



ANÁLISIS DE LA PREFACTIBILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN COMPRESOR DE AIRE CON FINES COMERCIALES

Presentado por:

Autor: Luis Hernando Vargas Polanco

Director: Miguel Enrique Rosillo Peña M.Sc.

Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico

Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad del Valle
Junio 2025

Los autores aseguran que el contenido de este proyecto es desarrollo intelectual propio y no constituye un plagio total o parcial de diferentes obras.

Autor: Luis Hernando Vargas Polanco

LUIS HERNANDO

Firma: _____

Aprobado por:

Director: Miguel Enrique Rosillo Peña M.Sc.

Resumen

El objetivo de este proyecto es analizar la prefactibilidad técnico-económica de un compresor de aire portátil, diseñado específicamente para el inflado de neumáticos, que logre una combinación efectiva de eficiencia, portabilidad y viabilidad de producción, cumpliendo con una presión máxima de 50 psig.

Este estudio se centra en desarrollar un prototipo de compresor de aire de tipo reciprocante de doble efecto, utilizando un mecanismo de biela corredera para convertir el giro rotacional del motor en un movimiento lineal del pistón. Esto proporciona una solución práctica y accesible para inflar neumáticos, evitando la dependencia de estaciones de servicio. A través de un análisis detallado de materiales, se eligieron componentes como el acero al carbono 1020 para el mecanismo y el polipropileno para el pistón. Sin embargo, la elección de PLA para la carcasa no resultó viable debido a la porosidad que generó fugas de aire.

El motor seleccionado operó a revoluciones más bajas de lo esperado, pero el modelo analítico indicó que el prototipo podría competir con los compresores comerciales en términos de eficiencia y costo. Además, el análisis económico mostró que, para lotes superiores a 100 unidades, el prototipo tiene un costo competitivo, siendo hasta un 60 % más barato que los compresores comerciales. En conclusión, el prototipo es viable para avanzar a la etapa de factibilidad, con ajustes en los materiales y diseño para mejorar su desempeño.

Palabras clave: compresor de aire, prefactibilidad técnico-económica, prototipo, eficiencia energética, análisis económico.

Agradecimientos

Ha sido un viaje largo y agotador, pero también muy hermoso. Este sueño comenzó mucho antes de ingresar a la universidad, y con todo el corazón le he dado forma y vida. Quiero, ante todo, agradecer a Dios por darme todo y por iluminar mi camino en cada paso.

A mis padres, Martha Polanco y Hernando Vargas, mi más profundo agradecimiento. Sin su apoyo incondicional, nada de esto hubiera sido posible. Tenerlos es una verdadera bendición; en los momentos difíciles fueron mi fuerza y mi impulso para seguir adelante. Este logro es para ustedes, con la esperanza de que traiga muchas bendiciones a nuestra familia.

A la Universidad del Valle y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, gracias por ser el hogar donde he crecido académica y personalmente. Sigamos juntos haciendo crecer esta hermosa institución que todos llevamos en el corazón.

A cada alma que persigue sus sueños, que no desfallezca. Aunque el camino se torne incierto y las sombras parezcan eternas, siempre habrá un amanecer aguardando tras la noche más oscura. Que el corazón no olvide que incluso la flor más frágil encuentra fuerza para brotar entre las piedras.

Y, finalmente, gracias a mí mismo por no rendirme cuando todo parecía incierto, por persistir con pasión y determinación. Este trabajo de grado se ha hecho con todo el corazón. Hoy concluyo una etapa para comenzar otra llena de nuevas metas y sueños.

Gracias a todas las personas que encontré en el camino y que, de alguna manera, me ayudaron a llegar hasta aquí.

Abstract

The objective of this project is to analyze the technical and economic feasibility of a portable air compressor, specifically designed for tire inflation, achieving an effective combination of efficiency, portability, and production viability, with a maximum pressure of 50 psig.

This study focuses on developing a reciprocating double-acting air compressor prototype, using a crank-slider mechanism to convert the rotational motion of the motor into linear motion of the piston. This provides a practical and accessible solution for tire inflation, eliminating the dependency on service stations. Through a detailed material analysis, components like carbon steel 1020 for the mechanism and polypropylene for the piston were selected. However, the use of PLA for the casing proved unfeasible due to porosity, which caused air leakage.

The selected motor operated at lower-than-expected revolutions, but the analytical model indicated that the prototype could compete with commercial compressors in terms of efficiency and cost. Additionally, the economic analysis showed that for production batches exceeding 100 units, the prototype offers a competitive cost, being up to 60 % cheaper than commercial compressors. In conclusion, the prototype is feasible for moving forward to the feasibility stage, with adjustments in materials and design to improve its performance.

Keywords: air compressor, technical-economic feasibility, prototype, energy efficiency, economic analysis.

Contenidos

Resumen	3
Agradecimientos	4
Abstract	5
Lista de Figuras	8
Lista de Tablas	10
1. Introducción	12
1.1. Marco Contextual	12
1.2. Identificación del Problema	12
1.2.1. Árbol de problemas	13
1.2.2. Objetivos	13
1.3. Antecedentes	13
1.4. Justificación	14
2. Marco Teórico	15
2.1. Compresor de aire	15
2.1.1. Clasificación	15
2.2. Compresor recíprocante	15
2.2.1. Ciclo de compresión	16
2.2.2. Clasificación de los compresores recíprocantes	17
2.2.3. Compresor recíprocante de doble efecto	18
2.3. Termodinámica aplicada al compresor	18
2.3.1. Primera ley de la termodinámica	18
2.3.2. Ley de gases ideales	19
2.3.3. Proceso de flujo no estacionario	19
2.3.4. Eficiencia volumétrica	19
2.3.5. Espacio nocivo y su impacto en el rendimiento	20
2.4. Presión absoluta y manométrica	20
2.5. Engranajes	20
2.6. Máquinas-herramientas	21
2.7. Tecnología de Impresión 3D	21

3. Metodología	22
3.1. Dimensionar prototipo	22
3.1.1. Trabajo y potencia teórica	22
3.1.2. Carrera y volumen de desplazamiento	24
3.1.3. Selección del motor	25
3.1.4. Cálculo de engranajes	25
3.1.5. Cálculo de mecanismo manivela-corredera	26
3.1.6. Modelado en CAD y planos de piezas	30
3.2. Realizar construcción	30
3.2.1. Selección de materiales	30
3.2.2. Factor de seguridad de ejes	31
3.2.3. Mecanizado	32
3.3. Pruebas de funcionamiento del prototipo	33
3.3.1. Procedimiento de prueba e instrumentos compresores comerciales	33
3.3.2. Procedimiento de prueba e instrumentos prototipo	34
3.4. Cálculos económicos	35
4. Resultados	37
4.1. Trabajo y potencia	37
4.2. Motor	40
4.3. Engranaje	42
4.4. Mecanismo manivela-corredera	43
4.4.1. Análisis cinemático	44
4.4.2. Análisis de fuerzas dinámicas	47
4.5. Modelo CAD	48
4.5.1. Carcasa	48
4.5.2. Cilindro	50
4.5.3. Pistón	51
4.5.4. Engranajes	51
4.5.5. Mecanismo	52
4.5.6. Ensamblaje	52
4.6. Principio de funcionamiento	53
4.7. Selección de materiales	54
4.8. Factor de seguridad de eje	57
4.9. Ensamblaje de prototipo	58
4.10. Pruebas de funcionamiento al prototipo	61
4.10.1. Pruebas a compresores comerciales	61
4.10.2. Prueba a prototipo	65
4.10.3. Corrección de fugas y mejora del sellado	70
4.10.4. Segunda prueba del prototipo	71
4.11. Análisis económico	73

5. Análisis de Resultados	76
6. Conclusiones	78
7. Observaciones para continuación del proyecto	80
7.1. Anexos	80
References	80

Lista de Figuras

1.1. Árbol del problema del proyecto.	13
2.1. Principio de operación de un compresor reciprocante. Tomando de [11].	16
2.2. Ciclo de compresión ideal de un compresor reciprocante. Tomando de [11].	16
2.3. a) ciclo de compresión teórico de un compresor reciprocante b) espacio nocivo. Tomando de [11]. . .	17
2.4. Clasificación de los compresores reciprocantes. Tomando de [11].	18
2.5. Principio de funcionamiento compresor de doble efecto. Tomado de [12].	18
2.6. Carga de un recipiente rígido desde una linea de suministro. Tomado de [13].	19
3.1. Esquema del compresor.	22
3.2. Manivela y biela.	26
3.3. Numero de eslabones y juntas del mecanismo.	26
3.4. Eslabones como vectores.	27
3.5. Visualización de puntos de uniones entre eslabones.	28
3.6. Diagrama de cuerpo libre de la manivela.	29
3.7. Diagrama de cuerpo libre de la biela.	29
3.8. Diagrama de cuerpo libre del Pistón.	30
3.9. Fuerza en el diente del engrane. Tomado de [21].	31
3.10. Ejemplo de eje con engrane. Tomado de [21].	31
4.1. Volumen desplazado V_d en función diámetros y carreras del pistón.	38
4.2. Evolución de la potencia del compresor con el tiempo para diferentes RPM.	40
4.3. Motor DC 775 Eje 5mm Alta Potencia 12V-24V CNC 3018. Tomada de [34].	41
4.4. Curva de torque. Tomada de [34].	42
4.5. Eslabones.	44
4.6. Análisis de posición animación.	45
4.7. Análisis de posición.	45
4.8. Velocidad en el punto C y velocidad angular de la biela.	46
4.9. Velocidad en el punto B.	46
4.10. Aceleración en el punto C y aceleración angular.	47
4.11. Aceleración en el punto B.	47
4.12. Modelo CAD para la carcasa.	48
4.13. Modelo CAD para la carcasa: Tapa 1.	49
4.14. Modelo CAD para la carcasa: Tapa 2.	49

4.15. Alojamiento de O-Ring:Tapa 2.	49
4.16. Modelo CAD: soporte de motor.	50
4.17. Descanso del motor.	50
4.18. Modelo CAD: Cilindro.	51
4.19. Modelo CAD: Pistón.	51
4.20. Modelo CAD: Corona.	51
4.21. Modelo CAD: Piñón.	52
4.22. Modelo CAD: Mecanismo.	52
4.23. Ensamblaje vista frontal.	53
4.24. Ensamblaje vista superior.	53
4.25. Principio de funcionamiento movimiento a la izquierda.	54
4.26. Principio de funcionamiento movimiento a la derecha.	54
4.27. Válvula tipo Schrader. Tomado de [35].	57
4.28. Fuerzas sobre el eje.	57
4.29. Carcasa.	58
4.30. Soporte motor.	59
4.31. a) mecanismo. b) carcasa con cilindro y pistón. c) Tapa.	59
4.32. Ensamblaje prototipo. Vista A.	60
4.33. Ensamblaje prototipo. Vista B.	60
4.34. Ensamblaje prototipo. Vista C.	60
4.35. Ensamblaje prototipo. Vista D.	61
4.36. Montaje compresor Pilot racing.	61
4.37. Curvas presión vs tiempo y potencia vs tiempo compresor 1.	63
4.38. Montaje compresor comercial 2.	63
4.39. Curvas presión vs tiempo y potencia vs tiempo compresor 2	64
4.40. Montaje para prueba experimental prototipo.	65
4.41. Vista superior y rueda de motor.	66
4.42. Vista superior y anemómetro.	66
4.43. Fuente variable.	67
4.44. Comportamiento dinámico del prototipo.	69
4.45. Fugas en medio de la carcasa.	69
4.46. Tapa compresor con resina.	70
4.47. Prototipo sellado con foamy y resina.	70
4.48. Prototipo sellado.	71
4.49. Montaje para prueba experimental del prototipo sellado con resina.	71
4.50. Comportamiento dinámico del prototipo en la segunda prueba.	73
4.51. Costo total por unidad.	75

Lista de Tablas

3.1. Criterios para selección del motor.	25
3.2. Criterios de selección de materiales.	30
3.3. Uso de máquinas-herramientas en el Mecanizado de piezas del compresor.	33
3.4. Rango de precios para moldes de inyección de producción en China.	35
4.1. Diámetros de pistón y carreras.	38
4.2. Valores obtenidos para el volumen desplazado del compresor.	38
4.3. Relación entre RPM y caudal, expresado en $(10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})$	40
4.4. Características del motor seleccionado.	41
4.5. Parámetros de diseño del piñón y la corona.	43
4.6. Eslabones del mecanismo	44
4.7. Fuerzas y momento en los puntos del mecanismo biela-corredera para $\theta_2 = 180^\circ$	48
4.8. Matriz de selección de material para la carcasa del compresor.	55
4.9. Matriz de selección de material para el cilindro del compresor.	55
4.10. Matriz de selección de material para el pistón del compresor.	56
4.11. Matriz de selección de material para componentes estructurales	56
4.12. Propiedades mecánicas y factores de concentración de esfuerzos del acero al carbono 1020.	58
4.13. Valores de las fuerzas, momentos y factor de seguridad.	58
4.14. Datos experimentales del compresor comercial uno.	62
4.15. Datos experimentales del compresor comercial dos.	64
4.16. Datos experimentales del prototipo con incertidumbres.	68
4.17. Datos experimentales registrados en la segunda prueba del prototipo.	72
4.18. Especificaciones de los componentes del compresor	73
4.19. Tiempos de mecanizado y de ciclo de inyección para los componentes del compresor.	74
4.20. Precios de materia prima y costos de manufactura para cada componente.	74
4.21. Costos unitarios para diferentes volúmenes de producción.	74
4.22. Costos indirectos.	75
4.23. Costo por unidad según volumen de producción	75
5.1. Costo público del prototipo vs. precio del compresor comercial.	76

1. Introducción

1.1. Marco Contextual

El presente estudio se centra en el análisis de la prefactibilidad técnico-económica de un compresor de aire portátil diseñado específicamente para el inflado de neumáticos, con una presión máxima de salida de 50 psig. El mantenimiento adecuado de la presión de los neumáticos es esencial para garantizar la seguridad vial y la eficiencia de combustible[1]. Sin embargo, a pesar de esta importancia, muchas personas enfrentan dificultades para mantener la presión de sus neumáticos en niveles óptimos debido a la falta de acceso a herramientas adecuadas o a la inconveniencia de utilizar estaciones de servicio.

1.2. Identificación del Problema

Los neumáticos de un vehículo son esenciales para garantizar una conducción cómoda, segura y eficiente en cuanto al consumo de combustible, siempre y cuando estén inflados correctamente y sin desgaste en su banda de rodadura. Cuando los neumáticos de un vehículo tienen una presión baja, esto resulta en un aumento en el consumo de combustible y una pérdida de agarre, especialmente en superficies mojadas. Esta situación conlleva una mayor distancia de frenado, genera inestabilidad en el vehículo y, en casos extremos, aumenta el riesgo de una explosión del neumático [2].

En el mercado existe numerosas opciones de compresores portátiles unos con mayor potencia que otros como así también mas grandes en tamaño, con muchas variables tanto en la eficiencia y el valor comercial de estos. Los cuales les da la facilidad a las personas de inflar las llantas en la comodidad de sus hogares cuando lo deseen y así mantener correctamente inflados los neumáticos de sus vehículos.

En este contexto, se plantea la construcción de un prototipo basado en un diseño innovador de compresor de tipo reciprocante o alternativo, que presente una óptima relación entre precio y eficiencia, y que permita competir exitosamente en el mercado. Por lo tanto, el presente trabajo de grado tiene como objetivo responder a la siguiente pregunta de investigación: **¿Puede el prototipo de compresor de aire portátil, desarrollado a partir del diseño proporcionado, lograr una combinación efectiva de eficiencia, portabilidad y viabilidad de producción, al mismo tiempo que cumple con el requisito de una presión máxima de 50 psig?** Para ello, se procederá a dimensionar el prototipo, se seleccionarán los materiales de construcción más adecuados, se llevará a cabo su fabricación, seguida de las pruebas de funcionamiento, y finalmente se realizará un estudio económico con el fin de evaluar su viabilidad en términos de producción.

1.2.1. Árbol de problemas

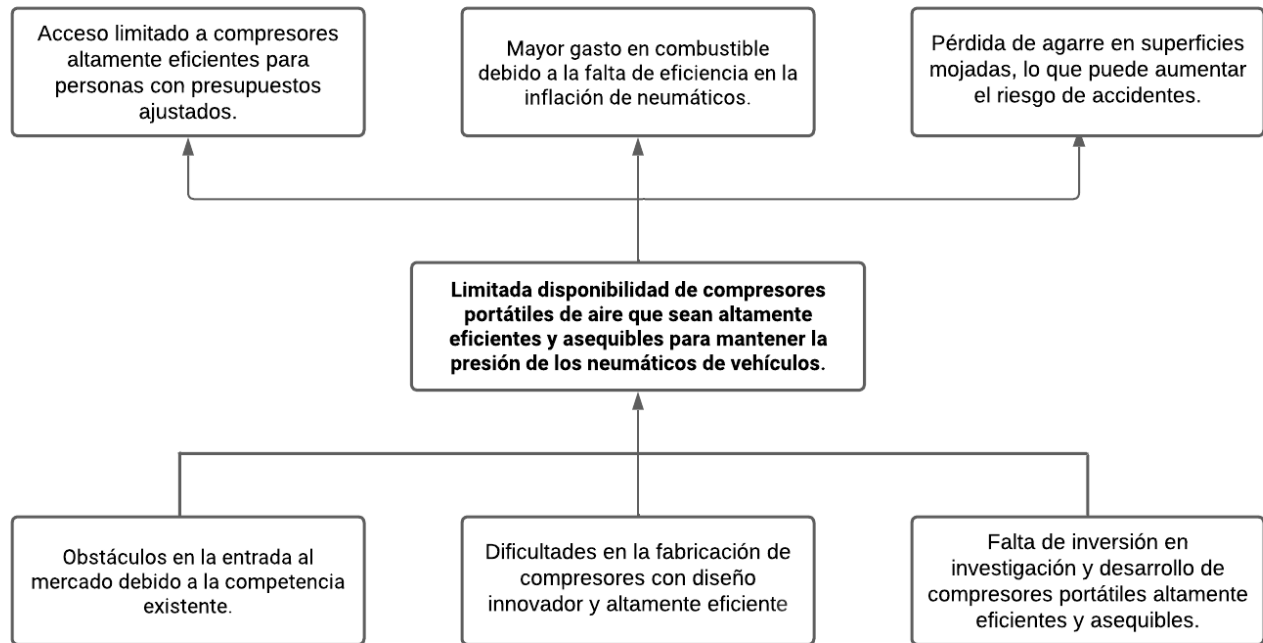


Figura 1.1: Árbol del problema del proyecto.

1.2.2. Objetivos

1.2.2.1. Objetivo General

Prefactibilidad técnico-económica de un compresor de aire con fines comerciales

1.2.2.2. Objetivos Específicos

- Dimensionar prototipo
- Realizar construcción
- Realizar pruebas de funcionamiento del prototipo
- Cálculos económicos sobre la base de un posible proceso de producción

1.3. Antecedentes

En la ingeniería de compresores, la eficiencia energética se ha convertido en un componente esencial. Con el paso de los años, se ha evidenciado la importancia fundamental de la eficiencia en la compresión de aire para toda la industria. Esta necesidad constante de lograr una mayor eficiencia ha motivado la investigación y la evolución de compresores más eficaces y adaptados a aplicaciones específicas, como el inflado de neumáticos.

La industria de los compresores experimentó un significativo desarrollo a partir de la década de los 80, cuando comenzó a adoptar en mayor medida prácticas de dimensionamiento preciso, racionalización y automatización. Esto resaltó la comprensión de la vital importancia del dimensionamiento adecuado en la mejora de la eficiencia energética de los compresores [3].

En un estudio previo, se utilizó un modelo de simulación para mejorar la eficiencia de un compresor alternativo. Se enfocó en encontrar una trayectoria óptima del pistón, logrando un aumento significativo en la eficiencia termodinámica del compresor, que pasó del 88.3 % al 92.1 %. Además, se observó un incremento en la eficiencia volumétrica del 70.9 % al 72.0 %. Estos resultados se atribuyeron principalmente a la reducción de las pérdidas por transferencia de calor y fugas, lo que subraya el potencial de optimización en la eficiencia de los compresores [4].

la lubricación de las piezas móviles en compresores de capacidad variable es esencial para el rendimiento y la durabilidad. La insuficiente lubricación puede llevar a un mayor desgaste y costos de mantenimiento. Este estudio investiga el sistema de lubricación de un compresor inversor compacto (CIC) mediante modelado numérico y experimentación, con un enfoque en la influencia de variables clave como la velocidad del cigüeñal y la viscosidad del aceite en el rendimiento y el ahorro de energía del compresor [5].

En el contexto de la ingeniería de compresores alternativos, se ha observado un interés creciente en la búsqueda de soluciones que reduzcan la fricción y permitan un control más preciso de la capacidad de compresión. La aparición de tecnologías de compresores lineales, que reemplazan el mecanismo de manivela con motores lineales, ha representado un avance significativo en este campo. Estos compresores ofrecen ventajas potenciales en términos de eficiencia y operación sin necesidad de aceite. Sin embargo, su adopción en diversas aplicaciones aún requiere una evaluación cuidadosa de sus parámetros de diseño y costos asociados para determinar su viabilidad y eficacia en comparación con los compresores alternativos tradicionales [6].

Por otro lado, en un estudio previo se enfatizó la importancia del modelo de transferencia de calor y su impacto en la eficiencia del compresor. Los resultados obtenidos en el artículo indican que la elección del modelo de transferencia de calor puede tener un impacto significativo en la eficiencia de un compresor de aire. Diferentes modelos de transferencia de calor arrojaron resultados divergentes en cuanto a la cantidad de calor transferido durante el ciclo de compresión. Esto resalta la importancia de investigar y seleccionar con atención un modelo de transferencia de calor adecuado al analizar y mejorar la eficiencia de los compresores de aire. La elección de un modelo más preciso y ajustado a las condiciones específicas podría ser fundamental para lograr mejoras significativas en la eficiencia de estos sistemas [7].

