

Análisis del desempeño de un compresor centrífugo de aire Study of the performance of a centrifugal air compressor

Lázaro Jesús Magaña Martel ^{1,*}, Ofelia Alfonso Alemán ¹

¹Centro de Ingeniería e Investigaciones Químicas (CIIQ), Calle Vía Blanca s/n entre Infanta y Palatino, Cerro, La Habana

*Autor de correspondencia: lmaganam@ciiq.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento/No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 20 mayo 2020 **Aceptado:** 9 junio 2020 **Publicado:** 11 junio 2020

Resumen

La etapa de compresión de aire es el inicio y una de las más importantes dentro del proceso de fraccionamiento del aire para la obtención de diferentes gases como el nitrógeno (N₂), oxígeno (O₂) y argón (Ar). La mayor parte de la energía necesaria para llevar a cabo el proceso de separación se da en esta fase. El rendimiento está favorecido en régimen isotérmico y es por ello que se utilizan compresores multietapas con refrigeración intermedia, para de este modo mantener el aire lo más cerca posible de la temperatura ambiente. El correcto funcionamiento del proceso de compresión influirá en el resto de las operaciones posteriores. El presente trabajo presenta el análisis del funcionamiento de un compresor centrífugo de la planta de fraccionamiento de aire de la empresa OxiCuba S.A. ubicada en el municipio del Cotorro, provincia La Habana, Cuba; para lo cual se determinó el comportamiento de diferentes variables de operación como potencia y velocidad de rotación dentro de los límites de estabilidad, comprobándose el correcto funcionamiento de dicho equipo. Se determinaron, además, otras variables termodinámicas de interés. Para ello se empleó la simulación de procesos como herramienta de apoyo para la obtención de los resultados del presente trabajo.

Palabras clave: compresor centrífugo, aire, variables, funcionamiento, simulación

Abstract

The air compression stage is the beginning and one of the most important in the air fractionation process to obtain different gases such as Nitrogen (N₂), Oxygen (O₂) and Argon (Ar). Most of the energy required to carry out the separation process is given in this phase. The performance is favored in the isothermal regime and that is why multistage compressors with intermediate cooling are used, in order to keep the air as close as possible to room temperature. The correct operation of the compression process will influence the rest of the operations later. This work presents the analysis of the operation of a centrifugal compressor of the air fractionation plant of the company OxiCuba S.A. located at the municipality of Cotorro, province of Havana, Cuba; for which the behavior of different operation variables such as power and rotation speed within the limits of stability was determined, verifying the correct operation of the equipment. In addition, other thermodynamic variables of interest were determined. For this, a process simulation tool was used, as a support tool to obtain the results of this work.

Keywords: centrifugal compressor, air, variables, performance, simulation

1. Introducción

La industria de producción de gases industriales (oxígeno, nitrógeno, argón, etc.) a partir del aire es una actividad de enorme importancia económica. El aire es una mezcla de gases formada mayoritariamente por nitrógeno y oxígeno. También contiene pequeñas cantidades de argón, trazas de otros gases (CO_2 , Ne, He,) y una cantidad variable de vapor de agua, que depende de la humedad relativa que contenga el mismo. Aunque hoy día se emplean distintas tecnologías para separar el aire en sus componentes, las grandes plantas comerciales siguen utilizando el proceso tradicional de fraccionamiento por destilación criogénica [1,2,3].

La etapa de compresión de aire en el proceso de fraccionamiento del mismo para la obtención de Nitrógeno (N_2), Oxígeno (O_2) y Argón (Ar) tiene como objetivo incrementar la presión del aire, determinada por el proceso de destilación, obteniéndose así un menor volumen de aire que ingresa al proceso y un aumento de la temperatura de licuefacción. Esta disminución del volumen del aire permite trabajar con equipos más pequeños [1,2].

