

Evaluación de eficiencia energética en un sistema de aire comprimido a través de múltiples estrategias de control

Authors: *Andrés Felipe Quintero, Juan Felipe Solarte, Alejandro Paz, Manuel Vicente Valencia*

KEYWORDS:

Energy efficiency, Energy balance, First Law of Thermodynamics, Piston compressor, Compression cycles, Power monitoring and single-phase and three-phase motors.

Eficiencia energética, balance de energía, Primera ley de la termodinámica, Compresor de pistón, Ciclos de compresión, Analizador de calidad de energía y Motores monofásicos y trifásicos.

ABSTRACT: The energy consumption of a single-phase and three-phase motor is evaluated using a compressed air system that provides compressed air to pneumatic equipment, applying different strategies of speed control. To compare the energy consumption of each strategy, an instrument that measures the power consumed is used for a defined load cycle of the air compressor. The work covers the following topics: Operation of piston compressors, thermodynamics in compression processes, parameters of a compressor, mathematical model for piston compressors, single-phase and three-phase motors, and control strategies through frequency inverters. Two of the most important results of this work were: first, the efficiency of the system with three-phase motor is greater than the efficiency of the system with single-phase motor (according to the evaluated system), and second, the strategies of control with variable speed drive they do not always represent an increase in energy efficiency (this depends on the application).

RESUMEN: Se evalúa el consumo de energía de un motor monofásico y trifásico empleados en un sistema de aire comprimido que proporciona aire comprimido a unos equipos neumáticos, aplicando diferentes estrategias de control de velocidad. Para comparar el consumo energético de cada estrategia, se utiliza un instrumento que mide la potencia consumida, para un ciclo de carga definido del compresor de aire. El trabajo abarca los siguientes temas: Funcionamiento de compresores de pistón, termodinámica en los procesos de compresión, parámetros de un compresor, modelo matemático para compresores de pistón, motores monofásicos y trifásicos, y estrategias de control a través de variadores de frecuencia. Dos de los resultados más importantes de este trabajo fueron: primero, la eficiencia del sistema con motor trifásico es mayor que la eficiencia del sistema con motor monofásico (de acuerdo con el sistema evaluado), y segundo, las estrategias de control con variador de velocidad no siempre representan un aumento de la eficiencia energética (esto depende de la aplicación).

1. Introducción

Unas máquinas neumáticas requieren aire comprimido para su funcionamiento, para esto, se utiliza un sistema de aire comprimido conformado por: motor monofásico, compresor de pistón, tanque de almacenamiento, sensor electromecánico (control ON/OFF) y tuberías de distribución (ver figura 1). El equipo neumático operado durante diferentes períodos del día utiliza aire comprimido con presiones que oscilan entre 80 psi y 120 psi, Entonces es importante que el compresor suministre suficiente aire para que coincida con los requisitos dinámicos, asegurando un adecuado funcionamiento del equipo neumático en donde se cumplan los niveles de producción requeridos [1].

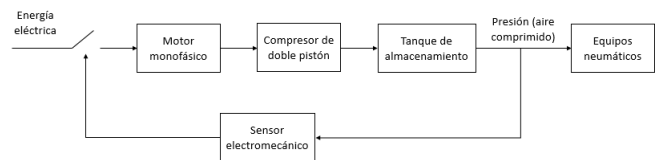


Figure 1 Esquema general del sistema de aire comprimido.

Se han identificado múltiples formas de disminuir el consumo energético del sistema de aire comprimido, entre ellas se encuentran: dimensionamiento del motor y compresor, prevención y detección de fugas y caídas de tensión, optimización del proceso en general, métodos de control sobre el accionamiento de motores y motores de alta eficiencia. Algunas de estas estrategias y sistemas contribuyen a reducir costos en términos energéticos entre el 20-50% [2], por lo tanto,