1.4. Justificación

Los neumáticos, como el único componente de los vehículos que entra en contacto directo con la carretera, desempeñan un papel esencial en la mejora tanto de la seguridad como de la eficiencia económica de un vehículo, según varios estudios. La característica de la interacción entre los neumáticos y la superficie de la carretera se ve influenciada por múltiples factores, siendo la presión de los neumáticos uno de los más críticos. Si los neumáticos están desinflados, esto puede tener graves consecuencias, como la reducción de la adherencia de los neumáticos, un aumento en la resistencia a la rodadura y un mayor consumo de combustible. Además, si se conduce durante largos períodos con neumáticos desinflados, el riesgo de que los neumáticos sufran daños graves o incluso revienten aumenta significativamente [8].

Un compresor portátil asequible brinda a los conductores la comodidad de mantener sus neumáticos en condiciones óptimas en cualquier momento y lugar, sin depender de servicios de terceros. La búsqueda de un diseño innovador que ofrezca una combinación efectiva de eficiencia, portabilidad y precio competitivo permitirá la entrada exitosa en el mercado, promoviendo la competitividad y el avance tecnológico.

En este contexto, se justifica plenamente la necesidad de contar con un compresor portátil en el hogar que permita a las personas mantener la presión de los neumáticos de sus vehículos en niveles adecuados. Un compresor portátil brinda la conveniencia de un control preciso sobre la presión de los neumáticos en cualquier momento, lo que, a su vez, no solo garantiza una conducción más segura, sino que también contribuye a la reducción del gasto de combustible. En resumen, la disponibilidad de un compresor portátil en el hogar se justifica plenamente como una herramienta esencial para el mantenimiento adecuado de los neumáticos de los vehículos y, por ende, para la seguridad y la eficiencia económica de los conductores comunes.

2. Marco Teórico

2.1. Compresor de aire

Un compresor es un equipo diseñado para generar aire comprimido mediante la conversión de energía mecánica en presión. Este aire se usa en diversas industrias, aunque su eficiencia energética puede verse afectada por factores como pérdidas de calor, fugas y un uso ineficiente. El costo energético es considerable y puede representar una fracción importante del gasto durante su vida útil. Para optimizar la eficiencia, se busca reducir la disipación de calor en la compresión adiabática, aunque esta eficiencia está limitada por la transferencia de calor y la necesidad de dispositivos para su almacenamiento térmico [9].

2.1.1. Clasificación

Los compresores de aire se clasifican principalmente en dos categorías:

1. **Compresores de Desplazamiento Positivo:** Operan reteniendo un volumen determinado de gas y comprimiéndolo para incrementar su presión. Dentro de este grupo se incluyen:
 - **Compresores Alternativos (Reciprocantes):** Utilizan pistones para comprimir el gas en cilindros. Son comunes en aplicaciones que requieren altas presiones y volúmenes moderados.
 - **Compresores Rotativos:** Comprenden diseños como los de tornillo y paletas, en los cuales elementos rotativos comprimen el gas. Son ideales para aplicaciones que requieren un suministro constante de aire.
2. **Compresores Dinámicos:** Aumentan la velocidad del gas y convierten la energía cinética en presión. Este grupo incluye:
 - **Compresores Centrífugos:** Utilizan un impulsor rotativo para acelerar el gas y una carcasa difusora para convertir la energía cinética en presión. Son ideales para grandes volúmenes de gas a presiones moderadas.
 - **Compresores Axiales:** El gas fluye paralelo al eje del compresor, pasando por una serie de álabes que incrementan la presión. Se emplean en aplicaciones que requieren altos caudales, como en turbinas de gas[10].

2.2. Compresor reciprocante

La Figura 2.1 ilustra el principio de funcionamiento de un compresor reciprocante, donde un pistón realiza un movimiento de vaivén dentro de un cilindro. Durante este proceso, las válvulas de succión y descarga en el cilindro se abren y cierran en sincronía para permitir la entrada o expulsión del fluido a través de la línea de descarga. Estas válvulas están equipadas con resortes que desempeñan un papel crucial al asegurar que las válvulas se cierren de manera precisa en los momentos adecuados. Esto permite que las válvulas funcionen de manera automática, respondiendo a las variaciones en las presiones del fluido a lo largo del ciclo de funcionamiento.

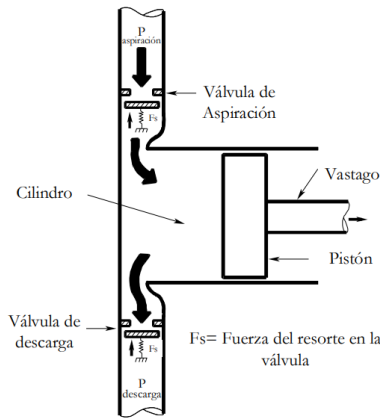


Figura 2.1: Principio de operación de un compresor recíprocante. Tomando de [11].

2.2.1. Ciclo de compresión

La compresión del fluido dentro del cilindro se logra mediante un movimiento de vaivén ejecutado por la combinación de biela, cruceta y pistón. Este proceso consta de cuatro etapas que ocurren en un ciclo completo del cigüeñal, equivalente a 360 grados [11], y se describen en la siguiente figura 2.2:

- Etapa 4-1: En esta fase, se lleva a cabo la aspiración del gas a la presión de entrada P_1
- Etapa 1-2: En esta etapa, se procede a comprimir el gas.
- Etapa 2-3: Durante esta etapa, se expulsa el gas comprimido a la presión de descarga P_2 .
- Etapa 3-4: Finalmente, en esta etapa, se produce una rápida disminución de la presión a medida que el pistón se desplaza hacia el punto muerto inferior (P.M.I), ya que no queda gas en el cilindro.

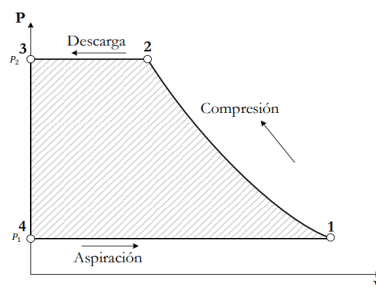


Figura 2.2: Ciclo de compresión ideal de un compresor recíprocante. Tomando de [11].

En la práctica, el pistón no llega a tocar la culata del cilindro en su punto muerto superior (P.M.S.) debido a factores como imprecisiones en la fabricación, desgaste de los cojinetes y expansiones por cambios de temperatura. Además, se requiere espacio para el movimiento de las válvulas [11].

Como resultado, se genera un espacio vacío, denominado 'espacio nocivo', que queda ocupado por gas no expulsado en la etapa 2-3 del ciclo y se expande en la etapa 3-4 [11]. Este espacio representa aproximadamente el 3 % al 10 % de la carrera total del pistón, según el modelo del compresor [11]. El ciclo corregido para considerar este espacio se muestra en la Figura 2.3a.

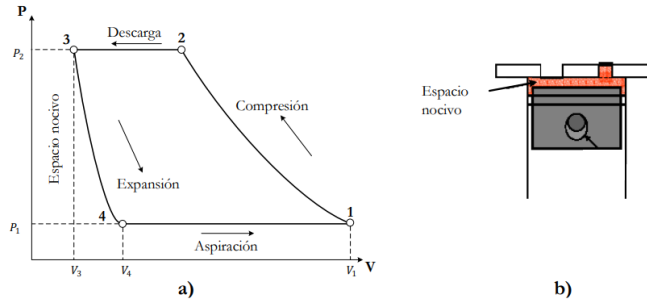


Figura 2.3: a) ciclo de compresión teórico de un compresor recíprocante b) espacio nocivo. Tomando de [11].

■ Compresión

Durante este proceso, el pistón se desplaza desde el punto muerto inferior (P.M.I) hasta el punto muerto superior (P.M.S), lo que provoca la compresión del fluido en el cilindro hasta que su presión supera la de la línea de descarga. En esta fase, las válvulas de aspiración y descarga permanecen cerradas [11]. La representación gráfica de este proceso en el ciclo de compresión se muestra en la Figura 2.3a.

■ Descarga

El proceso comienza cuando la presión dentro del cilindro excede la presión en la línea de descarga, lo cual ocurre generalmente antes de que el pistón alcance el punto muerto superior (P.M.S). En ese momento, se acciona la válvula de escape, permitiendo la expulsión del fluido, mientras que la válvula de aspiración permanece sellada [11]. La representación gráfica de esta fase en el ciclo de compresión se muestra en la Figura 2.3a.

■ Expansión

El proceso comienza cuando el pistón se desplaza del punto muerto superior (P.M.S.) al punto muerto inferior (P.M.I.), hasta que la válvula de aspiración se abre. Esto ocurre cuando la presión en el cilindro es menor que la del fluido en la línea de aspiración [11]. El ciclo de compresión correspondiente se muestra en la Figura 2.3a.

■ Aspiración

El proceso comienza cuando se abre la válvula de aspiración, poco después de que el pistón pase el punto muerto superior (P.M.S.) y empiece su retroceso hacia el punto muerto inferior (P.M.I). Antes de llegar al punto muerto inferior, la velocidad del pistón disminuye hasta llegar a cero, igualando las presiones dentro y fuera del cilindro. En este momento, la válvula de aspiración se cierra y la válvula de descarga permanece cerrada [11]. La representación de esta fase se muestra en la Figura 2.3a.

2.2.2. Clasificación de los compresores recíprocantes

En la Figura 2.4 se ofrece una clasificación de los compresores recíprocantes según tres atributos distintos: el número de etapas de compresión, la modalidad de funcionamiento del pistón y la configuración de los cilindros.

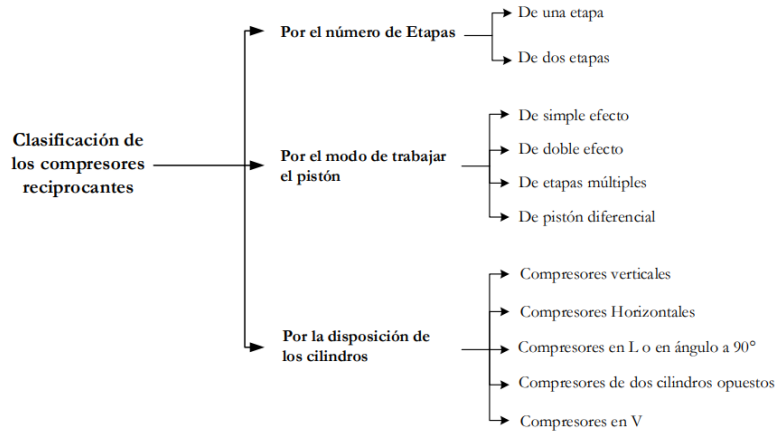


Figura 2.4: Clasificación de los compresores recíprocos. Tomando de [11].

2.2.3. Compresor recíprocante de doble efecto

Un compresor recíprocante de doble efecto realiza dos procesos de compresión por ciclo, comprimiendo el gas en ambos lados del pistón. Esto le otorga mayor eficiencia en comparación con un compresor de simple efecto, que solo comprime en un lado. Los compresores de doble efecto son adecuados para aplicaciones que requieren mayor suministro de aire comprimido y mayor eficiencia energética.

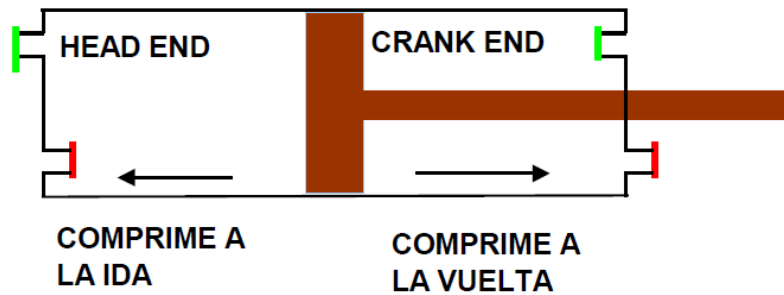


Figura 2.5: Principio de funcionamiento compresor de doble efecto. Tomado de [12].

2.3. Termodinámica aplicada al compresor

El análisis termodinámico de los compresores es esencial para comprender su funcionamiento y optimizar su rendimiento. Este análisis se basa en principios fundamentales como el balance de masa y energía en sistemas abiertos, el estudio de procesos adiabáticos y la aplicación de ecuaciones clave para el cálculo de potencia y eficiencia.

2.3.1. Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, denominada también principio de conservación de la energía, afirma que la energía no puede ser creada ni destruida, sino únicamente transformada de una forma a otra. Este principio sirve como fundamento para estudiar las interacciones entre el calor, el trabajo y la energía total dentro de un sistema.[13]

$$E_{entrada} - E_{salida} = \nabla E_{sistema} \quad (2.1)$$

Esta ecuación 2.1 muestra que la diferencia entre la energía total que ingresa al sistema y la que sale de él equivale al cambio en la energía total dentro del sistema.

2.3.2. Ley de gases ideales

La ley de los gases ideales define que la presión, el volumen específico y la temperatura de un gas ideal están relacionados mediante la ecuación 2.2. En un gas ideal, la energía interna está determinada exclusivamente por la temperatura, independientemente de la presión o el volumen específico.

$$Pv = RT \quad (2.2)$$

Asimismo, una relación importante para los gases ideales es la razón entre los calores específicos, denotada como k , se define como

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.3)$$

2.3.3. Proceso de flujo no estacionario

Un proceso de flujo no estacionario ocurre cuando las propiedades dentro del volumen de control varían con el tiempo, a diferencia del flujo estacionario, donde estas permanecen constantes. En estos casos, es necesario considerar cambios en la masa y la energía del sistema.

Estos procesos tienen un inicio y un fin definidos en un intervalo de tiempo específico. Ejemplos incluyen la carga de recipientes y el inflado de neumáticos.

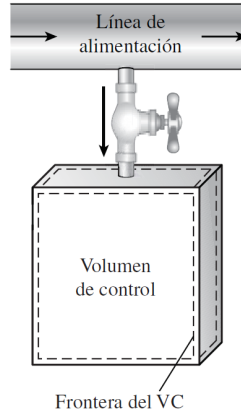


Figura 2.6: Carga de un recipiente rígido desde una línea de suministro. Tomado de [13].

2.3.4. Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica (η_v) de un compresor representa la relación entre el volumen real de aire o gas que ingresa al compresor y el volumen teórico desplazado por el pistón o el elemento compresor en cada ciclo. Este parámetro indica qué tan eficientemente el compresor llena su cilindro con el fluido de trabajo, siendo afectado por factores como fugas, recalentamiento y caídas de presión en la admisión del pistón[12].

$$\eta_v = CL + 1 - CL \times \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.4)$$

Donde CL (Percent Clearance) representa el porcentaje de espacio nocivo, el cual influye directamente en la eficiencia volumétrica. Este efecto también está relacionado con la razón de compresión R , definida como la relación entre P_2 y P_1 , así como con la razón de calores específicos[12].

2.3.5. Espacio nocivo y su impacto en el rendimiento

El espacio nocivo, también conocido como volumen muerto o espacio muerto, es el volumen residual que permanece en el cilindro cuando el pistón alcanza el PMS. Este espacio es necesario para evitar colisiones mecánicas y para alojar las válvulas, pero tiene implicaciones en el rendimiento del compresor.

$$CL = \frac{V_c}{V_d} \times 100 \quad (2.5)$$

En la ecuación 2.5 se muestra el porcentaje de este espacio nocivo, también denominado CL (Percent Clearance), donde V_c representa el volumen de dicho espacio y V_d es el volumen total teórico que debería comprimir el pistón.

Durante la compresión, el gas atrapado en el espacio nocivo se comprime junto con el gas entrante. Al finalizar la descarga, el gas remanente se expande durante la carrera de retorno, retrasando la apertura de las válvulas de admisión hasta que la presión interna es menor que la de succión. Este retraso reduce el volumen de gas admitido en el siguiente ciclo, disminuyendo la eficiencia volumétrica del compresor [14].

2.4. Presión absoluta y manométrica

La presión es la fuerza que un fluido ejerce sobre una superficie y puede expresarse de distintas formas según el punto de referencia. La presión absoluta se calcula con el vacío absoluto como referencia, representando la presión total sobre un sistema. La presión manométrica, por su parte, solo considera el exceso sobre la presión atmosférica, lo que la hace útil en aplicaciones prácticas. En neumáticos, los manómetros miden la presión manométrica, indicando el exceso de presión interna sobre la atmosférica. Por ejemplo, si el manómetro marca 32 psi, esta es la presión relativa al entorno, y la presión absoluta real dentro del neumático sería la suma de esa lectura y la presión atmosférica (aproximadamente 14.7 psi al nivel del mar). Este sistema facilita la lectura y ajuste de la presión en sistemas cerrados sin necesidad de considerar constantemente la presión atmosférica [15].

$$psia = psig + P_{atm} \quad (2.6)$$

Donde:

- **psia**: presión absoluta (*pounds per square inch absolute*)
- **psig**: presión manométrica (*pounds per square inch gauge*)
- P_{atm} : presión atmosférica (aproximadamente 14.7 psi al nivel del mar)

2.5. Engranajes

Un engranaje es un componente mecánico formado por ruedas dentadas que transfieren movimiento al engranarse mediante sus dientes. La rueda más pequeña se llama piñón, y la más grande, corona. Entre los tipos de engranajes, el engranaje recto es uno de los más comunes, con dientes alineados paralelamente al eje de rotación.

Estos mecanismos son esenciales en sistemas donde es necesario incrementar el torque y disminuir la velocidad. Este ajuste se rige por la relación de transmisión u , que se obtiene al dividir la cantidad de dientes de la corona Z_2 entre los del piñón Z_1 . Dicha relación determina cómo se altera la velocidad y el torque en el sistema.

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.7)$$

La distancia entre centros a de dos engranajes se obtiene a partir de los diámetros primitivos d de ambos engranajes. La expresión para calcular esta distancia es la siguiente

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2.8)$$

2.6. Máquinas-herramientas

- **Torno** es una máquina rotativa que sujeta una pieza de metal o madera y la hace girar mientras una herramienta de corte le da forma. Esta herramienta puede moverse paralelamente o perpendicularmente al eje de rotación, permitiendo la fabricación de piezas cilíndricas, cónicas o acanaladas. Además, con accesorios especializados, el torno puede realizar operaciones como acabado superficial, taladrado, moleteado y ranurado, aumentando su versatilidad en el procesamiento de materiales [16].
- **Taladro de árbol** Es una máquina fija utilizada para perforar materiales, especialmente en tareas repetitivas o de alta precisión. La perforación se realiza con una broca giratoria, cuya forma y tamaño varían según el material y el diámetro del orificio [17].
- **Calibrador** El calibrador mide longitudes, grosores, diámetros y profundidades. Consta de dos reglas, una fija y otra móvil, y puede incluir una pantalla digital o un reloj analógico para mostrar la medición [18].

2.7. Tecnología de Impresión 3D

La impresión 3D, o fabricación aditiva, es una técnica de manufactura que permite construir objetos tridimensionales a partir de modelos digitales, mediante la superposición capa a capa de diferentes materiales, como plásticos, metales o compuestos especiales. Esta tecnología se ha consolidado como una herramienta clave en procesos de prototipado rápido y producción personalizada, debido a su capacidad para materializar geometrías complejas, reducir desperdicios y acortar los ciclos de desarrollo. En sectores como la medicina, la industria automotriz y la ingeniería mecánica, la impresión 3D ha permitido no solo la creación de piezas funcionales sino también la descentralización de la producción, integrándose con los principios de la Industria 4.0, como la flexibilidad y la manufactura bajo demanda [19].

3. Metodología

3.1. Dimensionar prototipo

3.1.1. Trabajo y potencia teórica

3.1.1.1. Trabajo

Es fundamental determinar el trabajo requerido para dimensionar el prototipo, considerando que la presión máxima de descarga requerida es de 50 PSIG.

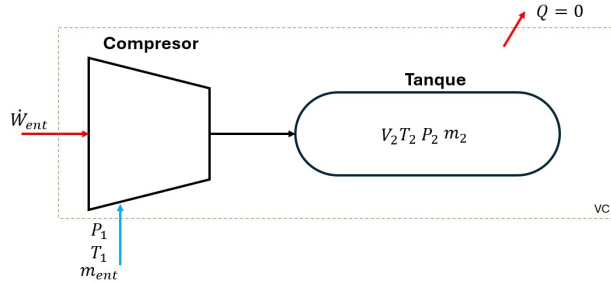


Figura 3.1: Esquema del compresor.

A continuación se presenta el modelo matemático para determinar el trabajo requerido por un compresor para llenar un tanque rígido, asumiendo un proceso adiabático y comportamiento de gas ideal.

Balance de Masa

Para un tanque inicialmente vacío ($m_1 = 0$) que se llena hasta una masa final m_2 , la masa que entra (m_{ent}) es igual a la masa final acumulada en el volumen de control.

$$m_{ent} = m_2 \quad (3.1)$$

Balance de Energía

Se aplica la primera ley de la termodinámica para un volumen de control (el tanque).

$$Q - W_{ent} + H_{ent} - H_{sal} = \Delta U_{sistema} \quad (3.2)$$

Donde:

- $Q = 0$ (proceso adiabático, no hay transferencia de calor).
- W_{ent} es el trabajo de entrada que consume el compresor.
- H_{ent} es la entalpía del flujo de masa que entra.
- $H_{sal} = 0$ (no hay flujo de masa de salida).
- $\Delta U_{sistema} = U_2 - U_1$. Como el tanque está inicialmente vacío, la energía interna inicial $U_1 = 0$.

Simplificando la ecuación, obtenemos el trabajo de entrada:

$$-W_{ent} + H_{ent} = U_2 \quad (3.3)$$

$$W_{ent} = H_{ent} - U_2 \quad (3.4)$$

Asumiendo que el aire se comporta como un gas ideal, la entalpía (h) y la energía interna (u) son funciones de la temperatura (T), los calores específicos (C_p, C_v) y la masa (m).

$$W_{ent} = m_2 h_{ent} - m_2 u_2 \quad (3.5)$$

$$W_{ent} = m_2 (C_p T_1 - C_v T_2) \quad (3.6)$$

Ecuaciones de Estado y de Proceso

Masa Final (m_2)

La masa de aire final en el tanque se determina mediante la ecuación del gas ideal, usando las condiciones finales dentro del tanque (P_2, V_2, T_2).

