



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA  
ELECTRICA**

**Estudio comparativo del desempeño de compresores alternativos y  
compresores rotativos para el soplado de botellas PET**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
Ingeniero Mecánico Electricista

**AUTORES:**

Diaz Alvarez, Mary Carmen (orcid.org/0000-0003-3752-5276)  
Perez Rojas, Italo Beltran (orcid.org/0000-0003-3394-561X)

**ASESOR:**

Mg. Castro Anticona, Walter Miguel (orcid.org/0000-0002-8127-4040)

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

**LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:**

Desarrollo Sostenible y Adaptación al Cambio climático

TRUJILLO – PERÚ

2022

## **Dedicatoria**

Dedicado a nuestras madres, a quienes les debemos nuestra formación, a pesar de ya no estar físicamente continúan motivándonos para alcanzar nuestras metas.

A nuestras familias, por el apoyo que nos brindan y por impulsarnos a mejorar cada día.

## **Agradecimiento**

Agradecemos a Dios, por darnos la oportunidad de realizar esta investigación.

A nuestro asesor Mg. Walter Castro Anticona, por guiarnos con paciencia y dedicación.

A nuestras familias, por ser nuestro apoyo incondicional.

Un agradecimiento muy especial a nuestras madres, quienes a pesar de no estar físicamente, nos siguen bendiciendo y cuidando.

## Índice de contenidos

Carátula .....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos.....	iv
Índice de tablas.....	v
Índice de gráficos y figuras .....	vi
Resumen .....	vii
Abstract.....	viii
I. INTRODUCCIÓN .....	1
II. MARCO TEÓRICO .....	4
III. METODOLOGÍA.....	13
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	13
3.2. Variables y operacionalización .....	14
3.3. Población, muestra, muestreo, unidad de análisis.....	14
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos .....	15
3.5. Procedimientos .....	15
3.6. Método de análisis de datos .....	15
3.7. Aspectos éticos.....	16
IV. RESULTADOS .....	17
V. DISCUSIÓN .....	22
VI. CONCLUSIONES.....	26
VII. RECOMENDACIONES .....	28
REFERENCIAS.....	29
ANEXOS .....	34

## Índice de tablas

Tabla 1.	Desempeño actual del compresor alternativo y sopladora.....	17
Tabla 2.	Tipos de compresores rotativos para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET. ....	18
Tabla 3.	Parámetros de diseño requerido de un compresor rotativo .....	19
Tabla 4.	Parámetros de operación del compresor rotativo determinados mediante simulación con análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) y compresor del alternativo en inicio de operación.....	20
Tabla 5.	Costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo por un compresor rotativo .....	21
Tabla 6.	Matriz de operacionalización de la variable Tipos de compresores .....	34
Tabla 7.	Matriz de operacionalización de la variable Desempeño de compresores de aire alternativos y rotativos .....	35
Tabla 8.	Datos técnicos de los compresores rotativos de paletas, de tornillos y de lóbulos.....	40
Tabla 9.	VPN, TIR, IR y recuperación.....	58
Tabla 10.	Retorno de inversión .....	59

## Índice de gráficos y figuras

Figura 1.	Diagrama de diseño de investigación .....	13
Figura 2.	Ficha de registro de operación del compresor alternativo CE68B .....	36
Figura 3.	Informe de prueba del compresor alternativo CE68B .....	37
Figura 4.	Compresor alternativo de tres etapas modelo CE68B .....	38
Figura 5.	Capacidades Volumétricas de un Compresor alternativo .....	38
Figura 6.	Eficiencia mecánica de un Compresor alternativo .....	38
Figura 7.	Manual de la sopladora .....	39
Figura 8.	Placa sopladora SBO 16-20 .....	39
Figura 9.	Dimensiones de compresor de tornillo.....	41
Figura 10.	Cotización y detalles del compresor Denair Compressor .....	44
Figura 11.	Parámetros técnicos del compresor de tornillo Denair Compressor .....	45
Figura 12.	Vista externa e interna del compresor rotativo de doble tornillo .....	46
Figura 13.	Condiciones en paredes internas .....	47
Figura 14.	Condiciones iniciales .....	48
Figura 15.	Condiciones de borde.....	48
Figura 16.	Representación de malla 171.1 mm .....	50
Figura 17.	Campo de temperaturas del fluido en el compresor de tornillo.....	50
Figura 18.	Campo de presiones en el compresor de tornillo.....	51
Figura 19.	Simulación de velocidad del fluido en el compresor de tornillo.....	51
Figura 20.	Campo de nivel sonoro.....	51
Figura 21.	Número de Mach .....	52
Figura 22.	Campo de la densidad del fluido en el compresor de tornillos.....	52
Figura 23.	Representación de malla 165 mm .....	53
Figura 24.	Campo de temperaturas del fluido en el compresor de tornillo.....	53
Figura 25.	Campo de presiones en el compresor de tornillo.....	54
Figura 26.	Simulación de velocidad del fluido en el compresor de tornillo.....	54
Figura 27.	Campo de nivel sonoro.....	54
Figura 28.	Número de Mach .....	55
Figura 29.	Campo de la densidad del fluido en el compresor de tornillos.....	55
Figura 30.	Representación de malla 80 mm .....	56
Figura 31.	Resultado de simulación con malla 80 mm .....	56
Figura 32.	Convergencia .....	56

## Resumen

La presente investigación tuvo como objetivo general evaluar el desempeño del compresor alternativo y compresor rotativo en el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET, para ello se realizó un estudio cuantitativo, de alcance explicativo y diseño experimental. La técnica que se utilizó es la observación y el análisis documental; el instrumento utilizado fue una ficha de registro de los parámetros de operación. La población se constituyó por los compresores usados en el proceso de soplado de botellas PET y la muestra se constituyó por 02 compresores (compresor alternativo y compresor rotativo).

Según los resultados se determinó que el compresor rotativo doble tornillo puede cubrir la demanda de caudal de aire comprimido de 3218 m<sup>3</sup>/hr y presión de 35 bar que necesita el proceso con temperaturas internas y niveles sonoros menores que el compresor alternativo de pistón.

De acuerdo con el análisis realizado se concluyó, que los compresores rotativos de tornillos tienen un mejor desempeño debido que son más confiables trabajando con caudales, presiones, temperaturas y fluidos variables; y por su diseño presenta menos paradas en la operación, menos costos en mantenimiento y menor consumo de energía.

Palabras clave: compresor alternativo de pistón, compresor rotativo de tornillos, caudal, presión, desempeño.

## **Abstract**

The present investigation had as a general objective to evaluate the performance of the reciprocating compressor and rotary compressor in the compressed air system of the PET bottle blowing process, for which a quantitative study was carried out, with an explanatory scope and experimental design. The technique used is observation and documentary analysis and the instrument is a record sheet of the operating parameters. The population is constituted by the compressors for the PET bottle blowing process and the sample is constituted by 02 compressors (alternative compressor and rotary compressor).

According to the results, it was determined that the double screw rotary compressor can cover the demand for a compressed air flow of 3218 m<sup>3</sup>/hr and a pressure of 35 bar that the process needs with internal temperatures and sound levels lower than the reciprocating piston compressor.

According to the analysis carried out, it is concluded that rotary screw compressors have a better performance because they are more reliable working with variable flows, pressures, temperatures and fluids; and due to its design it presents less stops in the operation, less maintenance costs and less energy consumption.

Keywords: reciprocating piston compressor, rotary screw compressor, flow, pressure, performance.



## I. INTRODUCCIÓN

Los compresores de aire de altas presiones de descarga son necesarios en diversos procesos industriales, por lo que se requiere diseños que aseguren la eficiencia energética (Patel y Lakhera 2020), (Anakhu et al. 2018). Los compresores alternativos son comúnmente utilizados en el Moldeo por estirado-soplado de botellas de tereftalato de polietileno (PET), pero presentan desventajas ante los compresores rotativos de tornillo como el espacio que ocupan, alto consumo energético, baja relación de presión, reemplazo de piezas frecuentes ocasionando discontinuidad de flujo de aire (Li et al. 2020).

(Patel y Lakhera 2021) nos mencionan que una de las fuentes energéticas con alto costo es el aire comprimido, por ello recomienda el uso de los compresores de tornillo rotativo por su diseño simple y compacto, por sus índices de confiabilidad, y por su amplio uso en refrigeración, procesos de gas y energía donde se trabaja con caudales, presiones, temperaturas y fluidos variables.

En el ámbito internacional, los compresores rotativos de doble tornillo se implementan en muchas industrias que requieren rendimientos altos, bajo nivel de ruido y alta eficiencia. El rotor es el principal factor que determina el rendimiento del compresor. (Wu et al. 2021), menciona que para lograr un diseño óptimo la longitud de línea de contacto debe ser más corta para la reducción de fugas y el área de puerto de descarga debe ser más grande para optimizar el proceso de descarga. (Li et al. 2020) presentaron un modelo de dinámica de fluidos computacional para simular un compresor rotativo de tornillo de dos etapas de presión de descarga final de 7,98 bar. El modelo permite un acoplamiento directo de las dos etapas sin especificar las condiciones de contorno en la etapa intermedia. Sin embargo, no se tiene mucha información sobre compresores rotativos de doble tornillo sin aceite de relación alta de presiones para aplicaciones PET (Li et al. 2020).

El presente estudio es sobre una empresa de ámbito internacional que se desenvuelve en el sector industrial y se dedica a la fabricación de botellas PET. En su sede de Trujillo se viene suscitando consumos excesivos de energía, baja eficiencia en el proceso de soplado, frecuentes mantenimientos, entre otros.

El comportamiento mecánico del tereftalato de polietileno (PET) bajo las severas condiciones de carga del proceso de moldeo por soplado, por estiramiento o por inyección depende de la velocidad de deformación, la tensión y la temperatura por ello es necesario elegir el compresor adecuado para el sistema. (Luo et al. 2020).

En consecuencia, al no estudiar este problema se pronostican consecuencias negativas. Las ineficiencias, los factores de los bajos rendimientos y pérdidas económicas suelen estar presentes en la demanda de un sistema como en el lado de la oferta. El lado del suministro comprende múltiples compresores que se ven afectados por factores como estrategias de control, configuración y ajuste de la presión del compresor. Las ineficiencias del lado de la demanda son por uso y mantenimiento deficiente del aire comprimido, y fugas de este. (Shaw, Mathews y Marais 2019). Es importante comprender el rendimiento de los compresores y cómo influyen en un sistema óptimo. La oferta y la demanda de aire comprimido para satisfacer las necesidades de producción por tiempo debe ser gestionada correctamente para lograr una mejor eficiencia energética (Anakhu et al. 2018).

Este trabajo de investigación compara la influencia de los rendimientos de los tipos de compresor de aire de relaciones altas de presión, en el proceso de soplado de botellas PET. Se investigaron diferentes tipos de compresores para diseñar un compresor que cubra la demanda de aire comprimido que necesita la empresa y se simuló con las condiciones actuales del sistema de aire comprimido del proceso de soplado PET.

La formulación del problema de investigación se planteó mediante la siguiente pregunta: ¿Cuál de los tipos de compresores tendrá un mejor desempeño en el proceso de soplado de botellas PET? Y como preguntas específicas: ¿Cómo se desempeña el compresor alternativo en el proceso de soplado de botellas PET?, ¿Qué tipos de compresores rotativos se pueden usar en el sistema de aire comprimido para el proceso de soplado de botellas PET?, ¿Cuáles son los parámetros de diseño de un compresor rotativo y un compresor alternativo para el proceso de soplado de botellas PET?, ¿Cuáles son los parámetros de funcionamiento de operación del compresor rotativo y del compresor alternativo en el proceso de soplado de botellas PET? y ¿Cuál es el costo beneficio de reemplazar el

compresor alternativo por un compresor rotativo en el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET?

Esta investigación se justificó según los criterios de (Li et al. 2020), los compresores alternativos en comparación con los compresores rotativos de tornillo tienen deficiencias de alto consumo de energía y demasiadas piezas consumibles. Los compresores de tornillo pueden ser de uno o dos tornillos, la carga en este último es mucho mayor pero los de un tornillo son más adecuados para aplicaciones de alta presión, como es el caso del soplado de botellas de PET. La capacidad de descarga y potencia del eje aumentan casi linealmente con la velocidad del motor y con el caudal de agua inyectada. La eficiencia disminuye con la elevación de la temperatura del agua inyectada y con el acrecentamiento de la presión de descarga, la capacidad de descarga disminuye y la potencia del eje aumenta.

El objetivo general planteado para la presente investigación fue: Evaluar el desempeño del compresor alternativo y compresor rotativo en el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET. Los objetivos específicos fueron: Determinar las características de operación actual del compresor alternativo y sopladora de botellas PET, evaluar el tipo de compresor rotativo más adecuado para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET, determinar los parámetros de diseño de un compresor rotativo para el proceso de soplado de botellas PET, determinar los parámetros de funcionamiento de operación del compresor rotativo y del compresor alternativo en el proceso de soplado de botellas PET y Evaluar el costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo por un compresor rotativo en el sistema de aire comprimido para el proceso de soplado de botellas PET.

La hipótesis general establecida en la presente investigación, expresa que los compresores rotativos presentan mayor desempeño en el proceso de soplado de botellas PET.

## II. MARCO TEÓRICO

En una investigación realizada en un banco de pruebas de la universidad Northwest A&F en China, se explica el proceso de soplado de botellas PET, primero la preforma se calienta en un horno con lámparas infrarrojas donde se ablanda, luego se coloca en un molde donde se estira longitudinalmente por una varilla cilíndrica junto a una presión relativamente baja (8 bar), al finalizar la longitud de la varilla ingresa una presión de 40 bar y forma la botella, esta presión oscila de acuerdo al tamaño de la botella. Se consideró que los compresores mono tornillo tienen una excelente característica de fuerza axial y la fuerza radial aplicada en el rotor del tornillo están completamente equilibradas. La fuerza en el rotor de compuerta en el compresor mono tornillo es mucho menor que la aplicada en el rotor de doble tornillo. La ventaja de las propiedades mecánicas finas hace que el compresor mono tornillo sea mucho más fácil de desarrollar en una unidad de compresión de presión de descarga comparativamente alta (Li et al. 2020).

En una investigación realizada en Instituto de Compresores del School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University en China, se estableció un modelo de simulación de proceso térmico considerando fugas para calcular la eficiencia del compresor. Se comparan diferentes métodos de cambio de plomo mediante la evaluación de la línea de contacto, el puerto de escape y los resultados de la simulación. Los resultados muestran que el compresor obtiene un mejor rendimiento cuando los rotores de paso variable tienen una disminución de la eficiencia de volumen y un aumento de la eficiencia isoentrópica cuando el ángulo de envoltura es relativamente pequeño. A medida que aumenta la relación de volumen de compresión interna, mejora el rendimiento de los rotores de paso variable. Los compresores de tornillo se implementan en muchas industrias que requieren alto rendimiento, bajo nivel de ruido y alta eficiencia. Para los compresores de tornillo, el rotor es el principal factor que determina el rendimiento. Por lo tanto, el diseño de optimización del rotor siempre ha sido el foco de investigación de los compresores de tornillo (Wu et al. 2021). Geng et al., 2022, en su artículo científico, describe a los compresores de doble tornillo, como máquinas

que tienen rotores hembra y macho como componentes centrales, e indica que las características del perfil del rotor afectan de manera importante en el rendimiento de dicho compresor.