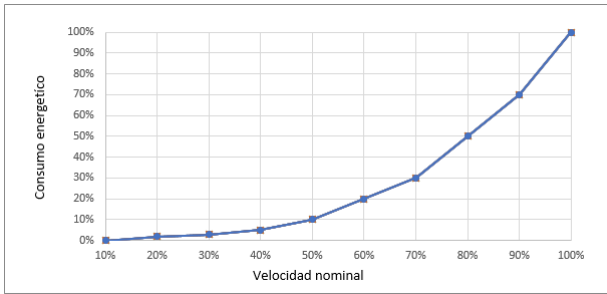


Figure 2 Relación entre la potencia consumida y la velocidad del motor [3].

en este trabajo se pretende comprobar esa hipótesis a través de la evaluación en términos de eficiencia energética de 4 estrategias de control de motores, por medio de un variador de frecuencia, sabiendo que a menor velocidad nominal en un motor menor será el consumo energético demandado por el motor [3], ver figura 2.

Para implementar el variador de frecuencia en el esquema general de la figura 1, se cambió el motor monofásico de ese sistema por un motor trifásico, debido a que el variador de frecuencia funciona con tres fases. Por lo tanto, el esquema de la figura 12 representa el sistema sobre el que se hicieron las pruebas y mediciones respectivas para la evaluación de eficiencia energética.

2. Estrategias de medición y caracterización de eficiencia energética

Para medir la eficiencia energética del sistema con las diferentes estrategias de control en el sistema de compresión, se tiene la siguiente ecuación [4]:

$$\eta = \frac{E_m}{E_e} \quad (1)$$

Donde E_m es la energía mecánica (variable de salida) y E_e es la energía eléctrica (variable de entrada). La razón entre esas dos variables da como resultado un porcentaje de eficiencia energética que sirve para evaluar el sistema actual y las estrategias de control planteadas.

Para el análisis del sistema de aire comprimido se plantean estrategias de medición que permiten determinar variables de entrada, salida y del proceso.

- El cálculo de energía eléctrica se realiza mediante una estrategia directa de medición, utilizando un analizador de calidad de energía que mide voltaje, corriente y potencia en el tiempo.

Estos datos se procesan en Excel y se calcula la energía eléctrica consumida en el tiempo.

- La velocidad del motor se mide con una estrategia directa, por medio de un tacómetro que almacena las revoluciones por minuto en cada instante de tiempo.
- La presión del tanque de almacenamiento se mide con una estrategia directa, por medio de un manómetro analógico en la unidad psi (libra por pulgada cuadrada). En las pruebas experimentales, este manómetro se utiliza para saber cuándo apagar el motor, dependiendo del tipo de prueba (ciclo de carga de 0 a 120 psi o ciclo de carga de 80 a 120 psi).
- El volumen y la presión en el pistón se miden de forma indirecta porque no se tienen los instrumentos físicos necesarios para medir la presión y el volumen en cada instante de tiempo del proceso de compresión. Entonces, a través de un modelo computacional del compresor estiman estas variables.
- La energía mecánica del proceso se mide de forma indirecta porque no se tiene un instrumento físico de medición, por lo tanto, esta energía se estima a través del modelo computacional del compresor.

3. Modelo matemático y computacional

3.1 Modelo matemático

Para el cálculo de la energía mecánica se parte de un modelo computacional el cual se basa en la primera ley de termodinámica y las formulas y ecuaciones que describen el comportamiento de un compresor de pistón. El balance de energía del sistema de aire comprimido está considerado como un sistema que no gana o cede calor al medio que lo rodea por lo que, para un sistema aislado ($Q = 0$) obtenemos que:[5]

$$\dot{U} + \dot{W} - \dot{\Delta H} = 0 \quad (2)$$

De acuerdo con cada una de las etapas de un ciclo de compresión se podrá interpretar el sistema como abierto o cerrado. El sistema es abierto cuando experimenta un flujo de masa que varía en cada instante infinitesimal de tiempo, el sistema cerrado no experimenta ninguna variación de flujo lo que representa la entalpía como $\Delta H = 0$.