La selección adecuada del equipo de compresión, toma en cuenta una gran variedad de diseños, cada uno de los cuales tiene ventajas peculiares para operaciones dadas. La utilización de compresores centrífugos y no de otros tipos en los procesos de fraccionamiento de aire, es debido a que son especialmente indicados para manejar grandes volúmenes de aire, entregando un flujo continuo sin pulsaciones siendo los requerimientos de mantenimiento menores con respecto a otros compresores de la misma capacidad [4,5].

Para proteger estos equipos dinámicos de la ocurrencia de fenómenos no deseados como el *surge* y *stonewall* o *chocke*, se diseñan los llamados sistemas de protección anti-*surge* y los sistemas de alarma anti-*chocke* [6,7], que se encargan de mantener al compresor trabajándolo dentro de la zona de operación. Varios autores han realizado diferentes trabajos relacionados con el comportamiento de compresores centrífugos.

Zhao et al [8] realizaron el modelado semi-físico y control de un compresor centrífugo para la alimentación de aire de una celda de combustible donde adoptan un método para analizar la operación más adecuada para celdas de combustible automotriz debido a su grado de compactación. Este modelo incluye varios parámetros físicos y empíricos que son muy difíciles de determinar. El resultado muestra que el mapa del compresor modelado fue próximo a los datos experimentales.

Hirano et al [9] analizaron los efectos de las distorsiones producidas debido a la geometría de las tuberías de admisión de los compresores centrífugos de vehículos comerciales en los parámetros físicos del aire que influye en el rendimiento aerodinámico del mismo. Para ello utilizaron simulaciones numéricas en 3D y mediciones experimentales que le permitieron descubrir que en los diferentes conductos de entrada se pueden generar distorsiones en forma de remolino y vórtices con diferentes direcciones de rotación, los cuales no solo afectan seriamente la distribución de presión en el impulsor, sino que también deterioran significativamente el rendimiento del compresor.

Wan et al [10] desarrollaron un método de diseño de parámetros empíricos mejorado para el compresor centrífugo en la aplicación de vehículos con celda de combustible. Esta investigación desarrolla una estrategia de diseño mejorando el método de parámetros empíricos de acuerdo con los requisitos específicos del sistema de propulsión de la pila de combustible. Con el apoyo de la simulación de Dinámica de Flujo Computacional lograron una capacidad de flujo extendido y una mejor eficiencia del sistema de pila de combustible comprobando que esta estrategia de diseño tiene la ventaja de los métodos anteriores.

Kabalyk et al [11] realizaron el modelado numérico del rendimiento de un impelente de un compresor centrífugo con bajo coeficiente de flujo de entrada. Se demostró que con un impelente con divisiones se obtienen mejores rendimientos que con uno sin divisiones.

A pesar de que el equipo bajo estudio presenta un sistema de protección anti-surge, no existe actualmente ningún trabajo realizado capaz de predecir el comportamiento termodinámico del mismo ante cualquier cambio en las variables de operación y las relaciones existentes entre las mismas, que permita diagnosticar que bajo las condiciones de operación actuales, la máquina compresora se encuentra trabajando dentro de los límites operacionales de estabilidad sin la ocurrencia de fenómenos no deseados como el de *surge* y *stonewall*.

El presente trabajo tiene como objetivo estudiar el desempeño de un compresor centrífugo de la planta de fraccionamiento de aire de la empresa OxiCuba S.A. y poder diagnosticar el comportamiento del mismo ante cualquier cambio en las variables de operación y las relaciones existentes entre las mismas, mediante el empleo de la simulación de procesos como herramienta de apoyo.

2. Materiales y Métodos

El estudio de la compresión del aire fue realizado con el apoyo de un simulador de procesos. Si bien los simuladores son útiles y potentes herramientas que permiten realizar modificaciones o rediseños rápidos del modelo de una planta, en orden a optimizar la rentabilidad económica, necesitan complementarse con programadores de probada experiencia en el proceso simulado, que garanticen la validación de los resultados obtenidos en la simulación.

