

$$ec.7 \quad G_{real} = \eta_v V_{cil} n$$

Siendo:

η_v el rendimiento volumétrico adimensional

V_{cil} el volumen de cilindrada

n la frecuencia de giro del cigüeñal que mueve el mecanismo alternativo.

El caudal Normal, según la norma DIN 1343, se mide bajo condiciones estandarizadas de presión y temperatura, las cuales son 1,0132 bar abs de presión, temperatura de 0°C (273,15 K) y con 0% de

humedad relativa. En la normativa ISO 2533 se mantiene los valores de presión y humedad relativa anterior pero la temperatura es a 15°C (288,15 K), en ocasiones se le llama caudal estándar (KAESER COMPRESORES, 2025).

Para determinar el caudal normal se aplica la ley de los gases ideales conociendo el caudal real a la presión y temperatura del ambiente local, por lo que se tiene

ec. 8

$$G_N = \frac{(p + 1,0132)G_{real}(273,15)}{1,0132(T + 273,15)}$$

La expresión anterior se corrige para los casos en que el aire aspirado tiene un cierto valor de humedad relativa y se tiene la expresión:

$$ec.9 \quad G_N = \frac{(p + 1,0132)G_{real}(273,15)}{1,013(T + 273,15)} \left[\frac{101,320 - (p_{vapor} \times HR)}{101,320} \right]$$

Siendo

p : presión manométrica en bar al nivel de altitud en que se aspire el aire.

p_{vapor} : presión de vapor a la temperatura de aspiración en kPa

HR : humedad relativa en tanto por uno

T : temperatura del aire aspirado en °C

La ec. 8 también se aplica cuando se desea conocer el caudal normal del aire desde el caudal a la presión de trabajo del circuito o de la instalación de aire comprimido.

La tabla adjunta muestra los valores de presión de vapor de agua a varias temperaturas en el rango de 19 a 31°C, rango de temperaturas para la ciudad de Guayaquil, Ecuador.

Tabla 1: Valores de la presión de vapor de agua para rango de temperaturas entre 19 a 31°C.

Presión de vapor de agua		
T (°C)	P (mbar)	P (kPa)
19	21,983	2,1983
20	23,393	2,3393
21	24,882	2,4882
22	26,453	2,6453
23	28,111	2,8111
24	29,858	2,9858
25	31,699	3,1699
26	33,639	3,3639
27	35,681	3,5681
28	37,831	3,7831
29	40,092	4,0092
30	42,470	4,2470
31	44,969	4,4969

Fuente: https://ricuti.com.ar/no_me_salén/TABLAS/vapor%20_agua.html

El caudal FAD (Aire Libre Entregado) se refiere al caudal real de aire que un compresor puede proporcionar bajo condiciones específicas de entrada de aire, según la norma ISO 1217 Anexo C, presión de 1 bar abs y una temperatura de 20°C (293,15 K) y 0% de humedad relativa (KAESER COMPRESORES, 2025).

La expresión para obtenerlo a partir de las condiciones normales utiliza la ecuación de los gases ideales, por lo que se tiene

$$\text{ec. 10} \quad G_{FAD} = G_N \left(\frac{293,15}{273,15} \right) \left(\frac{1,0132}{1} \right)$$

En termodinámica, los principios de conservación de la energía y de la

masa constituyen fundamentos físicos esenciales. En el presente estudio, que se enfoca en una sustancia compresible, la determinación del flujo de masa es un aspecto importante para evaluar otras características en el análisis de circuitos neumáticos con flujo estable (Çengel & Boles, 2009).

Para determinar el flujo de masa que es la cantidad de masa de gas que se mueve por unidad de tiempo, utilizamos

$$\text{ec. 11} \quad \dot{m} = \rho G$$

Siendo

$\dot{m}$ flujo de masa de aire

ρ densidad del aire

G caudal de aire

La determinación del trabajo y la potencia del ciclo de compresión es un parámetro de importancia en el estudio de los compresores alternativos.

Según Faires & Simmang (2001) la ecuación de trabajo reversible para flujo constante es:

$$\text{ec. 12} \quad W = - \int V dp + \Delta K + \Delta P$$

Siendo:

$-\int V dp$: trabajo detrás de la curva del proceso reversible

ΔK : cambio de la energía cinética del gas entrando y saliendo del compresor

ΔP : cambio de la energía potencial del gas entrando y saliendo del compresor

En el caso del compresor alternativo de pistón y su diagrama indicado en la figura 1, la compresión asumiendo cambio de energía cinética y de energía potencial de cero, la ecuación de trabajo quedaría como:

$$\text{ec. 13} \quad W_{1 \rightarrow 2} = - \int_1^2 V dp$$

Para la compresión en la línea del proceso politrópico de 1 a 2, la ecuación de trabajo resolviendo la integral quedaría como:

$$\text{ec. 14} \quad W_{1 \rightarrow 2} = \left[\frac{np_1 V_1}{1-n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Para la expansión de la línea de 3 a 4 que también es un proceso politrópico la ecuación quedaría como:

$$\text{ec. 15} \quad W_{3 \rightarrow 4} = \left[\frac{np_1 V_4}{1-n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Restando los trabajos de las dos líneas politrópicas obtenemos la expresión:

$$\text{ec. 16} \quad W_{neto} = \left[\frac{np_1(V_1 - V_4)}{1 - n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Si en lugar del volumen total utilizáramos el volumen específico, obtendríamos el trabajo por unidad de masa del ciclo y la ecuación quedaría:

$$\text{ec. 17} \quad w_{neto} = \left[\frac{np_1(v_1 - v_4)}{1 - n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Siendo, para las ecuaciones 16 y 17