Para el cálculo de la potencia requerida por el sistema en cada instante de momento se obtuvieron los

parámetros físicos y geométricos del sistema y se calculó con base en:

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

A continuación, se observa cómo es la ecuación general que describe el balance de energía para cada uno de los procesos que pertenecen a un ciclo de compresión. [5]

Proceso de expansión: $0 < \theta < \theta_1$

La masa permanece constante. Por lo tanto, la ecuación de balance queda como:

$$\frac{dE}{d\theta} + P(\theta) \frac{dV}{d\theta} = 0 \quad (4)$$

Proceso de admisión: $\theta_1 < \theta < \pi$

La masa aumenta por causa del ingreso de gas a la cámara de compresión a través de la válvula de admisión.

$$\frac{dE}{d\theta} + P(\theta) \frac{dV}{d\theta} - h \frac{dm}{d\theta} = 0 \quad (5)$$

Proceso de compresión: $\pi < \theta < \theta_2$

La masa permanece constante, por lo tanto, la ecuación de balance queda:

$$\frac{dE}{d\theta} + P(\theta) \frac{dV}{d\theta} = 0 \quad (6)$$

Proceso de expulsión: $\theta_2 < \theta < 2\pi$

La masa disminuye por causa de la salida del gas desde la cámara de compresión a través de la válvula de expulsión.

$$\frac{dE}{d\theta} + P(\theta) \frac{dV}{d\theta} - h \frac{dm}{d\theta} = 0 \quad (7)$$

Como se observa, en los procesos de admisión y expulsión se experimenta una variación de masa entre el pistón y el medio que lo rodea a través de las válvulas de admisión y escape.

3.2 Modelo computacional

Para el modelo computacional se programa en MATLAB una función principal llamada FuncionCiclo que calcula la energía en cada uno de los ciclos de compresión para un periodo $\Delta\theta$.

Cada bloque observado en la figura 3 corresponde a una función en el código para el cálculo de la presión y energía en cada una de las etapas de compresión. Además, en esta función se configura el comportamiento de la velocidad en el compresor para el cálculo de la potencia. En la figura 4 se observa el comportamiento de un ciclo de carga donde la presión

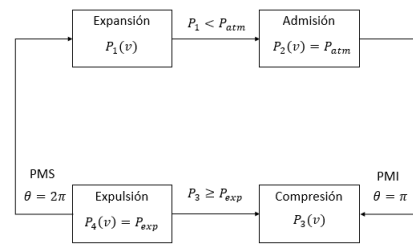


Figure 3 Diagrama de bloques del software implementado.

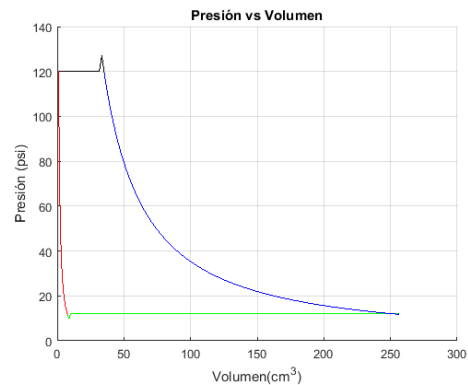


Figure 4 Comportamiento de la presión en función del volumen para un ciclo de carga de 120 psi.

de admisión es la atmosférica y dentro del tanque de almacenamiento se está simulando a una presión de 120 psi aproximadamente.

Después, se procedió a implementar el algoritmo principal que podemos observar en la figura 5 el cual consta de un ciclo principal delimitado por la presión del sistema que es 120psi. Este ciclo va a invocar a la FuncionCiclo, y va a ir incrementado la presión del tubo de expulsión para simular el comportamiento del tanque de almacenamiento desde 0 ó 80 PSI.

En la figura 6 se observa el comportamiento de un ciclo de carga completo donde el tanque de almacenamiento está a presión atmosférica e incrementa de acuerdo con los parámetros físicos del compresor hasta lograr una presión de 120 psi aproximadamente.

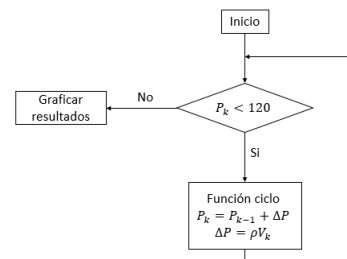


Figure 5 Diagrama general de flujo del programa.