Una decisión clave es la selección de un modelo termodinámico para el cálculo de propiedades termodinámicas. Específicamente, se necesita trabajar con un modelo que relacione la presión, temperatura, volumen específico y composición de cada flujo de la planta. Es por ello que se ha seleccionado la ecuación de estado de *Peng-Robinson (PR)* recomendada para el estudio de plantas de separación de aire [12].

La ecuación *PR* para componentes puros está definida por:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (1)$$

Donde:

P =Presión (Pa)

R = Constante Universal de los Gases (8,31 J/molK)

V =Volumen (m^3)

a , b =parámetros

En su forma estándar:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V^2+2bV-V^2} \quad (2)$$

Donde:

α =parámetro

Siendo los parámetros:

$$a = 0,45724 \cdot \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (3)$$

Donde:

T_c =Temperatura crítica (K)

P_c =Presión crítica (Pa)

$$b=0,07780 \cdot \frac{RT_C}{P_C} \quad (4)$$

$$\alpha = [1 + (0,37464 + 1,54226\omega - 0,2699\omega^2)(1 - T_r^{0,5})]^2 \quad (5)$$

ω =factor acéntrico

T_r =Temperatura reducida

Los parámetros termodinámicos que caracterizan la operación de compresión son calculados a partir del modelo termodinámico seleccionado y del tipo de operación de compresión seleccionada, en este caso politrópica. Los datos para el estudio fueron tomados a partir de las condiciones reales promedio de operación de la planta y las características de diseño de los equipos. Las condiciones de entrada del aire al compresor son mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1. Condiciones del aire de entrada

Corriente	Flujo (Nm ³ /h)	Composición molar (%)				Presión de entrada(kPa)	Temperatura (°C)
		N ₂	O ₂	Ar	H ₂ O		
Aire atmosférico	19 739,48	75,60	20,28	0,92	3,20	96,00	28,73

El equipo de compresión bajo estudio es un compresor centrífugo de 3 etapas de marca DEMAG DELAVAL del tipo CVK-20-03 y número de serie 10047. Las condiciones de operación de compresión que plantea el simulador empleado son dos: adiabática y politrópica. La compresión real del aire ocurre de manera aproximadamente isotérmica con tres etapas de compresión. Como se desconoce la información de las presiones intermedias de las etapas de compresión, para realizar la evaluación de la compresión del aire se consideró estado estacionario modelando la etapa de enfriamiento y eliminación de agua de manera global.

El mapa de operación del turbocompresor fue introducido como información de entrada en el simulador a partir de los datos de diseño del fabricante. Esto es necesario para poder determinar el punto de operación al cual se encuentra trabajando y las condiciones de salida del mismo, así como las zonas límites *surge* y *stonewall*. Para ello se transformó la presión de descarga mostrada en la Tabla 2 a metros de carga mediante la ecuación (6):

$$H = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{RT_1}{9,806} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (6)$$

Siendo:

H =carga (m)

R = constante universal de los gases (J/kg·K) =8314/peso molecular

T_1 = temperatura absoluta (K)

P_2 =presión absoluta de descarga (kPa)

P_1 =presión absoluta de entrada o succión (kPa)

k =Cp/Cv

C_p = calor específico a presión constante

C_v = calor específico a volumen constante

3. Resultados y Discusión

La Fig.1 muestra la representación de la simulación del compresor obtenida mediante la información descrita en el epígrafe anterior. Esta manera de representar el proceso de compresión es diferente a la convencional que se representa con las etapas y las operaciones de enfriamiento de manera independiente. No se utilizó esta alternativa, y sí la de la Fig.1 debido a que el mapa de operación está dado para el equipo completo y no para cada una de las etapas del mismo, además de que se desconoce la información de las presiones intermedias de las etapas de compresión.