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2} \quad (3.7)$$

Relación de Proceso Isentrópico

Para relacionar la temperatura final (T_2) con las presiones, se asume que el compresor opera en un proceso adiabático reversible (isentrópico).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.8)$$

Donde T_1 y P_1 son las condiciones de entrada al compresor y k es la razón de calores específicos (C_p/C_v).

Ecuación de trabajo total

El trabajo total realizado sobre el gas para llenar el tanque se define como:

$$W_{ent} = m_2 (C_p T_1 - C_v T_2) \quad (3.9)$$

Donde m_2 es la masa final en el tanque y T_2 es la temperatura final.

3.1.1.2. Potencia

El objetivo es encontrar una expresión para la **Potencia** (P) requerida en el proceso de llenado, partiendo de la ecuación del trabajo total e incorporando el caudal de entrada del compresor.

Definición de potencia

La potencia se define como el trabajo realizado por unidad de tiempo. Si consideramos el tiempo total del proceso Δt :

$$P = \frac{W}{\Delta t} \quad (3.10)$$

Sustituyendo la Ecuación 3.9 en la Ecuación 3.10:

$$P = \frac{m_2 (C_p T_1 - C_v T_2)}{\Delta t} \quad (3.11)$$

Incorporación del flujo másico y caudal

La masa final m_2 es el resultado del flujo másico constante, $\dot{m}$, durante el intervalo de tiempo Δt .

$$m_2 = \dot{m} \cdot \Delta t \quad (3.12)$$

Sustituyendo la Ecuación 3.12 en la Ecuación 3.11, el término Δt se cancela:

$$P = \frac{(\dot{m} \cdot \Delta t) (C_p T_1 - C_v T_2)}{\Delta t} \quad (3.13)$$

$$P = \dot{m} (C_p T_1 - C_v T_2) \quad (3.14)$$

A su vez, el flujo másico $\dot{m}$ puede expresarse en función del caudal volumétrico Q en las condiciones de entrada (P_1, T_1) mediante la ley del gas ideal:

$$\dot{m} = \frac{P_1 Q}{RT_1} \quad (3.15)$$

El volumen por unidad de tiempo corresponde al caudal Q . Debido al espacio nocivo o volumen de holgura, el volumen desplazado no es el 100 %. Por ello, el caudal de entrada Q depende también del número de revoluciones, y la expresión para el caudal es la siguiente:

$$Q = V_d \times \frac{N}{60} \times \eta_v \quad (3.16)$$

Donde V_d es el volumen desplazado teórico y N es el número de revoluciones por minuto. La eficiencia volumétrica se determina mediante la ecuación 2.4.

La eficiencia volumétrica depende del porcentaje de espacio nocivo (CL), el cual se calcula de la siguiente manera:

$$CL = \frac{V_c}{V_d} \times 100 \quad (3.17)$$

Donde V_d es el volumen desplazado por el pistón y V_c es el volumen del espacio nocivo.

Finalmente, se obtiene la expresión final para la potencia en función del caudal:

$$P = \left(\frac{P_1 Q}{RT_1} \right) (C_p T_1 - C_v T_2) \quad (3.18)$$

3.1.2. Carrera y volumen de desplazamiento

La capacidad de compresión del compresor es crucial, ya que representa el volumen de aire que puede comprimir y transferir al tanque o llanta. Este parámetro afecta directamente la potencia requerida por el motor, ya que la constante C depende del caudal de entrada Q . Este caudal depende del volumen desplazado V_d , el número de revoluciones N y la eficiencia volumétrica η_v . La expresión para el volumen desplazado es:

$$V_d = \pi r_c^2 C_p \quad (3.19)$$

Donde:

- r_c es el radio del cilindro (m).
- C_p es la carrera del pistón (m).

Dado que el compresor es de doble efecto, el volumen desplazado total V_{dt} es aproximadamente el doble del volumen desplazado, pero se debe restar el volumen ocupado por el eje del pistón. La expresión para el volumen desplazado por cada revolución N en un compresor de doble efecto es:

$$V_{dt} = 2\pi r_c^2 C_p - \pi r_e^2 L \quad (3.20)$$

Donde:

- r_e radio del eje del pistón (m).
- L es la longitud del eje (m).

3.1.3. Selección del motor

La selección del motor debe basarse en la curva de potencia en función del tiempo, obtenida de la ecuación ???. El consumo de potencia debe mantenerse por debajo del límite de 50 vatios. Esta fórmula depende de las presiones inicial P_1 y final P_2 , y del caudal de entrada Q , que a su vez está relacionado con el volumen desplazado y la eficiencia volumétrica, la cual depende del número de revoluciones. A mayor número de revoluciones, la presión aumenta más rápido, y con menos revoluciones, el tiempo para llenar el tanque será menor.

Tabla 3.1: Criterios para selección del motor.

Criterio	Descripción
Potencia requerida $\dot{W}$	La potencia debe ser suficiente para operar el compresor.
RPM del Motor	Afecta directamente el flujo volumétrico Q .
Eficiencia del Motor η_m	Motores más eficientes generan menos pérdidas de energía.
Voltaje de Operación	Determina si el motor es compatible con la instalación eléctrica.
Costo del Motor	Balance entre eficiencia y presupuesto.
Disponibilidad	Disponibilidad del motor en el mercado.

En la tabla 3.1 se muestran los criterios para la selección del motor, lo que permite elegir el más adecuado para el prototipo del compresor y analizar su prefactibilidad.

3.1.4. Cálculo de engranajes

De acuerdo con el motor seleccionado, con el objetivo de aumentar el torque y reducir la velocidad, es necesario acoplar un piñón al eje del motor y una corona a este piñón. A su vez, la corona se conecta a la biela para generar el movimiento del pistón. Esta configuración se calcula mediante la relación de engranajes.

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.21)$$

Para el primer paso, se eligen el módulo (m), la relación de engranajes (u) y el número de dientes del piñón (Z_1). Reemplazando estos valores en la ecuación de relación de engranajes, se obtiene el número de dientes de la corona (Z_2). Así, con la expresión del módulo (m), se puede calcular el diámetro primitivo (d) tanto para el piñón como para la corona.

$$m = \frac{d}{Z} \quad (3.22)$$

Donde:

- d es el diámetro primitivo del engranaje.
- Z es el número de dientes del engranaje.

Se obtienen los diámetros primitivos (d) del piñón y la corona, y la distancia entre ejes se calcula con la ecuación 2.8. También existe una relación que involucra el módulo transversal m y el número de dientes del piñón (Z_1) y la corona (Z_2) para engranajes rectos [20].

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) \quad (3.23)$$

Se conocen el módulo, los diámetros, los dientes, la relación de engranajes y la distancia entre ejes. Para el modelo en CAD, se requieren las siguientes dimensiones.

- **Paso circular (P_c):**

$$P_c = \pi \times m \quad (3.24)$$

- Cabeza del diente (A):

$$A = m \quad (3.25)$$

- Espesor del diente (S):

$$S = P_c \times \left(\frac{19}{40} \right) \quad (3.26)$$

- Pie del diente (P_d):

$$P_d = 1,25 \times m \quad (3.27)$$

- Ángulo de espesor (AS):

$$AS = \frac{360 \times S}{2\pi \times \left(\frac{d}{2} \right)} \quad (3.28)$$

Estas últimas expresiones son importantes porque proporcionan las distancias necesarias para realizar el modelo CAD de los engranajes [21].

3.1.5. Cálculo de mecanismo manivela-corredera

Es importante convertir el movimiento circular del motor en movimiento lineal, lo cual se logra mediante un mecanismo manivela-corredera. La manivela, representada por la corona, y la corredera, el cilindro. La longitud de la manivela es la mitad de la carrera del pistón, o su diámetro es igual a la carrera C . La manivela se acopla a la biela, que está conectada al pistón [22].

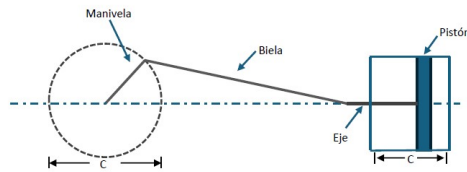


Figura 3.2: Manivela y biela.

Inicialmente, se verifican los grados de libertad (GDL). A continuación, se muestra un esquema del mecanismo manivela-corredera, con los eslabones numerados en negro y las juntas en rojo.

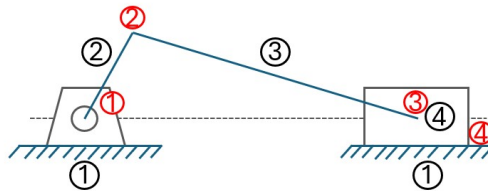


Figura 3.3: Numero de eslabones y juntas del mecanismo.

Un mecanismo se clasifica según sus grados de libertad, los cuales se calculan con la fórmula de Kutzbach, una modificación de la ecuación de Guebler:

$$GDL = M = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (3.29)$$

Donde:

- M = grados de libertad.
- n = Número de eslabones.
- J_1 = Número de juntas completas.
- J_2 = Número de semijuntas.

Es crucial que el mecanismo cumpla con la condición de Grashof, que garantiza que al menos uno de los eslabones, como la manivela, realice una revolución completa de 360° en el plano de la bancada. Esta condición predice el comportamiento de rotación del mecanismo de 4 barras, basado en las longitudes de los eslabones. La condición es la siguiente:

$$S + L \leq P + Q \quad (3.30)$$

Donde:

- S = longitud del eslabón más corto.
- L = Longitud del eslabón más largo.
- P = Longitud de un eslabón restante.
- Q = Longitud de otro eslabón restante.

Al cumplir con la condición de Grashof, el mecanismo funcionará sin interferencias. Por lo tanto, se evaluarán las dimensiones de los eslabones para asegurar que se cumpla esta condición [22].

3.1.5.1. Síntesis del mecanismo

Tras el dimensionamiento que cumple con las especificaciones de Grashof, se procederá al análisis de posición, velocidad y aceleración. Este análisis permitirá determinar las fuerzas dinámicas, proporcionales a la aceleración. Se realizará de manera analítica, comenzando con el análisis de posición, luego de velocidad y finalmente de aceleración, lo que permitirá calcular las fuerzas máximas, correspondientes a las aceleraciones más altas [22].

- **análisis de posición:** El análisis de posición de Raven forma un lazo vectorial alrededor del mecanismo, donde los eslabones son vectores de posición cuya suma es cero. La posición del mecanismo se define por un parámetro, como el ángulo de entrada θ_2 , y los demás ángulos, como θ_3 , se calculan mediante álgebra vectorial para determinar las posiciones relativas de los eslabones [22].

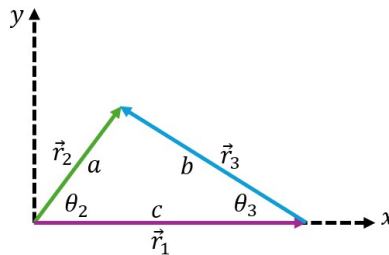


Figura 3.4: Eslabones como vectores.

A continuación, se presenta la ecuación del lazo vectorial para el mecanismo, el cual está centrado.

$$\vec{r}_2 - \vec{r}_3 - \vec{r}_1 = 0 \quad (3.31)$$

Por lo tanto, estos vectores pueden representarse como vectores complejos, lo que permite obtener una expresión tanto para el ángulo como para la magnitud del vector $\vec{r}_1$, el cual varía en función de θ_2 .

$$\theta_3 = \arcsin\left(\frac{a \sin(\theta_2)}{b}\right) \quad (3.32)$$

$$c = a \cos(\theta_2) + b \cos(\theta_3) \quad (3.33)$$

Con las ecuaciones 3.32 y 3.33, se obtiene θ_3 en función de θ_2 y la magnitud de $\vec{r}_1$, igual a c , permitiendo calcular la posición del mecanismo. Las letras a , b y c son las magnitudes de los vectores [22].

- **Análisis de velocidad:** Para realizar el análisis de velocidad, se emplea la cinemática de cuerpos rígidos, ya que estos están formados por partículas, lo que permite determinar la velocidad en los puntos de unión entre eslabones. Esto se puede observar en la figura 3.5 [23].

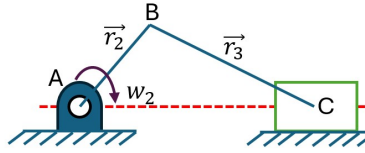


Figura 3.5: Visualización de puntos de uniones entre eslabones.

Se muestran los vectores de A a B y de B a C, junto con la velocidad angular ω_2 , que describe el movimiento de la biela, mientras que la manivela rota alrededor de un eje fijo. A continuación, se presentan las expresiones para las velocidades en los puntos B y C [23].

$$\vec{V}_B = \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 \quad (3.34)$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{C/B} \quad (3.35)$$

Donde la velocidad relativa de C respecto a B $\vec{V}_{C/B}$ está dada por:

$$\vec{V}_{C/B} = \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 \quad (3.36)$$

- **Análisis de aceleración:** De manera similar, utilizando la cinemática de cuerpos rígidos, se obtienen las expresiones para las aceleraciones de los puntos B y C [23].

$$\vec{a}_B = \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_2 - (|\vec{\omega}_2|)^2 \times \vec{r}_2 \quad (3.37)$$

Dado que ω_2 es constante, α_2 es igual a cero, por lo que la ecuación 3.37 queda de la siguiente manera:

$$\vec{a}_B = -(|\vec{\omega}_2|)^2 \times \vec{r}_2 \quad (3.38)$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{C/B} \quad (3.39)$$

Donde la aceleración relativa de C con respecto a B está dada por:

$$\vec{a}_{C/B} = \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_3 - (|\vec{\omega}_3|)^2 \times \vec{r}_3 \quad (3.40)$$

Es importante determinar una expresión para la aceleración en los centros de gravedad de los eslabones, que se presentan a continuación para los eslabones 2 y 3.

$$a_{G2} = -(|\vec{\omega}_2|)^2 \times r_{GA} \quad (3.41)$$

$$a_{G3} = \vec{a}_c - (|\vec{\omega}_3|)^2 \times r_{GC} + (|\vec{\alpha}_3|) \times r_{GC} \quad (3.42)$$

■ análisis de fuerzas

Conociendo las velocidades y aceleraciones, se pueden determinar las fuerzas en los eslabones. A continuación, se realiza un balance de fuerzas para cada eslabón, comenzando con la manivela. El diagrama de cuerpo libre para este eslabón se muestra en la figura 3.6 [22].

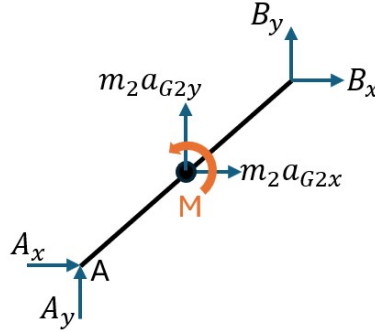


Figura 3.6: Diagrama de cuerpo libre de la manivela.

$$A_x + B_x = m_2 a_{G2x} \quad (3.43)$$

$$A_y + B_y = m_2 a_{G2y} \quad (3.44)$$

$$A_x \frac{a}{2} \sin(\theta_2) - A_y \frac{a}{b} \cos(\theta_2) + B_y \frac{a}{2} \cos(\theta_2) - B_x \frac{a}{2} \sin(\theta_2) + M = 0 \quad (3.45)$$

En la figura 3.7 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la biela. A continuación, se presentan las expresiones para las fuerzas en X, Y y los momentos en M_G .

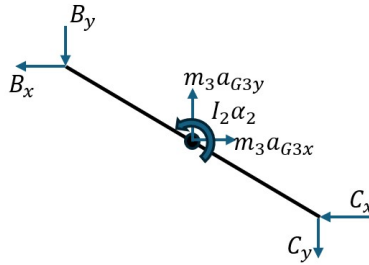


Figura 3.7: Diagrama de cuerpo libre de la biela.

$$-B_x - C_x = m_3 a_{G3x} \quad (3.46)$$

$$-B_y - C_y = m_3 a_{G3y} \quad (3.47)$$

$$B_x \frac{b}{2} \sin(\theta_3) + B_y \frac{b}{2} \cos(\theta_3) - C_y \frac{b}{2} \cos(\theta_3) - C_x \frac{b}{2} \sin(\theta_3) = I_2 \alpha_2 \quad (3.48)$$

En la figura 3.8 se muestra el diagrama de cuerpo libre para el eslabón 4, correspondiente al pistón. A continuación, se realizan las sumatorias de fuerzas en las direcciones x y y .

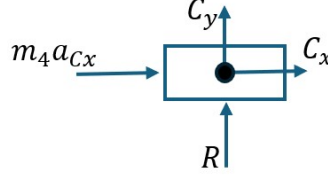


Figura 3.8: Diagrama de cuerpo libre del Pistón.

$$C_x = m_4 a_{cx} \quad (3.49)$$

$$C_y + R = 0 \quad (3.50)$$

De este modo, se obtienen ocho ecuaciones con ocho incógnitas, formando un sistema que tiene solución y que puede resolverse para conocer las fuerzas y momentos en cada eslabón del mecanismo [22].

3.1.6. Modelado en CAD y planos de piezas

Según los requisitos del volumen desplazado y la carrera del pistón, se realizará un modelado 3D en Autodesk INVENTOR, que incluirá las piezas y la carcasa, fabricada mediante impresión 3D. Este modelado es crucial para visualizar el compresor y guiar su fabricación, generando además planos detallados para cada pieza.

En esta fase final, deben estar disponibles los planos acotados y el modelado CAD de todas las piezas.

3.2. Realizar construcción

Esta fase crucial del proyecto se ejecutará una vez que se disponga de los planos detallados. Para ello, se utilizarán las máquinas-herramientas disponibles en el taller de la Universidad del Valle, las cuales permitirán mecanizar las piezas necesarias con precisión.

3.2.1. Selección de materiales

Considerando que se va a analizar la prefactibilidad del compresor y que se busca que este tenga el menor costo posible, a continuación se presentan los criterios que deben evaluarse para la selección de los materiales en su construcción.

Tabla 3.2: Criterios de selección de materiales.

Componente	Criterios de selección
Cilindro	Resistencia mecánica, costo, facilidad del mecanizado.
Pistón	Baja fricción, resistencia térmica, peso ligero.
Biela y cigüeñal	Resistencia a la fatiga, tenacidad, costo.
Válvulas	Resistencia a la corrosión.
Carcasa	Bajo costo, resistencia estructural, peso.

En la tabla 3.2 se muestran los criterios de selección de materiales para cada componente. Con esta información, se podrá crear una matriz de selección mediante un método de decisión multicriterio, lo que permitirá elegir la mejor opción para cada componente.

3.2.2. Factor de seguridad de ejes

Es crucial encontrar el factor de seguridad del eje acoplado a la corona para garantizar el funcionamiento sin fallas por torsión o flexión. Se utiliza el método general de diseño de ejes para torsión constante y ciclo de flexión invertida. Es necesario conocer el torque generado en la corona, expresado por la siguiente fórmula:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{(\text{rpm} \times \frac{2\pi}{60})} \quad (3.51)$$

Por lo tanto, la potencia está en watts y la velocidad angular en radianes por segundo, lo que hace que el torque se exprese en newton-metro (Nm).

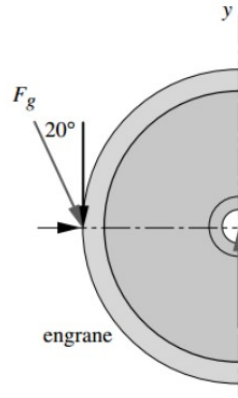


Figura 3.9: Fuerza en el diente del engrane. Tomado de [21].

La fuerza aplicada al diente del engranaje por el piñón se muestra en la figura 3.9. En un engranaje recto con un ángulo de presión de 20° , la fuerza $\vec{F}_g$ tiene componentes tangencial y radial, expresadas así:

$$F_{g \text{ tangencial}} = \frac{T}{r} \quad (3.52)$$

$$F_{g \text{ radial}} = F_{g \text{ tangencial}} \tan(20^\circ) \quad (3.53)$$

Donde r es el radio del engranaje. Se realiza la sumatoria de fuerzas sobre los elementos del eje, incluyendo el rodamiento, y se calcula el momento respecto al punto A, como se muestra en la figura 3.10. Con esta información, se determinan las reacciones en el rodamiento.

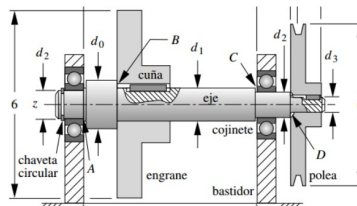


Figura 3.10: Ejemplo de eje con engrane. Tomado de [21].

El momento en cada uno de los tramos del eje debe ser calculado, lo cual se puede hacer utilizando la siguiente expresión:

$$M = F \cdot L \quad (3.54)$$

Donde F es la fuerza y L es la longitud del tramo del eje. Por lo tanto, se puede calcular la magnitud del esfuerzo cortante utilizando la siguiente expresión τ :

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad (3.55)$$

Donde el esfuerzo cortante (τ) se relaciona con el momento torsional T , el radio c y el momento polar de inercia J . encontrado la magnitud del momento y también la del cortante se puede encontrar la resistencia a la fatiga sin corregir con la siguiente expresión:

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad (3.56)$$

Sin embargo, este esfuerzo debe ser corregido, por lo que deben considerarse cinco factores: carga, tamaño, superficie, temperatura y confiabilidad. La expresión para la resistencia a la fatiga corregida es la siguiente:

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} S'_e \quad (3.57)$$

Se asume que no hay cargas axiales, se usa acero con vida infinita y factores de concentración de esfuerzos de 3.5 para flexión, 2 para torsión y 4 para cuñeros [21].