W_{neto} trabajo del ciclo de compresión

w_{neto} trabajo por unidad de masa del ciclo de compresión

p_1 presión de admisión del aire

p_2 presión de descarga del aire

V_1 volumen total (volumen de cilindrada + volumen de espacio muerto)

V_4 volumen después de expansión desde el volumen de espacio muerto.

v_1 volumen específico total

v_4 volumen específico después de expansión desde el volumen de espacio muerto

n coeficiente politrópico del proceso de compresión

Como se demostró en la ec. 4 la diferencia entre el volumen total y el volumen después de la expansión politrópica es el producto entre rendimiento volumétrico y el volumen de cilindraje, entonces el trabajo del compresor puede ser calculado por la siguiente expresión:

$$\text{ec. 18} \quad W_{neto} = \left[\frac{np_1\eta_v V_{cil}}{1 - n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

De aquí podemos tener una expresión para la potencia que será necesaria dar al compresor para que realice la elevación de presión desde la presión de admisión hasta la de presión de descarga de la compresión, como:

$$\text{ec. 19} \quad Pot = \left[\frac{np_1 G_{real}}{1 - n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

También podemos utilizar la definición de potencia que es el trabajo realizado por una fuerza o

por un sistema por unidad tiempo (Wilson y otros, 2007), por tanto:

$$ec. 20 \quad Pot = \frac{W_{neto}}{t}$$

La ec.20 nos permite calcular la potencia necesaria para conseguir la compresión del aire, pero debemos considerar que hay que gastar energía para mover el mecanismo del compresor venciendo fuerzas friccionante de las partes móviles, esto se maneja como un rendimiento mecánico que nos dejaría con la potencia que debe suministrar el motor que mueva el conjunto del compresor. Los valores de estos rendimientos mecánicos oscilan entre 75 a 85% (Faires & Simmang, 2001).

1.4.1 Cilindro neumático de doble efecto (CDE).

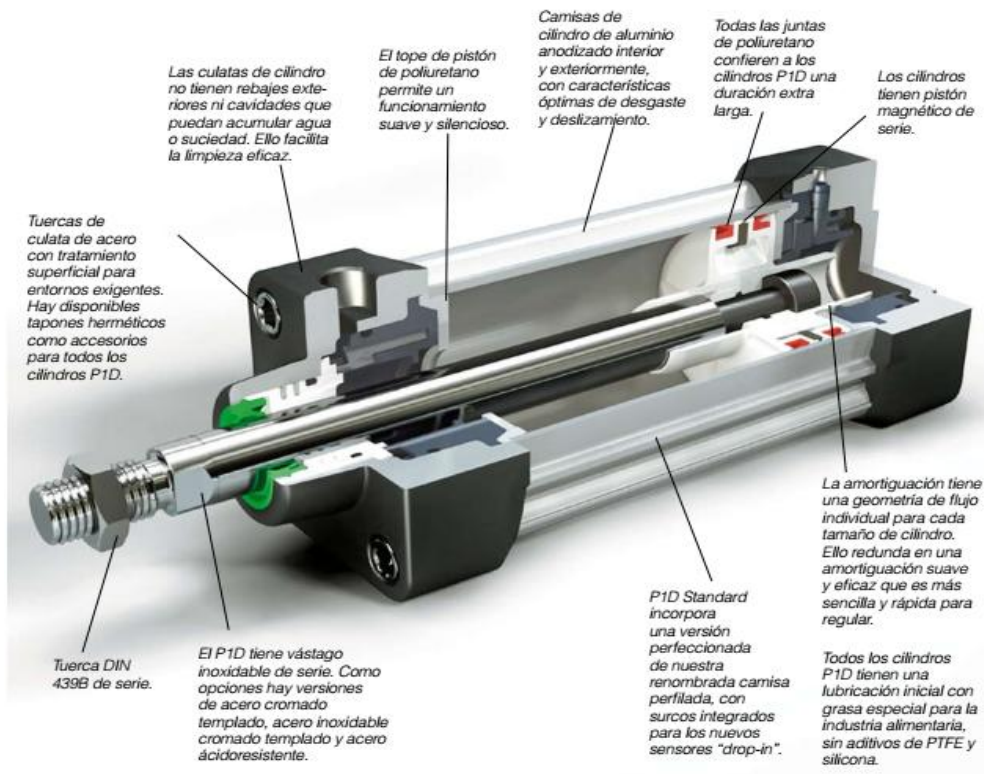
Los cilindros son componentes neumáticos que convierten la energía acumulada en el aire comprimido en un trabajo mecánico al mover un actuador lineal o rotativo y este un mecanismo con una determinada carga. Los cilindros de simple efecto y de doble efecto son los actuadores neumáticos más frecuentemente utilizados en los

circuitos neumáticos (Serrano Nicolás, 2009).