En una investigación científica llevada a cabo en China, los autores se basaron en el método de volumen finito para simular numéricamente el campo de temperatura en el proceso de trabajo del compresor y observaron que, debido a que el campo de temperatura generado en el proceso de trabajo del compresor de doble tornillo conduce a la deformación térmica y al estrés térmico del rotor, es fácil causar daño por fatiga del rotor. Sin embargo, es importante señalar que, durante el tiempo de servicio, el eje del tornillo, como componente crítico del rotor, siempre está sujeto a altas velocidades de rotación y entornos agresivos. La falla en el eje del tornillo es común y puede ocurrir por varias razones, y descifrar la falla es un tema complejo e importante (Wang, Junli et al., 2021).

En otra investigación realizada en Rumania, en un banco de pruebas COMOTI del departamento de compresores de tornillo para la manufactura de gas y petróleo del Instituto Rumano de Investigación y desarrollo, los autores indican que, al reducir la presión en la línea principal de descarga por debajo del valor de la presión teórica obtenida por la presión interna del compresor, también se obtendrán niveles más bajos de la energía (Tomescu, Sorin et al., 2021).

En 2021, Wu Weifeng y Zhang Zhao, realizaron una revisión exhaustiva sobre el progreso y desarrollo de las tecnologías de compresores mono tornillo en los últimos años, donde indica que se ha desarrollado nuevos perfiles de pares de mallas, y el compresor de tornillo simple ha llamado más la atención debido a su alto potencial de aplicación para bomba de calor de baja temperatura, re compresión mecánica de vapor y expansión bifásica.

En una revisión de los estudios experimentales relacionados con los compresores de doble tornillo realizado en la India, resume las diversas investigaciones experimentales sobre compresor de tornillo que incluyen análisis relacionados con varios parámetros como fugas, pulsaciones, ruido, inyección de líquido, control de capacidad, pérdidas de presión, optimización de rotor, diagramas de indicadores, etc. Los compresores de doble tornillo se utilizan ampliamente en

refrigeración, procesamiento de gas, industrias energéticas, etc. Y las aplicaciones pueden variar significativamente en términos de caudal, presión, temperatura y fluido de trabajo. Debido a una menor cantidad de componentes móviles, los compresores tienen un diseño relativamente simple y compacto con mayor confiabilidad, Los autores discutieron los desafíos relacionados con la optimización de perfiles de rotor y piezas de compresores utilizando nuevas configuraciones diseñadas de 5/6 lóbulos para compresores sin aceite, inundados con aceite y de servicio de refrigeración, el estudio implicó llevar a cabo experimentos en un configuración optimizada de 3/5 lóbulos y logró mejores eficiencias adiabáticas y volumétricas de su clase (Patel y Lakhera 2020).

La principal ventaja de un compresor alternativo, viene a ser el uso de un pistón líquido garantizando un enfriamiento intensivo del gas comprimido y la ausencia de fugas y fugas en el grupo cilindro-pistón. Esto permite aumentar la eficiencia isotérmica indicada, la eficiencia volumétrica real y aire comprimido de buena calidad (Zanin, Pavlyuchenko y Shcherba 2021).

La monitorización de ciertos parámetros, como la presión y temperatura en los compresores alternativos brindan una mayor fiabilidad y la eficiencia en su etapa de compresión, reduciendo enormemente la energía eléctrica y reduciendo los costos (Townsend y Badar, 2018).

La falta de eficacia y rendimiento de un compresor de pistón, se debe a mala transferencia de calor es sus etapas de compresión y descarga, para esto es necesario realizar una gestión térmica eficiente para lograr procesos de compresión/expansión de aire casi isotérmicos, con el objetivo de adquirir aire de buena calidad libre de impurezas y humedad en el sistema (Gouda et al, 2021).

Nonato, 2019, dimensionó un proceso de conversión del plástico en piezas huecas, este proceso utiliza el aire suministrado por inyección aplicando presión a los laterales de una preforma de PET que se expande de acuerdo a un molde. Los elementos del proceso son fusión del PET, elaboración de una forma tubular mediante vaciado o inoculación (etapa previa), calientan el material según sea necesario, lo soplan en el molde de acuerdo a la geometría final del envase, se enfría la pieza y se expulsa. Entre los tipos de moldeo, por el precursor utilizado puede ser

extrusión, tensión, inyección y coextrusión.

En cuanto a la variable tipo de compresores, según Castelló et al., 2018, los compresores son máquinas que comprimen aire que aspiran del ambiente hasta que se obtenga la presión necesaria, los clasifica en *Compresores de desplazamiento positivo*, son los *compresores alternativos de pistón*, el aire es confinado en un volumen interno que es reducido por el desplazamiento de algunas paredes ocasionando aumento en la presión, el caudal de aire no es muy alto, pero se logra una relación de presión más alta; y *Compresores dinámicos*, entre los cuales tenemos los *de paletas, de tornillos y centrífugos*, cuentan con álabes de gran velocidad de giro que permiten la elevación de la presión del aire que es tomado del ambiente para direccionarla al difusor a una velocidad baja transformando toda la energía cinética; son de gran caudal de aire, pero presiones no tan altas como los de desplazamiento positivo.

Entre los aportes del Manual técnico de aire comprimido (2011) de la Junta de Castilla y León, no dice que el aire comprimido es una de las energías más caras y útiles que puede llegar a usarse debido a su ineficiencia de su producción. Los procesos de aire comprimido son asociados a elevados niveles de desecho de energía térmica, debido a los efectos de conducción y convección. Desafortunadamente, solo del 8% al 10% del total de energía aplicada del compresor, se puede transformar en energía útil, capaz de cumplir con las necesidades requeridas. Diversos sistemas cuando están en funcionamiento; llegan a registrar hasta un 30% en fuga de aire comprimido, mantenimiento deficiente, usos inadecuados y un control deficiente. Dichos valores demuestran que el costo del accionamiento del sistema de aire comprimido es alto, por lo que se necesita tomar acciones para reducir las pérdidas, promover el ahorro energético y por lo tanto ahorrar costos. Es bien sabido que cuando la vida útil de un compresor alcanza los 10 años, el valor de la energía, que necesita el sistema es más elevado que el monto de la inversión inicial. El mantenimiento tiene un costo que equivale al 7% del costo total; a pesar de lo indicado, dicha actividad es relevante puesto a que eleva la eficiencia energética de cada compresor conjuntamente con la red de distribución (Hechavarría y López, 2013).

SATO, H (2001) indicó que el compresor de tornillo tiene muchas características ventajosas en comparación con el otro tipo de compresores. El tipo de compresores alternativos se ha utilizado para diversas aplicaciones durante mucho tiempo. Sin embargo, el compresor de tornillo podría ser una solución para los nuevos mercados que esperan mejores compresores y podría ser una solución para los nuevos mercados desde el punto de vista de los problemas ambientales ya que usa refrigerantes más seguros para la tierra en los sistemas de refrigeración y también para utilizar energía más limpia como combustible. Estos compresores pueden cubrir altas presiones de hasta 10 Mpa. El compresor de tornillo es un tipo de desplazamiento positivo como el compresor alternativo. Mientras que el compresor alternativo tiene muchas piezas de desgaste, como válvulas de succión y descarga, anillos de pistón, pasadores, varillas, cojinetes. El compresor de tornillo tiene una construcción simple y menos piezas de desgaste. Todas las partes tienen figuras fuertes y sólidas. También el compresor de tornillo tiene un movimiento giratorio generando un flujo de aire continuo, pero el compresor alternativo tiene dos fases (aspiración y compresión) que provoca una alta vibración lo que genera alteraciones en el fluido.

En un artículo científico realizado en Bélgica, los autores observaron que los compresores de tornillo muestran una madurez técnica mucho mayor que los compresores de espiral y de pistón, tienen un alto rendimiento y fiabilidad y ampliación de los rangos de funcionamiento (Lemort, Vincent, et al., 2013).

En un artículo publicado por la empresa SERVIAIRE, 2019, se describe las diferencias entre el compresor de pistón y el compresor a tornillos, indican que el compresor nuevo de pistón tiene una eficiencia volumétrica de 70% a 75%, debido a las fugas, el calentamiento de la entrada de aire, la caída de presión al final de la entrada y por los volúmenes de compresión innecesarios. En cambio, un compresor tornillo alcanza una eficiencia de 98%. Los compresores de pistón tienen un nivel sonoro entre 78 y 95 dB (A) y los compresores de tornillos están entre 65 y 76 dB (A), a parte del ruido, el de pistón presenta vibraciones. Los compresores de pistón presentan temperaturas internas entre 140 ° C y 200 ° C y los compresores de tornillo varía entre 70 ° C y 110 ° C, por lo tanto, es más estable.



En una investigación realizada en Italia, los autores determinaron que el aumento en la potencia de salida al usar un compresor de tornillo de dos etapas en lugar de un tornillo de una sola etapa es suficiente para compensar el mayor costo de inversión, lo que lleva a costos de inversión específicos más bajos. La evaluación financiera de la inversión muestra un tiempo de recuperación de 2 a 4 años cuando el valor de la electricidad producida es superior a 0,13 €/ kWh. La tasa interna de retorno es más alta de la que ofrece un compresor de pistón (Pantaleo, A. et al, 2019).

Finalmente, en una investigación argentina de tesis de pregrado, se determinó que, para mejorar la eficiencia energética y un mayor ahorro económico, la empresa “Salvador Marinaro e Hijo S.R.L.” debe optar por el cambio de los compresores de aire del sector de soplado de envases plásticos. Optando por compresores a tornillo debido a su avanzada tecnología y mejoramiento en el diseño en los últimos años, concluyendo que la propuesta es viable y rentable con una tasa de inversión del 13% anual, con una tasa interna de retorno (TIR) de 12,40%, y un período de 7 años (Gonzalo, 2018).

Según Colby, 2009, el cálculo de la potencia de diseño se obtiene con la siguiente ecuación:

$$W_{adiabatico} = \frac{W_i}{\eta_{adiabatico}} \quad (1)$$

donde  $W_i$  es el trabajo ideal:

$$W_i = \left(\frac{k}{k-1}\right) * P_{ent} * Q_{ent} * \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (2)$$

$k$ : índice adiabático, para aire = 1.4

$P_{ent}$ : Presión con la que ingresa el aire al compresor

$Q_{ent}$ : Caudal de entrada

$r_p$  : Relación de presiones de salida y entrada

$$\eta_{adiabatico} = E_{ratio} * E_{porcentaje} \quad (3)$$

$\eta_{adiabatico}$ : Eficiencia adiabática

$E_{ratio}$ : Eficiencia de ratio (encontrada en tablas)

$E_{porcentaje}$ : Porcentaje de eficiencia (encontrada en tablas, depende de la relación de

presiones)

Según Colby, 2009, el cálculo del caudal desplazado se obtiene con la siguiente fórmula:

$$Q_d = \frac{Q_{ent}}{\eta_v} \quad (4)$$

$\eta_v$ : Eficiencia volumétrica (encontrada de tablas)

Para el cálculo de la velocidad tangencial se consideró la siguiente fórmula:

$$n = \frac{Q_d}{Q_r} \quad (5)$$

$Q_r$ : Caudal por revolución:

$$Q_r = \frac{d^3 \left(\frac{L}{d}\right)}{C_m} \quad (6)$$

$d$ : diámetro del rotor

$L$ : longitud del rotor

$C_m$ : Perfil circular

Según Brown (2005), la temperatura de salida del compresor se calcula mediante la ecuación:

$$t_2 = t_1 + \frac{T_1(r_p^k - 1)}{\eta_{adiabatico}} * \eta_t \quad (7)$$

$t_1$ : temperatura de entrada [°F]

$T_1$ : temperatura absoluta de entrada [R]

$\eta_t$ : eficiencia debido al aumento de la temperatura, un valor típico es 0.9.

Según Santa, 2017, el período de recuperación de la inversión (PRI) es un indicador que permite conocer en cuanto tiempo se recuperará el total de la inversión a valor presente. Para calcular el PRI se usa la siguiente fórmula:

$$PRI = a + \frac{(b-c)}{d} \quad (8)$$

donde:

$a$ : Año inmediato anterior en que se recupera la inversión.

$b$ : Inversión Inicial

$c$ : Flujo de efectivo acumulado del año inmediato anterior en el que se recupera la

inversión.

*d*: Flujo de efectivo del año en el que se recupera la inversión.

Se han realizado una serie de estudios para desarrollar modelos termodinámicos para compresores de tornillos. Estosico en 1988 desarrollo modelos resolviendo numéricamente las ecuaciones con principios de diferenciales de energía y masa. En 1994 se presentaron modelos de computadora. La dinámica de fluidos computacional (CFD) se basa en la simulación numérica de fluidos mediante ecuaciones que son resueltas por medio de diferentes métodos numéricos (Rane, Sham, et al., 2013).

SOLIDWORKS Flow Simulation permite la gestión de datos de CAD, la formación de mallado, la solución de CFD y la obtención de resultados. Las mallas se basan en coordenadas cartesianas que permite la solidez del algoritmo, velocidad y sencillez, menos errores de truncado local y solidez del esquema diferencial. Para obtener la malla se divide el dominio computacional rectangular en celdas. La malla se puede refinar de acuerdo a criterios de adaptación que define según el sólido (curvatura, canales estrechos, pequeños elementos geométricos, etc.) y de manera automática según los gradientes de la solución. El nivel de refinamiento para las celdas adyacentes debe ser de una diferencia menor a 1. Esta tecnología permite implementar herramientas automáticas eficientes y sólidas para el mallado incorporando datos de entrada y datos generales como el flujo interno o externo, selección de los modelos físicos que se utilizarán, etc. El refinamiento adicional también puede ser activado durante el cálculo para adaptar la malla a las singularidades de la solución, como las ondas de choque (Sobachkin, A. et al, 2014).

SOLIDWORKS Flow Simulation utiliza mallas cartesianas que permite realizar cálculos de multifísica combinados, en una malla computacional con celdas de fluidos, de sólidos y parciales: En las zonas de fluidos, se resuelve las ecuaciones de NavierStokes, que considera leyes de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial P}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (11)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad (12)$$

Para el cálculo en flujos compresibles a alta velocidad y flujos con ondas de choque, se utiliza la ecuación de energía:

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (E + \frac{P}{\rho})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (13)$$

$$E = e + \frac{u^2}{2} \quad (14)$$

### III. METODOLOGÍA

#### 3.1. Tipo y diseño de investigación

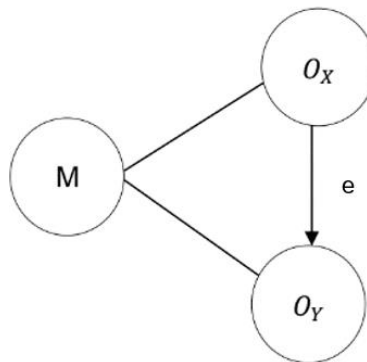
##### Tipo de investigación

La investigación es de tipo aplicada según su finalidad, porque resuelve el problema que se presenta en la eficiencia del proceso de soplado de botellas PET con el uso de compresores alternativos utilizando conocimientos obtenidos anteriormente (Ortega, 2017). De enfoque cuantitativo porque buscó mejorar la eficiencia del proceso de soplados de botellas PET y evaluar en qué medida se incrementará esta eficiencia al implementar un compresor rotativo en el sistema de aire comprimido (Mendoza y Hernández, 2018).

##### Diseño de investigación

El diseño de la investigación es experimental porque se cambió la configuración del sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET para evaluar el cambio en la eficiencia del proceso con los diferentes rendimientos de los compresores de aire, es de tipo pre- experimental, puesto a que se manipuló la variable sin utilizar grupo de control. Por su alcance es explicativo ya que se buscó el efecto del del desempeño del tipo de compresores de aire alternativos y rotativos en el proceso de soplado de botellas PET.

Figura 1. Diagrama de diseño de investigación



Donde:

M: Muestra

Ox: Observación de la variable Tipo de compresores de aire alternativos y rotativos.