El factor de concentración de esfuerzos K_f para escalones a flexión se obtiene así:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.58)$$

Donde K_t es igual a 3.5 para los radios de escalón en flexión y q es la sensibilidad a la muesca. El factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalones cargados a torsión, K_{fs} , se expresa de la siguiente manera:

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (3.59)$$

Donde K_{ts} es igual a 2. El componente del esfuerzo medio por torsión K_{fsm} , como se espera que no haya falla por fluencia, utiliza el mismo K_{fs} .

$$K_{fsm} = K_{fs} \quad (3.60)$$

Por lo tanto, la expresión para encontrar el factor de seguridad del eje utilizando el método general es la siguiente:

$$N_f = \frac{\pi d_2^6}{32 \left[\left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{k_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]} \quad (3.61)$$

En la expresión 3.61 se evidencia el factor de seguridad del eje (N_f) en términos del diámetro d , el límite de fluencia S_y , el momento flector M_a , el torque transmitido T_m , los concentradores de esfuerzos K_{fsm} y K_f , así como la resistencia a la fatiga corregida [21].

3.2.3. Mecanizado

El mecanizado de las piezas del compresor se llevará a cabo en la Universidad del Valle, utilizando las máquinas-herramientas disponibles en el taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica. En la Tabla 3.3 se detalla el uso específico de cada máquina para la fabricación de las distintas piezas del compresor.

Tabla 3.3: Uso de máquinas-herramientas en el Mecanizado de piezas del compresor.

Máquina-Herramienta	Uso en el mecanizado de piezas del compresor
Torno	- Maquinado del pistón, incluyendo cilindrado y ranuras para anillos. - Cilindrado del eje que une al pistón con la biela. - Maquinado de la biela.
Taladro de árbol	- Realización de orificios de acople entre piezas, como entre la biela y el juego de engranajes o los soportes.
Calibrador	- Medición precisa de las piezas mecanizadas, asegurando tolerancias exactas. - Verificación de diámetros internos y externos del pistón, biela y otras partes.
Cepillo	- Pulido y acabado de superficies de las piezas mecanizadas para garantizar ajustes precisos y eliminar imperfecciones.

Las máquinas-herramientas utilizadas para la construcción de las piezas son el torno, el calibrador, el taladro de árbol y la impresión 3D. El torno maquina el pistón, cilindra el eje y maquina la biela. El calibrador asegura precisión en las mediciones, y el taladro de árbol realiza los orificios de acople con alta precisión.

La impresión 3D, disponible en la Universidad del Valle, facilita la producción rápida de prototipos y piezas complejas, reduciendo tiempos de desarrollo y costos iniciales para pequeñas producciones.

3.3. Pruebas de funcionamiento del prototipo

Se realizan pruebas del compresor, comparando el prototipo con dos compresores comerciales portátiles. Se evaluarán la potencia consumida y la presión en función del tiempo. Los pasos y los instrumentos necesarios para la comparación son los siguientes:

3.3.1. Procedimiento de prueba e instrumentos compresores comerciales

Instrumentos requeridos

- Tanque de 25 litros con manómetro incorporado
- Compresor comercial portátil
- Cronómetro
- Acoplador tipo “cigarrera” de auto (12 V)
- Fuente de poder de voltaje variable
- Manguera de conexión

Procedimiento experimental

1. **Instalación del sistema:** Se instalan los instrumentos necesarios para la prueba. El compresor se conecta al tanque de 25 litros mediante una manguera, y se alimenta a través de un acoplador cigarrera de 12 V. La fuente de poder variable se ajusta a 12 V para garantizar las condiciones de prueba.
2. **Registro de datos:** Una vez completada la instalación, se encienden la fuente de poder y el compresor. Durante el llenado del tanque, se registran cada 15 segundos los valores de presión (con el manómetro) y potencia consumida (con la fuente).
3. **Análisis y representación gráfica de los resultados:** Con los datos obtenidos, se elaboran las siguientes gráficas para el análisis del desempeño del compresor:

- Presión en el tanque vs. tiempo
- Potencia consumida vs. tiempo

Estas gráficas permiten visualizar y evaluar el comportamiento del compresor bajo las condiciones establecidas en la prueba.

3.3.2. Procedimiento de prueba e instrumentos prototipo

Instrumentos requeridos

1. Tanque de 25 litros con manómetro incorporado
2. Prototipo del compresor
3. Cronómetro
4. Fuente de poder de voltaje variable
5. Manguera de conexión
6. Anemómetro
7. Tacómetro láser

procedimiento experimental

1. **Instalación del sistema:** Se instala el sistema de prueba acoplando las mangueras al compresor con acoples tipo “T” para tener una única entrada y salida de aire. La descarga del compresor se conecta al tanque de 25 litros, y en la línea de succión se coloca el anemómetro para medir la velocidad del flujo. Finalmente, el motor se conecta a la fuente de poder ajustada al voltaje requerido.
2. **Registro de datos:** Durante el proceso de llenado del tanque, se realiza la adquisición de los siguientes datos cada 15 segundos:
 - **Velocidad de rotación del motor (RPM):** medida con el tacómetro láser.
 - **Potencia consumida:** proporcionada por la fuente de poder.
 - **Presión en el tanque:** obtenida mediante el manómetro incorporado.
 - **Velocidad del aire en la entrada del compresor:** medida con el anemómetro.
3. **Análisis y representación de los resultados:** Con los datos recolectados, se elaboran las siguientes gráficas para evaluar el comportamiento del prototipo:
 - Presión en el tanque vs. tiempo.
 - Potencia consumida vs. tiempo.
 - RPM del motor vs. tiempo.
 - Velocidad del aire en la succión vs. tiempo (para posteriormente estimar el flujo másico de entrada al compresor).

Estas representaciones gráficas permiten analizar el desempeño del prototipo bajo las condiciones establecidas, facilitando la comparación con los compresores comerciales evaluados previamente.

3.4. Cálculos económicos

El análisis económico tiene como finalidad estimar el costo de producción del prototipo funcional del compresor portátil desarrollado en el proyecto, considerando su manufactura en China. Se parte exclusivamente de los datos técnicos reales del prototipo, incluyendo masa, volumen y tipo de fabricación propuesto para cada componente. La metodología sigue las siguientes etapas:

- **Caracterización física de cada componente:** Cada pieza del prototipo se caracteriza por su masa, volumen y función mecánica, lo que permite determinar los requerimientos materiales, elegir los procesos de manufactura adecuados y estimar el costo por componente.
- **Asignación del proceso de manufactura viable:** A cada componente se le asigna un proceso de manufactura viable según su geometría, función y material: la carcasa se asocia a moldeo por inyección, y los engranajes, biela y ejes a maquinado CNC, según criterios técnicos de producción en serie [24].
- **Cálculo del costo de fabricación por componente:** Se consulta el precio unitario en plataformas como Alibaba, Xometry y RapidDirect, considerando volumen, cantidad y tipo de proceso. Para moldeo por inyección, se incluye el costo del molde, y para CNC, los tiempos de ciclo y la complejidad. Los precios se registran con su fuente.

los tiempos de corte t_c se pueden calcular usando la siguiente ecuación

$$t_c = \frac{L}{f \cdot n} \quad (3.62)$$

Donde:

- L es la longitud de corte (mm).
- f es el avance por revolución (mm/rev).
- n es la velocidad de rotación (rev/min).

El costo de un molde para inyección de plástico varía significativamente según factores como el volumen de producción, la complejidad del diseño, el material del molde y el número de cavidades. A continuación, se presentan estimaciones generales basadas en diferentes escenarios:

Tabla 3.4: Rango de precios para moldes de inyección de producción en China.

Tipo de producción	Rango estimado de precio del molde (USD)	Características principales
Prototipos o bajo volumen	500–5,000	Moldes simples, a menudo de aluminio, adecuados para producciones de hasta 10,000 piezas.
Volumen medio	5,000–20,000	Moldes de acero preendurecido (como P20), con mayor durabilidad y precisión.
Producción en masa	20,000–100,000+	Moldes de acero endurecido, diseñados para millones de ciclos y alta precisión.

El tiempo de ciclo en el moldeo por inyección varía según el diseño, la geometría, la capacidad de la máquina y el enfriamiento, afectando las etapas de llenado, compactación, enfriamiento y expulsión. Para piezas pequeñas o medianas, los tiempos varían entre 30 y 90 segundos [25].

El costo de inyección por ciclo de un minuto, incluyendo energía, operación y mano de obra, es de aproximadamente 0.20 USD por unidad. El costo promedio de mecanizado CNC en China es de unos 20 USD por hora [26].

- **Análisis de escalabilidad por número de unidades** Una vez determinados los costos de materia prima, inyección y manufactura por CNC, junto con los tiempos de producción de cada método, se calculan los costos para diferentes lotes de producción, considerando lotes de 1, 5, 10, 100 y 500 unidades.

En los casos de inyección, el costo del molde se amortiza entre el número de unidades producidas, lo que reduce significativamente el costo unitario a medida que aumenta el volumen de producción. Además, es importante

considerar el efecto de la curva de aprendizaje, descrita por Wright (1936) [27] y Yelle (1979) [28], que indica que el costo unitario disminuye conforme se incrementa la producción acumulada, según la siguiente relación:

$$C_n = C_1 \cdot n^b \quad (3.63)$$

Donde:

- C_n = Costo unitario después de producir n unidades.
- C_1 = Costo de la primera unidad.
- n = Número de unidades producidas.
- b = exponente de aprendizaje varia entre (-0.1 y -0.3).

Donde el exponente de aprendizaje se expresa de la siguiente manera

$$b = \frac{\log(\text{Tasa de aprendizaje})}{\log(2)} \quad (3.64)$$

Donde la tasa de aprendizaje típica es del 85 %, lo que implica que cada vez que se duplica el número de unidades producidas, el costo unitario de fabricación se reduce al 85 % del costo anterior[27].

- **Costos indirectos** Una vez calculados los costos directos de producción, es fundamental considerar los costos indirectos, que incluyen aquellos gastos no directamente atribuibles a la fabricación de cada componente, pero que son esenciales para el funcionamiento eficiente del proceso productivo.
 1. **consumo de electrico** Durante el ensamblaje y las pruebas, se estima, según la International Energy Agency (IEA), un consumo energético de 0.1 kWh por unidad. Considerando un costo promedio de electricidad industrial en China de 0.10 USD/kWh, el costo de energía por unidad es de 0.01 USD. Este valor es constante y se aplica uniformemente a todos los volúmenes de producción [29].
 2. **Herramientas y utillaje** Incluye herramientas de ensamblaje manual, bancos de prueba, soportes y otros equipos, que representan una inversión inicial fija. Este costo se distribuye entre el número total de unidades producidas, afectando directamente el costo final por unidad[30].
 3. **Costo transporte internacional** Este costo corresponde al envío de las unidades producidas desde China a Colombia, considerando un trayecto marítimo-terrestre desde Shenzhen hasta Bogotá. El costo base es de 120 USD por envío, más 1.00 USD por kilogramo de producto, el cual se distribuye entre las unidades del lote para determinar su impacto en el precio final [31].
 4. **Arancel** Se consideran los tributos aduaneros colombianos vigentes. La tasa para esta categoría de producto suele ser del 5 % sobre el valor del CIF (Cost, Insurance, and Freight), que incluye el costo del producto, el seguro y el flete. El cálculo del CIF se expresa de la siguiente manera

$$CIF = \text{Precio FOB} + \text{costo de envio} + \text{seguro} \quad (3.65)$$

Donde:

- **FOB (Free On Board):** Precio del producto en el puerto de origen.
- **Costo de envío:** es el costo de transporte internacional ya antes mencionado.
- **Seguro:** Aproximadamente 0.5 % a 2 % del valor FOB (estimado en 1 % para este caso).

Así mismo, se incluye el Impuesto al Valor Agregado IVA, que corresponde al 19 % del CIF [32]. Además, se consideran los gastos de nacionalización, que incluyen costos de inspección, manejo portuario, almacenamiento y otros servicios logísticos, estimados en un 1 % del CIF [33].

- **Representación y análisis gráfico** Se elaboran tablas y gráficos que muestran cómo varía el costo unitario del compresor con el número de unidades, analizando la tendencia de costos para decisiones de producción futura.

4. Resultados

4.1. Trabajo y potencia

De acuerdo con la ecuación de trabajo (3.9) y la ecuación de potencia (3.18), es posible determinar el trabajo total consumido por el compresor para comprimir una masa de aire P_1 , desde una presión atmosférica hasta una presión P_2 . Se utiliza la presión manométrica (psia).

Por lo tanto, la expresión del trabajo está en términos de la presión inicial P_1 , del volumen del aire inicial a presión atmosférica, así como de la presión máxima P_2 y la relación de calores específicos k , por lo que se tiene:

- $P_1 = 14.7 \text{ (psia)} = 101356 \text{ (Pa)}$
- $P_2 = 64.7 \text{ (psia)} = 446090 \text{ (Pa)}$
- $k = 1.4$

Calculo del volumen del tanque o llanta V_2

Por lo tanto, se toma como referencia el volumen de una llanta de especificación 80/90 R12. Al calcular el volumen de esta llanta, se obtiene el valor correspondiente a V_2 . Esta referencia de llanta indica las siguientes características relacionadas con ella.

- **80:** Ancho de la llanta en milímetros (80 mm = 0.08 m).
- **90:** Relación de aspecto (altura del perfil es del 90 % del ancho: $0.08 \times 0.9 = 0.072 \text{ m}$)
- **R12:** Diámetro del rin (12 in = 0.305 m).

Con base en estas características, se calcula el volumen de la llanta, que corresponde al mismo volumen de aire que contiene. Esta referencia de volumen se utiliza para realizar los cálculos de trabajo y potencia requeridos. Para ello, se aproxima el volumen de la llanta al volumen de un toroide, obteniendo el siguiente valor tras realizar los cálculos.

- $V_2 = 0.023 \text{ m}^3 = 23 \text{ litros}$

Es posible calcular el trabajo realizado W por el compresor utilizando la ecuación 3.9. Sustituyendo las variables correspondientes, se obtiene el valor del trabajo realizado.

$$W = 0,0785(1005 * 298,15 - 718 * 455,22) = 2136 \text{ (J)} \quad (4.1)$$

Por lo tanto, el trabajo requerido por el compresor es de 2136 julios para comprimir un volumen de aire V_1 a presión atmosférica hasta un volumen V_2 a una presión máxima de 64.7 psia (50 psig), lo que equivale a 446090 pascals.

Asimismo, es posible calcular la **potencia** teórica requerida por el compresor de doble efecto utilizando la ecuación 3.18.

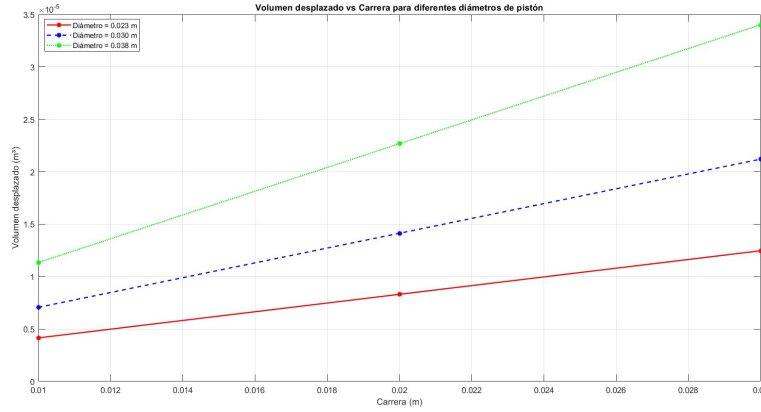
Inicialmente, se calcula el volumen desplazado V_d ecuación 3.20. Para ello, se considerarán varios diámetros de pistón y carreras C_p , con el fin de seleccionar los más adecuados. Asimismo, se elegirá un diámetro de eje para el acople entre el pistón y la biela.

Por lo tanto, se eligen diámetros y carreras del pistón de manera tentativa, las cuales son las siguientes:

Tabla 4.1: Diámetros de pistón y carreras.

Diámetro pistón (mm)	Carrera (mm)
23	10
30	20
38	30

Por lo tanto, se dejará fijo un diámetro de pistón y se calculará el volumen desplazado para cada carrera utilizando la ecuación 3.19.

**Figura 4.1:** Volumen desplazado V_d en función diámetros y carreras del pistón.

En la figura 4.1 se visualizan los volúmenes desplazados por el compresor para diferentes diámetros y carreras. Cada línea representa un diámetro de pistón evaluado en tres carreras distintas.

Tabla 4.2: Valores obtenidos para el volumen desplazado del compresor.

Diámetro pistón (m)	Carrera (m)	Volumen desplazado V_d (10^{-5} m^3)
0.023	0.010	0.42
	0.020	0.83
	0.030	1.25
0.030	0.010	0.71
	0.020	1.41
	0.030	2.12
0.038	0.010	1.13
	0.020	2.27
	0.030	3.40

En la Tabla 4.2 se presentan los valores detallados mostrados en la Figura 4.1, los cuales permiten seleccionar tanto la carrera como el diámetro del pistón. El objetivo es que el compresor sea lo más compacto posible, pero sin reducir demasiado su tamaño, ya que se requiere maximizar el volumen desplazado para minimizar el tiempo necesario para llenar la llanta. Por esta razón, se selecciona un diámetro del pistón de 30 milímetros (0.030 metros) y una carrera de 20 milímetros (0.020 metros).

En resumen, los valores seleccionados son:

- Diámetro del pistón (d_p): 30 mm = 0.030 m
- Carrera (C_p): 20 mm = 0.020 m

La tabla 4.2 muestra los valores del volumen desplazado para un compresor de simple efecto. Sin embargo, el compresor seleccionado es de doble efecto, lo que implica que el volumen desplazado es casi el doble. Este aumento

no es exacto, ya que el eje del compresor ocupa un espacio en el cilindro, reduciendo ligeramente el volumen útil. Por lo tanto, es necesario calcular el volumen desplazado específico para el compresor de doble efecto V_{dt} , como se detalla a continuación.

Con los valores seleccionados para el diámetro y la carrera del pistón, se puede calcular el volumen desplazado utilizando la ecuación 3.20. Dado que el compresor es de doble efecto, se debe considerar el diámetro del eje, ya que este reduce el volumen de compresión en el lado correspondiente. Se selecciona un eje de 5 mm de diámetro para acoplar la biela y el pistón. Con estos datos, se determina el volumen desplazado total por el compresor de doble efecto.

Así, el volumen desplazado para un compresor de doble efecto, según la ecuación 3.20, se expresa en función del radio del pistón r_p , la carrera del pistón C_p , el radio del eje r_e y la suma de la carrera del pistón y el diámetro de los orificios de succión y descarga del aire (L).

$$V_{dt} = 2\pi (0,015)^2 0,020 - \pi (0,0025)^2 0,022 = 2,78 \times 10^{-5} m^3 \quad (4.2)$$

Conociendo el volumen desplazado del compresor de doble efecto, es necesario determinar su eficiencia volumétrica η_v , la cual se puede calcular de la siguiente manera:

$$\eta_v = CL + 1 - CL \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (4.3)$$

Dado que se desconoce el porcentaje del claro o espacio nocivo, se procede a calcularlo utilizando la ecuación 3.17, el cual depende del volumen desplazado V_{dt} , ya calculado, y del volumen del espacio nocivo V_c , que aún se desconoce. Para determinar este último, se selecciona un diámetro para los orificios de descarga y succión de aire, procurando que sea lo más pequeño posible. Se elige un diámetro de 2 mm, con el cual se calcula dicho volumen considerando el diámetro del pistón y la longitud correspondiente a este diámetro del agujero.

$$V_c = 2 \frac{\pi}{4} (0,030)^2 0,002 = 2,82 \times 10^{-6} m^3 \quad (4.4)$$

Una vez conocido el volumen del espacio nocivo o claro, se procede a calcular el porcentaje del claro CL con la ecuación 3.17.

$$CL = \frac{2,82 \times 10^{-6} m^3}{2,78 \times 10^{-5} m^3} \times 100 = 10 \% \quad (4.5)$$

Por lo tanto, el porcentaje de espacio nocivo o claro es del 10 %. En consecuencia, se puede calcular la eficiencia volumétrica utilizando la ecuación 4.3.

$$\eta_v = 0,10 + 1 - 0,10 \left(\frac{446090}{101345} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,81 \quad (4.6)$$

Por lo tanto, la eficiencia volumétrica es del 81 %, lo cual se considera alta y favorable para garantizar un funcionamiento eficiente. Esto significa que el compresor logra comprimir el 81 % del volumen teórico de aire desplazado.

Con el volumen desplazado y la eficiencia volumétrica ya calculados, se puede determinar el caudal de entrada Q del compresor. Este depende de las dos variables mencionadas anteriormente, así como del número de revoluciones por minuto N . Por lo tanto, se realizará una iteración considerando tres diferentes valores de revoluciones.

Las tres velocidades a evaluar son:

- 1000 RPM
- 2000 RPM
- 3000 RPM

Por lo tanto, el caudal se calcula para los valores de rpm previamente indicados, como se muestra a continuación, utilizando un valor de 1000 rpm.

$$Q = 2,78 \times 10^{-5} m^3 \left(\frac{1000}{60} \right) 0,81 = 3,98 \times 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (4.7)$$

En la Tabla 4.3 se presentan los caudales de entrada correspondientes a cada valor de RPM. Se observa claramente que, a mayor número de revoluciones por minuto (RPM), el flujo de entrada por segundo aumenta. Este incremento en el caudal resulta beneficioso, ya que permite realizar el trabajo en un menor tiempo, optimizando la eficiencia del sistema y reduciendo los tiempos operativos necesarios para alcanzar los objetivos deseados.

Tabla 4.3: Relación entre RPM y caudal, expresado en ($10^{-4} m^3/s$).

RPM	Caudal Q ($10^{-4} m^3/s$)
1000	3.75
2000	7.50
1600	11.2

Con todos los datos disponibles, se procede al cálculo de la potencia requerida en función de las RPM. Este cálculo se realiza utilizando la ecuación previamente presentada, identificada como la ecuación 3.18. A continuación, se muestran las gráficas de potencia de las revoluciones por minuto, las cuales permiten visualizar el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones operativas.