Tabla 2. Datos para la representación del mapa de operación del compresor

Flujo (m ³ /h)	Presiones de descarga (kPa)	Carga (m)	Eficiencia (%)
Curva 595 rpm			
16 200,00	620,00	20 869,00	64,00
16 400,00	600,00	20 388,00	63,00
16 600,00	550,00	19 131,00	62,00
16 800,00	500,00	17 790,00	60,00
17 000,00	450,00	16 350,00	56,00
Curva 1190 rpm			
18 700,00	720,00	23 124,00	68,90
19 000,00	712,00	22 952,00	68,90
19 300,00	700,00	22 692,00	68,70
19 800,00	680,00	22 251,00	68,05
20 200,00	650,00	21 571,00	67,40
20 500,00	600,00	20 388,00	65,90
20 600,00	550,00	19 131,00	64,00
20 700,00	500,00	17 790,00	60,00
20 700,00	475,00	17 083,00	59,00
Curva 1785 rpm			
19 800,00	768,00	24 127,00	70,00
20 000,00	760,00	23 963,00	70,00
20 400,00	750,00	23 756,00	70,00
21 000,00	730,00	23 337,00	69,80
21 800,00	700,00	22 692,00	69,50
22 000,00	690,00	22 472,00	69,00
22 300,00	650,00	21 571,00	68,00
22 500,00	600,00	20 388,00	66,00
22 600,00	550,00	19 131,00	62,00
22 650,00	500,00	17 790,00	60,00
22 680,00	450,00	16 350,00	55,80
Curva 2380 rpm			
20 100,00	775,00	24 270,00	70,00
21 000,00	760,00	23 963,00	70,00
22 000,00	725,00	23 231,00	70,00
22 400,00	700,00	22 692,00	69,50
22 850,00	650,00	21 571,00	68,00
23 000,00	625,00	20 988,00	66,00
23 060,00	600,00	20 388,00	65,00
23 100,00	550,00	19 131,00	62,00
23 100,00	520,00	18 338,00	60,10

Flujo (m ³ /h)	Presiones de descarga (kPa)	Carga (m)	Eficiencia (%)
Curva 2975 rpm			
20 200,00	780,00	24 371,00	70,00
21 000,00	775,00	24 270,00	70,00
21 600,00	762,50	24 015,00	70,00
22 040,00	749,00	23 736,00	70,00
22 500,00	725,00	23 231,00	69,85
23 000,00	702,50	22 746,00	69,40
23 350,00	650,00	21 571,00	66,00
23 500,00	600,00	20 388,00	63,60
23 600,00	550,00	19 131,00	62,00
23 700,00	500,00	17 777,00	60,30
23 730,00	475,00	17 083,00	56,00
Curva 3570 rpm			
20 700,00	800,000	24 771,00	70,00
21 000,00	790,000	24 572,00	70,00
22 000,00	770,000	24 168,00	70,00
22 600,00	750,000	23 756,00	69,85
23 000,00	735,000	23 442,00	69,85
23 600,00	700,000	22 692,00	69,00
23 900,00	650,000	21 571,00	67,00
24 000,00	600,000	20 388,00	64,00
24 080,00	550,000	19 131,00	59,00
24 080,00	510,000	18 066,00	58,00