Oy: Observación de la variable desempeño del compresor.

e: Efecto del desempeño del tipo de compresores de aire alternativos y rotativos en el proceso de soplado de botellas PET.

### **3.2. Variables y operacionalización**

#### **Variable 1: Tipo de compresor**

Es la variable independiente de categoría cualitativa. Según Castelló et al., 2018, los compresores son máquinas que comprimen aire que aspiran del ambiente hasta que se obtenga la presión necesaria, los clasifica en Compresores de desplazamiento positivo y Compresores dinámicos.

#### **Variable 2: Desempeño de Compresores de aire alternativos y rotativos**

Es la variable dependiente de categoría cuantitativa. Según Li et al., 2020, el desempeño de un compresor es un índice de rendimiento que evalúa parámetros como la capacidad de descarga, la eficiencia volumétrica y la eficiencia isoentrópica.

### **3.3. Población, muestra, muestreo, unidad de análisis**

**Población:** compresores para el proceso de soplado de botellas PET

- **Criterios de inclusión:** compresor alternativo o compresor rotativo

**Muestra:** 02 compresores para el proceso de soplado de botellas PET

**Muestreo:** No probabilístico por conveniencia.

**Unidad de análisis:** 01 compresor para el proceso de soplado de botellas PET.

### **3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

#### **Técnicas de recolección de datos**

La investigación aplicó la observación y el análisis documental, se recolectó los datos del proceso actual de soplado, datos de operación de los compresores y sopladora de aire, se obtuvo información de libros, artículos científicos, manuales y catálogos de los compresores y sopladora de aire.

#### **Instrumentos de recolección de datos**

Se utilizó una ficha de registro de los parámetros de operación de los compresores y sopladora, dimensiones del espacio disponible para los nuevos compresores, la producción de botellas, parámetros y modelos de catálogos de los compresores recomendados para el proceso de soplado de botellas.

### **3.5. Procedimientos**

La investigación se inició solicitando la correspondiente aprobación a la empresa dedicada a la fabricación de botellas PET, luego se aplicó la toma de datos. En la segunda fase, que corresponde al desarrollo del proyecto, se utilizó los instrumentos acordes al tamaño de la muestra definida, posteriormente se analizó la información para redactar las conclusiones, después de comparar la discusión con los antecedentes.

### **3.6. Método de análisis de datos**

El proyecto de investigación presentado abordó la evaluación del compresor alternativo de pistones de tres etapas (se cuenta actualmente en la empresa) y el diseño y simulación de un compresor rotativo de doble tornillo que cumple con el requerimiento de aire comprimido de las sopladoras de una empresa de fabricación de botellas PET. Para alcanzar este propósito, se hizo una revisión general y se seleccionó bibliografía correspondiente al diseño de compresores de alta presión, herramienta de Inventor y SolidWords Flow Simulation utilizadas para el diseño y simulación. Después, se determinó que compresor cumple con los requerimientos

adecuados para abastecer la demanda con mayor eficiencia en el proceso de soplado. Finalmente, se realizó un análisis costo-beneficio con el apoyo de hojas de cálculo de Microsoft Excel para determinar si resulta conveniente la propuesta de reemplazar el compresor alternativo existente por un compresor rotativo.

### **3.7. Aspectos éticos**

La información recabada en este estudio fue desarrollada en base a la buena práctica de valores de respeto, originalidad, confidencialidad y conductas aceptables; utilizando ISO 690 para el citado de la bibliografía considerando al autor y el año de estudio, tanto en la introducción y marco teórico, acatando la normatividad vigente de la guía de la Universidad Cesar Vallejo, en cuanto a los datos y procedimientos de la empresa donde se está realizando la investigación se manejó con total confidencialidad.



#### IV. RESULTADOS

Se encontraron los siguientes resultados:

**Objetivo específico 1:** Determinar las características de operación actual del compresor alternativo y sopladora de botellas PET.

Tabla 1. Desempeño actual del compresor alternativo y sopladora

INDICADOR	Compresor alternativo CE68B (Parámetros medidos)		Sopladora SBO 16/20
	Inicio de operación (13/09/2011)	Operación actual (09/2022)	Datos de Manual
<b>Caudal de aire comprimido (m<sup>3</sup>/h)</b>	(*)	2 208	3 000
<b>Presión (bar)</b>	39	34	35
<b>Potencia (kW)</b>	437	470	504

Nota: (\*) Según el manual del equipo el caudal de aire comprimido es 2 600 m<sup>3</sup>/h

Fuente: Elaboración propia (Anexo 2, 3 y 5)

#### Interpretación:

Según lo observado, el compresor alternativo de pistón CE68B que cuenta actualmente la empresa descarga 2 208 m<sup>3</sup>/h de aire comprimido y trabaja a una presión de 34 bar en su última etapa, datos medidos a través del software del control automático del compresor y se cuenta con un motor que opera a 470 kW medido a través de un medidor de energía. Según el manual, la sopladora SBO 16/20 trabaja con un caudal de hasta 3 000 m<sup>3</sup>/h, necesitando 35 bar de presión y 504 kW de potencia. Así mismo, mediante la revisión documentaria del compresor alternativo CE68B, se obtuvieron los datos medidos en el inicio de operación en la empresa (13/09/2011). Al inicio según el manual del equipo el compresor brindaba un caudal de 2 600 m<sup>3</sup>/h de aire comprimido a una presión de 39 bar y necesitaba 437 kW de potencia de operación.

**Objetivo específico 2:** Evaluar el tipo de compresor rotativo más adecuado para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET.

Tabla 2. Tipos de compresores rotativos para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET.

Alternativas	Costo equipo	Consumo de energía	Vida Útil	Eficiencia	Total
Nivel de Prioridad	40%	20%	20%	20%	
Paleta	3	2	3	3	2.8
Tornillos	4	4	4	5	4.2
Lóbulo	3	3	4	3	3.2

Nota: Datos obtenidos de proveedores de compresores de aire.

Costo equipo: 1 (muy caro) – 5 (muy barato)

Consumo de energía: 1 (alto) – 5 (bajo)

Vida Útil: 1 (baja) – 5 (alta)

Eficiencia: 1 (baja) – 5 (alta)

Fuente: Elaboración propia

### Interpretación:

Según lo verificado en datos de proveedores de compresores de aire y la bibliografía se estableció la ponderación considerando características como costo de equipo, consumo de energía, vida útil y eficiencia con una escala de 1 a 5 y nivel de prioridad de acuerdo a la importancia de las características. Obteniendo que el compresor rotativo de tornillo alcanza una ponderación de 4.2 frente a 2.8 de los compresores rotativos de paleta y 3.2 de los compresores rotativos de lóbulo. Por lo que se seleccionó el compresor rotativo de tornillos como alternativa de reemplazo de los compresores alternativos de pistón que se cuenta actualmente en el proceso de soplado de botellas PET de la empresa.

**Objetivo específico 3:** Determinar los parámetros de diseño de un compresor rotativo para el proceso de soplado de botellas PET.

Tabla 3. Parámetros de diseño requerido de un compresor rotativo

<b>Presión de diseño</b>	<b>Presión atmosférica (mbar)</b>	1013
	<b>Presión de descarga (bar)</b>	35
<b>Rotor*</b>	<b>Perfil de rotor</b>	5/6
	<b>Diámetro Dm/Df (mm)</b>	250/150
	<b>Longitud (mm)</b>	1425
<b>Motor</b>	<b>Potencia requerida (kW)</b>	450
	<b>Velocidad angular (rpm)</b>	2389
<b>Caudal de diseño</b>	<b>Caudal de entrada (m<sup>3</sup>/h)</b>	3000
	<b>Caudal desplazado (m<sup>3</sup>/h)</b>	3614
<b>Material</b>	<b>Rotor</b>	Acero fundido
	<b>Carcasa</b>	Hierro fundido

\*Datos obtenidos de revista técnica (Anexo 7)

Fuente: Elaboración propia

### **Interpretación:**

El compresor toma aire del ambiente a presión de 1 013 mbar. Se requiere una presión de descarga de 35 bar ya que es la presión con la que opera la sopladora de botellas PET. Se seleccionó un rotor con diseño mejorado recomendado en artículos de investigación y catálogos de proveedores para trabajar en relaciones de presiones altas en una sola etapa. La potencia de 450 kW que se requiere del motor fueron calculados en base a la presión y caudal de entrada, la presión requerida y el rendimiento adiabático del compresor encontrado mediante tablas. La velocidad angular del eje de 2 389 rpm fue calculada en base a los parámetros del rotor, el caudal por revolución y el caudal desplazado. El caudal de entrada se consideró 3 000 m<sup>3</sup>/h ya que es el caudal que requiere la sopladora para asegurar la producción de 18 000 botellas de 3 litros. El caudal desplazado de 3 614 m<sup>3</sup>/h se calculó en base del rendimiento volumétrico obtenido de tabla y parámetros del rotor. El material del rotor y carcasa se seleccionó por las altas presiones que se requiere para el proceso de soplado de botellas PET y por su disponibilidad en el mercado.

**Objetivo específico 4:** Determinar los parámetros de funcionamiento de operación del compresor rotativo y del compresor alternativo en el proceso de soplado de botellas PET.

Tabla 4. Parámetros de operación del compresor rotativo determinados mediante simulación con análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) y compresor del alternativo en inicio de operación.

<b>VARIABLE/ INDICADOR</b>	<b>Compresor rotativo de doble tornillo</b>	<b>Compresor alternativo de doble pistón</b>
<b>Caudal desplazado (m<sup>3</sup>/h)</b>	3 218.11	2 600
<b>Presión de salida (bar)</b>	35.83	39
<b>Temperatura Interna (°C)</b>	70.22	185
<b>Cantidad de elementos de compresión (und)</b>	2	5
<b>Nivel sonoro (dB)</b>	72.94	78-95

Fuente: Elaboración propia (Anexos 3 y 6)

#### **Interpretación:**

Los datos de caudal desplazado, presión de salida, temperatura interna, cantidad de elementos de compresión y nivel sonoro del compresor rotativo de doble tornillo fueron obtenidos mediante simulación en SolidWork Flow Simulation, donde se modeló mediante los parámetros requeridos para la operación como datos de frontera en el análisis de dinámica de fluidos computacional, se trabajó con una malla basada en coordenadas cartesianas que permitió el desarrollo de algoritmos, velocidad y sencillez, menos errores de truncado local y solidez del esquema diferencial. Se tuvieron limitaciones en la simulación porque no se logró simular el sólido ensamblado debido a que se presentaban errores en el mallado y no se logró simular con transferencia de calor por el esquema del sólido. Los datos del compresor alternativo de doble pistón como son el volumen desplazado de 2 600 m<sup>3</sup>/h, la presión de salida de 39 bar, temperatura interna de 185 °C se obtuvieron de la revisión documental de las mediciones en el inicio de operación del compresor el

2011, año cuando la empresa adquirió el equipo. Según aportes de los proveedores de compresores, el nivel sonoro del compresor alternativo de doble pistón varía entre 78 a 95 dB; este dato es muy importante para el confort de los trabajadores debido a que el ruido es un riesgo laboral que perjudica el rendimiento.

**Objetivo específico 5:** Evaluar el costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo por un compresor rotativo en el sistema de aire comprimido para el proceso de soplado de botellas PET.

Tabla 5. Costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo por un compresor rotativo

<b>Evaluación económica del proyecto</b>	
<b>Inversión</b>	S/. 100, 000.00
<b>Ahorro en costos de mantenimiento anual</b>	S/. 16, 012.20
<b>Ahorro en costos de energía anual</b>	S/. 8, 010.29
<b>Valor Presente Neto (VPN)</b>	S/. 85, 495.31
<b>Tasa Interna de Retorno (TIR)</b>	18%
<b>Periodo de Retorno de inversión (PRI)</b>	4 años
<b>Índice de rentabilidad o Razón Beneficio/Costo</b>	1.8549

Fuente: Elaboración propia

**Interpretación:**

Para el reemplazo del compresor alternativo de pistones por un compresor rotativo de tornillos se necesitará una inversión de S/. 100 000. Obteniendo un ahorro de S/ 16, 012.20 anuales en costos de mantenimiento y S/. 8, 010.29 anuales en costos por consumo de energía. El periodo de recuperación de la inversión es de 4 años, con una tasa interna de retorno del 18% y un índice de rentabilidad del 1.8549.

## V. DISCUSIÓN

En la investigación se planteó como primer objetivo específico, determinar las características de operación actual del compresor alternativo y sopladora de botellas PET, en base a ello se estudió la teoría de Li et al. (2020), quien señaló que los procesos de soplado de botellas PET actualmente trabajan con compresores de pistones y sopladoras en 3 etapas de 40 bar y los manuales de los equipos con los que se cuenta actualmente en la empresa. Los resultados encontrados en la presente investigación indican que el compresor alternativo de doble pistón con el que se cuenta en la empresa, brinda un caudal comprimido de 2 208 m<sup>3</sup>/h menor al caudal que brindaba al inicio de operación y menor al caudal máximo que puede recibir la sopladora de botellas PET, la presión de 34 bar es menor a la presión con la que trabaja la sopladora y consume 470 kW de potencia comparado a los 437 kW que consumía en el inicio de operación. Estos resultados coinciden con lo obtenido por Patel y Lakhera (2020) y Anakhu et al. (2018), quienes encontraron que los compresores de aire de altas presiones de descarga requieren diseños que aseguren la eficiencia energética y monitorización de la presión y temperatura para que brinden una mayor fiabilidad. Por lo tanto, se puede decir que el compresor alternativo de pistón por valores obtenidos tiene un diagnóstico de bajo rendimiento adiabático y volumétrico; sin embargo, cumple con ofrecer presiones altas que permiten la continuidad del proceso de soplado de botellas PET.

El segundo objetivo específico fue evaluar el tipo de compresor rotativo más adecuado para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET, por ello se estudió a Patel y Lakhera (2021), quienes mencionan que una de las fuentes energéticas con alto costo es el aire comprimido, por ello recomienda el uso de los compresores rotativos de tornillo por su diseño simple y compacto y por sus índices de confiabilidad trabajando con caudales, presiones, temperaturas y fluidos variables. Según los datos obtenidos en la revisión documentaria como catálogos de proveedores y bibliografía de compresores de aire, el compresor rotativo más adecuado para operar en el proceso de soplado de botellas PET es el compresor de tornillo, por el bajo costo del equipo (de 10, 000 a 80, 000 soles), bajo costo de

instalación ya que consiste en una máquina compacta donde los elementos del sistema de aire comprimido se encuentran conectados y el costo de mantenimiento es bajo ya que son usados en cualquier ambiente, suministrando aire continuamente, se evitan paradas en la operación, tienen hasta un 70% menos de partes que otros tipos de compresores. Consumen menos energía, siendo considerados como una excelente alternativa ante los problemas ambientales ya que tienen un sistema de refrigeración óptimo. Presentan una vida útil mayor, debido a que el calor generado es menor por lo tanto se genera menos agua durante la compresión del aire y es menor la probabilidad de que esta agua llegue a sus herramientas, los únicos componentes expuestos a desgaste son los rotores y para evitar este desgaste el aceite sella por completo los rotores internos. Presentan un diseño que asegura una eficiencia consistente a través de los años, con poca o ninguna reducción de capacidad. Estos resultados coinciden con lo encontrado por Wu et al. (2021), quien indica que, en el ámbito internacional, los compresores rotativos de doble tornillo se implementan en muchas industrias que requieren rendimientos altos, bajo nivel de ruido y alta eficiencia.