En el cilindro neumático de doble efecto, el aire a presión entra por el orificio de la cámara trasera y al llenarla, hace avanzar el vástago, que en su carrera empuja el aire de la cámara delantera hacia el exterior a través del correspondiente orificio. En la carrera inversa del vástago se invierte el proceso haciendo que el aire que entra por el orificio delantero empuje el vástago y el aire de la parte trasera salga (Creus Solé, 2011).

La Figura 2 muestra las partes internas de un cilindro de doble efecto.

Figura 2: Parte constitutivas de un cilindro de doble efecto. (Tomado del catálogo de cilindros neumáticos serie P1D de Parker Hannifin, España)



A partir de la ecuación de los gases ideales, se puede obtener una expresión para determinar el caudal normal de aire que un cilindro neumático de simple efecto (CSE)

debe recibir para realizar una cierta frecuencia de salida y entrada del vástago se puede utilizar la expresión:

$$ec. 21 \quad G_N = \left(\frac{1,0132 + p}{1,0132} \right) \left(\frac{\pi D^2 L n}{4 \times 10^6} \right) \left(\frac{273,15}{T + 273,15} \right)$$

Siendo

G_N : consumo total de aire normal en L/min

D : diámetro del cilindro en mm.

L : carrera del pistón en mm

n : ciclos por minutos

p : presión del aire comprimido en bar

T : temperatura del aire en °C

Para el caso de un cilindro de doble efecto (CDE) el valor anterior se lo multiplica por 2 (Creus Solé, 2011).

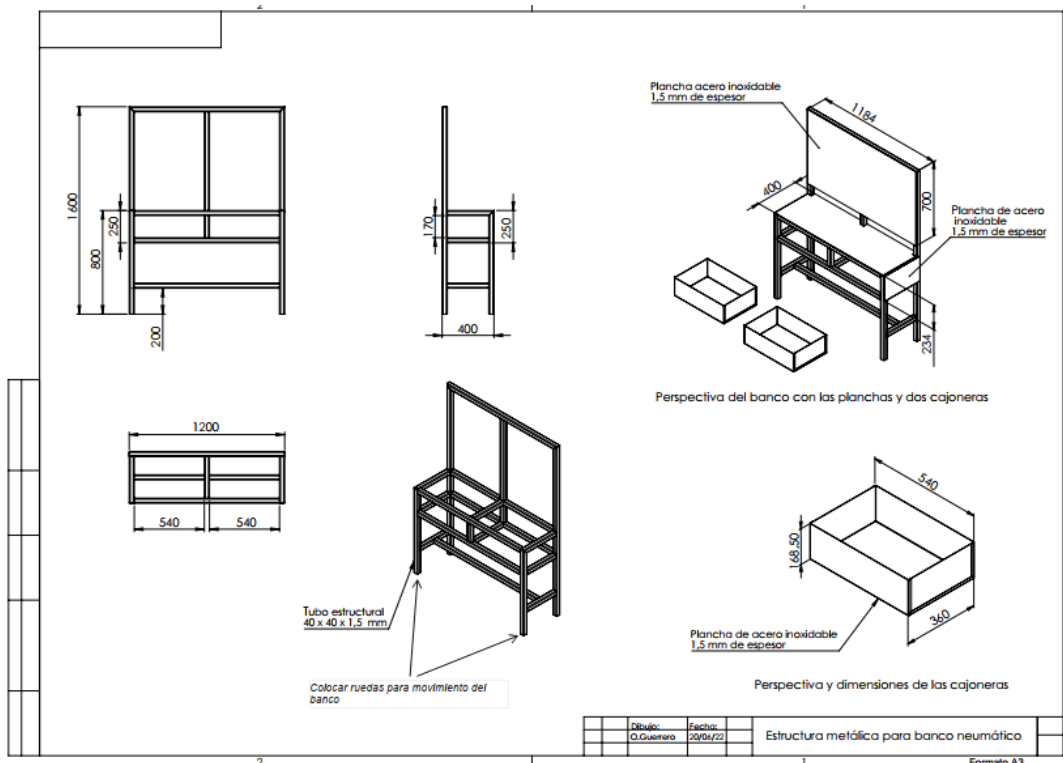
2. Metodología

Durante las clases de la materia de Hidráulica y Neumática dictada a los estudiantes de ultimo nivel de la carrera de Tecnología en Mecánica Industrial se construyeron dos bancos didácticos para prácticas de

montaje de circuitos neumáticos los cuales tienen las siguientes características constructivas:

Longitud frontal: 1 200 mm;
Profundidad: 600 mm; Altura: 1 800 mm.

Figura 3: Plano con la estructura y dimensiones de un banco didáctico para prácticas de neumática.



La tabla 2 contiene los elementos neumáticos colocados en cada uno

de los dos bancos construidos y armados en los talleres del instituto.

Tabla 2: Elementos neumáticos colocados sobre el panel vertical del banco didáctico.