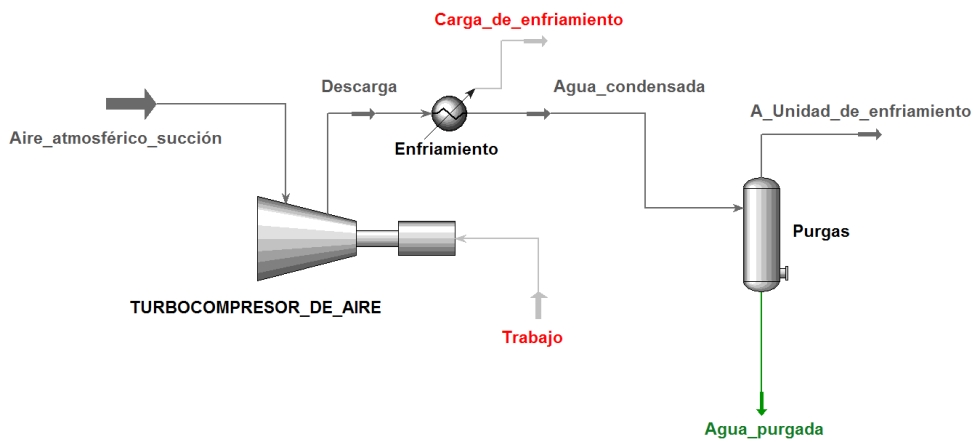


Fig.1 Representación de la compresión de aire

La Tabla 3 muestra las condiciones operacionales de las corrientes involucradas.

Tabla 3. Condiciones operacionales de las corrientes

Corrientes	Descarga	Agua condensada	a unidad de enfriamiento	Agua purgada
Fracción de vapor	1,00	0,98	1,00	0,00
Temperatura (°C)	323,90	33,80	33,80	33,80
Presión (kPa)	485,60	485,60	485,60	485,60

Una vez que el aire se comprime aumenta la presión y la temperatura, por lo que existe un enfriamiento isobárico interetapas con el objetivo de disminuir el consumo de potencia del compresor. Debido a esto, como el aire atmosférico es húmedo, el contenido de agua presente en el mismo condensa a la temperatura y presión de salida de los enfriadores interetapas como se muestra en la corriente Agua Condensada de la Tabla 3, cuya fracción de vapor es de 0,98. Esta agua es eliminada mediante un sistema de purgas debido a que la misma se solidifica si continua en el resto del proceso de fraccionamiento del aire por las temperaturas criogénicas que se alcanzan, ocasionándose obstrucciones en los sistemas de flujo de la planta.

En la Tabla 4 se muestran los resultados obtenidos de los balances de masa y energía de la evaluación del compresor. Aquí se pudo cuantificar la cantidad de agua que se condensa debido al enfriamiento interetapas producido en el sistema y la cantidad de agua de enfriamiento consumida durante este proceso.

Tabla 4. Resultados obtenidos del balance de materiales y energía

	Descarga	Agua condensada	a unidad de enfriamiento	Agua purgada
Composición molar				
Nitrógeno (%)	75,60	75,60	77,22	0,00
Oxígeno (%)	20,28	20,28	20,71	0,00
Argón (%)	0,98	0,98	0,94	0,00
Agua (%)	3,20	3,20	1,13	100,00
Flujo (kg/h)	25 197,16	25 197,16	24 864,78	332,38
Otros parámetros				
Carga de enfriamiento interetapas (kW)			2 375,00	
Flujo Agua de Enfriamiento (kg/h)			408 815,81	
Trabajo de compresión (kW)			2178,00	

De acuerdo con la evaluación realizada los resultados obtenidos son mostrados en la Tabla 5.

Tabla 5. Parámetros termodinámicos de la operación de compresión

Parámetro	Valor
Carga adiabática (m)	18 385,15
Carga politrópica (m)	20 836,46
Potencia (kW)	1 259,00
Eficiencia politrópica (%)	68,83
Eficiencia adiabática (%)	61,49
Factor de carga politrópica	1,00
Exponente politrópico	1,67
Velocidad de giro (rpm)	2 377,00

Los parámetros reportados anteriormente caracterizan la operación de compresión estudiada. Como se observa, la carga adiabática se aproxima a la carga de un proceso politrópico, por lo que la curva que describe dicho proceso es cercana a la curva adiabática. El exponente politrópico es el parámetro termodinámico que define y explica las pérdidas de calor durante las transformaciones de compresión. Cuanto más próximo se encuentra este parámetro a la unidad, más calor pierde. En este caso dicho valor difiere de la unidad debido a que la compresión es politrópica de acuerdo a la operación seleccionada en el simulador.

Los parámetros de la corriente de descarga del compresor fueron determinados a partir de las curvas características del equipo que describen el mapa de operación del mismo con las líneas límites de *surge* y *stonewall*. En las Figuras 2 y 3 se muestra el mapa de operación del mismo, así como la ubicación del punto de operación para las condiciones operacionales.