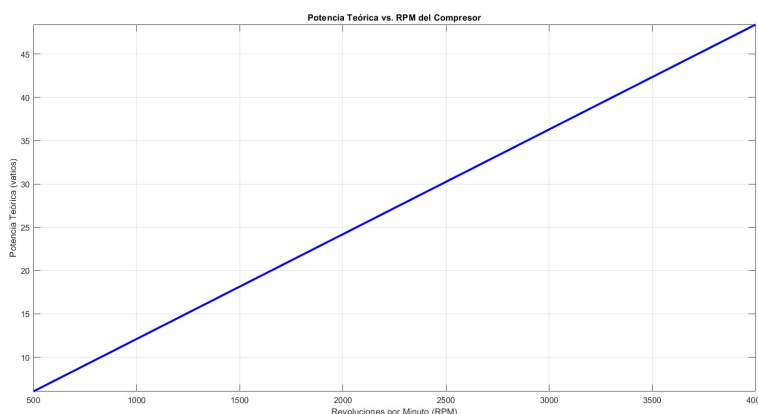


Figura 4.2: Evolución de la potencia del compresor con el tiempo para diferentes RPM.

En la figura 4.2 se evidencian las curvas de potencia en función cada valor de RPM. Se observa que, a medida que aumenta el número de RPM, la potencia también incrementa. Esto es de esperarse, ya que un mayor número de revoluciones implica una mayor entrada de aire al compresor. Dado que se requiere que el consumo de potencia se mantenga por debajo de 50 vatios, se concluye que el compresor debe operar dentro de un rango de RPM entre 4000.

4.2. Motor

Con lo que ya se sabe sobre el número de RPM requeridas, así como la potencia del motor, las cuales son las siguientes, a partir de ahí se parte para la elección del motor. Requerimientos para el motor:

- RPM: menores a 4000.
- Potencia: 50 vatios.

De acuerdo con la Tabla 3.1, donde se evidencian los criterios, además de los requerimientos de potencia y RPM a tener en cuenta, se debe analizar la eficiencia, el voltaje de operación, el costo y la disponibilidad al momento de

seleccionar el motor. Por lo tanto, teniendo en cuenta estos criterios, se elige el siguiente motor con las siguientes características.



Figura 4.3: Motor DC 775 Eje 5mm Alta Potencia 12V-24V CNC 3018. Tomada de [34].

En la Tabla 4.4 se evidencian las características del motor seleccionado, donde se observa que la potencia es de 52 vatios (W), lo cual es casi la potencia máxima requerida. Sin embargo, también se observa que las RPM son aproximadamente las requeridas pero ya que es ideal se debe tener en cuenta la fricción por lo que se debe aumentar el torque, por lo que se realizará una reducción de velocidad mediante engranajes, lo que permitirá reducir la velocidad y aumentar el torque. Además, se muestra el voltaje nominal y la corriente de parada de 3.25 A, así como el precio del motor, el cual es el más económico encontrado en el mercado con estas especificaciones. La disponibilidad del producto es para entrega inmediata. El rango de voltaje es adecuado para la fuente con la que se cuenta, la cual tiene especificaciones de 0-30 voltios y 0-10 amperios. Aunque en las características no se evidencia la eficiencia, se puede observar en una tabla 4.4 proporcionada por el proveedor del motor, la cual se mostrará a continuación.

Tabla 4.4: Características del motor seleccionado.

Características	Valor
Voltaje nominal	12 V
Rango de voltaje	12-24 V
Potencia máxima	52 W
RPM	5100
Corriente de parada	3.25 A
Corriente sin carga	0.27 A
Peso del motor	350 g
Precio	\$60,000 COP
Disponibilidad	Entrega inmediata

En la Figura 4.4 se muestra la gráfica del motor para diferentes condiciones de carga. Se observa que el motor tiene un pico de eficiencia entre 3600 y 4800 RPM, donde su eficiencia alcanza el 72 %. La potencia máxima se alcanza cerca de 3600 RPM con 52 W. Lo anterior evidencia que es importante disminuir la velocidad y aumentar el torque mediante una relación de engranajes piñón-corona, lo cual se llevará a cabo más adelante.

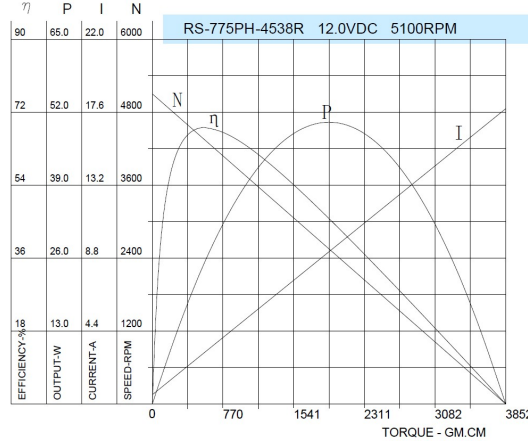


Figura 4.4: Curva de torque. Tomada de [34].

4.3. Engranaje

Una vez seleccionado el motor, se puede elegir una relación de engranajes que aumente el torque, optando por la relación más grande posible, teniendo en cuenta que el motor tiene una velocidad máxima de 5100 RPM. Si se aplica una relación de engranajes de 3, la velocidad se reduce a 1700 RPM, lo cual está por debajo de la potencia máxima por lo que se tardará más el compresor en realizar la compresión, pero es importante que cuente con un torque mayor. Dado que la velocidad puede ser controlada disminuyendo el voltaje o la corriente, se elige una relación de engranajes de 3.

Por lo tanto, se parte de la relación de engranajes, el módulo y el número de dientes del piñón:

- Número de dientes del piñón Z_1 : 20
- Módulo: 0,5
- Relación de engranajes: 3

Por lo tanto, utilizando la ecuación 2.7 y despejando el número de dientes de la corona Z_2 , se obtiene su valor.

$$Z_2 = 3 \times 20 = 60 \quad (4.8)$$

Una vez conocidos el número de dientes tanto de la corona como del piñón, se pueden conocer los valores de los diámetros primitivos (d) de tanto piñón como de corona con la expresión del módulo 3.22

- Diámetro primitivo del piñón (d) : $10 \text{ mm} = 10 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Diámetro externo corona (d) : $30 \text{ mm} = 30 \times 10^{-3} \text{ m}$

De acuerdo con los diámetros primitivos d_p , y utilizando la expresión 2.8, se obtiene la distancia entre los centros de los engranajes (a).

$$a = \frac{10 + 30}{2} = 20 \text{ mm} \quad (4.9)$$

Por lo que ya se conocen tanto el módulo, número de dientes de ambos engranajes como también la relación de engranajes.

Tabla 4.5: Parámetros de diseño del piñón y la corona.

Parámetro	Piñón	Corona
Diámetro primitivo d (mm)	10	30
Número de dientes Z	20	60
Ángulo de presión ($^{\circ}$)	20	20
Paso circular P_c (mm)	1.57	1.57
Cabeza de diente A (mm)	0.5	0.5
Espesor de diente S (mm)	0.746	0.746
Pie de diente P_d (mm)	0.625	0.625
Ángulo de espesor AS ($^{\circ}$)	8.548	2.849

En la tabla 4.5 se muestran los parámetros obtenidos para el piñón y la corona, los cuales son necesarios tanto para el mecanizado como para la creación del modelo en CAD.

4.4. Mecanismo manivela-corredera

Ahora es crucial que el mecanismo que generará el movimiento al pistón, el cual es de tipo manivela-corredera, convierta el movimiento circular en un movimiento lineal para el pistón. Por lo tanto, se asignan valores a cada uno de los 4 eslabones, como se muestra en la figura 3.3.

Con la expresión 3.30, se calculan los grados de libertad (GDL) del mecanismo, donde en la figura aparecen tanto el número de eslabones como el de juntas, los cuales son los siguientes:

- $n = 4$: bancada, manivela, biela y pistón.
- J_1 : 3 juntas revolutas (eslabones 1 y 2, 2 y 3, 3 y 4) y un par prismático entre los eslabones 4 y 1.
- J_2 : No hay juntas con más de dos grados de libertad.

sustituyendo los valores en la ecuación 3.29 se obtiene:

$$GDL = M = 3(4 - 1) - 2(4) - 0 = 1 \quad (4.10)$$

Por lo tanto, los grados de libertad son 1, lo que concluye que es un mecanismo con movilidad.

Se debe realizar la verificación de la condición de Grashof, la cual determina si el mecanismo tiene o no problemas de movilidad de acuerdo con la longitud de sus eslabones. Los eslabones se pueden observar en la figura 3.3 y a continuación se especifica cada uno de ellos:

- **Eslabón 1:** Es la bancada, donde el mecanismo estará fijado.
- **Eslabón 2:** Es la manivela, que actúa como la entrada del movimiento, la cual estará dada por la corona. En este caso, la manivela (corona) será impulsada por el piñón, por lo que la corona rotará 360° .
- **Eslabón 3:** Es la biela, que acopla la corona al pistón (eje del pistón). Su función es transmitir el movimiento entre los eslabones 2 y 4.
- **Eslabón 4:** Es la carrera del pistón.

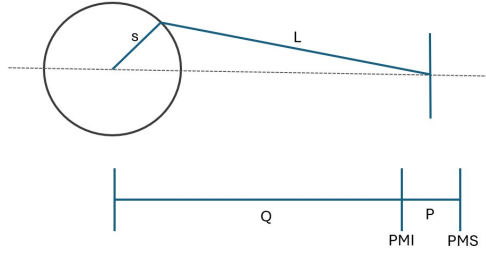


Figura 4.5: Eslabones.

En la figura 4.5 se muestran los eslabones, así como el punto muerto superior (*PMS*) y el punto muerto inferior (*PMI*). A continuación, se presentan los valores para cada eslabón, conociendo ya la carrera del pistón. Se asumen unos valores que serán verificados para cumplir con la ley de Grashof, con el fin de maquinar estas piezas con las dimensiones correspondientes.

Tabla 4.6: Eslabones del mecanismo

Característica	Parámetro	Longitud (mm)
Manivela	S	10
Biela	L	40
Carrera	$P = 2S$	20
Longitud del eslabón 1 en el PMI	$Q = L - S$	30

En la tabla 4.6 se evidencian las longitudes de los eslabones, las cuales serán evaluadas en la ecuación de Grashof 3.30.

$$\begin{aligned} 10 + 40 &\leq 20 + 30 \\ 50 &\leq 50 \end{aligned} \quad (4.11)$$

Se verifica que el mecanismo cumple con la condición de Grashof, lo que confirma que el eslabón más corto en este caso, la manivela es capaz de realizar una rotación completa sin restricciones de movimiento. Este cumplimiento es fundamental para garantizar el funcionamiento continuo y estable del compresor. Las longitudes seleccionadas para los eslabones satisfacen adecuadamente la relación geométrica requerida por dicha condición.

4.4.1. Análisis cinemático

Es fundamental no solo verificar que el mecanismo cumpla con la Ley de Grashof, sino también realizar un análisis cinemático completo del mismo. Este análisis es un paso previo indispensable para determinar posteriormente las fuerzas que actúan sobre los eslabones. Por ello, a continuación se presenta el análisis de posición, velocidad y aceleración del mecanismo.

Este análisis cinemático se realiza utilizando la velocidad angular de la manivela, que corresponde a la corona impulsada por el piñón. Se considera la velocidad promedio de operación, equivalente a 1300 rpm, la cual debe convertirse a radianes por segundo para su uso en los cálculos.

$$1 \text{ rpm} = \frac{1 \text{ revolución}}{1 \text{ minuto}} = \frac{2\pi \text{ radianes}}{1 \text{ minuto}} = \frac{2\pi \text{ radianes}}{60 \text{ segundos}} = \frac{\pi}{30} \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (4.12)$$

Resolviendo la ecuación 4.12, se obtiene la velocidad angular expresada en radianes por segundo.

$$1300 \text{ rpm} = 1300 \cdot \frac{\pi}{30} \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 136,136 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (4.13)$$

4.4.1.1. Análisis de posición

En la figura 4.6 se visualiza en color rojo la manivela, que corresponde a la corona, y en color verde la biela. El punto azul representa el pistón. El código desarrollado en MATLAB muestra la animación del mecanismo en función del ángulo θ_2 , almacenando las posiciones en el sistema coordenado de los puntos B y C, que son respectivamente las uniones entre manivela-biela y biela-pistón. Dicho código se incluye en los anexos del documento.

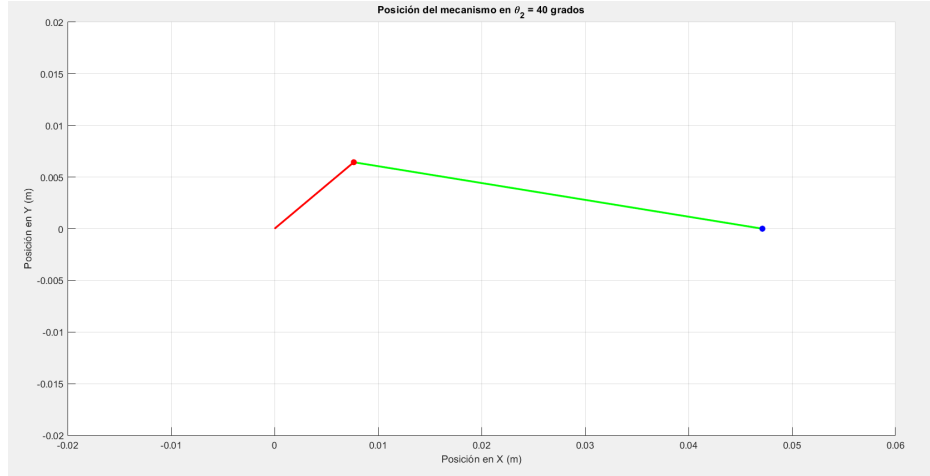


Figura 4.6: Análisis de posición animación.

En la figura 4.7 se muestran las posiciones de los puntos B y C. Se observa que estos puntos se desplazan dentro de un rango de 0.01 m (10 mm), que corresponde a la longitud de la manivela. Dado que se requiere una carrera de 0.02 m (20 mm), esta distancia corresponde al desplazamiento del punto C, que mueve al pistón. Este desplazamiento constituye la carrera de compresión del compresor. Asimismo, se observa que el movimiento ocurre únicamente en dirección horizontal (componente en X), siendo nula la componente vertical (en Y) en todo momento, lo que indica un movimiento puramente lineal. Esto se realizó utilizando las expresiones del lazo vectorial presentadas en la ecuación 3.31, las cuales fueron representadas mediante números complejos. A partir de estas expresiones se obtuvieron las fórmulas para calcular el ángulo θ_3 (ecuación 3.32) y la distancia C (ecuación 3.33), siendo esta última la magnitud del vector r_1 .

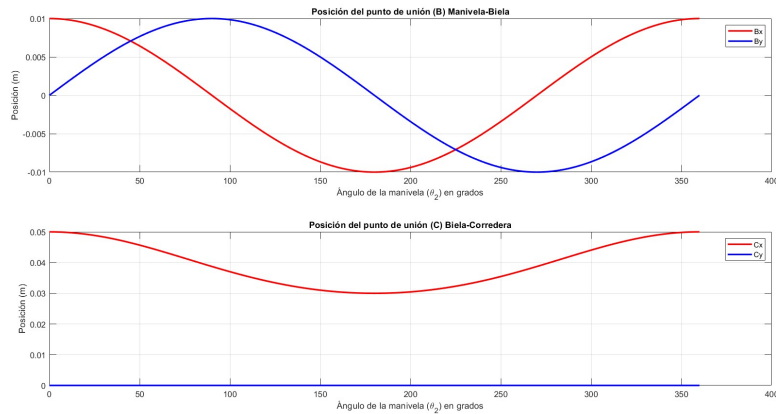


Figura 4.7: Análisis de posición.

4.4.1.2. Análisis de velocidad

En la figura 4.8 se muestra la velocidad del punto C, correspondiente a la unión entre la biela y el pistón, graficada en función del ángulo θ_2 . Este análisis se realizó utilizando las expresiones correspondientes a la cinemática de

cuerpos rígidos, aplicando específicamente la ecuación 3.35.

Se observa que cuando $\theta_2 = 77^\circ$, la velocidad del punto C alcanza su valor máximo, correspondiente a 1,4 m/s. En contraste, cuando $\theta_2 = 180^\circ$, la velocidad se reduce a cero, ya que el pistón ha llegado al extremo de su carrera y se encuentra en el instante de inversión de movimiento. Adicionalmente, en la misma figura se representa la variación de la velocidad angular de la biela a lo largo del ciclo.

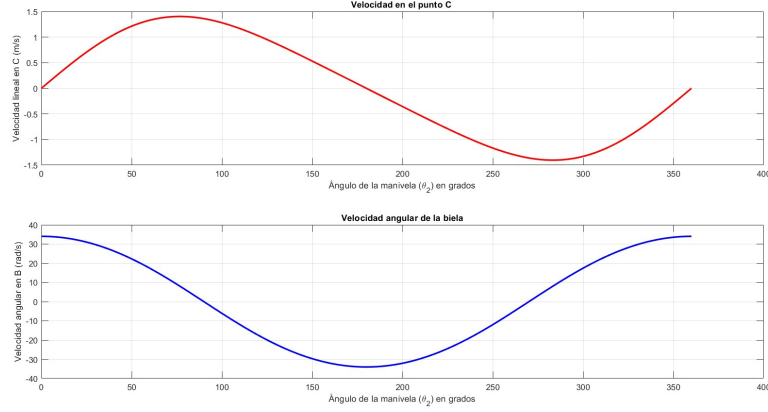


Figura 4.8: Velocidad en el punto C y velocidad angular de la biela.

En la figura 4.9 se presenta la gráfica de la velocidad del punto B , la cual se mantiene constante a lo largo del ciclo. Esta condición se debe a que la velocidad angular ω_2 del eslabón impulsor se considera constante, lo que implica que la magnitud de la velocidad del punto B para cada valor del ángulo θ_2 es de 1.361 m/s.

La velocidad del punto B se calcula utilizando la expresión 3.34, la cual fue implementada mediante un código en MATLAB. El código correspondiente se incluye en los anexos del documento.

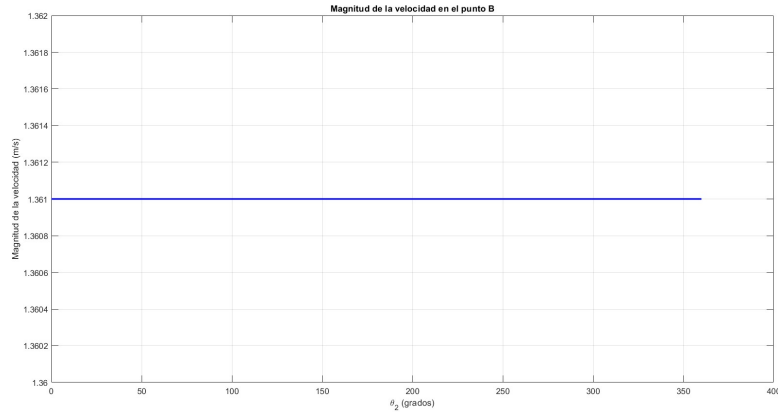


Figura 4.9: Velocidad en el punto B.

4.4.1.3. Análisis de aceleraciones

En la figura 4.10 se muestra la aceleración del punto C , correspondiente a la unión entre la biela y el pistón, así como la aceleración angular de la biela, ambas en función del ángulo θ_2 , que constituye el parámetro de entrada del sistema. Este análisis se llevó a cabo utilizando las expresiones obtenidas para la aceleración de un punto en un cuerpo rígido, en particular la ecuación 3.39.

En la gráfica de aceleración del punto C se observa un valor máximo cuando $\theta_2 = 180^\circ$. Este punto es de especial interés, ya que las fuerzas transmitidas a través de los eslabones alcanzan sus valores máximos en esta condición.

Por tanto, resulta crítico realizar un análisis de fuerzas en dicha configuración con el fin de determinar los esfuerzos mecánicos actuantes sobre los elementos del mecanismo.

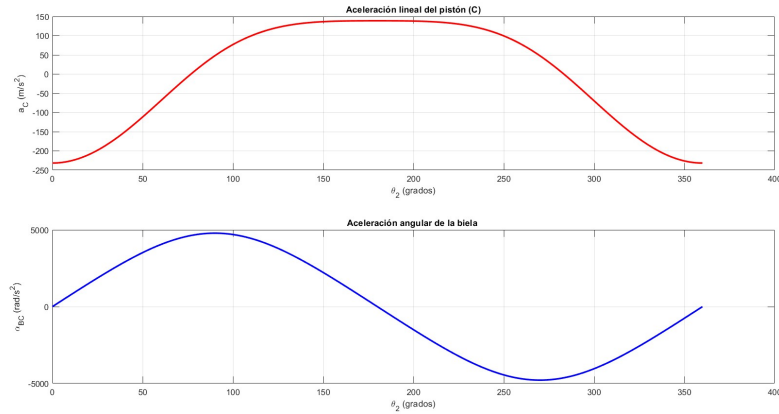


Figura 4.10: Aceleración en el punto C y aceleración angular.

En la figura 4.11 se muestra la aceleración del punto B, la cual resulta ser constante, al igual que la velocidad en dicho punto. Esto se debe a que la aceleración angular es constante, con un valor de 136.1 rad/s. Como resultado, la aceleración en el punto B es de 185.314 m/s².

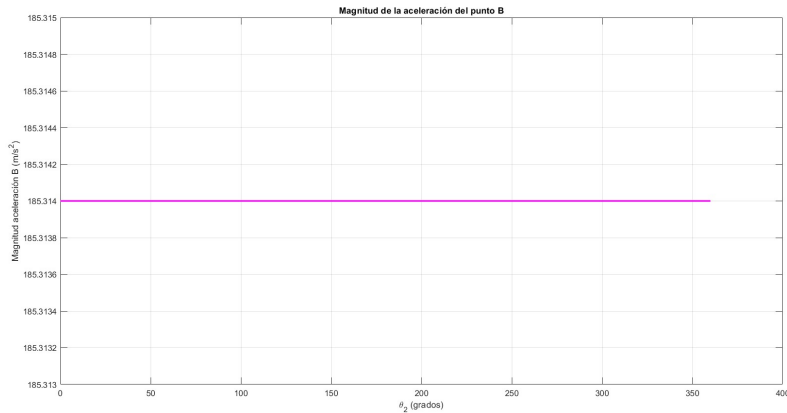


Figura 4.11: Aceleración en el punto B.