	Elemento	Característica	Cantidad
1	Cilindro de doble efecto	Ø 32 mm ; carrera 250 mm	2
2	Cilindro de simple efecto, retorno por resorte	Ø 32 mm ; carrera 200 mm	2
3	Válvula direccional 3/2	mando por pulsador; NC; monoestable; G=200 N L/min	2
4	Válvula direccional 3/2	Botonera tipo hongo; NA; biestable; G=200 N L/min	2
5	Válvula direccional 3/2	mando neumático; NC; biestable; G=400 N L/min	2
6	Válvula direccional 5/2	mando neumático; biestable; G=400 N L/min	1

7	Válvula direccional 3/2	mano mecánico por rodillo; NC; monoestable; G=200 N L/min	4
8	Unidad de mantenimiento	F.R.L. Caudal=750 N L/min	1
9	Múltiple	conector de 1 entrada y 7 salidas del aire comprimido	1

La Figura 4 muestra una fotografía del banco construido y armado por los estudiantes de del quinto nivel de la especialidad de mecánica

industrial durante el proyecto integrador de saberes del primer período del año 2022.

Figura 4: Banco didáctico para prácticas de neumática de la carrera de Tecnología en Mecánica industrial



2.1. Análisis del ciclo de compresión para un compresor alternativo mono cilíndrico.

El compresor destinado para la realización de las prácticas de

circuitos neumáticos es de la marca BP, la Figura 5 muestra una fotografía junto con una tabla de las características técnicas obtenidas de la página web del proveedor en la ciudad de Guayaquil, Ecuador.

Figura 5: Compresor de aire mono cilíndrico de la marca BP como motor de 1,5 kW (Tonado de <https://bpecuador.com/categoria-producto/neumatica/>)



Presión máxima	8 bar (116 psig)
Potencia del motor	2,0 hp (1,5 kW)
Voltaje	120 V _{AC} ; 60 Hz
Caudal de aire libre	7 cfm (200 L/min)
Reservorio	50 litros

Datos iniciales:

Diámetro del cilindro: 48,00 mm; Carrera del pistón: 45,00 mm;

Espacio muerto: aproximadamente 3,0 mm

Determinación de los volúmenes característicos del compresor para el cálculo termodinámico:

$$D_{cil} = 48,0 \text{ mm}; L = 45,0 \text{ mm}; s = 3,00 \text{ mm}$$

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} D^2 L = \frac{\pi}{4} (48)^2 45 = 81\,430,08 \text{ mm}^3 = 8,1430\,08 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

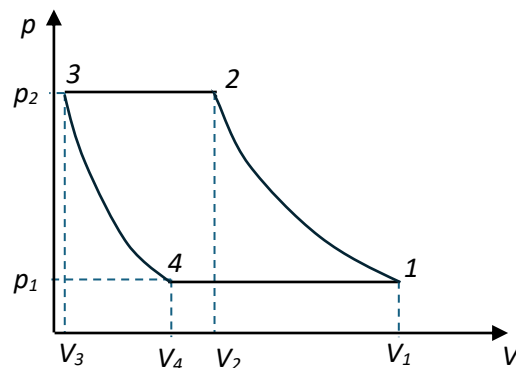
$$V_{cámara} = \frac{\pi}{4} D^2 s = \frac{\pi}{4} (48)^2 3 = 5\,428,672 \text{ mm}^3 = 5,428\,672 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V_{total} = V_1 = V_{cil} + V_{cámara}$$

$$V_1 = 8,143\,008 \times 10^{-5} + 5,428\,672 \times 10^{-6} = 8,685\,88 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_{cámara} = V_3 = 5,428\,672 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Figura 6: Diagrama presión vs volumen para el cálculo termodinámico del compresor mono cilíndrico BP50



Porcentaje de espacio muerto o relación de volúmenes, con la ec.5:

$$c = \frac{V_3}{V_{cil}} \times 100 = \frac{5,428\,672 \times 10^{-6}}{8,14301 \times 10^{-5}} \times 100 = 6,67 \%$$

Volumen al terminar la compresión politrópica, uso de la ec.1:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n \rightarrow V_2 = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} V_1 = \left(\frac{-0,01 + 1,0132}{8 + 1,0132}\right)^{\frac{1}{1,35}} (8,685\ 88 \times 10^{-5})$$

$$= 1,708\ 14 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volumen después de la expansión politrópica, de la ec.1:

$$p_3 V_3^n = p_4 V_4^n \rightarrow V_4 = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}} V_3 = \left(\frac{8 + 1,0132}{-0,01 + 1,0132}\right)^{\frac{1}{1,35}} (5,428\ 672 \times 10^{-6})$$

$$= 2,760\ 47 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Trabajo del ciclo, utilizando la ec. 16:

$$W_{neto} = \left[\frac{np_1(V_1 - V_4)}{1 - n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{neto} = -17,582\ 704 \text{ J}$$

2.1.2 Rendimiento volumétrico, caudal normal y caudal FAD del compresor.

Reemplazando los valores numéricos, obtendremos un rendimiento volumétrico teórico a

base de las relaciones geométricas y de los procesos termodinámicos ideales relacionados, pero que podemos utilizar como un buen acercamiento para tener valores con suficiente detalle, así el rendimiento volumétrico será de:

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} = 1 + 0,0667 - 0,0667(8,9844)^{\frac{1}{1,35}}$$

$$\eta_v = 0,727\ 67 (\sim 72,8 \%)$$

Conociendo el rendimiento volumétrico podremos desarrollar el caudal real que entra al compresor, por tanto, el caudal real será de:

Siendo n la frecuencia de giro del cigüeñal del compresor que para este caso es de 3 420 rpm, tendremos:

$$G_{real} = \eta_v V_{cil} n$$

$$G_{real} = 0,727\ 67(8,143\ 01 \times 10^{-5})(3420) = 0,202\ 65 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 0,00337\ 748 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$G_{real} = 202,65 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

El caudal real lo llevamos a condición normal, la cual es a presión de 1,0132 bar abs, temperatura de 0°C (273,15 K) y 0% de humedad relativa. Asumimos que, en las condiciones de aspiración, la

$$G_N = \left[\frac{(-0,01 + 1,0132)(202,65)273,15}{1,0132(28 + 273,15)} \right] \left[\frac{101,32 - 3,7831(0,6)}{101,32} \right] = 177,92 \text{ N} \frac{L}{\text{min}}$$

Ya que los fabricantes de compresores utilizan el caudal de aire libre (FAD) para ajustar el valor del caudal conviene indicar que esta condición es del aire a presión de 1,0 bar abs, temperatura de 20°C y humedad relativa del 0% por tanto, aplicando la ec. 10 obtendremos

$$G_{FAD} = 177,92 \left(\frac{293,15}{273,15} \right) \left(\frac{1,0132}{1} \right) = 193,43 \text{ L/min}$$

2.1.3 Determinación de la potencia para el compresor.

Para estimar la potencia el compresor utilizaremos la siguiente expresión de la definición de

La potencia desarrollada durante el ciclo de compresión del aire será de:

$$Pot = \left| \frac{-17,582\,704 \text{ J}}{0,017\,543\,9 \text{ s}} \right| = 1\,002,2 \text{ W (1,34 hp)}$$

Otra forma de encontrar la potencia de compresión del aire por parte del compresor es el uso de la ec. 20, que, reemplazando por los valores del compresor, tendremos:

presión manométrica es de -0,01 bar, la temperatura media del aire es de 28,0°C y la humedad relativa del aire absorbido del 60%. Reemplazando valores numéricos en la ec. 9, obtendremos:

potencia, que es el trabajo realizado por unidad de tiempo:

$$\text{ec. 22} \quad Pot = \frac{W}{t}$$

El tiempo que dura un ciclo de compresión va ligado con la frecuencia de rotación del compresor, la relación entre período y frecuencia en movimiento circular constante es:

$$\text{ec. 23} \quad t = T = \frac{1}{f} \text{ (Giancoli, 2008).}$$

Para el caso estudiado en que la frecuencia de giro es de 3 420 rpm o 57 r.p.s, entonces el período será:

$$T = \frac{1}{57} = 0,017\,54 \text{ s}$$

$$\begin{aligned}
 Pot &= \left[\frac{np_1 G_{real}}{1-n} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\
 &= \left[\frac{1,35(-0,01 + 1,0132) \times 10^5 (0,00337\,748)}{1-1,35} \right] \left[(8,9844)^{\frac{0,35}{1,35}} - 1 \right] \\
 &= |-1\,002,2\,W| = 1\,002,2\,W
 \end{aligned}$$

Para compresores alternativos de pistón tenemos un rendimiento mecánico de fluctúa en valores de entre 75 a 85%, si para este caso seleccionamos 80 %, entonces la potencia mecánica del motor será de:

$$Pot = \frac{Pot_{comp}}{\eta_{mec}} = \frac{1\,002,2}{0,80} = 1\,252,8\,W\,(1,25\,kW)\,(1,68\,hp)$$

2.1.4 Determinación del flujo de masa de aire comprimido del equipo.

Para la determinación del flujo de masa, utilizaremos la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \rho G_{real}$$

Dadas las condiciones iniciales del aire en la succión del compresor y aplicando la ecuación de los gases ideales en que relacionamos las variables de presión, volumen y temperatura con la masa de la sustancia (Festo Didactic GmbH & Co., 2003), la densidad del aire será de:

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{(-0,01 + 1,013) \times 10^5}{287,6(28 + 273,15)} = 1,158286 \frac{kg}{m^3}$$

Así determinamos un flujo de masa de:

$$\dot{m} = 1,158286(0,202\,65) = 0,235 \frac{kg}{min}$$

2.1.5 Análisis del banco didáctico con un circuito neumático automatizando la salida y entrada del vástago de un cilindro de doble efecto.

El banco didáctico tiene como finalidad armar circuitos neumáticos

que cubra aspectos de mando de cilindros de simple o doble efecto de forma directa o indirecta. También permite realizar ciertas automatizaciones y secuencias utilizando dos cilindros de doble efecto.

Las imágenes de las Figuras 7,8 y 9 muestran tres planos, que corresponden con tres prácticas, de

los circuitos neumáticos que se pueden montar en el panel.

Figura 7: Mando directo de cilindros de simple efecto (CSE), plano y fotografía del montaje.