El tercer objetivo específico fue determinar los parámetros de diseño de un compresor rotativo para el proceso de soplado de botellas PET, por ello se estudió la teoría de diseño de compresores del manual de Atlas Copco escrito por Delvaux (2014), quien brinda el procedimiento de cálculo de la potencia, caudal desplazado y velocidad angular. Se determinó que el perfil del rotor sea 5/6, con diámetros de 250/150 mm y una longitud de 900 mm, requiriendo una potencia de 450 kW y una velocidad angular de 2389 rpm para lograr un caudal de 3614 m<sup>3</sup>/h. Los resultados obtenidos coinciden con Wu et al. (2021) y Patel y Lakhera (2020), quienes nos indica que, el rotor es el principal factor que determina el rendimiento del compresor y por ello recomiendan un perfil de 5/6 lóbulos para compresores sin aceite para lograr mejores eficiencias adiabáticas y volumétricas. Geng et al., (2022), describe que los compresores de doble tornillo con perfiles de 5/6 y 3/6 alcanzan presiones altas de descarga hasta de 40 bar y caudales hasta de 3500 m<sup>3</sup>/h, así mismo recomiendan que los rotores sean fabricados de acero.

El cuarto objetivo específico fue determinar los parámetros de funcionamiento de operación del compresor rotativo y del compresor alternativo en el proceso de soplado de botellas PET, por ello se estudió la teoría de Rane, Sham, et al. (2013), quien detalla que, la dinámica de fluidos computacional (CFD) se basa en la simulación numérica de fluidos mediante ecuaciones que son resueltas por medio de diferentes métodos numéricos. Los resultados obtenidos del compresor alternativo de doble pistón se obtuvieron de las mediciones realizadas en el inicio de operación y los resultados obtenidos del compresor rotativo de tornillos se obtuvieron mediante simulación, se logra apreciar que el compresor de doble tornillo brinda mayor volumen desplazado de 3218 m<sup>3</sup>/h, una presión de 35.8 bar que es la presión que necesita la sopladora de aire y una temperatura interna de 70 °C. Estos resultados coinciden con Serviaire (2019) y Li et al. (2020), quienes indican que el compresor nuevo de pistón tiene una eficiencia volumétrica de 70% a 75%, debido a las fugas, el calentamiento de la entrada de aire, la caída de presión al final de la entrada y por los volúmenes de compresión innecesarios, en cambio, un compresor tornillo alcanza una eficiencia de 98%; los compresores de pistón tienen un nivel sonoro entre 78 y 95 dB (A) y los compresores de tornillos están entre 65 y 76 dB (A), a parte del ruido, el de pistón presenta vibraciones y temperaturas internas entre 140 ° C y 200 ° C y los compresores de tornillo varía entre 70 ° C y 110 ° C, por lo tanto, los compresores de tornillo son más estables y presentan menos elementos móviles en la compresión, por lo tanto, no se necesita el cambio de piezas y tampoco horas de paradas en mantenimientos. Pero los resultados difieren con Wang, Junli et al. (2021) y Tomescu, Sorin et al. (2021), quienes indican que, debido al campo de temperatura generado en el proceso de trabajo del compresor de doble tornillo se conduce a la deformación térmica y al estrés térmico del rotor.

El quinto objetivo específico fue evaluar el costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo por un compresor rotativo en el sistema de aire comprimido para el proceso de soplado de botellas PET. Se determinó que se requiere una inversión inicial de S/. 100 000, obteniendo un ahorro de S/ 16, 012.20 anuales en costos de mantenimiento y S/. 8, 010.29 anuales en costos por consumo de energía. El periodo de recuperación de la inversión es de 4 años, con una tasa interna de



retorno del 18% y un índice de rentabilidad del 1.8549. Estos resultados son similares a lo encontrado por Gonzalo, (2018), quien propuso el cambio de compresores por uno a tornillo concluyendo que la propuesta es viable y rentable con una tasa de inversión del 13% anual, con una tasa interna de retorno (TIR) de 12,40%, y un período de recuperación de 7 años; y con Pantaleo, A. et al, (2019), que determinaron que, al usar un compresor de tornillo de dos etapas en lugar de un tornillo de una sola etapa lleva a costos de inversión específicos más bajos, la evaluación financiera de la inversión muestra un tiempo de recuperación de 2 a 4 años cuando el valor de la electricidad producida es superior a 0,13 €/ kWh, la tasa interna de retorno es más alta de la que ofrece un compresor de pistón.

## VI. CONCLUSIONES

1. Mediante la recolección de datos de operación y manuales del compresor alternativo CE68B y sopladora SBO 16/20 existentes en la empresa, se determinaron las características de operación actual del sistema de aire comprimido de la empresa. Por los valores obtenidos, se determina que el compresor alternativo de pistón consume mayor potencia de la consumida al inicio de operación y produce menos aire comprimido de lo que requiere la sopladora de botellas PET.
2. Para la evaluación del tipo de compresor rotativo más adecuado para el sistema de aire comprimido del proceso de soplado de botellas PET, se consideraron compresores de paleta, tornillos y lóbulo, obteniendo que, por el costo de equipo, consumo de energía, vida útil y eficiencia, el compresor de tornillos es el elegido para el reemplazo del compresor alternativo en el sistema de aire comprimido de la empresa.
3. En cuanto al diseño de un compresor rotativo para el proceso de soplado de botellas PET, se tomó como dato una presión atmosférica de 1013 mbar, una presión de descarga requerido de 35 bar, caudal de entrada de 3000 m<sup>3</sup>/h. Se seleccionó un rotor de perfil 5/6, con diámetros de 250 y 150 mm y longitud de 900 mm. Al hacer los cálculos se determinó que se necesitara una potencia de 450 kW, una velocidad angular de 2389 rpm. Se determinó que el material del rotor deberá ser de acero fundido y con una carcasa de hierro fundido por las altas presiones que deberá soportar el compresor.
4. Para determinar los parámetros de funcionamiento de operación del compresor alternativo y rotativo, se consideró la simulación con análisis de dinámica computacional (SmallWork Flow Simulation) para el compresor rotativo, obteniendo un caudal desplazado de 3218 m<sup>3</sup>/h, presión de salida de 35.8 bar, temperatura de 70°C y solo dos (02) elementos del compresor para la compresión; y para el compresor alternativo se consideraron los datos del informe de prueba cuando el compresor fue puesto en servicio en la empresa.
5. Al hacer los cálculos económicos se concluyó, que se tiene un ahorro de un

monto de ahorro anual de S/ 24, 022.49 soles y en cuanto al presupuesto de la inversión es de S/ 100, 000 nuevos soles, con un VPN de S/ 85,495.31 y el valor de TIR de 18%. Con un periodo de retorno sobre la inversión de 4 años, por lo que se concluye que el proyecto es factible.

6. La variable tipo de compresores incide significativamente en la variable dependiente desempeño en el proceso del soplado PET, se determinó que los compresores rotativos de tornillos tienen un mejor desempeño debido que es más confiable trabajando con caudales, presiones, temperaturas y fluidos variables; y por su diseño presenta menos paradas en la operación, menos costos en mantenimiento y menor consumo de energía.

## **VII. RECOMENDACIONES**

Ampliar el enfoque de la variable desempeño de los compresores en el proceso de soplado de botellas PET, debido a que la presente investigación está orientada a la selección de un compresor con mejores indicadores de operación.

Planificar y realizar auditorías energéticas por parte de la empresa, para evaluar el estado del sistema de aire comprimido, con el fin de asegurar una producción eficiente y conocer las medidas necesarias para el ahorro de energía.

La elección correcta de un compresor para el sistema de aire comprimido de la empresa puede eliminar problemas como averías, calentamientos, vibraciones, caudal insuficiente o altos niveles de ruido. En la industria es fundamental alcanzar rendimientos y eficiencias altas para ser una empresa competitiva.

Se recomienda que el compresor a implementar sea de velocidad variable para un mejor control de la demanda de aire comprimido.

## REFERENCIAS

- ALOR NONATO, L.J., 2019. “ Propuesta para la mejora de la eficiencia energética en los sistemas de aire comprimido en plantas cerveceras en el área de soplado de botellas PET según la norma ISO 11011: 2013 ” Ingeniero Mecatrónico. , ALTERNATIVOS, I.C., [sin fecha]. COMPRESORES. ,
- ANAKHU, P.I., BOLU, C.A., ABIOYE, A.A. y ONYIAGHA, G., 2018. Cost-effectiveness Management of a Compressed-air System Using an Energy Analysis Application. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 413, no. 1. ISSN 1757899X. DOI 10.1088/1757-899X/413/1/012015.
- ANDRES, R., et al. Cfd simulation of a two stage twin screw compressor including leakage flows and comparison with experimental data. En *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2018. p. 012018.
- BREALEY, R., ALLEN, F., y MYERS, S. (s.f.). Principios de Finanzas Corporativas-9na Edición. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- BROWN, N. Compressors: Selection and sizing. 3er edition. Gulf Professional Publishing, 2005.
- CAMPBELL, J. 2014. Gas Conditioning and Processing, Volume 2: The Equipment Modules, 9.<sup>a</sup> edición, 2.<sup>a</sup> impresión, Editores Hubbard, R. y Snow–McGregor, K., Campbell Petroleum Series, Norman, Oklahoma.
- CASTELLÓ, M., BARRERA, M., PÉREZ, E., y BETORET, N., 2018. Elementos básicos de las instalaciones de aire comprimido.
- CHENG, JINXIN; JIANG, C. H. E. N.; XIANG, HANG. A surface parametric control and global optimization method for axial flow compressor blades. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2019, vol. 32, no 7, p. 1618-1634.
- COLBY, G., et al., 2009. Short Course “Centrifugal Compressors 201”, 38th Turbomachinery Symposium.
- GAO HUA, LI DONGFANG, XIN SHUN, et al. Application of high pressure ratio oil-free pure dry screw compressor in floating production storage and unloading unit

- [J]. *Petrochemical Equipment*, 2022,51(2):75-80. DOI: 10.3969/j.issn.1000-7466.2022.02.013.
- GENG, M., WANG, L., CUI, D., LI, X., LI, J. y JIANG, H., 2022. Profile design of twin screw air compressor for fuel cell. *Energy Reports*, vol. 8, pp. 21-26. ISSN 23524847. DOI 10.1016/j.egyr.2022.03.047.
- GOUDA, E.M., FAN, Y., BENAOUICHA, M., NEU, T. y LUO, L., 2021. Review on Liquid Piston technology for compressed air energy storage. *Journal of Energy Storage*, vol. 43. ISSN 2352152X. DOI 10.1016/j.est.2021.103111.
- GONZALO, MATEO, 2018. Propuesta para la mejora de la eficiencia energética de planta industrial. Universidad Católica de Salta. Facultad de ingeniería e informática; Argentina, 2018.
- HECHAVARRÍA, RODNEY; LÓPEZ, G., 2013. Aire comprimido. *Journal of Chemical Information and Modeling*, vol. 53, no. 9, pp. 1689-1699. ISSN 1098-6596.
- HERNÁNDEZ, R. y MENDOZA, C. (2018). Metodología de la investigación: las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta. McGraw Hill México.
- JUNTA DE CASTILLA Y LEÓN CONSEJERÍA DE ECONOMÍA Y EMPLEO, Ente Regional de Energía de Castilla y León. (2011). Manual técnico de aire comprimido. p. 18.
- LEMORT, VINCENT, et al. A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems. En The 3rd international conference on microgeneration and related technologies. 2013.
- LESZCZYNSKI, J. S.; GRYBOS, D. Sensitivity analysis of Double Transmission Double Expansion (DTDE) systems for assessment of the environmental impact of recovering energy waste in exhaust air from compressed air systems. *Applied Energy*, 2020, vol. 278, p. 115696.
- LI, T., WANG, Y., MAO, X., CHEN, D., HUANG, R. y FENG, Q., 2020. Development and experimental study of the first stage in a two-stage water-flooded single-screw compressor unit for polyethylene terephthalate bottle blowing system. *Energies*, vol. 13, no. 6, pp. 1-21. ISSN 19961073. DOI 10.3390/en13164232. }
- LI, YUEHUA, et al. Analysis of air compression, progress of compressor and control for optimal energy efficiency in proton exchange membrane fuel cell. *Renewable*

- and Sustainable Energy Reviews, 2020, vol. 133, p. 110304.
- LI, XIAOJIAN, et al. Dynamic mode decomposition analysis of the flow characteristics in a centrifugal compressor with vaned diffuser. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2021, vol. 235, no 1, p. 154-168.
- LUO, Y.M., CHEVALIER, L., MONTEIRO, E., YAN, S. y MENARY, G., 2020. Simulation of the Injection Stretch Blow Molding Process: An Anisotropic Visco-Hyperelastic Model for Polyethylene Terephthalate Behavior. *Polymer Engineering and Science*, vol. 60, no. 4, pp. 823-831. ISSN 15482634. DOI 10.1002/pen.25341.
- LV, QIAN, et al. Applications of machine learning to reciprocating compressor fault diagnosis: A review. *Processes*, 2021, vol. 9, no 6, p. 909.
- ORTEGA, J., 2017. Cómo se genera una investigación científica que luego sea motivo de publicación. *Journal of the Selva Andina Research Society*, 8(2), 155-156.
- PANTALEO, A. M., et al. Thermo-economic optimisation of small-scale organic Rankine cycle systems based on screw vs. piston expander maps in waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, 2019, vol. 200, p. 112053.
- PATEL, H.H. y LAKHERA, V.J., 2020. A critical review of the experimental studies related to twin screw compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 234, no. 1, pp. 157-170. ISSN 20413009. DOI 10.1177/0954408919869534.
- PATEL, H.H. y LAKHERA, V.J., 2021. An experimental technique to simulate and measure leakages in twin-screw compressor. *Engineering Research Express*, vol. 3, no. 1. ISSN 26318695. DOI 10.1088/2631-8695/abe693.
- RANE, Sham, et al. Grid deformation strategies for CFD analysis of screw compressors. *International Journal of Refrigeration*, 2013, vol. 36, no 7, p. 1883-1893.
- SALTS, NICHOLAS; ZIVIANI, DAVIDE; GROLL, ECKHARD A. Application of a generalized compressor modeling framework for simulating an oil-injected twin-

- screw compressor. En IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2019. p. 012009.
- SATO, H. Development of high-pressure screw compressor. En International Conference on Compressors and their Systems 9-12 September 2001. 2001. p. 111-119.
- SERVIAIRE. Compresor de tornillo vs Compresor de pistón. Aire Comprimido, 2019 [consulta 01-10-2022]. Disponible en <https://www.serviaire.com/diferencias-compresor-tornillo-piston/>
- SHAW, W., MATHEWS, M. y MARAIS, J., 2019. Using specific energy as a metric to characterise compressor system performance. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 31, no. April 2018, pp. 329-338. ISSN 22131388. DOI 10.1016/j.seta.2018.12.017.
- SOBACHKIN, A. y DUMNOV, G., 2014. Base numérica de CFD integrada en CAD. *NAFEMS World Congress 2013*. p. 4-8.
- SUN, JIANTING, et al. Numerical study on wet compression in a supercritical air centrifugal compressor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2020, vol. 234, no 3, p. 384-397.
- TOMESCU, SORIN, et al. Energy Efficiency of an Oil Injected Screw Compressor Operating at Various Discharge Pressures. En 2021 10th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM). IEEE, 2021. p. 1-5.
- TOWNSEND, J. y BADAR, M.A., 2018. Impact of condition monitoring on reciprocating compressor efficiency. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, vol. 24, no. 4, pp. 529-543. ISSN 13552511. DOI 10.1108/JQME-06-2017-0040.
- WANG, J., et al. Stress fatigue study of twin-screw compressor rotor based on thermal analysis. *Mechanical Strength*, 2021, vol. 43, no 4, p. 928-935.
- WANG, M. S., et al. Failure analysis of screw shaft in screw compressor. *Engineering Failure Analysis*, 2021, vol. 125, p. 105424.
- WU, H., LIU, J., SHEN, Y., LIANG, M. y ZHANG, B., 2021. Research on performance of variable-lead rotor twin screw compressor. *Energies*, vol. 14, no. 21. ISSN 19961073. DOI 10.3390/en14216970.