4.4.2. Análisis de fuerzas dinámicas

El análisis de las fuerzas dinámicas en los eslabones se centró en las zonas donde las aceleraciones en los puntos de unión B y C son máximas. Según la figura 4.10, en el punto C la aceleración alcanza su valor máximo cuando $\theta_2 = 180$, mientras que en el punto B la aceleración permanece constante. Por lo tanto, esta condición se empleó para determinar las fuerzas máximas en los eslabones.

Las expresiones para calcular estas fuerzas se presentaron en la sección de Metodología (3.1.5.1). A partir del equilibrio de fuerzas y momentos en cada eslabón, se formularon ocho ecuaciones con ocho incógnitas. Para $\theta_2 = 180$, la resolución del sistema mediante una matriz permitió obtener los siguientes resultados:

Tabla 4.7: Fuerzas y momento en los puntos del mecanismo biela-corredera para $\theta_2 = 180^\circ$.

Punto	Componente	Valor [N]
A	A_x	2.50
	A_y	0.00
B	B_x	-2.19
	B_y	0.00
C	C_x	1.37
	C_y	0.00
R	R_x	0.00
	R_y	0.00
Momento M [N·m]		0.00

En ese instante, las fuerzas alcanzan su valor máximo debido a que la aceleración es máxima en el punto (C). En esta posición, la manivela y la biela se encuentran alineadas, lo que indica que el sistema está ubicado en el punto muerto inferior (PMI). Por esta razón, las fuerzas en los puntos del mecanismo solo presentan componente en la dirección (x), mientras que el momento es igual a cero, ya que la línea de acción de las fuerzas pasa directamente por el eje de rotación. Esto implica que no existe brazo de palanca, dado que el momento se define como el producto de la fuerza por la distancia perpendicular entre la línea de acción de la fuerza y el punto de rotación.

4.5. Modelo CAD

A partir de las dimensiones de la carrera y el diámetro del pistón, y considerando que el compresor es de doble efecto con biela y engranajes, se modelaron tridimensionalmente los componentes del sistema y se elaboraron sus planos técnicos. Estos planos se incluyen en la sección de anexos, mientras que las representaciones gráficas de las piezas se presentan a continuación.

El modelado CAD de este prototipo es fundamental, ya que permite visualizar con precisión la geometría y el ensamblaje de los componentes, facilita la verificación de interferencias y sirve como base para futuras etapas de análisis estructural, simulación mecánica y manufactura.

4.5.1. Carcasa

La carcasa constituye un componente fundamental del sistema, ya que en su interior se alojan tanto el cilindro como el pistón. Está compuesta por un cuerpo principal que alberga estos elementos, además de dos tapas laterales. Asimismo, incorpora los soportes del motor, los cuales proporcionan estabilidad estructural al mecanismo.

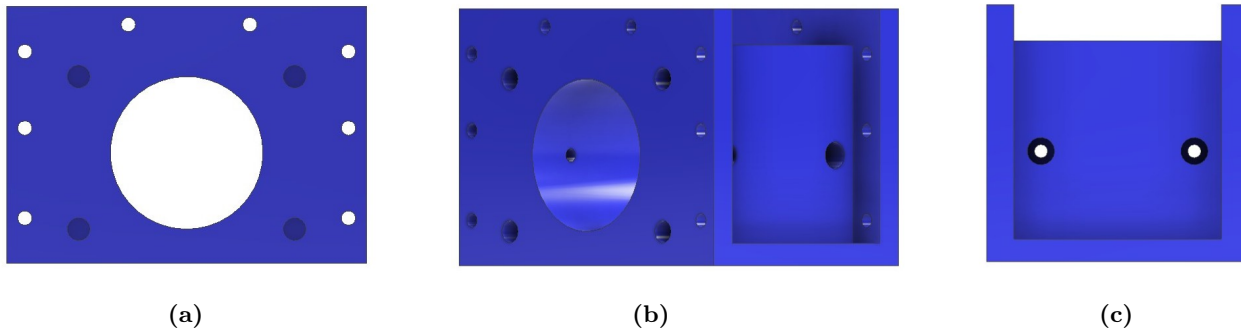


Figura 4.12: Modelo CAD para la carcasa.

En la figura 4.12 se muestra el modelo CAD de la carcasa, donde se alojarán el cilindro y el pistón. Se identifica el área de acople para las tapas laterales, visibles en la figura a), siendo el lado opuesto simétrico. En la figura b) se observan los orificios para las válvulas y los orificios pasantes diseñados para el montaje con tornillos y tuerca.

En la figura c), los orificios pasantes para las válvulas se aprecian con mayor claridad, mostrando su comunicación directa con el alojamiento del cilindro.

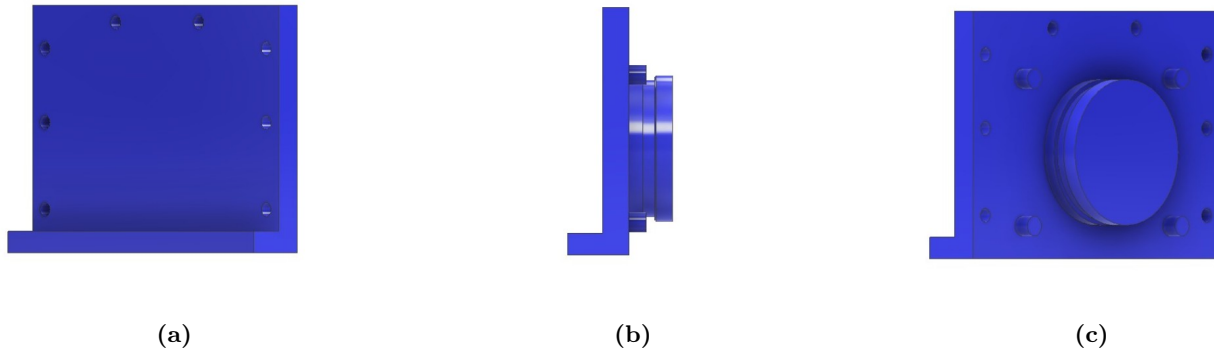


Figura 4.13: Modelo CAD para la carcasa: Tapa 1.

En la figura 4.13 se muestra la tapa número uno del sistema, diseñada para un sellado efectivo y un ensamblaje preciso con la carcasa. Incluye una ranura para un anillo O-ring que previene fugas de aire, y guías de alineación para acoplarse correctamente con la carcasa que aloja el cilindro, pistón y válvulas. También tiene orificios para tornillos de fijación que aseguran la tapa, garantizando estabilidad estructural y estanqueidad.

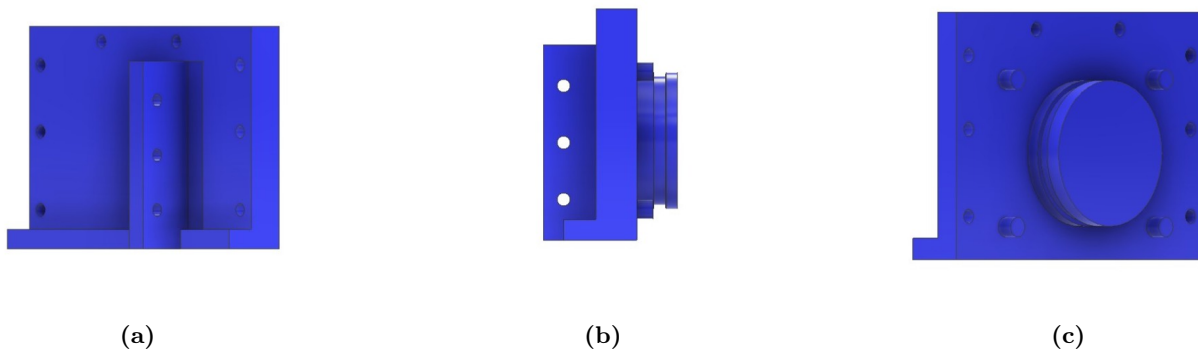


Figura 4.14: Modelo CAD para la carcasa: Tapa 2.

En la figura 4.14 se muestran las vistas de la tapa número dos. La figura a) muestra el área de acoplamiento con la base del motor, fijada con tornillos para transmitir el movimiento al compresor. La figura b) presenta la ranura para el anillo O-ring y las guías de alineación para el acoplamiento con la carcasa. En la figura c) se observa el orificio para el eje, con una ranura para un O-ring que evita el escape de aire, asegurando la estanqueidad.

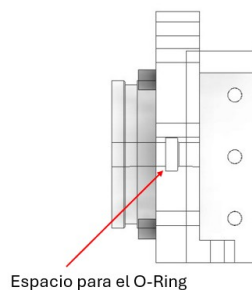


Figura 4.15: Alojamiento de O-Ring:Tapa 2.

En la figura 4.15, representada con estilo visual de solo aristas, se evidencia el espacio destinado al alojamiento del O-ring interno de la tapa número dos, correspondiente al paso del eje del pistón. Este diseño permite garantizar la estanqueidad en la zona de paso del eje, evitando fugas de aire durante el funcionamiento del sistema.

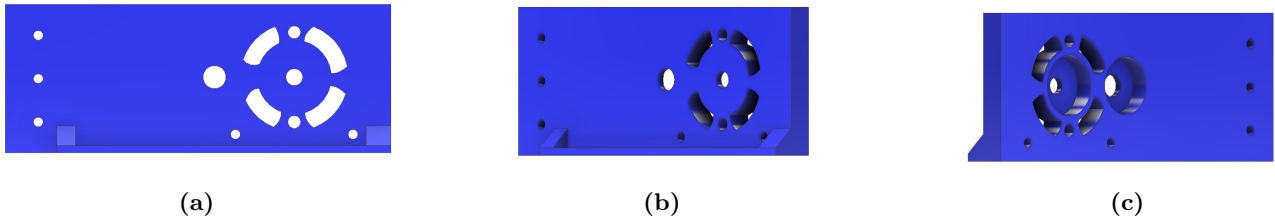


Figura 4.16: Modelo CAD: soporte de motor.

En la Figura 4.16 se muestra el soporte del motor, diseñado para encajar con precisión en la tapa número dos, donde se fija mediante tornillos. Esta pieza incluye aberturas para la entrada de aire al motor, y orificios para su sujeción y el paso del eje de la corona, garantizando una integración funcional y estructural con el sistema.

En la vista c), se observa el alojamiento del rodamiento que transmite el movimiento al eje de la corona, así como dos orificios adicionales para insertar una base de apoyo del motor, lo que contribuye a la estabilidad del conjunto y evita esfuerzos de flexión en las uniones mecánicas.

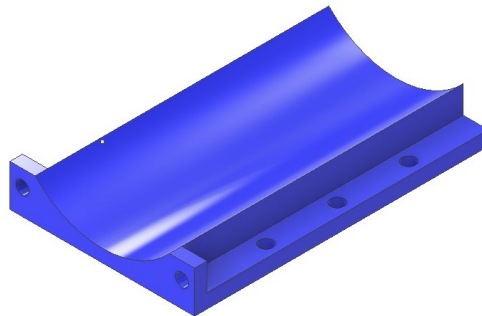


Figura 4.17: Descanso del motor.

En la figura 4.17 se presenta la pieza diseñada para servir como base de apoyo del motor una vez acoplado al soporte principal. Esta componente cumple una función estructural clave, ya que proporciona estabilidad al conjunto y evita que el motor quede en voladizo, lo cual podría generar esfuerzos indeseados en los puntos de fijación y afectar la alineación del sistema.

4.5.2. Cilindro

En la figura 4.18 se presenta el cilindro, el cual se encuentra alojado en el interior de la carcasa y constituye el recinto donde se desplaza el pistón durante el proceso de compresión. Se observan los orificios de entrada y salida de aire, ubicados estratégicamente en los extremos del cilindro con el propósito de optimizar el flujo y minimizar las pérdidas energéticas a lo largo del ciclo de operación.

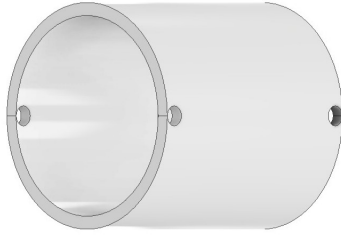


Figura 4.18: Modelo CAD: Cilindro.

4.5.3. Pistón

En la figura 4.19 se muestra el pistón, en cuya superficie se aprecia una ranura destinada al alojamiento de un O-ring, ubicada en la sección media de su longitud total. Esta ranura permite garantizar la estanqueidad durante el desplazamiento dentro del cilindro, evitando fugas de aire entre las cámaras. Asimismo, se observa un orificio roscado, no pasante, diseñado para la inserción del eje que conecta el pistón con la biela, permitiendo la transmisión del movimiento lineal al sistema de biela-manivela.

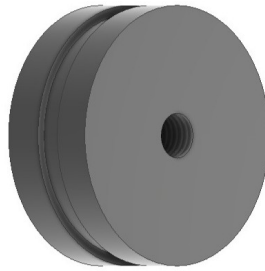


Figura 4.19: Modelo CAD: Pistón.

4.5.4. Engranajes

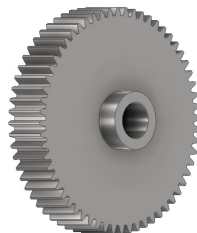


Figura 4.20: Modelo CAD: Corona.

En la figura 4.20 se presenta el modelo CAD de la corona, en el cual se destacan sus principales características geométricas, incluyendo el orificio pasante destinado al alojamiento del eje. Las especificaciones detalladas de este

componente se encuentran en la tabla 4.5.

De manera similar, en la figura 4.21 se muestra el piñón, el cual está diseñado para acoplarse directamente al eje del motor. Las características técnicas completas tanto de la corona como del piñón pueden consultarse en la tabla 4.5, donde se incluyen parámetros relevantes como el número de dientes, módulo, ángulo de presión y dimensiones asociadas.

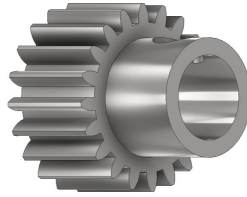


Figura 4.21: Modelo CAD: Piñón.

4.5.5. Mecanismo

En la figura 4.22 se presenta el modelo tridimensional del mecanismo manivela-corredera, responsable de generar el movimiento lineal del pistón. Este sistema transforma el movimiento rotativo continuo proveniente del motor, el cual se transmite inicialmente al piñón, que a su vez engrana con la corona. Esta transmisión permite reducir la velocidad angular y aumentar el torque disponible.

La biela se encuentra acoplada a la corona, y su otro extremo se conecta al eje del pistón, el cual se desplaza linealmente guiado por el cilindro. Este conjunto mecánico asegura una conversión eficiente de energía y un desplazamiento controlado del pistón durante el ciclo de compresión.



(a)



(b)

Figura 4.22: Modelo CAD: Mecanismo.

4.5.6. Ensamblaje

En la figura 4.23 se muestra el compresor completamente ensamblado en el programa Inventor. De izquierda a derecha, se observa la tapa uno (4.13), la cual está sujeta mediante pernos a la carcasa (4.12). En el interior de esta se encuentra el cilindro (4.18), junto con el pistón (4.19). En los orificios laterales se ubican las válvulas de entrada y salida de aire. A continuación, se visualiza la tapa dos (4.14), que está unida al soporte del motor. Se observa también el eje del pistón, el cual está conectado a la biela como parte del mecanismo (4.22), y este a su vez está acoplado al motor, encargado de proporcionar el movimiento.

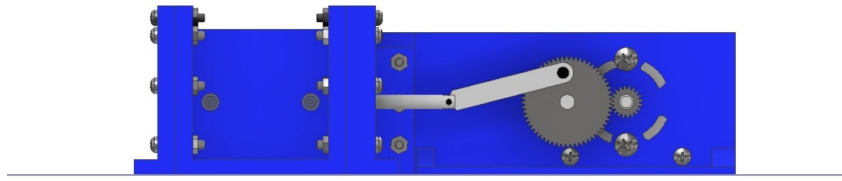


Figura 4.23: Ensamblaje vista frontal.

En la figura 4.24 se presenta la vista superior del compresor, donde se aprecian todas las piezas ensambladas. Se observa el motor y las dos válvulas adicionales; dado que el compresor es de doble efecto, debe contar con cuatro válvulas en total: dos de admisión y dos de descarga. Los orificios visibles sin pernos están destinados a fijar el compresor a una base, con el fin de garantizar su estabilidad durante el funcionamiento.

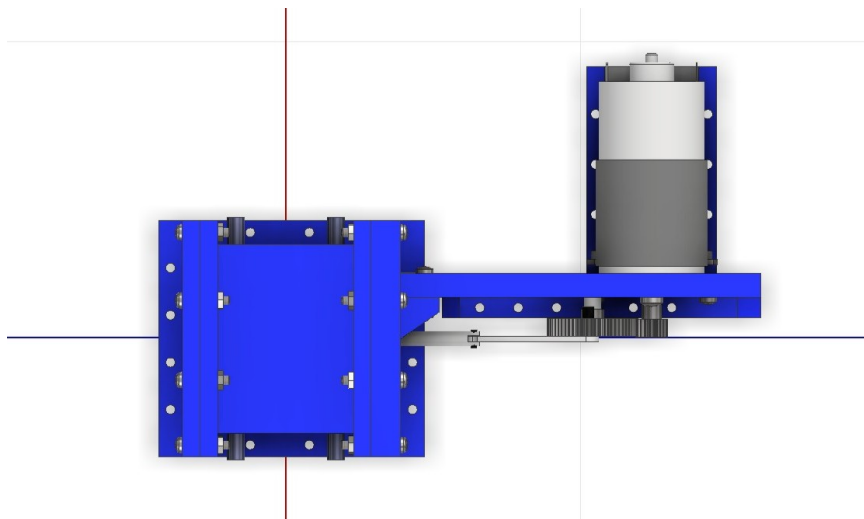


Figura 4.24: Ensamblaje vista superior.

4.6. Principio de funcionamiento

Es importante visualizar el principio de funcionamiento del compresor mediante vistas en modo sombreado con aristas ocultas, ya que permiten observar el interior del sistema y entender la interacción entre sus componentes. En la Figura 4.25, se muestra el pistón moviéndose hacia la izquierda (en verde), con la válvula inferior derecha (en rojo) en succión, permitiendo la entrada de aire, mientras que la válvula superior izquierda expulsa el aire comprimido. Este es el primer ciclo de compresión, alcanzando el punto muerto superior.

En la Figura 4.26, se observa el pistón moviéndose hacia la derecha, en la segunda fase de compresión. La válvula inferior izquierda permite la entrada de aire a presión atmosférica, mientras que la válvula superior derecha expulsa el aire comprimido. El compresor opera bajo el principio de doble efecto, comprimiendo en ambos sentidos del pistón. El sistema tiene dos válvulas de succión y dos de descarga, que impiden la salida de aire comprimido y la entrada de aire no deseado. También se muestra el eje del pistón, acoplado a la biela, que se une excéntricamente a la corona, engranada con el piñón impulsado por el motor, convirtiendo el movimiento rotatorio en desplazamiento lineal alternativo del pistón.

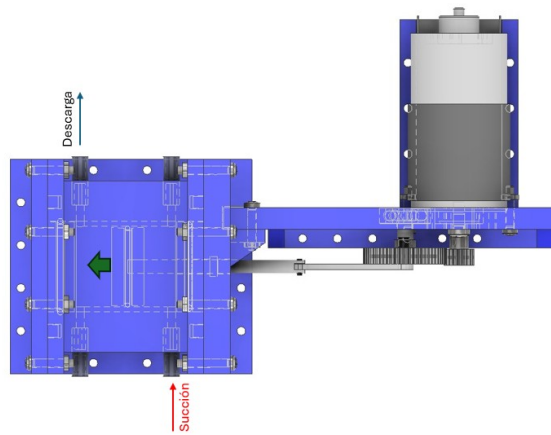


Figura 4.25: Principio de funcionamiento movimiento a la izquierda.

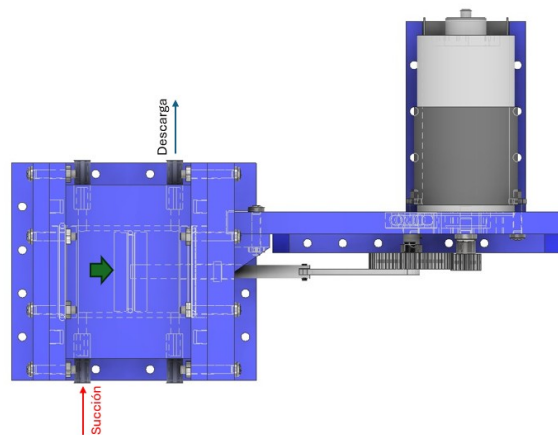


Figura 4.26: Principio de funcionamiento movimiento a la derecha.

4.7. Selección de materiales

Con el diseño detallado del sistema, los planos técnicos y los modelos 3D de cada componente, se procede a la construcción del prototipo. Para asegurar funcionalidad y durabilidad, se seleccionan los materiales adecuados mediante una matriz de decisión multicriterio que compara alternativas según cinco criterios de evaluación, cada uno con un porcentaje de peso relativo. La escala de calificación es: 1 muy bajo, 2 bajo, 3 medio, 4 alto y 5 muy alto.

■ Carcasa

Tabla 4.8: Matriz de selección de material para la carcasa del compresor.