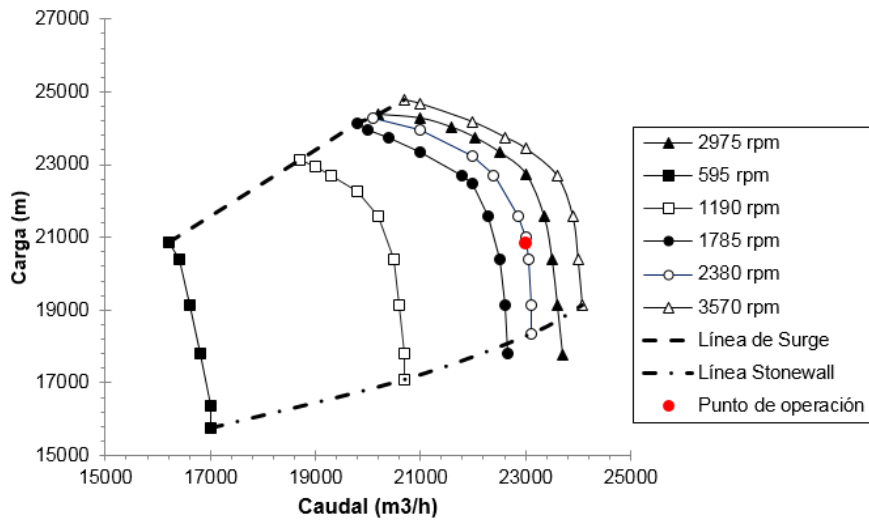


Fig.2 Mapa de operación del compresor

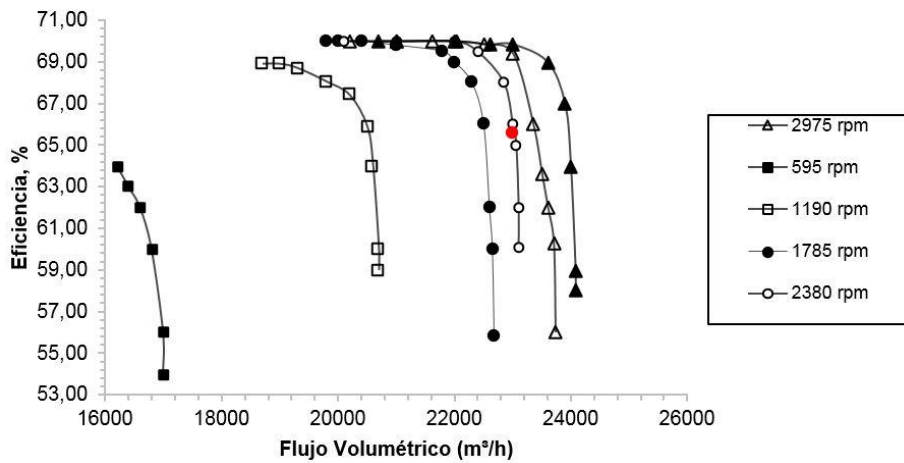


Fig.3 Mapa de operación de eficiencia del compresor

En las figuras anteriores se evidencia claramente que el compresor se encuentra funcionando bajo las actuales condiciones de operación dentro de los límites de estabilidad permisibles. Se analizó, además, la variabilidad de la potencia del turbocompresor con respecto al flujo de aire de entrada manteniéndose la presión de descarga constante como se muestra en la Figura 4.