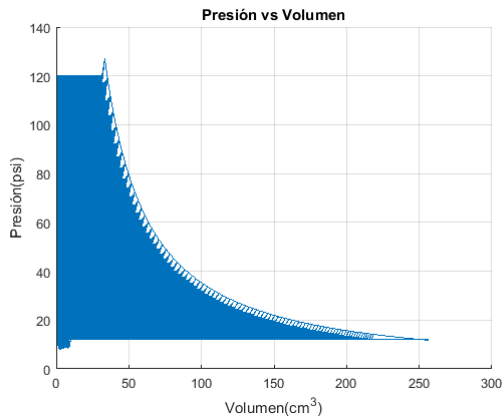


Figure 6 Presión en función del volumen para un proceso de carga de 0 a 120 psi.

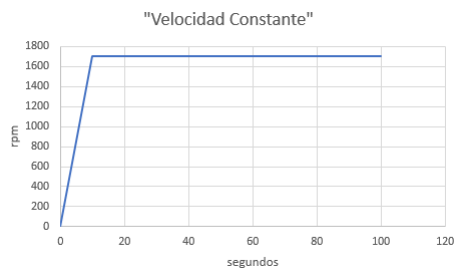


Figure 7 Velocidad constante con una rampa de arranque de diez segundos.

Este resultado se obtiene de acuerdo con el flujo grama descrito en la figura 5.

4. Implementación de estrategias de control

5 Para la implementación se plantean 4 estrategias de control: velocidad constante, rampa de velocidad ascendente, rampa de velocidad descendente y sin variador. Las primeras 3 se implementan con el variador de frecuencia y la última se conecta el motor directamente a la fuente de alimentación.
10 Las estrategias de las figuras 7, 8, 9 y 10, se configu-

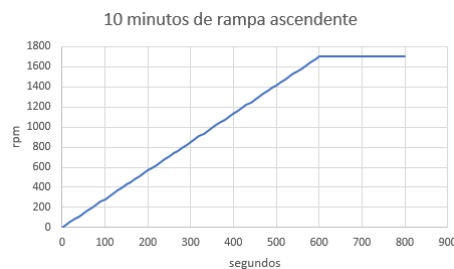


Figure 8 Rampa de velocidad ascendente de diez minutos.

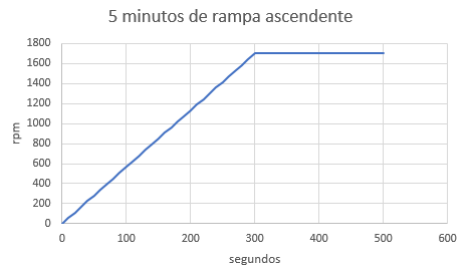


Figure 9 Rampa de velocidad ascendente de cinco minutos.

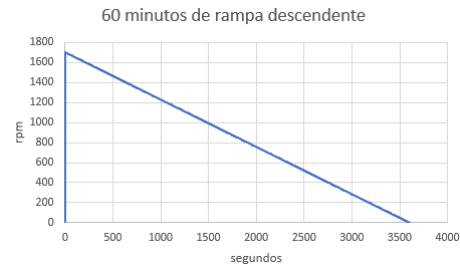


Figure 10 Rampa de velocidad descendente.

ran para que el motor alcance una velocidad máxima nominal de 1700 RPM. Para medir la velocidad del motor en todas las pruebas se mide la velocidad en la polea del compresor (ver figura 11), la cual tiene una relación de 2:1 respecto al eje del motor, por lo tanto, 850 RPM equivale a 1700 RPM de velocidad en el motor.

Para medir el consumo energético del motor se utilizó un dispositivo DRANETZ analizador de calidad de energía entre el motor y el variador de frecuencia, y partir de esta energía medida de forma experimental, se calcula la eficiencia energética con la energía mecánica calculada en el modelo computacional.

25 En el esquema de la figura 12 no se encuentra el



Figure 11 Medición de velocidad en el sistema de aire comprimido con motor trifásico.

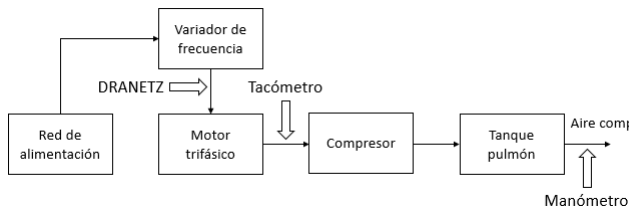


Figure 12 Esquema sobre el que se realizaron las pruebas para la evaluación del sistema.