- WU, W., ZHANG, Z. Development of single screw compressor technologies and their tendency. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2021, p. 09544089211043011.
- YUSHA, V. L.; BUSAROV, S. S. Implementation Features of Multistage Compression in Air Compressor Units Based on Low-Speed Long-Stroke Stages. Chemical and Petroleum Engineering, 2021, vol. 57, no 7, p. 576-582.
- ZANIN, A., PAVLYUCHENKO, E. y SHCHERBA, V., 2021. Numerical and experimental study on fluid compressibility in a two-stage reciprocating pump-compressor. *Applied Thermal Engineering*, vol. 194, no. March, pp. 117106. ISSN 13594311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2021.117106.
- ZHANG, Z., et al. Theoretical and experimental research on the performance of twin screw compressor using R513A as R134a replacement. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2021, vol. 235, no 2, p. 170-177.
- ZHONG, Jingjun; WU, Wanyang; HAN, Shaobing. Research progress of tip winglet technology in compressor. Journal of Thermal Science, 2021, vol. 30, no 1, p. 18-31.

## ANEXOS

### Anexo 1: Operacionalización de variables

Tabla 6. Matriz de operacionalización de la variable Tipos de compresores

<b>Variable</b>	<b>Definición conceptual</b>	<b>Definición operacional</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Escala</b>
<b>Variable independiente: Tipos de compresores</b>	Los compresores son máquinas que comprimen aire que aspiran del ambiente hasta que se obtenga la presión necesaria, los clasifica en Compresores de desplazamiento positivo y Compresores dinámicos (Castelló et al., 2018).	Se consideró las dimensiones de Li (2020). Para para medirla se aplicará la observación y como instrumento una ficha de registro.	Compresor alternativo Compresor rotativo	Flujo del aire Presión de descarga del aire Potencia	Razón Razón Razón

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7. Matriz de operacionalización de la variable Desempeño de compresores de aire alternativos y rotativos

<b>Variable</b>	<b>Definición conceptual</b>	<b>Definición operacional</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Escala</b>
Variable dependiente:	El desempeño de un compresor se evalúa por	Se consideró los indicadores de Li	- Caudal desplazado	Razón
<b>Desempeño de compresores de aire alternativos y rotativos</b>	parámetros como el Caudal desplazado, presión de salida y temperatura interna (Li et al., 2020).	(2020). Para para medirla se aplicará la observación y como instrumento una ficha de registro.	- Presión de salida - Temperatura Interna - Cantidad de elementos de compresión - Nivel sonoro	Razón Intervalo Razón Razón

Fuente: Elaboración propia

## Anexo 2: Ficha de registro

Figura 2. Ficha de registro de operación del compresor alternativo CE68B

CONTROL DE PARÁMETROS COMPRESOR ATELIER FRANCOIS - CE68B								
AÑO :	2022							
MES :	Setiembre	DÍA						
		LUNES	MARTES	MIÉRCOLES	JUEVES	VIERNES	SÁBADO	Promedio
		5-Set	6-Set	7-Set	8-Set	9-Set	10-Set	
<b>TEMPERATURAS (°C)</b>								
1 ETAPA DESCARGA		180	188	187	160	167	188	178
2 ETAPA ADMISION		41	40	40	51	55	40	45
2 ETAPA DESCARGA		145	154	151	132	137	151	145
3 ETAPA ADMISION		38	38	38	50	51	50	44
3 ETAPA DESCARGA		123	124	121	120	125	125	123
SALIDA INTERCAMBIADOR		34	35	33	29	31	34	33
T. VERTICAL		63	61	58	52	55	61	58
T. HORIZONTAL		64	64	61	56	58	61	61
T. ACEITE		46	47	46	42	42	42	44
AGUA IN		22	22	20	25	42	42	29
AGUA OUT		30	32	30	28	31	31	30
<b>PRESIONES (Bar)</b>								
1 ETAPA		2.8	2.8	2.8	4	4	4	3
2 ETAPA		16	16	16	15	15	15	16
3RA ETAPA		34	34	34	34	34	34	34
P. MANDO		6.1	6.1	6	5.6	34	6.1	11
ACEITE		3.5	3.5	3.5	3.9	5.9	3.5	4
AGUA		3.4	3.4	3.4	3.2	3.7	3.4	3
<b>CAUDAL DE AIRE COMPRIMIDO (m3/hr)</b>								
3 ETAPA DESCARGA		2210	2211	2206	2200	2218	2205	2208
<b>CONSUMO ENERGÍA (kW)</b>								
TENSIÓN MOTOR (V)		446	443	445	441	441	443	443
CORRIENTE MOTOR (A)		651	650	651	625	625	651	642
POTENCIA (kW)		479	475	478	455	455	476	470
<b>OTROS DATOS</b>								
NIVEL ACEITE		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
PURGAS AUT.		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
CONM. CARGA Y DESC.		SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI
ESTADO FAJAS / ACOPLE		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
FUGAS DE AGUA / AIRE		NO	NO	NO	NO	NO	NO	NO

Fuente: Elaboración propia

## Anexo 3: Ficha de registro de inicio de operación del compresor alternativo

Figura 3. Informe de prueba del compresor alternativo CE68B

INFORME DE PRUEBA							
IT.102/20g-1338							
TIPO DE COMPRESOR : CE 68 B				N° : 20g-1338			
FECHA : 13/09/2011				Cliente : SIDEL - TRUJILLO			
				Pais : PERU			
		Parámetros durante el funcionamiento de prueba en fábrica de AF			Parámetros en el sitio durante la puesta en marcha	Ajustes de alarma (adaptado a las condiciones)	Parámetros en el sitio después el mantenimiento
TOTAL DE HORAS DE OPERACION							
HORAS EN CARGA							
<b>PRESION</b>							
ASPIRACION 1era etapa	mbar abs	1013	1013	1013			
DESCARGA 1era etapa	bar g	3,7	3,8	3,8			
DESCARGA 2a etapa	bar g	14,0	15,0	15,5			
DESCARGA 3a etapa	bar g	24,8	32,4	39,0			
ACEITE DEL CARTER	bar g	3,9	4,0	4,0			
AGUA ANTES la bomba	bar g	1,0	1,0	1,0			
AGUA DESPUES la bomba	bar g	4,0	4,0	4,0			
<b>TEMPERATURA</b>	°C						
CRUCETA BAJA PRESION		57,0	63,0	65,0			
CRUCETA ALTA PRESION		59,0	66,0	67,0			
ASPIRACION 1era etapa		24,8	25,0	25,3			
DESCARGA 1era etapa		184,0	200,0	204,0			
ASPIRACION 2a etapa		41,0	45,0	50,0			
DESCARGA 2a etapa		157,0	177,0	185,0			
ASPIRACION 3a etapa		32,0	34,0	36,0			
DESCARGA 3a etapa		86,0	116,0	134,0			
SALIDA DEL POSTENFRIADOR		32,0	38,0	41,0			
ACEITE DEL CARTER		40,0	42,0	43,0			
ENTRADA DEL AGUA		26,0	28,0	31,0			
SALIDA DEL AGUA DEL CILINDRO BP		36,2	40,3	49,3			
SALIDA DEL AGUA DEL CILINDRO AP		47,0	56,0	62,0			
SALIDA DEL AGUA DEL INTERFRIADOR		35,6	37,4	39,7			
SALIDA DEL AGUA DEL POSTENFRIADOR		32,7	35,6	39,8			
AGUA DESCARGA GENERALE		36,0	39,0	43,0			
SECADOR PUNTO DE ROCIO							
<b>FLUJO</b>							
AGUA DEL COMPRESOR durante las pruebas	m3/h	27	27	27			
AGUA DEL COMPRESOR util in sitio				37			
<b>CORRIENTE</b>	amp	668	715	747			
POTENCIA DEL EJE	Kw	390	417	437			
VELOCIDAD DE ROTACION DEL COMPRESOR	1/min	501	501	499			

I.T.102



ATELIERS FRANCOIS S.A.  
Rue Côte d'Or, 274  
4000 SCLESSIN - LIEGE  
BELGIQUE  
Tél. : 00.32.4.252.21.63  
Fax. : 00.32.4.252.24.75

Fuente: Ateliers Francois S.A.

## Anexo 4: Manual de compresor alternativo de pistón CE68B

Figura 4. Compresor alternativo de tres etapas modelo CE68B

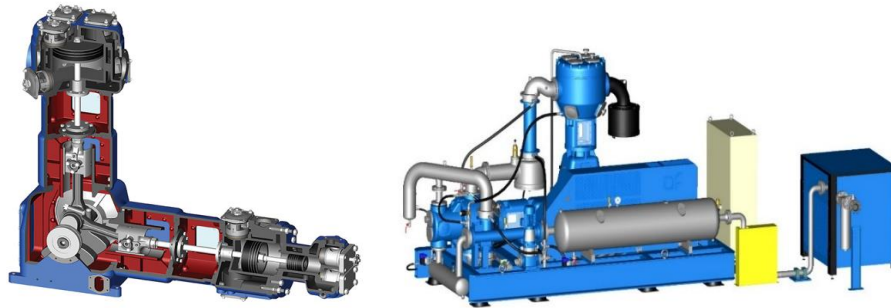


Figura 5. Capacidades Volumétricas de un Compresor alternativo

MODEL	Capacity m <sup>3</sup> /h FAD	Capacity CFM	Installed power kW
L 7	2330	1371	400
L 8 A	2500	1471	400
CE 68 B	2600	1530	450
L 8 B	2800	1648	450
L 9 A	3100	1825	500
L 9 B	3300	1942	550

Figura 6. Eficiencia mecánica de un Compresor alternativo

Tipo de compresor                      Eficiencia,  $\eta$

Centrífugo                                      0,70 – 0,85

Reciprocante de alta velocidad      0,72 – 0,85

Alternativo de baja velocidad      0,75 – 0,90





\* Estas eficiencias incluyen la fricción del gas dentro del compresor, las pérdidas mecánicas (cojinetes, sellos, caja de engranajes, etc.) y las pérdidas de la caja de engranajes.

Fuente: Campbell, J, 2014

## Anexo 5: Manual de máquina sopladora SBO 16-20

Figura 7. Manual de la sopladora

### 6.4.1.1 Necesidades neumáticas

-  Los consumos anunciados se dan a título indicativo y no pueden ser contractuales.
-  No son tomados en cuenta los parámetros locales propios al dimensionamiento de los compresores, como la altitud, la temperatura, la humedad, las pérdidas de carga y fugas de la red.
-  Estos consumos se dan a la entrada de la máquina para una temperatura ambiente de 25 °C máximo.
-  Para mayor precisión, ver capítulo "Calidad de aire requerida".

		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
<b>CARACTERÍSTICAS</b>					
Alta presión (soplado)	bar	35	35	35	35
Baja presión (cilindros)	bar	7	7	7	7
<b>CONSUMOS</b>					
Sin opción recuperación de aire					
Consumo de aire Alta Presión	(m <sup>3</sup> )/h*	916	1 440	1 965	2 212
Consumo de aire Baja Presión	(m <sup>3</sup> )/h*	267	305	319	289
Con las opciones recuperación de aire y reducción 35 / 7 bar					
Consumo de aire Alta Presión	(m <sup>3</sup> )/h*	779	1 224	1 670	1 880
Consumo de aire Baja Presión	(m <sup>3</sup> )/h*	0**	0**	0**	0**
Otra opción posible					
Consumo de aire del modulo de desempolvado (Presión 4 bar)	(m <sup>3</sup> )/h*	260	260	260	260

\* (m<sup>3</sup>)/h: Representa la cantidad de aire seco contenido en 1 m<sup>3</sup> en las condiciones normales de temperatura y de presión (Presión "normal" = Presión atmosférica a la altitud cero = 1,013 bar - Temperatura "normal" = Temperatura de 20 °C = 293 K.




\*\* Sin opción reducción 35 / 7 bar, necesidad de 7 bar para los frenos, cilindros de mando y 3 primeras vueltas de la rueda de soplado.

Figura 8. Placa sopladora SBO 16-20



## Anexo 6: Comparación entre compresores rotativos

Tabla 8. Datos técnicos de los compresores rotativos de paletas, de tornillos y de lóbulos

	Compresor de Paletas	Compresor de Tornillos	Compresor de Lóbulos
	 <a href="https://acortar.link/bwycBc">https://acortar.link/bwycBc</a>	 <a href="https://acortar.link/8ca9NT">https://acortar.link/8ca9NT</a> <a href="https://acortar.link/8ca9NT">https://acortar.link/8ca9NT</a>	 <a href="https://acortar.link/bwycBc">https://acortar.link/bwycBc</a>
<b>Costo</b>	35.000 - 45.000 US\$	30.000 - 42.000 US\$	20.000 - 50.000 US\$
<b>Potencia</b>	400 – 600 kW	100 a 500 kW	300-550 kW
<b>Vida útil</b>	15 años	20 años	20 años
<b>Eficiencia</b>	<b>Caudal:</b> 296 hasta 993 m <sup>3</sup> /h <b>Presión de diseño:</b> 7 – 13 bar <b>Eficiencia:</b> 75% – 80%	<b>Caudal:</b> 805 hasta 11.467 m <sup>3</sup> /h a 2.940 rpm <b>Presión de diseño:</b> 28 - 52 bar <b>Eficiencia:</b> 85% – 90%	<b>Caudal:</b> 110 hasta 9000 m <sup>3</sup> /h <b>Presión de diseño:</b> 15 – 40 bar <b>Eficiencia:</b> 75% – 80%

Fuente: Elaboración propia



## Anexo 7: Dimensiones de rotores según tipo de compresor de tornillos

Figura 9. Dimensiones de compresor de tornillo

Tipo de compresor	Volumen desplazado (m <sup>3</sup> /h)		Presión máx. de diseño (bar)	Dimensiones (mm)			DN1 <sup>1)</sup> (mm)	DN2 <sup>2)</sup> (mm)	Peso (kg)
	2940 rpm	3550 rpm		L	A	H			
P	805	972	28 / 52	817	600	525	150	100	595
R	1040	1256	28 / 52	965	660	570	175	100	895
S	1290	1558	28 / 52	1032	660	570	175	100	960
T	1460	1763	28 / 52	1125	660	570	175	100	1060
V	1740	2101	28 / 52	1040	750	670	250	150	1186
W	1990	2403	28 / 52	1145	750	670	250	150	1200
Y	2390	2886	28 / 52	1161	750	670	250	150	1308
Z	2748	3318	28 / 52	1315	760	700	250	150	1670
XA	3250	3924	28 / 52	1425	760	700	250	150	1740
XB	4150	5011	28 / 52	1410	900	850	300	200	2100
XC	4900	5917	28 / 52	1480	900	850	300	200	2400
XD	5800	7003	28 / 52	1560	900	850	300	200	2600
XE	7110	8585	28 / 52	1625	980	980	400	250	3500
XF	8560	10336	28	1725	980	980	400	250	3850
XG	9807	11842	28	2180	1100	1140	457	305	4500
XH	11467	13846	28	2300	1100	1140	457	305	4700

Fuente: Gea Engineering for a better world

## Anexo 8: Determinación de los parámetros de diseño de un compresor rotativo para el proceso de soplado de botellas PET.