Material	Criterio y peso	Puntaje ponderado
PLA (impresión 3D)	Costo (0.35)	$5 \times 0.35 = 1.75$
	Manufactura (0.25)	$5 \times 0.25 = 1.25$
	Resistencia (0.20)	$2 \times 0.20 = 0.40$
	Disponibilidad (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Peso (0.10)	$4 \times 0.10 = 0.40$
	Total	4.30
Acero al carbono 1020	Costo (0.35)	$3 \times 0.35 = 0.35$
	Manufactura (0.25)	$2 \times 0.25 = 0.50$
	Resistencia (0.20)	$5 \times 0.20 = 1.00$
	Disponibilidad (0.10)	$3 \times 0.10 = 0.30$
	Peso (0.10)	$2 \times 0.10 = 0.20$
	Total	3.05
Aluminio 6061	Costo (0.35)	$2 \times 0.35 = 0.70$
	Manufactura (0.25)	$3 \times 0.25 = 0.75$
	Resistencia (0.20)	$4 \times 0.20 = 0.80$
	Disponibilidad (0.10)	$4 \times 0.10 = 0.40$
	Peso (0.10)	$3 \times 0.10 = 0.30$
	Total	2.95

Según la evaluación multicriterio, se selecciona el material PLA para la carcasa del compresor en esta fase de prototipado, debido a su bajo costo, facilidad de manufactura mediante impresión 3D y disponibilidad. Aunque el PLA tiene una resistencia mecánica limitada frente a materiales como aluminio o acero, sus propiedades son suficientes para la verificación funcional del mecanismo, siendo una opción eficiente para evaluar el sistema antes de utilizar materiales más robustos.

■ Cilindro

Tabla 4.9: Matriz de selección de material para el cilindro del compresor.

Material	Criterio y peso	Puntaje ponderado
PVC (tubo)	Costo (0.30)	$5 \times 0.30 = 1.50$
	Resistencia (0.30)	$3 \times 0.30 = 0.90$
	Maquinabilidad (0.15)	$4 \times 0.15 = 0.60$
	Disponibilidad (0.15)	$5 \times 0.15 = 0.75$
	Peso (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Total	4.25
Aluminio 6061	Costo (0.30)	$3 \times 0.30 = 0.90$
	Resistencia (0.30)	$4 \times 0.30 = 1.20$
	Maquinabilidad (0.15)	$5 \times 0.15 = 0.75$
	Disponibilidad (0.15)	$4 \times 0.15 = 0.60$
	Peso (0.10)	$4 \times 0.10 = 0.40$
	Total	3.85
Acero inoxidable 304	Costo (0.30)	$2 \times 0.30 = 0.60$
	Resistencia (0.30)	$5 \times 0.30 = 1.50$
	Maquinabilidad (0.15)	$2 \times 0.15 = 0.30$
	Disponibilidad (0.15)	$4 \times 0.15 = 0.60$
	Peso (0.10)	$2 \times 0.10 = 0.20$
	Total	3.20

Según la matriz multicriterio, el tubo de PVC es la opción más adecuada para el cilindro del compresor en prototipado, por su bajo costo, alta disponibilidad y resistencia suficiente para la presión de operación. Su bajo peso favorece un diseño compacto y transportable, ideal para la validación funcional. El uso de PVC optimiza recursos y tiempos de manufactura sin comprometer el ensayo.

■ Pistón

Tabla 4.10: Matriz de selección de material para el pistón del compresor.

Material	Criterio y peso	Puntaje ponderado
Polipropileno (PP)	Costo (0.30)	$5 \times 0.30 = 1.50$
	Peso (0.25)	$5 \times 0.25 = 1.25$
	Maquinabilidad (0.15)	$4 \times 0.15 = 0.60$
	Resistencia (0.20)	$3 \times 0.20 = 0.60$
	Desgaste/fricción (0.10)	$3 \times 0.10 = 0.30$
	Total	4.25
Aluminio 6061	Costo (0.30)	$2 \times 0.30 = 0.60$
	Peso (0.25)	$4 \times 0.25 = 1.00$
	Maquinabilidad (0.15)	$5 \times 0.15 = 0.75$
	Resistencia (0.20)	$4 \times 0.20 = 0.80$
	Desgaste/fricción (0.10)	$4 \times 0.10 = 0.40$
	Total	3.55
Acero al carbono 1020	Costo (0.30)	$3 \times 0.30 = 0.90$
	Peso (0.25)	$2 \times 0.25 = 0.50$
	Maquinabilidad (0.15)	$3 \times 0.15 = 0.45$
	Resistencia (0.20)	$5 \times 0.20 = 1.00$
	Desgaste/fricción (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Total	3.35

Según la matriz de selección de materiales, se elige el polipropileno para el pistón del prototipo, debido a su bajo costo, baja densidad y buena resistencia mecánica, lo que lo hace adecuado para las condiciones de operación en la fase de validación funcional. Su facilidad de mecanizado y resistencia al desgaste moderado facilitan ajustes y reemplazos sin aumentar significativamente los costos de fabricación.

■ Mecanismo

A continuación, se presenta la selección de materiales para los componentes del mecanismo de transmisión: la corona, el piñón, la biela y el eje del piñón. Estos deben tener resistencia mecánica adecuada para garantizar el funcionamiento del sistema. Dado que las fuerzas sobre estos eslabones no serán elevadas durante el prototipado, se pueden usar materiales para cargas moderadas, compatibles con procesos como impresión 3D o mecanizado básico, permitiendo validar el diseño sin comprometer la integridad estructural.

Tabla 4.11: Matriz de selección de material para componentes estructurales

Material	Criterio y peso	Puntaje ponderado
Acero al carbono 1020	Costo (0.30)	$4 \times 0.30 = 1.20$
	Maquinabilidad (0.20)	$4 \times 0.20 = 0.80$
	Resistencia a la corrosión (0.15)	$2 \times 0.15 = 0.30$
	Límite elástico (0.25)	$4 \times 0.25 = 1.00$
	Disponibilidad (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Total	3.80
Acero inoxidable 304	Costo (0.30)	$2 \times 0.30 = 0.60$
	Maquinabilidad (0.20)	$3 \times 0.20 = 0.60$
	Resistencia a la corrosión (0.15)	$5 \times 0.15 = 0.75$
	Límite elástico (0.25)	$5 \times 0.25 = 1.25$
	Disponibilidad (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Total	3.70
Aluminio 6061	Costo (0.30)	$3 \times 0.30 = 0.90$
	Maquinabilidad (0.20)	$5 \times 0.20 = 1.00$
	Resistencia a la corrosión (0.15)	$4 \times 0.15 = 0.60$
	Límite elástico (0.25)	$2 \times 0.25 = 0.50$
	Disponibilidad (0.10)	$5 \times 0.10 = 0.50$
	Total	3.50

Tras aplicar el método de ponderación multicriterio, se seleccionó el acero al carbono 1020 para los elementos estructurales del mecanismo. Aunque su resistencia a la corrosión es inferior al acero inoxidable AISI 304, ofrece un buen equilibrio entre costo, resistencia mecánica (240 MPa) y disponibilidad. Es una opción viable y económica para componentes como la corona, el piñón, la biela y el eje de transmisión, ideal para la fase de prototipado funcional donde se valida el desempeño mecánico del sistema.

■ Válvulas

La válvula Schrader es ideal para sistemas como el compresor debido a su robustez, eficiencia y capacidad para soportar presiones elevadas. Comúnmente utilizada en neumáticos y sistemas de aire acondicionado, permite el paso de aire cuando está abierta y evita fugas cuando está cerrada. Su diseño sencillo y disponibilidad la hacen rentable para el control de presión en dispositivos como el compresor. Su estructura facilita una instalación rápida y segura, minimizando el riesgo de fallos. Según el artículo "Quantifying leaks from Schrader valves in air conditioning systems" de Tandfonline, se destaca su capacidad para mantener la integridad del sistema, lo que refuerza su idoneidad para el compresor [35].

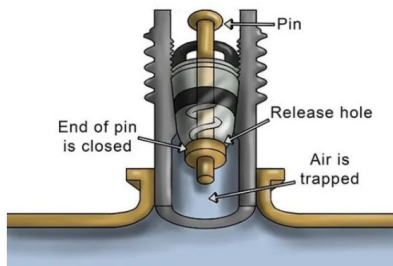


Figura 4.27: Válvula tipo Schrader. Tomado de [35].

Por lo tanto, además de las ventajas mencionadas anteriormente, su geometría favorece el diseño del compresor, ya que son cilíndricas y el espacio en la carcasa también tiene forma cilíndrica.

4.8. Factor de seguridad de eje

Es necesario conocer el factor de seguridad del eje al cual está acoplada la corona, el cual se encuentra en voladizo, como se muestra en la figura 4.28, donde se evidencian las fuerzas sobre la corona, así como la reacción sobre el rodamiento. Las fuerzas son F_g , que actúa sobre el diente por parte del piñón, y F_b , que es la fuerza de la biela, previamente calculada en la tabla 4.7.

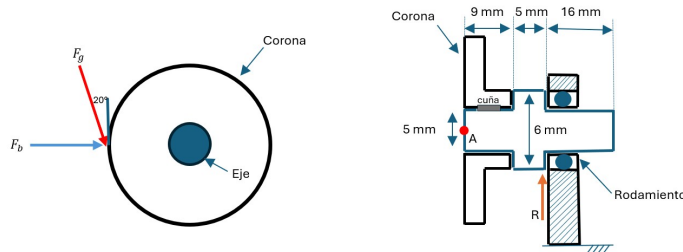


Figura 4.28: Fuerzas sobre el eje.

Se utilizan las ecuaciones de la sección 3.2.2 para calcular el factor de seguridad de un eje sometido a torsión constante y flexión invertida. A continuación, se presentan los datos para el análisis, incluyendo la figura del eje (figura 4.28), las revoluciones por minuto (RPM), la potencia de entrada al eje y las propiedades del material seleccionado, según la sección 4.6.

Tabla 4.12: Propiedades mecánicas y factores de concentración de esfuerzos del acero al carbono 1020.

Propiedad	Valor
Acero al carbono	1020
Resistencia última (S_u)	448 [MPa]
Límite a la fluencia (S_y)	262 [MPa]
Factor concentrador de esfuerzos escalón a flexión (K_t)	3.5
Factor concentrador de esfuerzos escalón a torsión (K_{ts})	2
Factor concentrador de esfuerzos cuñeros	4

Usando las ecuaciones expresadas en la sección (3.2.2) y las propiedades del acero 1020, así como los concentradores de esfuerzos, se obtiene

Tabla 4.13: Valores de las fuerzas, momentos y factor de seguridad.

R	6.27i - 1.48j
T_m	0.366 [Nm]
M_a	0.02818 [Nm]
S_e	188 [MPa]
N_f	412

En la tabla 4.13 se presentan los resultados correspondientes a la fuerza de reacción en el rodamiento R , el torque T_m , el momento flector M_a , la resistencia a la fatiga corregida S_e , y el factor de seguridad a fatiga N_f , cuyo valor obtenido fue de 412. Con base en estos resultados, se concluye que el eje de la corona, el cual se encuentra en configuración de voladizo, posee una capacidad estructural adecuada y no está en riesgo de fallo bajo las condiciones de carga evaluadas.

4.9. Ensamblaje de prototipo

Una vez seleccionados los materiales, se fabrica el compresor, compuesto por la tapa uno (figura 4.13), tapa dos (figura 4.14), carcasa (figura 4.12), cilindro, pistón y mecanismo de transmisión. La carcasa se imprime en 3D con PLA por su bajo costo y facilidad de manufactura, ideal para prototipado. Las demás piezas se fabrican con las máquinas-herramientas del taller de la Universidad del Valle, como torno, fresadora y sinfín, para realizar operaciones de mecanizado precisas y eficientes.

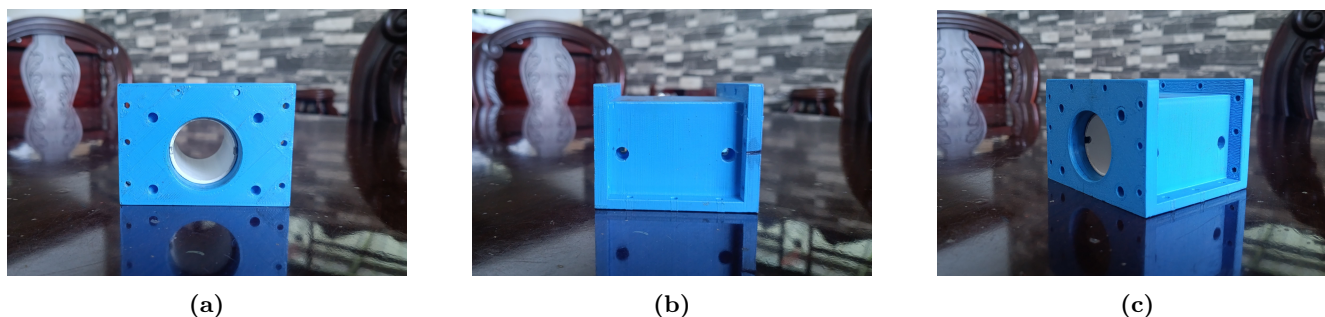


Figura 4.29: Carcasa.

En la figura 4.29 se muestra la carcasa del compresor con el cilindro alojado. En la figura a) se aprecian los orificios para las guías de las tapas y los pernos de fijación. En la figura b) se evidencian los orificios para las válvulas. La figura c) presenta una vista isométrica de la carcasa, mostrando la disposición espacial de los elementos.

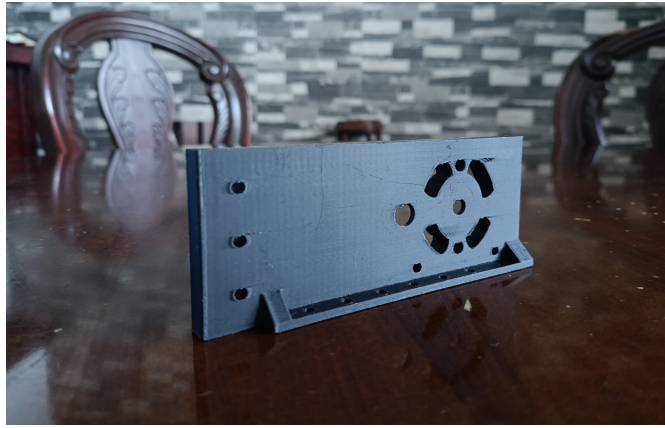


Figura 4.30: Soporte motor.

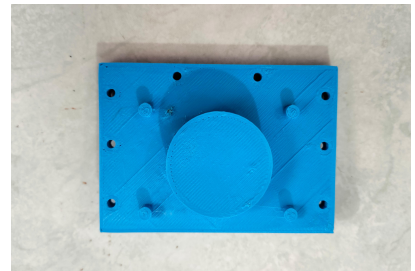
En la figura 4.30 se presenta el soporte del motor, en el cual se observan los orificios destinados a la entrada de aire hacia el motor, así como los orificios para el paso del eje de la corona. También se aprecian los orificios de acople que permiten su fijación a la tapa número dos, junto con los orificios destinados al montaje del sistema de apoyo o descanso del motor.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.31: a) mecanismo. b) carcasa con cilindro y pistón. c) Tapa.

En la figura 4.31 se muestra el conjunto del mecanismo de compresión. En la figura a) se observa el mecanismo compuesto por la corona, el piñón, la biela y el eje del pistón. La figura b) presenta el pistón dentro del cilindro, y la figura c) muestra una vista interna de las tapas, donde el pistón realiza la compresión del aire durante su desplazamiento.

A continuación, se muestran las imágenes del compresor completamente ensamblado, con la carcasa, el soporte del motor, el motor y las válvulas, aseguradas con adhesivo para evitar fugas. Los pernos garantizan un ajuste adecuado entre los componentes. También se visualiza el mecanismo de transmisión, con el piñón acoplado al eje del motor, transmitiendo el movimiento a la corona, conectada a la biela, y esta a su vez al eje del pistón, convirtiendo el movimiento rotacional en un movimiento lineal alternativo dentro del cilindro.

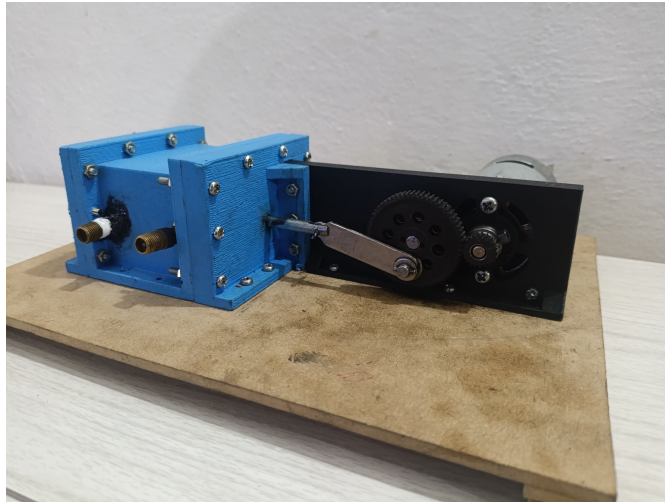


Figura 4.32: Ensamblaje prototipo. Vista A.



Figura 4.33: Ensamblaje prototipo. Vista B.

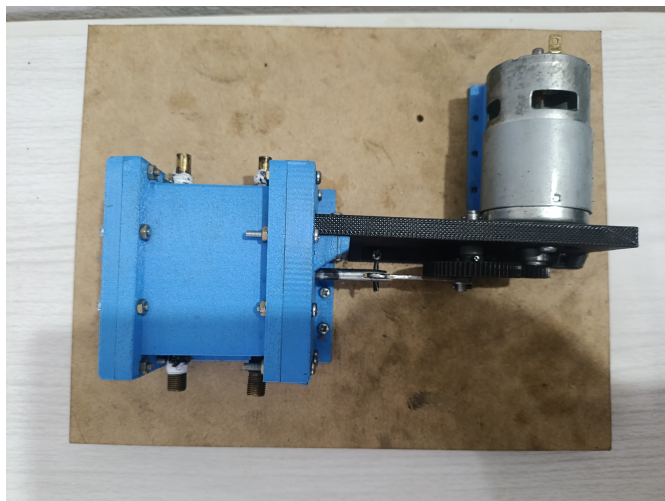


Figura 4.34: Ensamblaje prototipo. Vista C.

En las vistas A, B, C y D se muestra el prototipo ensamblado, listo para las pruebas. Está montado sobre una base de madera, sujeta con pernos para mayor estabilidad. En la vista superior se aprecian las cuatro válvulas: las dos inferiores (imagen B) son de succión de aire, y las dos superiores (imagen D) son de descarga.

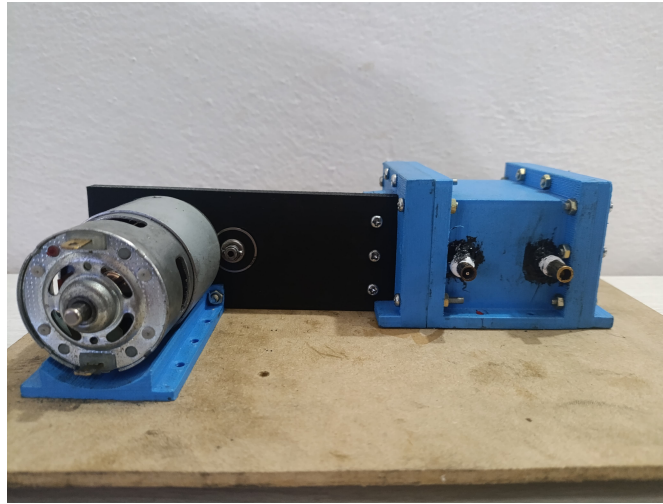


Figura 4.35: Ensamblaje prototipo. Vista D.

4.10. Pruebas de funcionamiento al prototipo

Se realizaron pruebas de funcionamiento tanto para el prototipo como para dos compresores comerciales, los cuales se emplearon como referencia para establecer comparaciones. Las pruebas fueron ejecutadas de acuerdo con los instrumentos y procedimientos descritos previamente en la sección 3.3, lo que garantiza la consistencia metodológica y la validez de los resultados obtenidos.

4.10.1. Pruebas a compresores comerciales

Compresor comercial uno.

El primer compresor de aire al que se le realizaron las pruebas de funcionamiento. De acuerdo con sus especificaciones técnicas, el equipo posee una potencia máxima de 120 vatios, lo que lo clasifica dentro de la categoría de compresores de baja potencia, comúnmente utilizados para aplicaciones domésticas o de uso ligero.



Figura 4.36: Montaje compresor Pilot racing.

En la figura 4.36 se observa el montaje experimental del compresor. De derecha a izquierda, se distingue el compresor conectado a la fuente de alimentación mediante un acople tipo cigarrera. También se aprecia el conector de descarga de aire, el cual está unido a una manguera que conduce hacia un tanque de almacenamiento. Este tanque tiene un volumen de 25 litros, valor que se aproxima al volumen de la llanta de referencia utilizada durante el diseño del compresor, cuyo volumen fue estimado en 23 litros.

En la tabla 4.14 se presentan los datos experimentales obtenidos para el primer compresor comercial (Pilot Racing), incluyendo las incertidumbres asociadas a cada medición. Para la variable de tiempo, se considera un error de lectura visual estimado en $\pm 0,5$ segundos. En cuanto a la potencia, la incertidumbre contempla tanto el error visual del operador como el margen de error del instrumento de medición (fuente de poder), resultando en una incertidumbre de ± 1 vatio. Para la presión, se considera el error combinado del manómetro utilizado y el error visual, lo cual da una incertidumbre total de ± 1 psig.

Las mediciones fueron realizadas aplicando un voltaje de 12 V y una corriente de 6.4 A.

Tabla 4.14: Datos experimentales del compresor comercial uno.

Tiempo t (s) ± 0.5	Potencia W (W) ± 1	Presión P (psig) ± 1
0	44.50	0.00
15	46.20	1.00
30	49.30	3.00
45	51.70	4.00
60	54.30	5.00
75	55.60	7.00
90	58.70	8.00
105	60.70	10.00
120	61.60	13.00
135	63.20	16.00
150	64.50	17.00
165	66.10	18.50
180	67.70	20.00
195	68.90	21.00
210	70.50	22.50
225	71.40	24.00
240	72.70	26.00
255	72.90	28.00
270	74.60	30.00
285	75.00	32.00
300	75.60	34.00
315	75.90	35.00
330	76.30	36.00
345	76.00	38.00
360	75.20	40.00
375	72.00	42.00
390	72.00	44.00
405	75.00	45.00
420	71.00	45.00

Tanto en la tabla 4.14 como en la gráfica 4.37 se observa que la presión en el tanque aumenta de forma proporcional al incremento en la potencia consumida por el compresor. Ambas curvas exhiben un comportamiento casi lineal con tendencia asintótica, alcanzando un valor máximo de potencia de 76 vatios y una presión máxima de 45 psig en un tiempo de 420 segundos (7 minutos). Posteriormente, se evidenció una disminución en la potencia consumida, atribuida a la proximidad del compresor a su límite operativo, acompañado de un aumento significativo en la temperatura. Debido a estas condiciones, se optó por finalizar la prueba en ese punto para evitar daños al equipo.