Tipo de estrategia	Sin variador	Unidades	Simulación
Energía	0,737	kWh	0,1308
Eficiencia del sistema	17,75%		

Table 1 Eficiencia del sistema con motor monofásico sin variador para un proceso de carga de 0 a 120 psi.

sensor electromecánico porque este dispositivo funcionaba para una fase de alimentación, por lo tanto, no podía cumplir su función de apagar el motor trifásico, entonces, la desconexión se hizo de forma manual viendo la presión del manómetro integrado al tanque de almacenamiento.

A continuación, se describe cada uno de los bloques de la figura 12:

- Red de alimentación: red eléctrica de 3 fases de corriente alterna 440V.
- Variador de frecuencia: dispositivo encargado de arrancar y regular la velocidad del motor.
- Motor trifásico: Motor de 5HP.
- Compresor: tipo pistón, 2 pistones de simple efecto.
- Tanque pulmón: 120 litros de almacenamiento.

5. Resultados

Antes de ejecutar las pruebas con el motor trifásico, se realiza una medición exploratoria del sistema con el motor monofásico, para comparar el consumo y eficiencia entre el motor monofásico y trifásico. La estrategia de control utilizada para la medición fue sin variador y para un proceso de compresión de 0 a 120 psi. La energía consumida por este sistema descrito fue de 0,737 kWh y le eficiencia fue del 17,75% (valor calculado con la ecuación 1 y teniendo en cuenta que la energía mecánica para un proceso de compresión de 0 a 120 psi es de 0,1308 kWh según el modelo computacional), ver tabla 1.

Las mediciones o pruebas realizadas con el motor trifásico fueron numeradas de 1 a 12, cada una con una estrategia de control diferente, en los cuadros se

Prueba (0-120)	11	9	6	4	1	simulación	Unidades
Energía	0,305	0,695	0,354	0,398	0,452		kWh
Eficiencia del sistema	43%	19%	37%	33%	29%		%
Tipo de estrategia	SV	RD	RA5	RA10	VC		

Table 2 Eficiencia del sistema para diferentes estrategias de control para un proceso de carga de 0 a 120 psi.

observa que no se encuentra la prueba 3 y 7, esto se debe a que en esas pruebas hubo problemas con el variador y el compresor, por lo tanto, no son tenidas en cuenta para el trabajo. Para entender los resultados y los cuadros se tiene que:

- Prueba 1: Control con velocidad constante (*VC*).
- Prueba 2: Control con velocidad constante (*VC*).
- Prueba 4: Control con rampa de velocidad ascendente de 10 minutos (*RA10*).
- Prueba 5: Control con rampa de velocidad ascendente de 10 minutos (*RA10*).
- Prueba 6: Control con rampa de velocidad ascendente de 5 minutos (*RA5*).
- Prueba 8: Control con rampa de velocidad ascendente de 5 minutos (*RA5*).
- Prueba 9: Control con rampa de velocidad descendente (*RD*).
- Prueba 10: Control con rampa de velocidad descendente (*RD*).
- Prueba 11: Arranque directo (*SV*).
- Prueba 12: Arranque directo (*SV*).

Las abreviaciones utilizadas en cada prueba son para identificar fácilmente la estrategia utilizada en cada prueba y la visualización de las tablas de resultados.

5.1 Evaluación para un ciclo de carga de 0-120 psi

Se tiene que la energía mecánica calculada por el modelo computacional para un proceso de compresión de 0 a 120 psi es de 0,1308 kWh, entonces para calcular la eficiencia se utiliza la ecuación 1 y la energía consumida en cada prueba, dando como resultado el porcentaje de eficiencia energética para cada prueba y estrategia de control planteada la tabla 2.

De acuerdo a la tabla 2, la prueba que mayor eficiencia obtuvo fue la prueba 11 de estrategia sin variador con 43% y de las pruebas con variador la prueba 6 (rampa de velocidad ascendente de 5 minutos) con 37% fue la de mayor eficiencia.