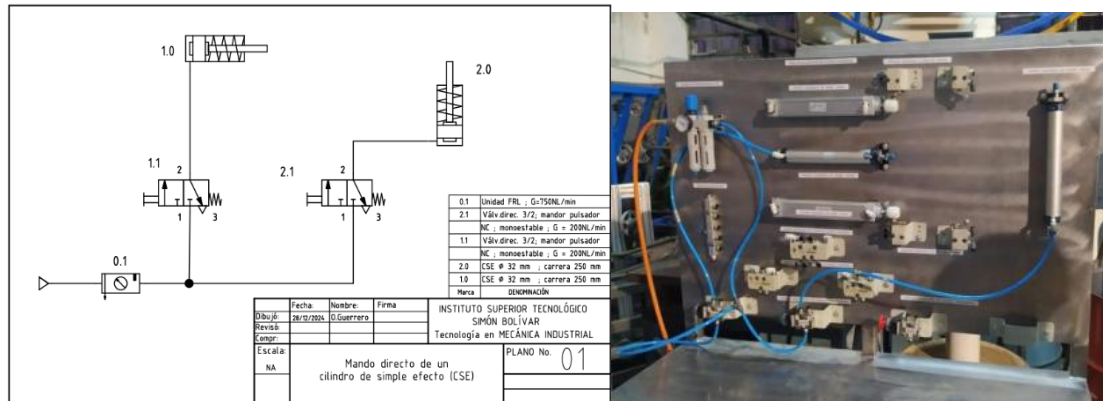


Figura 8: Mando directo de un cilindro de doble efecto (CDE), plano y fotografía del montaje.

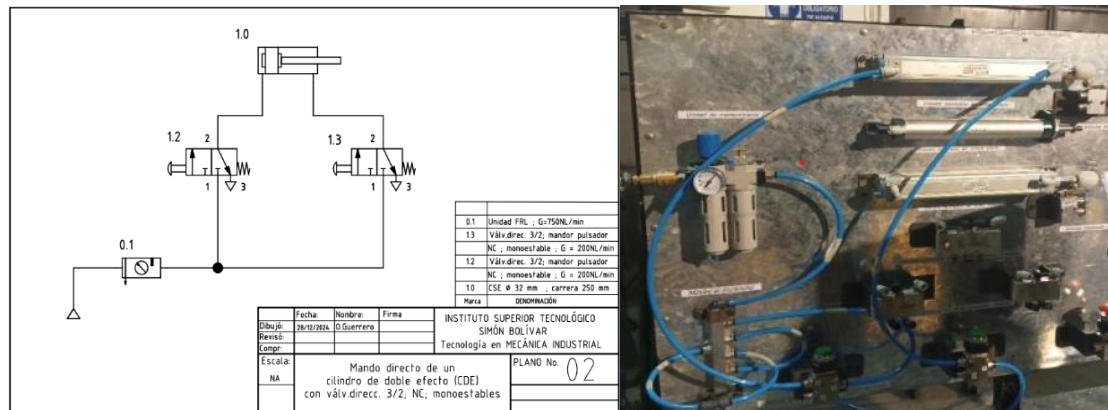
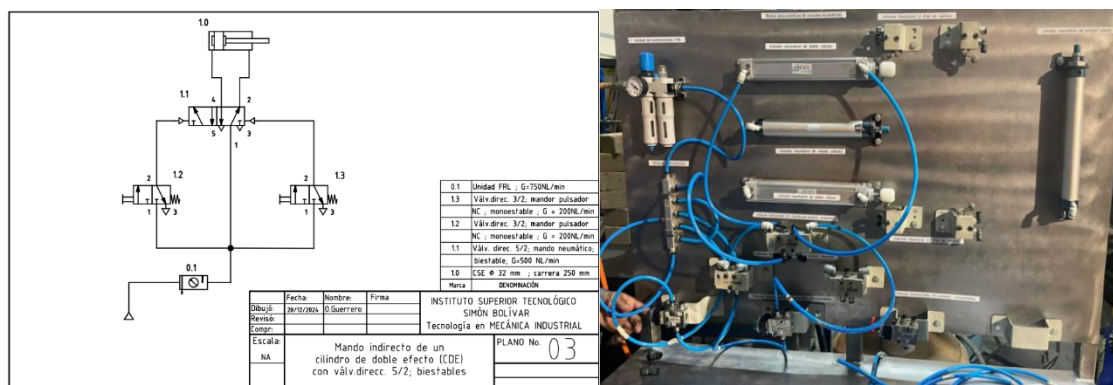
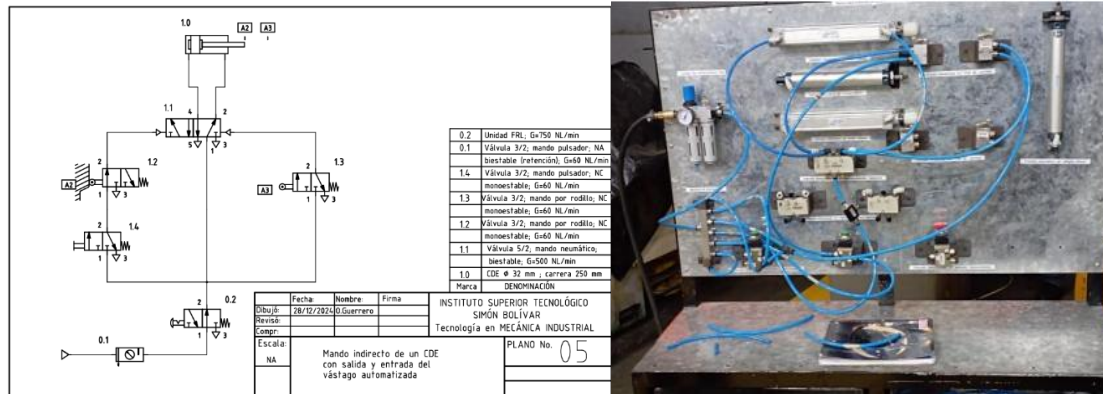