### Cálculo de la potencia de diseño:

Trabajo ideal:

$$W_i = \left(\frac{k}{k-1}\right) * P_{ent} * Q_{ent} * \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (2)$$

$$W_i = \left(\frac{1.4}{1.4-1}\right) * 101.325 \text{ kPa} * 0.833 \text{ m}^3/\text{seg} * \left(18.3^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1\right)$$

$$W_i = 382.58 \text{ kW}$$

Eficiencia adiabática

$$\eta_{adiabatico} = E_{ratio} * E_{porcentaje} \quad (3)$$

$$\eta_{adiabatico} = 1.1 * 77\%$$

$$\eta_{adiabatico} = 85\%$$

Potencia de diseño:

$$W_{adiabatico} = \frac{W_i}{\eta_{adiabatico}} \quad (1)$$

$$W_{adiabatico} = \frac{382.58 \text{ kW}}{0.85}$$

$$W_{adiabatico} = 450 \text{ kW}$$

### Cálculo del del caudal desplazado:

$$Q_d = \frac{Q_{ent}}{\eta_v} \quad (4)$$

$$Q_d = \frac{Q_{ent}}{\eta_v}$$

$$Q_d = \frac{3000 \text{ m}^3/\text{hr}}{0.83}$$

$$Q_d = 60.24 \text{ m}^3/\text{hr}$$

### Cálculo de la velocidad tangencial:

Caudal por revolución:

$$Q_r = \frac{d^3 \left(\frac{L}{d}\right)}{C_m} \quad (6)$$

$$Q_r = \frac{0.25 \text{ m}^3 \left(\frac{0.9 \text{ m}}{0.25 \text{ m}}\right)}{2.231}$$

$$Q_r = 0.025 \text{ m}^3/\text{rev}$$

Velocidad tangencial:

$$n = \frac{Q_d}{Q_r} \quad (5)$$

$$n = \frac{60.24 \text{ m}^3/\text{hr}}{0.025 \text{ m}^3/\text{rev}}$$

$$n = 2389 \text{ rpm}$$

### Cálculo de la temperatura de salida del compresor:

$$t_2 = t_1 + \frac{T_1 \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\eta_{\text{adiabatico}}} * \eta_t \quad (7)$$

$$t_2 = 77^\circ\text{F} + \frac{537 \text{ R} \left(2.4^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1\right)}{0.85} * 0.9$$

$$t_2 = 158^\circ\text{F} = 70^\circ\text{C}$$

## Anexo 9: Cotización de compresor de tornillos más adecuado para la empresa

Figura 10. Cotización y detalles del compresor Denair Compressor

**DENAIR Compressor**




**42.000,00 US\$ / Set 1 Sets(Pedido mín.)**

---

**Beneficios:** Reembolsos rápidos en pedidos de menos de 1000 USD

**Energía (W)** Otros USD 42000.00

**Plazo de entrega:**

Quantity (Sets)	1 - 1	> 1
Hora del Est.(días)	15	Para negociar

**Personalización:** Logotipo personalizado (Pedido mínimo 3 Sets)  
Embalaje personalizado (Pedido mínimo 3 Sets)  
..

[Technical Parameters](#)   [Packaging & Shipping](#)   [About DENAIR](#)   [FAQ](#)

---

**Detalles rápidos**

Industrias aplicables:	De las tiendas, Planta de fabricación, Reparación de ...	Exposición de ubicación:	Egipto, Canadá, Turquía, Reino Unido, Los Estados Un...
Condición:	Nuevo	Tipo:	Tornillo
Potencia del Motor:	150/175hp 110/132 kW	Compresión de la etapa:	Etapa 2
Frecuencia:	50/60 HZ	Clase de protección:	IP54/IP55
Aire Libre de entrega:	10,2/10 42m 3/min	Método de enfriamiento:	Aire o refrigerado por agua
Peso:	4150/4250kg	Tensión de:	Los requisitos de los clientes
Después de servicio de garantía:	Videos de apoyo técnico, Apoyo en línea	Servicio Local ubicación:	Egipto, Canadá, Turquía, Reino Unido, Los Estados Un...
Después de servicio de ventas se:	Campo de mantenimiento y servicio de reparación		

1. Diseño Superior con 54 tipos de patente de tecnología, Compresión en dos etapas, permite el máximo ahorro de energía y el menor nivel de ruido.
2. Elemento de tornillo de última generación, extremo original alemán DENAIR air, Avanzada SAP Diseño de perfil superior Suecia SKF elemento rodamientos.
- 3 prueba. De renombre mundial de componentes, Como Schneider electronics de francia, los filtros Mann de alemania, el sensor de presión Danfoss de alemania, etc., ayudan a garantizar una mayor vida útil del compresor.
- 4 De acero inoxidable de tubería de aceite, Resistente a altas temperaturas (400 °C = 752 °F) y resistente a bajas temperaturas (-270 °C = -518 °F), resistente a alta presión. Vida Ultra larga (80 años), completamente libre de fugas y de mantenimiento.
- 5 se ajustan a CE, ISO9001 y certificación de ahorro de energía, etc..

Fuente: Denair compressor

Figura 11. Parámetros técnicos del compresor de tornillo Denair Compressor

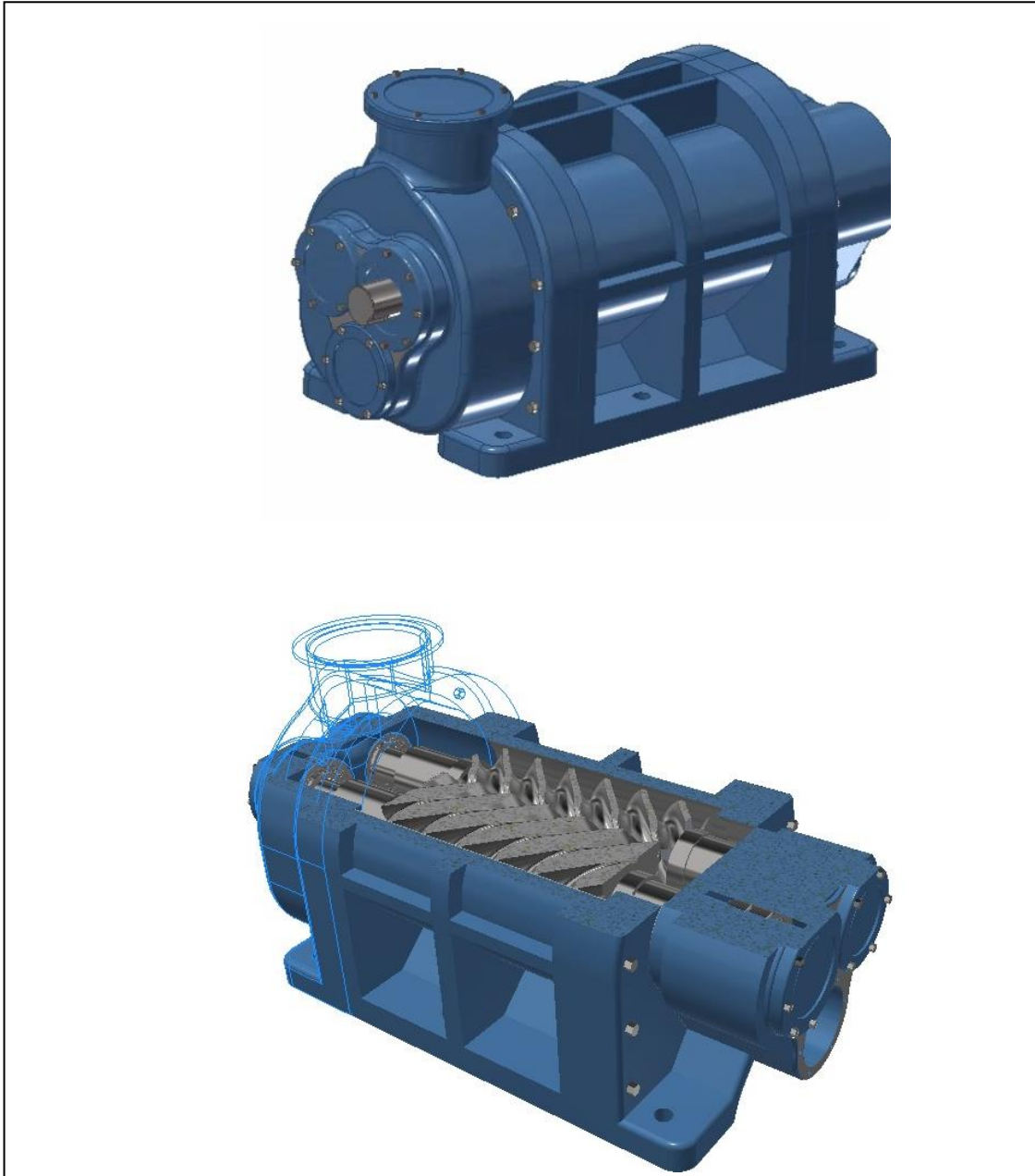
Los parámetros técnicos

Modelo	Maximum DE TRABAJO Presión		Capacidad (Moda) *								Poder Kw	Dimensiones (Mm) L * W * H	Peso Kg
	Bar (g)	Psig	50 HZ				60 HZ						
			Min	iMax!	Min	iMax!	Min	iMax!	Min	iMax!			
			M & sup3;/min	Cfm	M & sup3;/min	Cfm	M & sup3;/min	Cfm	M & sup3;/min	Cfm			
DVAH-90-16	16	232	3,73	9,24	131	326	4,28	8,57	151	303	90	2800*1600*1700	2500
DVAH-90-18	18	261	4,29	10,73	151	379	5,39	10,78	190	381	90	2800*1600*1700	2500
DVAH-90-20	20	290	4,24	10,61	150	375	5,33	10,67	188	377	90	2800*1600*1700	2500
DVAH-110-16	16	232	5,32	13,3	188	470	5,81	11,62	205	410	110	2800*1600*1700	3200
DVAH-110-30	30	435	4,95	12,38	175	437	5,15	10,3	182	364	110	2800*1600*1700	3200
DVAH-110-40	40	580	4,21	10,53	149	372	5,6	11,2	198	395	110	2800*1600*1700	3200
DVAH-132-16	16	232	5,35	13,37	189	472	7,25	14,5	256	512	132	2800*1600*1700	3950
DVAH-132-30	30	435	4,97	12,43	176	439	5,25	10,5	185	371	132	2800*1600*1700	3950
DVAH-132-35	35	508	4,26	10,64	150	376	5,2	10,4	184	367	132	2800*1600*1700	3950
DVAH-132-40	40	580	4,22	10,56	149	373	5,15	10,3	182	364	132	2800*1600*1700	3950

Fuente: Denair compressor

## Anexo 10: Diseño del compresor rotativo de doble tornillo

Figura 12. Vista externa e interna del compresor rotativo de doble tornillo



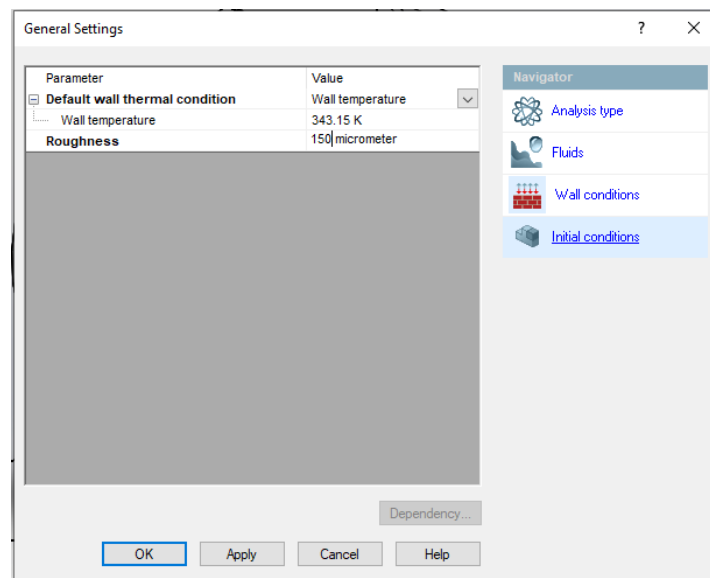
Fuente: Software Autodesk Inventor

## Anexo 11: Simulación del compresor rotativo de doble tornillo

### A. METODOLOGÍA DE LA SIMULACIÓN:

- Fluido operante: Aire
- No se considera régimen transitorio
- CONDICIONES GENERALES DE SIMULACIÓN:  
Se simuló como un flujo interno, excluyendo las cavidades para mejor resultados y evitar errores de mallado ello provocaría que el sistema no llegue a converger. Por otro lado, se activa la opción de gravedad para una mayor aproximación real de nuestro sistema.
- Dentro de los parámetros del fluido consideramos laminar y turbulento, para que el software, dependiendo de las condiciones de borde presentes en el CAD, determine el comportamiento del fluido operante.
- Se introdujo las condiciones en las paredes internas del compresor, considerando que la temperatura de operación interna es de 70°C y que la rugosidad de la carcasa es de 150 µm considerándose que es un hierro fundido.

Figura 13. Condiciones en paredes internas

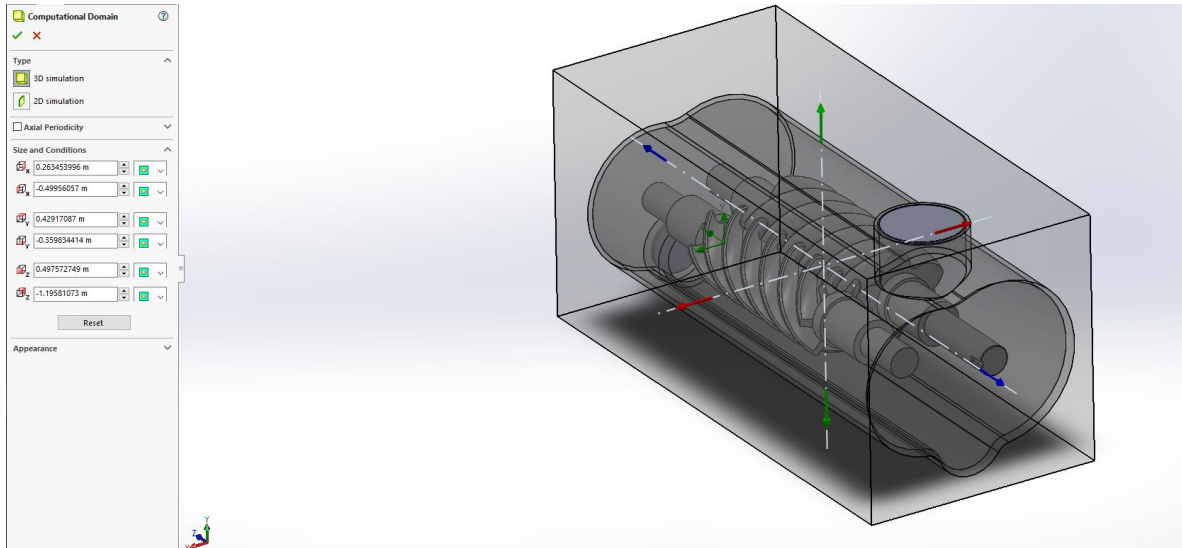


Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

## CONDICIONES INICIALES

Dominio computacional:

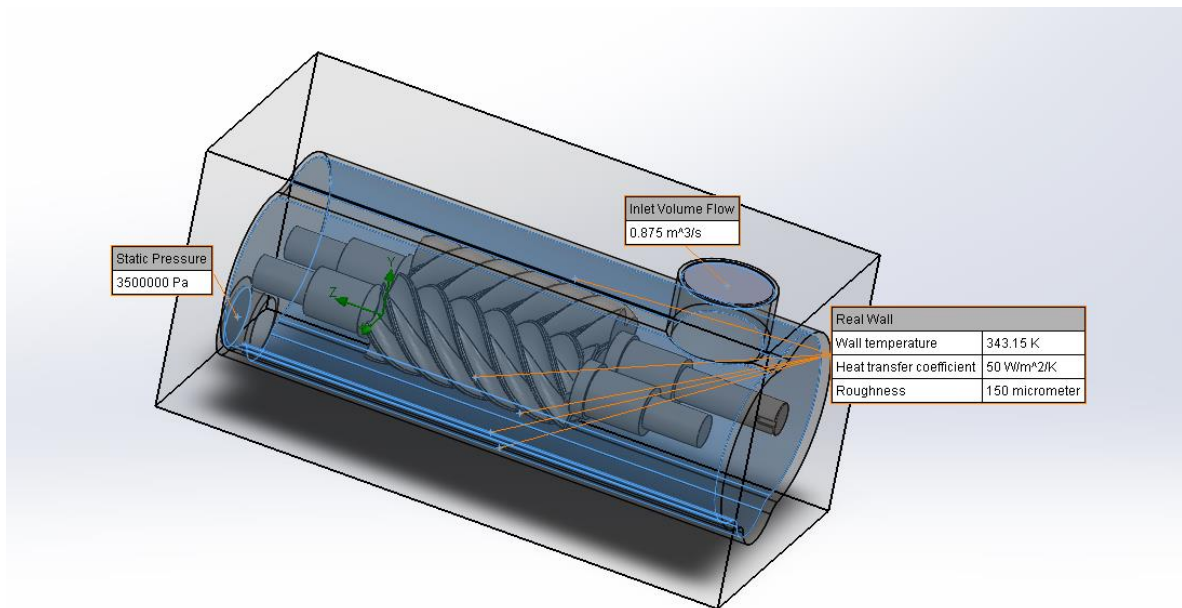
Figura 14. Condiciones iniciales



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Condiciones de borde:

Figura 15. Condiciones de borde



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation



- Ecuaciones:

$$\int_{S.C.} \phi \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{i}_n dS = \int_{V.C.} Q^\phi dV$$

$\phi$ : cantidad neta de la magnitud física

V.C: Volumen de control

S.C: Superficie de control

$\rho$ : Densidad del fluido

$\mathbf{v}$ : Producto escalar de la velocidad

$\mathbf{i}_n$ : Vector unitario

Criterio de convergencia:

$$\left| \frac{\phi_P - \phi_P^*}{\phi_{m\acute{a}x} - \phi_{m\acute{i}n}} \right| \leq \epsilon_{adm}$$

$\phi_P$ : Variable evaluada con valores correspondientes a la iteraci3n anterior

$\phi_{min}$  y  $\phi_{max}$  : Valores m3ximo y m3nimo en el dominio

$\epsilon_{adm}$ : Magnitud admisible para el error relativo

Ecuaci3n de continuidad:

$$\begin{aligned} \dot{m}_E &= \dot{m}_S \\ \rho_E v_{rE} A_E &= \rho_S v_{rS} A_S \\ \rho c A &= (\rho + \Delta\rho)(c - \Delta v) A \\ \Delta v &= c \frac{\Delta\rho}{\rho + \Delta\rho} \end{aligned}$$

Ecuaci3n de movimiento:

$$\begin{aligned} F &= \dot{m}(v_S - v_E) \\ F &= pA - (p + \Delta p)A = -\Delta p \cdot A \\ \dot{m} &= \rho c A \\ (v_S - v_E) &= (v_{rS} - v_{rE}) = ((c - \Delta v) - c) = -\Delta v \\ -\Delta p &= \rho c (-\Delta v) \\ \Delta p &= \rho c \Delta v \end{aligned}$$

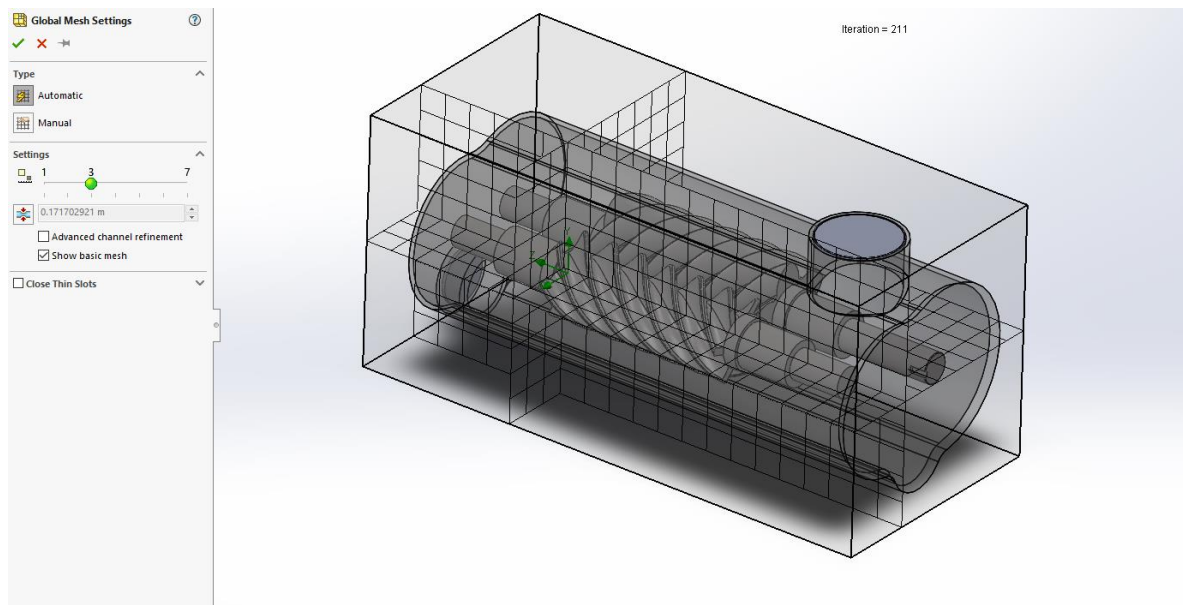
## B. CRITERIOS DE CONVERGENCIA

Mallado:

Mallado estándar de cuerpo sumergido cartesiana

- Nivel 3 de malla tamaño mínimo de espacio de 171.1mm

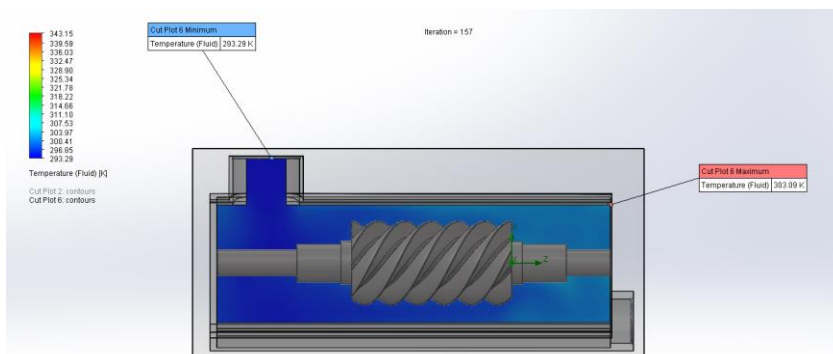
Figura 16. Representación de malla 171.1 mm



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

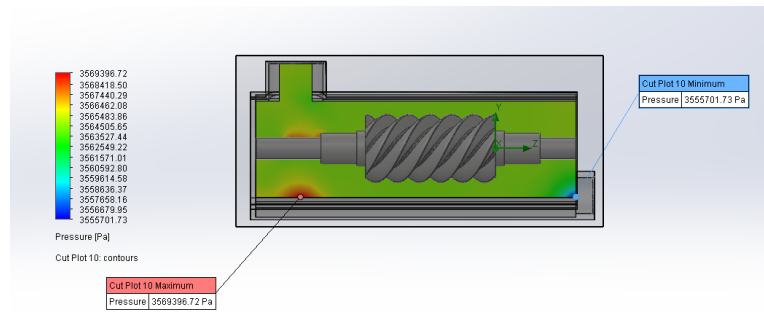
## Resultados:

Figura 17. Campo de temperaturas del fluido en el compresor de tornillo



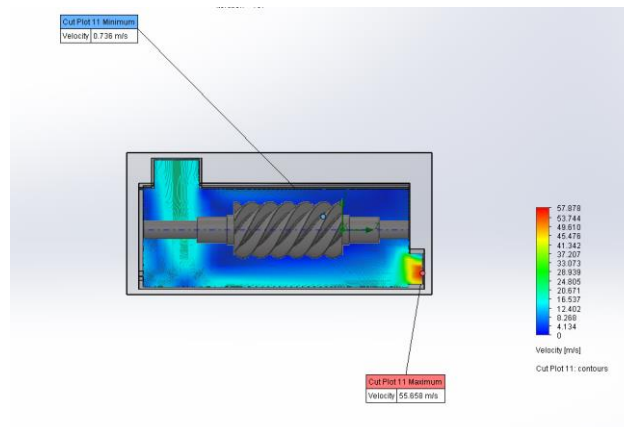
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 18. Campo de presiones en el compresor de tornillo



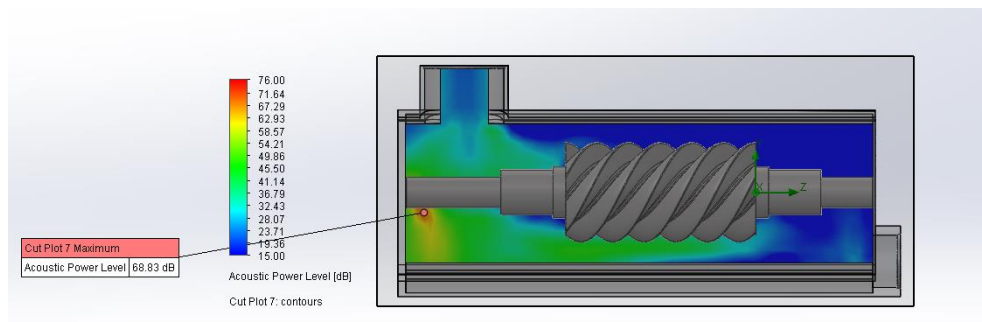
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 19. Simulación de velocidad del fluido en el compresor de tornillo



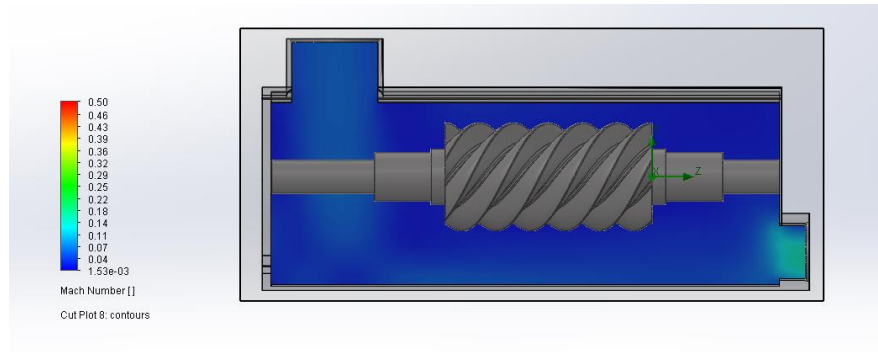
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 20. Campo de nivel sonoro



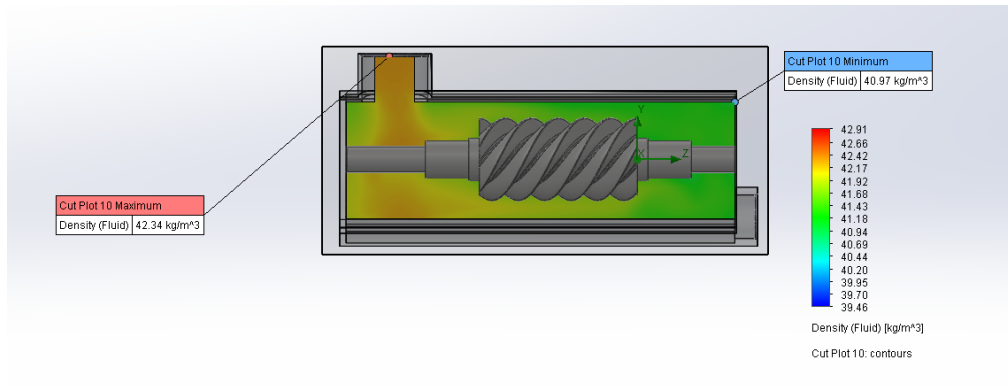
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 21. Número de Mach



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

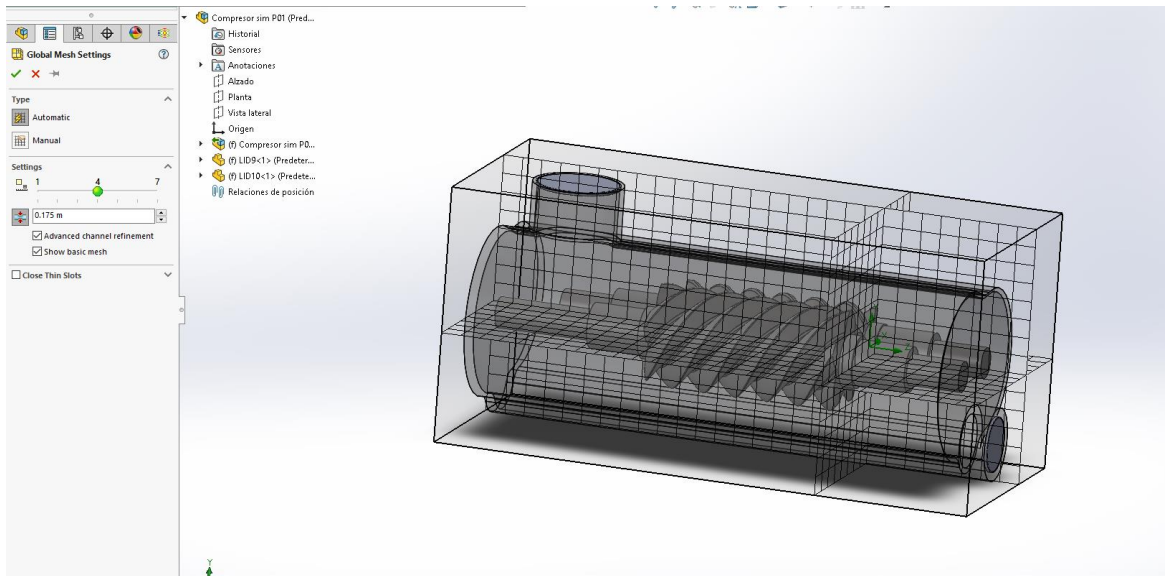
Figura 22. Campo de la densidad del fluido en el compresor de tornillos



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

- Nivel 4 de malla tamaño mínimo de espacio de 165 mm

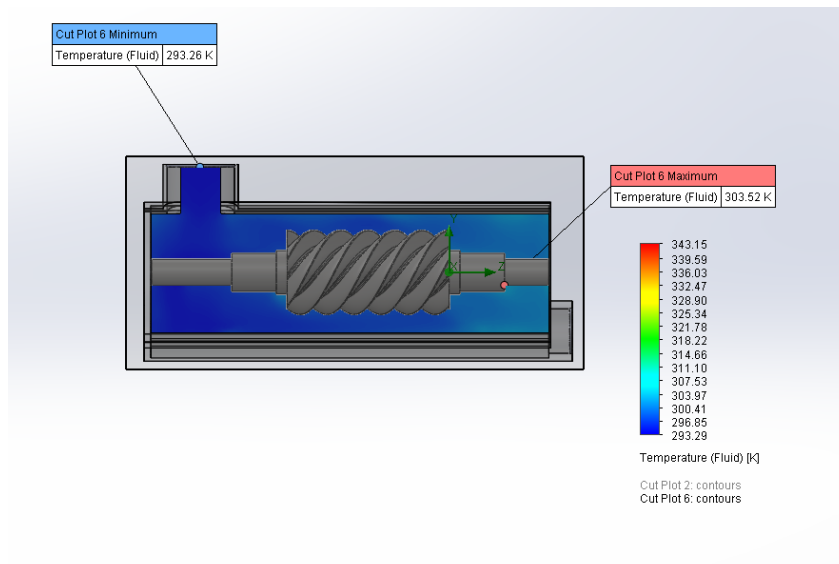
Figura 23. Representación de malla 165 mm