Prueba (80-120)	12	10	8	5	2	simulación	Unidades
Energía	0,104	0,213	0,232	0,253	0,235		kWh
Eficiencia del sistema	64%	31%	29%	27%	28%	0,067	%
Tipo de estrategia	SV	RD	RAS	RA10	VC		

Table 3 Eficiencia del sistema para diferentes estrategias de control para un proceso de carga de 80 a 120 psi.

5.2 Evaluación para un ciclo de carga de 80-120 psi

Se tiene que la energía mecánica calculada por el modelo computacional para un proceso de compresión de 80 a 120 psi es de 0,067 kWh, entonces para calcular la eficiencia se utiliza la ecuación 1 y la energía consumida en cada prueba, dando como resultado el porcentaje de eficiencia energética para cada prueba y estrategia de control planteada en el cuadro 3.

6. Conclusiones

Se identificó que el sistema sin variador de frecuencia consume menos energía que las estrategias de control con variador de frecuencia (rampa ascendente, rampa descendente y velocidad constante), por lo tanto, la implementación de un variador de frecuencia no siempre reduce el consumo energético en un sistema. Se recomienda evaluar la aplicación o sistema de estudio, para tener certeza de que la implementación de un variador disminuya el consumo energético. Sin embargo, al comparar las 3 estrategias de control que tienen como límite 1700 RPM se observó que la rampa ascendente a 5 minutos es la estrategia que tiene un menor consumo.

El sistema de aire comprimido actual (conformado por el motor monofásico, compresor y tanque de almacenamiento) consume más energía que el sistema implementado (motor trifásico, compresor y tanque de almacenamiento). Entonces, se recomienda evaluar y determinar oportunidades de mejoramiento del motor actual o cambiar el motor por uno trifásico para incrementar la eficiencia del sistema. Recordar que un motor que trabaje más cerca del punto máximo de carga tendrá una mayor eficiencia y que el dimensionamiento apropiado del motor disminuye el consumo energético.

Se puede comprobar experimentalmente que la potencia consumida por el sistema se incrementa a medida que aumenta la presión en el tanque de almacenamiento, lo cual tiene sentido, porque al incrementar el par resistivo sobre el motor, se incrementa la demanda de energía.

Cuando el motor se encuentra configurado o estable-

cido a velocidad constante y la carga en el tanque de almacenamiento aumenta, las revoluciones empiezan a disminuir y la potencia aumenta, debido al par resistivo generado por la dificultad de ingresar aire al tanque. Esto quiere decir que el diferencial de presión en el ciclo de expulsión es mayor, por lo tanto, demanda más potencia al motor para poder seguir ingresando aire al tanque.

Entre las estrategias que se plantearon con variador de frecuencia, la que muestra mejor desempeño para un proceso de compresión de 0 a 120 psi es la rampa ascendente de velocidad de 5 minutos. Para el proceso de compresión de 80 a 120 psi la que mejor desempeño energético tuvo fue la rampa descendente.

References

- [1] J. Jonker, H. P. R. Joubert, and H. G. Brand. Dynamic control on compressed air supply for sustainable energy savings. In *2017 International Conference on the Industrial and Commercial Use of Energy (ICUE)*, pages 1–6, Aug 2017.
- [2] Lawrence Berkeley National Laboratory, United States. Department of Energy. Office of Scientific, and Technical Information. Improving energy efficiency of compressed air system based on system audit. Lawrence Berkeley National Laboratory, 2007.
- [3] M. Hasanuzzaman R. Saidur, N.A. Rahim. A review on compressed-air energy use and energy savings, 2009.
- [4] turismo y comercio Ministerio de industria. *Guía técnica sobre procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire*. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, first edition, feb 2007.
- [5] Y.A. Çengel and M.A. Boles. *Termodinámica*. McGraw-Hill, 2007.
- [6] W. Vickrey. Counterspeculation, auctions and sealed tenders. *Journal of Finance*, 16:8–37, 1961.
- [7] M. C. Golumbic. *Algorithmic Graph Theory and Perfect Graphs*. Elsevier Science, 2nd edition edition, 2004.