Figura 9: Mando indirecto de un cilindro de doble efecto (CDE), plano y fotografía del montaje.



Ahora analizamos el consumo de aire y las características que presenta un circuito neumático que automatiza la salida y la entrada del vástago de un cilindro de doble efecto, con una frecuencia de 48 ciclos por minuto. El diagrama y una fotografía del montaje del circuito neumático está representada en la Figura 10.

Figura 10: Mando indirecto de un CDE con automatización de la salida y entrada del vástago.



Datos del cilindro neumático de doble efecto para desarrollo de la práctica:

Presión de trabajo: 4,0 bar manométrico (levantar una carga de aprox. 300 N).

Diámetro émbolo, $D=32$ mm.

Diámetro vástago, $d=12$ mm

Carrera, $L= 250$ mm; ciclos de entrada y salida del vástago: 48 por minuto.

Volumen de cilindraje cuando el émbolo se mueve haciendo salir el vástago:

$$V_1 = \frac{\pi}{4} D^2 L$$

Volumen de cilindraje cuando el émbolo se mueve haciendo entrar el vástago:

$$V_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

El volumen total de llenado en un ciclo será de:

$$V = V_1 + V_2 = \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

Remplazando valores numéricos, obtenemos:

$$V = \frac{\pi}{4} [2(32)^2 - 12^2] = 373\,849,5 \text{ mm}^3 = 0,373\,85 \text{ L} = 3,738\,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sin embargo, es muy común despreciar el volumen del cilindro anular en el retorno del émbolo, y se duplica el volumen del cilindro completo lo cual sería:

$$V = 2 \left[\frac{\pi}{4} (32)^2 (250) \right] = 402\,123,9 \text{ mm}^3 = 0,402\,123\,9 \text{ L} = 4,021\,239 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Si el cilindro realiza una secuencia de salida y entrada del vástago de 48 veces por minuto, tendremos el caudal necesario para su movimiento:

$$G = Vn = 0,402\,123\,9(48) = 19,301\,9 \frac{L}{\min} \left(3,216\,99 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \right)$$

Aunque la velocidad del émbolo varia durante el recorrido es posible hacer una estimación de velocidad media del mismo, utilizando la siguiente ecuación:

$$G = A\bar{v} = \frac{\pi}{4} D^2 \bar{v} \rightarrow \bar{v} = \frac{4G}{\pi D^2} \quad ec. 24$$

Aquí hacemos la concesión de que nos manejamos con un área igual en el avance y retroceso del vástago del émbolo. Reemplazando los valores numéricos obtendremos:

$$\bar{v} = \frac{4(3,216\,99 \times 10^{-4})}{\pi(0,032)^2} = 0,400 \frac{m}{s}$$

Por la ec. 21 se puede determinar el flujo de aire normal que consume un cilindro de doble efecto por lo que se tiene

$$G_N = 2 \left[\frac{(4,0 + 1,0132)}{1,0132} \right] \left(\frac{\pi(32)^2(250)48}{4 \times 10^6} \right) \left(\frac{273,15}{301,15} \right) = 86,62 \, N \frac{L}{\min}$$

De utilizarse dos bancos didácticos de las mismas características físicas, la cantidad de aire que se necesitaría sería el doble del calculado, $G = 173 \, N \, L/\min$ lo que está dentro del rango de caudal del compresor. Si el cilindro se mueve solo venciendo la fricción interna sin carga exterior y utilizando ec. 21 con una presión de 2,0 bar, el caudal de aire será de 52,1 N L/min por cada banco.

3. Resultados y discusión

En la tabla 3 se muestra el resumen de los cálculos realizados al

compresor el cual suministra aire comprimido a los bancos didácticos del presente estudio.

Tabla 3: Resultados de los cálculos realizados al compresor de aire.

Ítems	Valor	Unidad
Caudal normal	178	N L/min
Caudal de aire libre (FAD)	193	L/min
Caudal a la presión de 8 bar	40,0	L/min
Flujo de masa	0,279	kg/min
Potencia	1,25	kW
Capacidad del tanque	50	L

La tabla 4 contiene el resumen del cálculo realizado al circuito neumático que más exigencia de caudal demanda a la instalación de aire comprimido, el circuito que fue

analizado es la salida y entrada del vástago de un CDE con una frecuencia de alrededor de 48 ciclos por minuto.