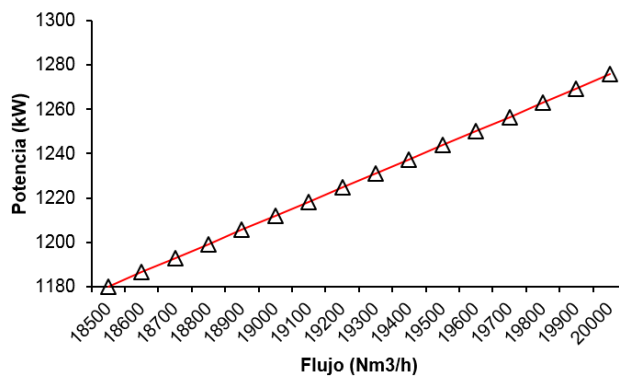


Fig.4 Variación de la potencia del compresor respecto al flujo de aire de alimentación

La Fig.4 demuestra que al incrementarse el flujo de entrada de aire al turbocompresor se aumenta la potencia lógicamente debido a que hay que comprimir más volumen de aire lo que se refleja en el consumo de potencia. Esto también influye en la velocidad de rotación de los alabes del compresor ya que al incrementarse la cantidad de aire por la sección de flujo de los mismos este los hace girar más rápido para mantener una carga constante como se evidencia en la Figura 5.

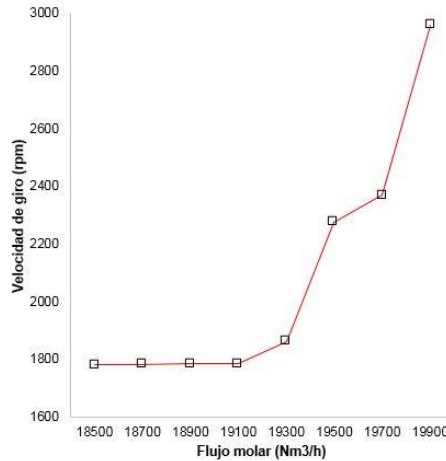


Fig.5 Variación de la velocidad de giro con respecto al flujo de aire

En las Figuras 6 y 7 se muestra el comportamiento del compresor para diferentes velocidades de rotación, donde se puede comprobar que el punto de operación se desplaza dentro de los límites de estabilidad, comprobándose el correcto funcionamiento del mismo.