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

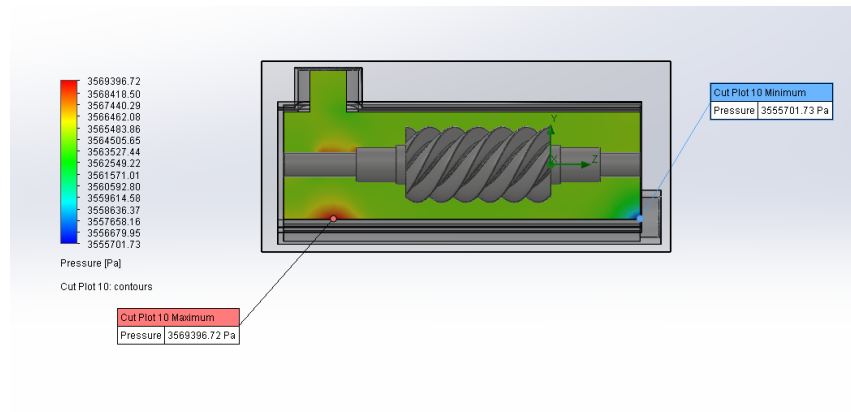
## Resultados:

Figura 24. Campo de temperaturas del fluido en el compresor de tornillo



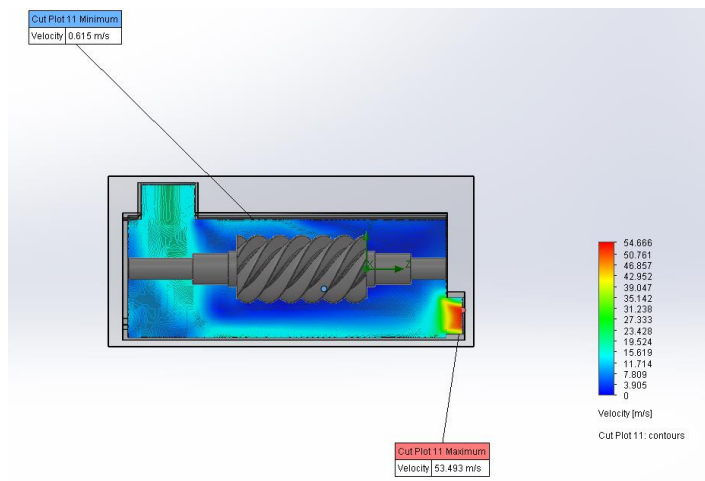
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 25. Campo de presiones en el compresor de tornillo



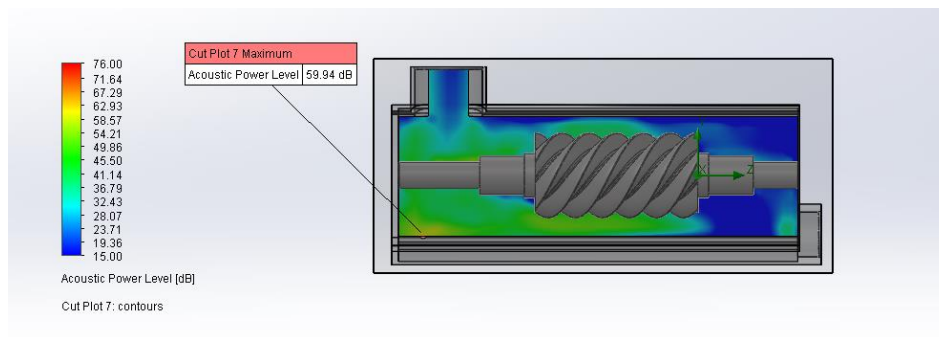
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 26. Simulación de velocidad del fluido en el compresor de tornillo



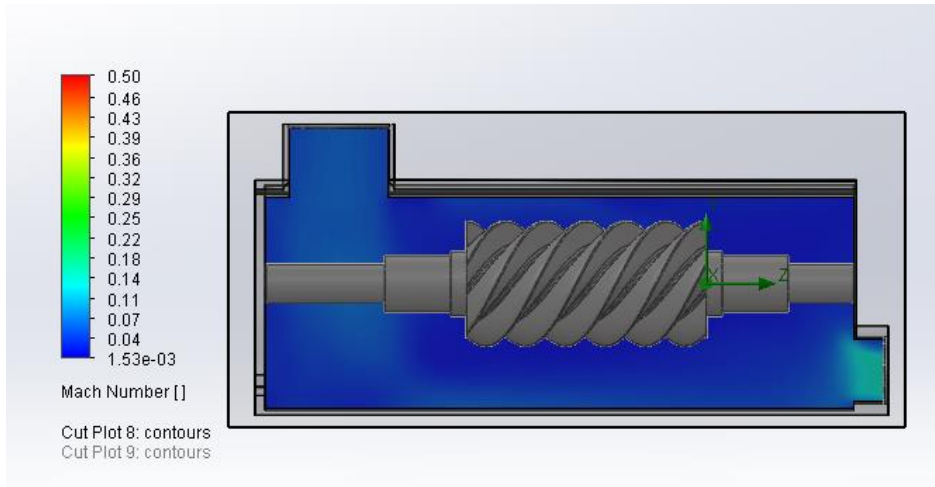
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 27. Campo de nivel sonoro



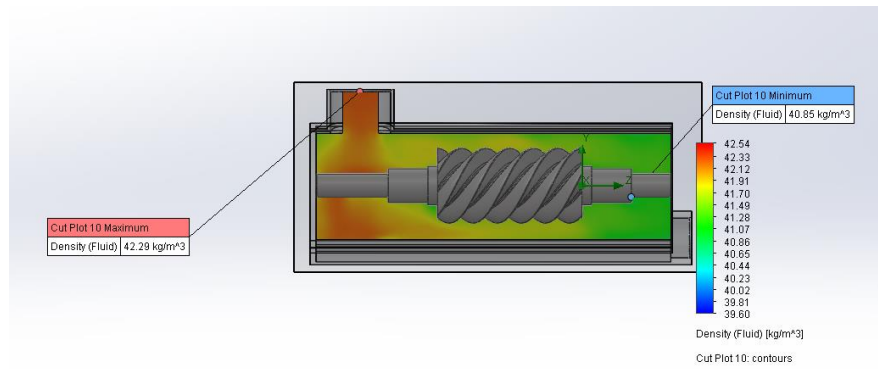
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 28. Número de Mach



Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 29. Campo de la densidad del fluido en el compresor de tornillos

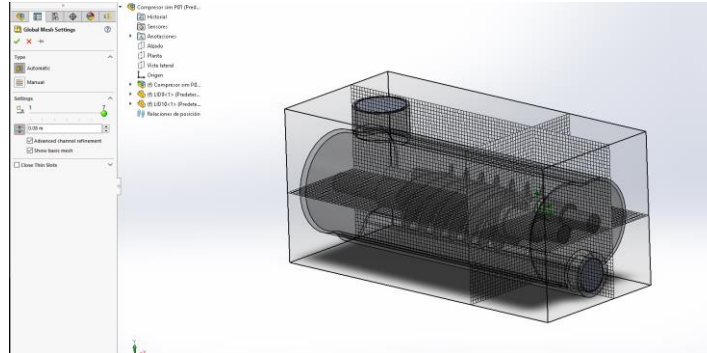


Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Resultado ideal:

- Nivel 4 de malla tamaño mínimo de espacio de 80 mm

Figura 30. Representación de malla 80 mm



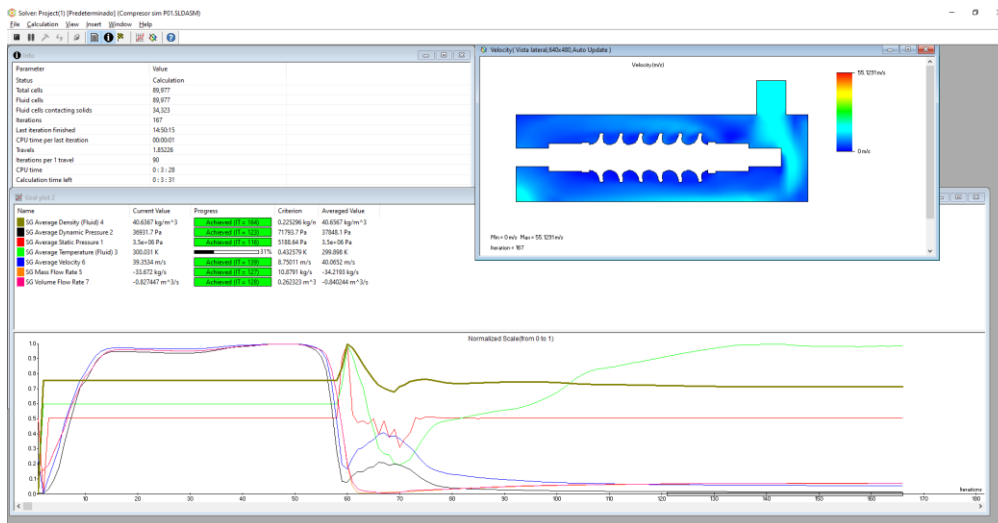
Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 31. Resultado de simulación con malla 80 mm

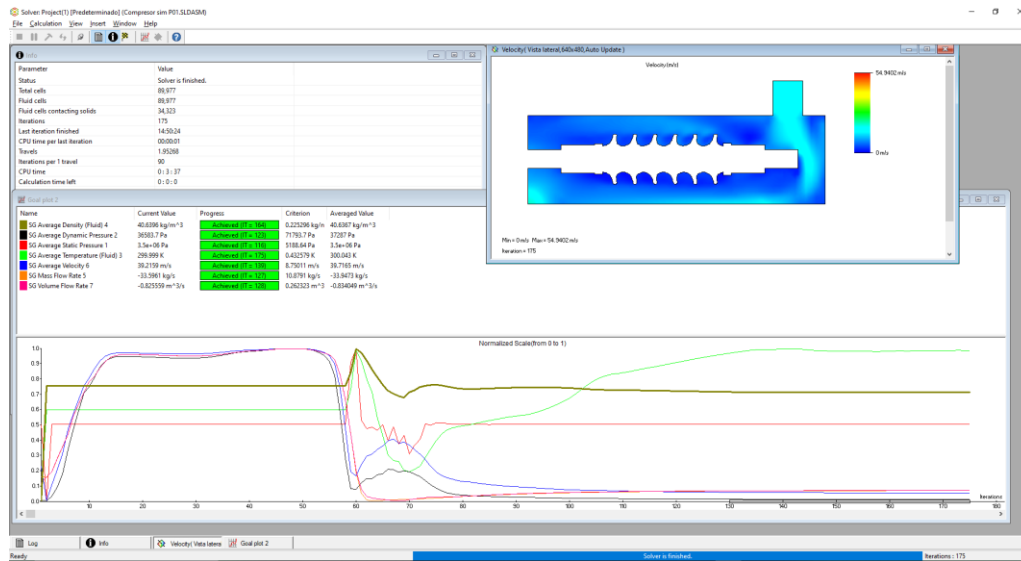
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
SG Average Density (Fluid) 4	41.6072 kg/m <sup>3</sup>	100%	0 kg/m <sup>3</sup>	41.1307 kg/m <sup>3</sup>
SG Average Dynamic Pressure 2	2.32804e-06 Pa	100%	0 Pa	1.87806e+06 Pa
SG Average Static Pressure 1	3.5e+06 Pa	100%	0 Pa	3.49457e+06 Pa
SG Average Temperature (Fluid) 3	293 K	100%	0 K	292.696 K
SG Average Velocity 6	334.517 m/s	100%	0 m/s	283.77 m/s
SG Mass Flow Rate 5	289.296 kg/s	100%	0 kg/s	233.254 kg/s
SG Volume Flow Rate 7	6.95304 m <sup>3</sup> /s	100%	0 m <sup>3</sup> /s	5.59801 m <sup>3</sup> /s

Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Figura 32. Convergencia







Fuente: Software SolidWorks Flow Simulation

Conclusión: Al variar el mallado las zonas localizadas donde ocurren los máximos y mínimos se vuelven cada vez más precisos, es decir, al variar y refinar la malla en el límite llegaríamos a encontrar cada vez mucha menos diferencia, esta es una limitación debido a que el refinamiento de malla excesivo produciría resultados correctos, pero en cuestión de rapidez de simulación generaría horas, días o semanas de simulación. Para una solución óptima de las EDP es conveniente la malla de 80 mm.

Por otro lado, en esta oportunidad en nuestra simulación no utilizamos una dependencia del tiempo.

**Anexo 12: Determinación del costo beneficio de reemplazar el compresor alternativo de pistón por un compresor rotativo de tornillos**

**Tabla 9. VPN, TIR, IR y recuperación**

DATOS	Inversión Inicial	S/ 100,000.00
	Tasa de descuento	5%
	Ahorro en energía anual	S/ 8, 010.29
	Ahorro en mantenimiento anual	S/ 16, 012.20

Año	INGRESO	EGRESO	Flujo de Efectivo Neto	Valor Presente	Acumulados	Recuperación
0		-S/ 100,000	-S/ 100,000.00	-S/ 100,000.00		
1	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 22,878.56	-S/ 77,121.44	S/ 22,878.56
2	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 21,789.11	-S/ 55,332.33	S/ 44,667.67
3	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 20,751.53	-S/ 34,580.80	S/ 65,419.20
4	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 19,763.36	-S/ 14,817.44	S/ 85,182.56
5	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 18,822.25	S/ 4,004.81	S/ 104,004.81
6	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 17,925.95	S/ 21,930.77	S/ 121,930.77
7	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 17,072.34	S/ 39,003.10	S/ 139,003.10
8	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 16,259.37	S/ 55,262.47	S/ 155,262.47
9	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 15,485.11	S/ 70,747.58	S/ 170,747.58
10	S/ 24,022.49	S/ 0.00	S/ 24,022.49	S/ 14,747.73	S/ 85,495.31	S/ 185,495.31

Valor presente de la suma de flujos actualizados	S/ 185,495.31
--	---------------

Valor Presente Neto (VPN)	S/ 85,495.31
---------------------------	--------------

Tasa Interna de Retorno (TIR)	18%
-------------------------------	-----

Índice de rentabilidad o Razón Beneficio/Costo	1.854953078
--	-------------

Fuente: elaboración propia

## Retorno de inversión

$$PRI = a + \frac{(b-c)}{d} \quad (7)$$

$$PRI = 4 + \frac{(S/ 14,817.44)}{S/ 24,022.49}$$

$$PRI = 4 \text{ años}$$



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

### **Declaratoria de Autenticidad del Asesor**

Yo, CASTRO ANTICONA WALTER MIGUEL, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, asesor de Tesis titulada: "Estudio comparativo del desempeño de compresores alternativos y compresores rotativos para el soplado de botellas PET", cuyos autores son DIAZ ALVAREZ MARY CARMEN, PEREZ ROJAS ITALO BELTRAN, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 11.00%, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

TRUJILLO, 06 de Diciembre del 2022

<b>Apellidos y Nombres del Asesor:</b>	<b>Firma</b>
CASTRO ANTICONA WALTER MIGUEL <b>DNI:</b> 18173382 <b>ORCID:</b> 0000-0002-8127-4040	Firmado electrónicamente por: CASTROA el 19-12- 2022 19:51:39

Código documento Trilce: TRI - 0475534