Tabla 4: Resultado de los cálculos realizados al cilindro de doble efecto de un banco didáctico.

Ítems	Valor	Unidad
Caudal normal de consumo	86,6	N L/min
Caudal de aire libre	94,2	L/min
Caudal de presión de 4,0 bar	19,3	L/min
Flujo de masa del aire	0,114	kg/min
Velocidad media del émbolo	0,40	m/s

4. Conclusiones

La identificación de las principales características de un compresor es fundamental desde el punto de vista técnico para seleccionar adecuadamente una unidad que cumpla con los requerimientos de una instalación de aire comprimido. En el caso estudiado, la unidad compresora puede abastecer de manera eficiente hasta dos bancos didácticos, equipados para la práctica de instalación y funcionamiento automatizado de un cilindro de doble efecto, cuya operación no es continua, sino únicamente durante las pruebas funcionales de los circuitos montados por los estudiantes. El cálculo de los parámetros del compresor, mediante la aplicación

de los principios termodinámicos, reveló que el caudal de aire libre de 193 L/min es muy cercano al especificado por el fabricante (200 L/min), siendo este último un valor redondeado. En cuanto a la potencia, el valor calculado de 1,25 kW está dentro del rango máximo que puede entregar el motor instalado (1,50 kW o 2 hp). Estos resultados validan las ecuaciones desarrolladas en el análisis termodinámico.

Para el estudio del consumo de aire del cilindro de doble efecto, se asumió una velocidad media constante del émbolo con el fin de simplificar la modelización. A través de este enfoque y con la ecuación de los gases ideales, se desarrollaron ecuaciones matemáticas que permiten determinar tanto el caudal

normal como el caudal de aire libre, así como la velocidad media del émbolo del vástago. El caudal de aire libre promedio se calculó en 94,2 L/min para un banco en funcionamiento, y 188 L/min cuando dos bancos operan simultáneamente, lo cual se encuentra dentro de la capacidad de entrega de la unidad compresora. Este análisis garantiza un rendimiento óptimo de los bancos didácticos durante las prácticas operativas.

Bibliografía

- Bonilla Panimboza, X. D., & Noriega Flores, C. P. (2014). Diseño, construcción e implementación de un banco didáctico electroneumático para laboratorio de Neumática de la Escuela de Ingeniería Mecánica. Escuela Superior Politécnica del Chimborazo., Ingeniería Mecánica, Riobamba, Ecuador.
- BP Ecuador. (2025). BP. Obtenido de BP/Neumática: <https://bpecuador.com/categoria-producto/neumatica/>
- Cabrera, R. (julio de 2022). Ricardo Cabrera. Obtenido de https://ricuti.com.ar/no_me_salen/TABLAS/vapor%20agua.html: ricuti.com.ar
- Çengel, Y., & Boles, M. (2009). Termodinámica (Sexta ed.). México D.F., México: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
- Cerdá Filiu, L. M. (2018). Automatismos Neumáticos e hidráulicos (1era. Edición ed.). Madrid, España: Ediciones Paraninfo, SA.
- Christiani, D.-I. P. (2015). Tablas de Metalmecánica. GmbH&Co KG.
- Creus Solé, A. (2011). Neumática e Hidráulica. España: Marcombo.
- Faires, V., & Simmang, C. (2001). Termodinámica. México: Limusa S.A.
- Fernández Díez, P. (2000). Compresores (Vol. 5). Santander, España.
- Festo Didactic GmbH & Co. (2003). Libro de texto de Neumática. Nivel Básico. Festo.
- Giancoli, D. C. (2008). Física para ciencias e ingeniería (Cuarta Edición ed.). México: Pearson Educación.
- KAESER COMPRESORES. (2025). Recursos del aire comprimido. Obtenido de Convertir metros cúbicos estándar: <https://ec.kaeser.com/recursos-de-aire-comprimido/toolbox-calculadora/metros-cubicos-estandar/>

- Magos Rivera, M., & Godínez Bravo, R. (2015). Diseño y Construcción de un Tablero Didáctico de Neumática para la Capacitación en Automatización Industrial. Congreso Nacional de Control Automático, AMCA, 454-459.
- Molina Conde, M. A., & Sanchez Rojas, J. E. (2021). Rediseño, Construcción y Puesta a Punto del Banco Didáctico para Prácticas de Neumática y Electroneumática de los Laboratorios de la Universidad Antonio Nariño Sede Ibagué. Universidad Antonio Nariño, Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica, Ibagué, Colombia.
- Ocampo, J. R. (2008). Implementando Estrategias de Aprendizaje Combinado a la Enseñanza de Cursos de Ingeniería en UNITEC. VI International Latin American and Caribbean Conference for Engineering and Technology (pp. 1-8), (págs. 1-8). Tegucigalpa, Honduras.
- Parker Hannifin Corporation-Pneumatic Division-Europe. (Noviembre de 2006). Cilindros Neumáticos. Serie P1D. Catálogo PDE2570TCES-ul. Madrid, España.
- Serrano Nicolás, A. (2009). Neumática Práctica (Primera ed.). España: Paraninfo.
- Wilson, J., Buffa, A., & Lou, B. (2007). Física (Sexta ed.). México: PEARSON EDUCATION.