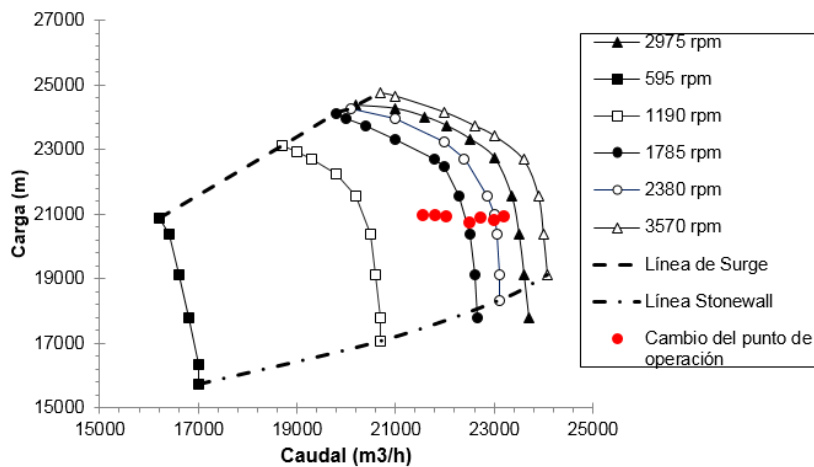


Fig.6 Variación del punto de operación

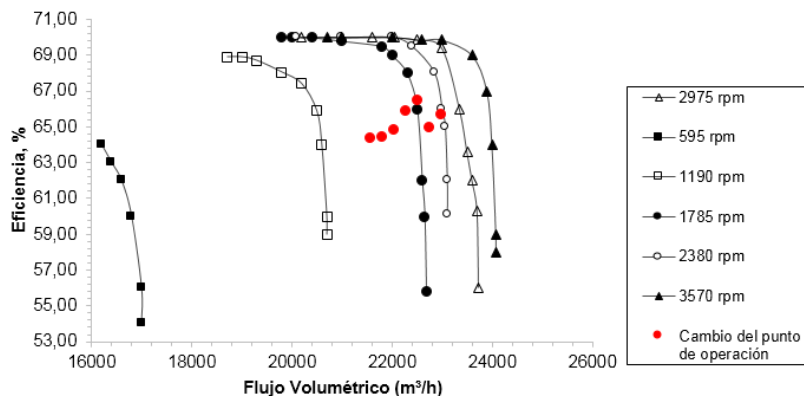


Fig.7 Comportamiento de la eficiencia al variar el punto de operación

4. Conclusiones

En el presente trabajo se estudió el comportamiento de la etapa de comprensión de aire de una planta de fraccionamiento, empleando condiciones operativas reales. Se empleó la simulación de procesos como herramienta de trabajo. Se analizaron las diferentes variables termodinámicas que caracterizan el proceso de compresión del aire. Bajo las condiciones de operación actuales la máquina compresora se encuentra trabajando dentro de los límites operacionales de estabilidad sin la ocurrencia de fenómenos no deseados como el de *surge* y *stonewall*. Se evidenció que, al variar el caudal de alimentación, el punto de operación se traslada dentro de los límites de estabilidad dentro del mapa de operación del compresor. Al aumentar el caudal de entrada del aire al compresor, se incrementa la potencia de manera proporcional y a su vez la velocidad de giro de los álabes lo que incrementa el consumo de potencia de la operación.

Referencias

1. Naik, L., *A Review on Safety Operation Methods of a Cryogenic Air Separation Unit*. International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences, 2015. **3**: p.96-103.
2. Xu, G., et al., *An improved CO₂ separation and purification system based on cryogenic separation and distillation theory*. Energies, 2014. **7**: p.3484-3502.
3. Amin, R., et al., *Simulation of N₂ Gas Separation Process from Air*. Journal of Applied Chemistry, 2014. **6**: p.9-13.
4. Perry, R., *Perry's Chemical Engineers Handbook*, 2018. 9th Edition.
5. Groll, E., Compressor technology. *International Journal of Refrigeration*, 2013. **36**: p.1793-1795.
6. Semlitsch, B., et al., *Flow phenomena leading to surge in a centrifugal compressor*. Energy, 2016. **103**: p.572-587.
7. Poerner, N., et al., *Field Performance Testing for Centrifugal Compressors*. Chemical Engineering, 2015. **124**: p.42-45.
8. Zhao D., et al., *Semi-physical modeling and control of a centrifugal compressor for the air feeding of a PEM fuel cell*. Energy Conversion and Management, 2017. **154**: p.380-386.
9. Hirano T., et al., *Effects of bending-torsional duct-induced swirl distortion on aerodynamic performance of a centrifugal compressor*. Journal of Thermal Science, 2015. **24**: p.10-16.
10. Wang Y., et al., *Improved empirical parameters design method for centrifugal compressor in PEM fuel cell vehicle application*. International Journal of Hydrogen Energy, 2017. **42**: p.5590-5605.
11. Kabalyk K., et al., *Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient*. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, 2016. **131**: p.97-109.
12. Choundari, A., et al., *Selecting the Right Thermodynamic Models for Process Simulation*. Chemical Engineering, 2019. **126**: p.50-55.

Agradecimientos

Los autores quieren agradecer a la dirección, equipo de técnicos y operadores de la planta OxiCUBA S.A. que contribuyeron a facilitar la información tecnológica expuesta en este trabajo

Conflicto de Intereses

Los autores aclaran que no existen conflictos de intereses entre ellos, ni de los autores con el centro donde se realiza el trabajo.

Contribución de los autores

Lázaro Magaña Martel. ORCID: 0000-0002-0151-288X

Participó en el diseño de la investigación, obtención de resultados en el simulador y redacción del manuscrito.

Ofelia Alfonso Alemán. ORCID: 0000-0003-1101-7978

Participó en la búsqueda de la información de referencia y en la obtención de resultados en el simulador.