En la gráfica 4.37 se presentan dos curvas: la línea azul corresponde a la potencia consumida por el compresor, mientras que la línea anaranjada representa la presión registrada en el tanque. El eje horizontal (x) indica el tiempo transcurrido, mientras que el eje vertical (y) muestra los valores de potencia (en vatios) y presión (en psig),

permitiendo así una visualización clara de la evolución de ambos parámetros durante la prueba.

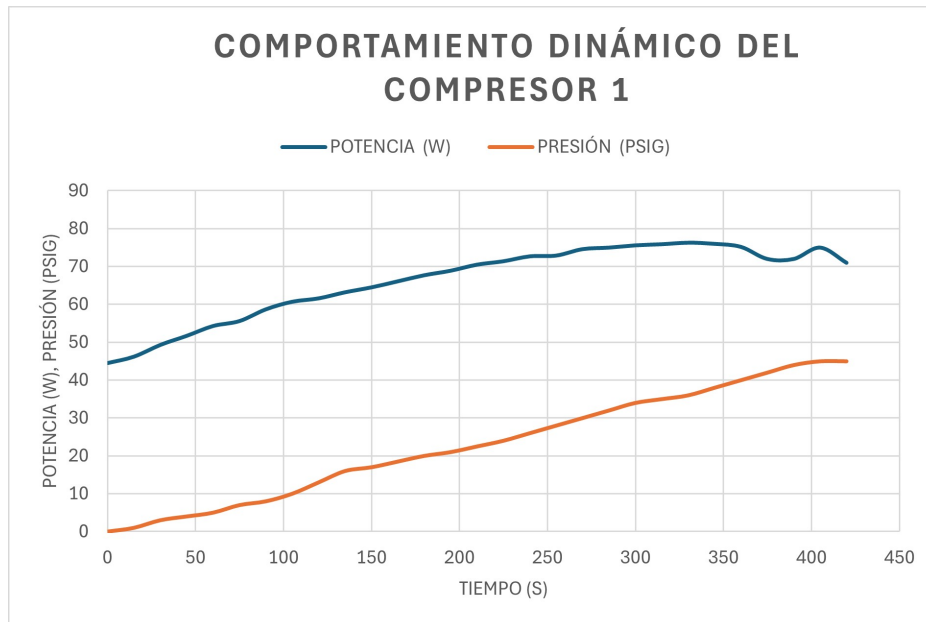


Figura 4.37: Curvas presión vs tiempo y potencia vs tiempo compresor 1.

Compresor comercial dos.

A continuación, se presenta el montaje correspondiente al segundo compresor comercial. El montaje no sufrió modificaciones respecto al utilizado con el primer compresor; únicamente se substituyó el compresor, manteniéndose los mismos instrumentos de medición y las mismas condiciones de prueba.



Figura 4.38: Montaje compresor comercial 2.

A continuación, se presentan los datos experimentales obtenidos para el segundo compresor comercial.

Tabla 4.15: Datos experimentales del compresor comercial dos.

Tiempo t (s) ± 0.5	Potencia W (W) ± 1	Presión P (psig) ± 1
0	49.00	0.00
15	50.50	0.00
30	51.40	0.00
45	50.45	1.00
60	50.74	2.00
75	50.00	2.00
90	51.60	3.00
105	52.45	3.50
120	53.60	4.00
135	55.40	6.00
150	58.20	7.50
165	59.30	7.80
180	60.80	8.00
195	63.60	8.50
210	63.00	9.50
225	62.00	11.00
240	60.00	12.50
255	58.00	13.50
270	58.50	14.00
285	58.20	15.00
300	57.00	15.50
315	57.00	16.00
330	57.50	17.00

En la tabla 4.15 se presentan los datos experimentales del segundo compresor comercial. Con una fuente de alimentación de 12 V y corriente máxima de 6 A, la potencia máxima registrada fue de 63 vatios y la presión máxima alcanzada fue de 17 psig en 330 segundos (5,5 minutos). La presión baja sugiere que este compresor tiene un rendimiento limitado en comparación con el primero, con menor capacidad de compresión bajo condiciones similares.

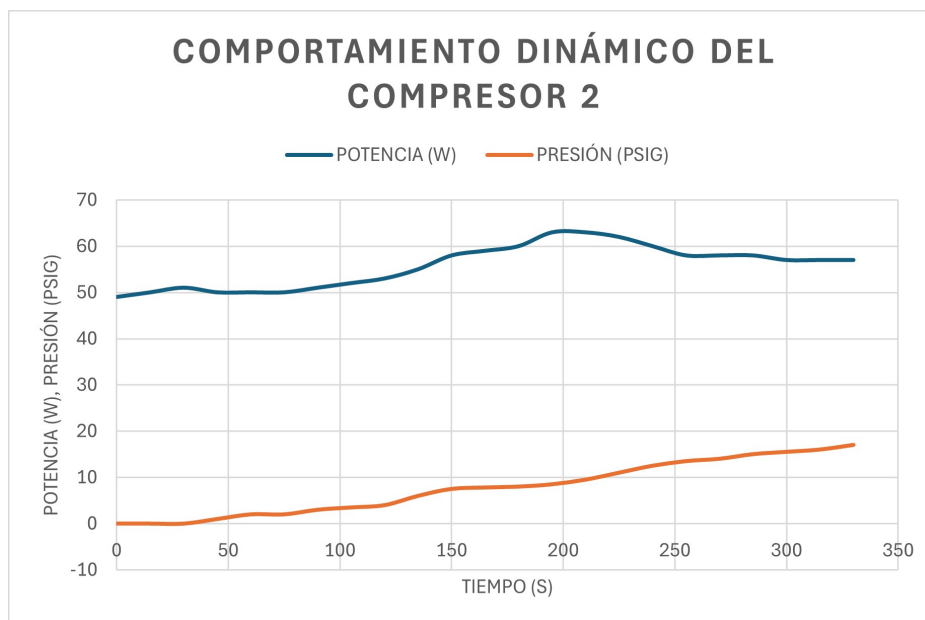


Figura 4.39: Curvas presión vs tiempo y potencia vs tiempo compresor 2

En la figura 4.39 se presentan las curvas correspondientes a los datos experimentales detallados en la tabla 4.15. La curva azul representa la potencia consumida por el compresor en función del tiempo, mientras que la curva naranja

muestra la evolución de la presión en el tanque durante el mismo intervalo.

Como se mencionó previamente, la presión en el tanque aumentó de manera gradual, mientras que la potencia consumida se mantuvo en un rango comprendido entre 49 y 63 W. Este comportamiento es coherente con lo esperado, ya que el consumo de potencia tiende a incrementarse conforme aumenta la presión interna del tanque, debido al esfuerzo adicional requerido por el compresor para vencer la presión acumulada.

4.10.2. Prueba a prototipo

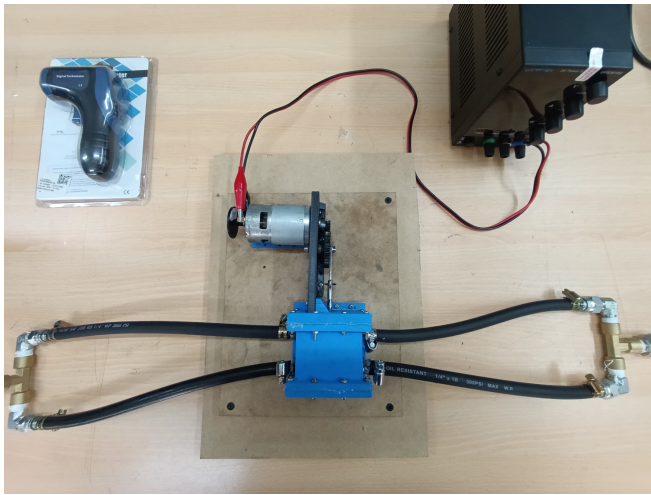
Una vez finalizadas las pruebas de funcionamiento realizadas a los compresores comerciales portátiles utilizados como referencia para el inflado de llantas, se procedió a la evaluación experimental del prototipo diseñado. Esta etapa resulta fundamental para validar su desempeño bajo condiciones similares a las empleadas en los equipos comerciales y verificar su capacidad operativa en términos de presión, tiempo de llenado y consumo energético.

Para llevar a cabo esta evaluación, se implementó el montaje experimental correspondiente, el cual se muestra a continuación. Dicho montaje replica las condiciones de prueba previamente utilizadas, asegurando así la coherencia en la comparación de resultados. El prototipo fue conectado a la misma fuente de alimentación y al tanque de almacenamiento de 25 litros, permitiendo medir su respuesta frente a una carga representativa del volumen de una llanta estándar.

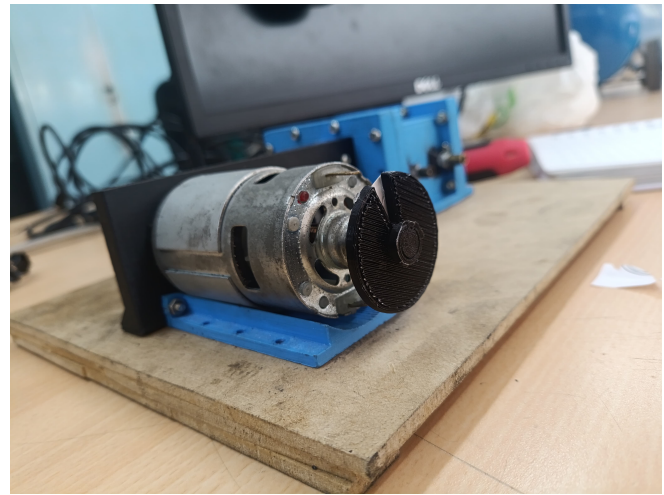


Figura 4.40: Montaje para prueba experimental prototipo.

En la figura 4.40 se muestra el montaje experimental. De derecha a izquierda, se observa el anemómetro acoplado a la manguera de succión del compresor, seguido por el compresor. Al fondo se encuentra la fuente de alimentación, y junto a ella, el tacómetro láser. Completamente a la izquierda se visualiza el tanque de almacenamiento, el cual fue conectado mediante acoples y una manguera a la línea de descarga del compresor. Dado que el compresor cuenta con dos salidas de descarga, se utilizó una unión en "T" para conectar ambas a la misma línea.



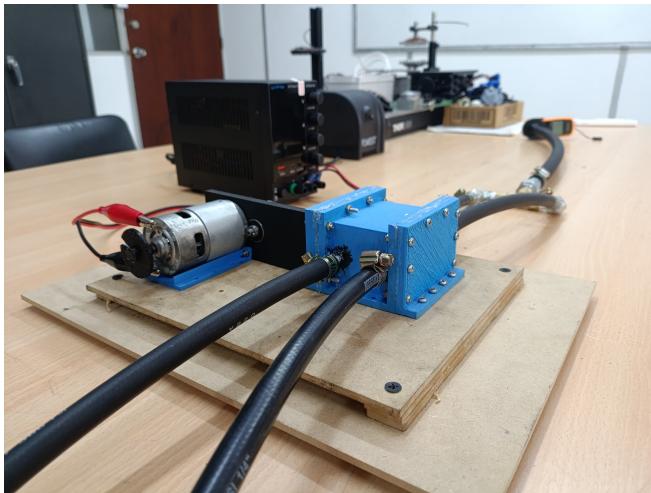
(a) Vista superior prototipo



(b) Motor con rueda

Figura 4.41: Vista superior y rueda de motor.

En la figura 4.41 se muestran dos vistas del prototipo ensamblado. La imagen (a) presenta una vista superior con dos acoples en “T”: el de la derecha es para la línea de succión y el de la izquierda para la línea de descarga. También se muestran la fuente de alimentación y el tacómetro láser, que mide la velocidad de rotación del motor mediante la detección óptica de una rueda acoplada al eje. En la imagen (b) se ve la rueda acoplada al eje. Debido a la relación de engranajes 3:1, las rpm registradas se dividen entre tres para obtener la velocidad real del eje del compresor.



(a) Vista lateral del prototipo.



(b) Anemómetro

Figura 4.42: Vista superior y anemómetro.

En la figura 4.42, la imagen (a) muestra una vista lateral izquierda del prototipo, donde se evidencian las mangueras de 1/4 de pulgada acopladas a las válvulas de descarga del aire comprimido. Estas conexiones permiten dirigir el flujo de salida hacia el sistema de almacenamiento o medición.

En la imagen (b) se observa el anemómetro utilizado para medir el caudal de aire en la línea de succión. El acople negro que lo conecta a la manguera de succión de 1/2 pulgada fue fabricado en PLA mediante impresión 3D, lo que permitió una adaptación precisa y funcional entre ambos componentes.



Figura 4.43: Fuente variable.

En la figura 4.43 se muestra la fuente de alimentación variable, la cual tiene un rango de operación de 0 a 12 V y de 0 a 10 A.

Nota sobre las incertidumbres: Las incertidumbres asociadas a las mediciones experimentales se establecieron considerando la precisión de los instrumentos utilizados y el procedimiento experimental:

- **Tiempo (± 0.5 s):** Estimado por la capacidad de reacción humana al registrar manualmente los datos con cronómetro digital.
- **Potencia (± 1 W):** Derivada del margen de error de la fuente de alimentación de corriente continua, la cual tiene una precisión de 1 W en el rango de operación utilizado.
- **Presión (± 1 psig):** Basada en el manómetro acoplado al tanque, cuya resolución mínima es de 1 psig.
- **RPM del piñón (± 10 rpm):** Estimada a partir del tacómetro láser utilizado, cuya precisión se encuentra en el orden del 0.4 % del valor medido, redondeada a 10 rpm para contemplar posibles vibraciones y variaciones en el eje de lectura.
- **RPM de la corona (± 3.3 rpm):** Obtenida por propagación del error al dividir la velocidad del piñón entre la relación de reducción de engranajes ($1/3$), es decir: $\delta_{\text{corona}} = \delta_{\text{piñón}}/3$.
- **Velocidad del flujo (± 0.1 m/s):** Estimada a partir de la resolución del anemómetro digital, cuya resolución mínima es de 0.1 m/s y el margen de error especificado es del 5 % del valor medido. Se adopta el valor de resolución como incertidumbre representativa bajo condiciones de laboratorio con flujo bajo.

Tabla 4.16: Datos experimentales del prototipo con incertidumbres.

Tiempo t (s) ± 0.5	Potencia W (W) ± 1	Presión P (psig) ± 1	RPM Piñón ± 10	RPM Corona ± 3.3	Vel. flujo (m/s) ± 0.1
15	36.30	0	2600.00	866.70	0
30	37.20	0	2824.00	941.30	0
45	38.30	0	2927.00	975.70	0
60	38.70	0	2972.00	990.70	0
75	38.40	0	2982.00	994.00	0
90	38.60	0	2984.00	994.70	0
105	38.40	0	2972.00	990.70	0
120	38.60	0	2952.00	984.00	0
135	38.40	0	2927.00	975.70	0
150	38.20	0	2940.00	980.00	0
165	38.20	0	2945.00	981.70	0
180	38.30	0	2856.00	952.00	0
195	38.40	0	2920.00	973.30	0
210	38.50	0	2891.00	963.70	0
225	37.90	0	2826.00	942.00	0
240	38.40	0	2796.00	932.00	0
255	38.00	0	2776.00	925.30	0
270	37.50	0	2760.00	920.00	0
285	37.20	0	2740.00	913.30	0
300	37.30	0	2684.00	894.70	0
315	37.20	0	2720.00	906.70	0
330	37.20	0	2727.00	909.00	0
345	37.00	0	2692.00	897.30	0
360	36.60	0	2690.00	896.70	0
375	37.00	0	2669.00	889.70	0
390	36.90	0	2672.00	890.70	0
405	36.90	0	2692.00	897.30	0
420	39.80	0	2900.00	966.70	0
435	36.50	0	2740.00	913.30	0
450	36.70	0	2650.00	883.30	0
465	35.90	0	2610.00	870.00	0
480	37.00	0	2690.00	896.70	0
495	38.40	0	2874.00	958.00	0
510	37.50	0	2810.00	936.70	0

En la Tabla 4.16 se presentan los datos obtenidos durante la prueba de funcionamiento del prototipo. Uno de los primeros aspectos observados fue que el sistema no logró incrementar la presión en el tanque; el manómetro no registró variaciones durante los 510 segundos (8.5 minutos) que duró la prueba. Este comportamiento evidenció, casi de forma inmediata, la presencia de fugas entre la carcasa del compresor. Dichas fugas fueron detectadas mediante la aplicación de aceite sobre la superficie, lo que permitió visualizar la formación de burbujas, indicando escapes de aire.

La presencia de aire residual dentro de la carcasa generó una expansión considerable del mismo, lo cual impidió que el compresor fuera capaz de incrementar la presión en el tanque. Adicionalmente, el anemómetro no registró lectura de velocidad, lo que sugiere que el flujo de aire se encontraba por debajo del umbral de detección del instrumento. Esta baja velocidad de succión puede atribuirse a la expansión interna del aire, que redujo significativamente el caudal aspirado.

Por otra parte, se verificó que la velocidad de rotación de la corona se mantuvo por debajo del rango de diseño, el cual fue entre 1300 y 1700 RPM, registrándose valores entre 870 y 990 rpm. Es una diferencia considerable, implica un aumento en el tiempo requerido para alcanzar la presión objetivo de 50 psig, según el análisis analítico previamente desarrollado.

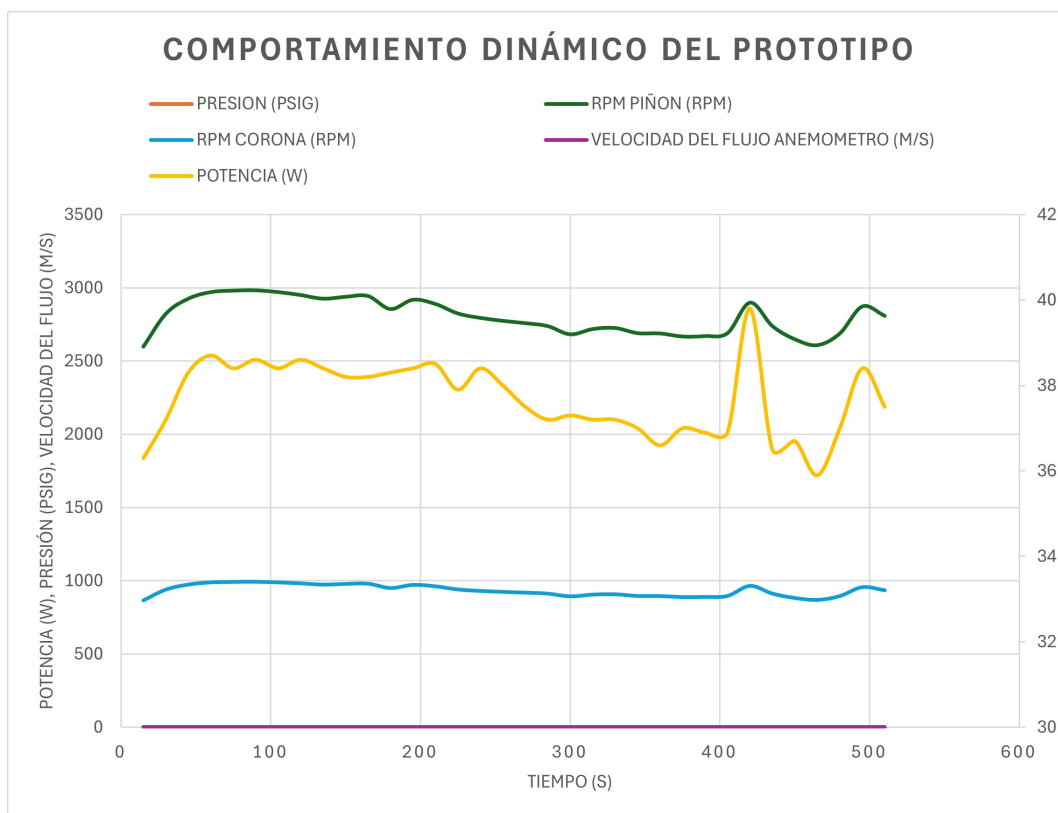


Figura 4.44: Comportamiento dinámico del prototipo.

En la figura 4.44 se presenta, de forma gráfica, la información contenida en la tabla 4.16. En dicha figura se evidencia que tanto la presión en el tanque como la velocidad del flujo de aire se mantuvieron en cero durante toda la prueba, lo cual confirma la ausencia de compresión efectiva y la falta de circulación de aire en el sistema.

Por otro lado, se observa la evolución de la potencia consumida por el compresor, la cual se mantuvo en un rango estrecho entre 37 y 38 vatios. Este valor se encuentra por debajo de la potencia teórica máxima estimada para el funcionamiento óptimo del sistema. Asimismo, las revoluciones por minuto (RPM) del motor, medidas directamente en el eje, se mantuvieron dentro del intervalo de 2700 a 2900 rpm, lo que indica que el motor operó ligeramente por debajo de su régimen nominal.



Figura 4.45: Fugas en medio de la carcasa.

En la figura 4.45 se muestran las fugas detectadas en el sistema, las cuales fueron identificadas mediante la aplicación

de aceite en distintas zonas de la carcasa. La formación de burbujas permitió visualizar múltiples puntos de escape de aire, incluyendo, aunque no limitándose a la zona de los pernos, lo que evidencia una falta de hermeticidad general en el ensamblaje del prototipo.

4.10.3. Corrección de fugas y mejora del sellado

Debido a las fugas en el sistema, el compresor no pudo generar un aumento de presión dentro del tanque durante la prueba, lo que afectó el desempeño del prototipo e impidió la validación funcional del proceso de compresión.

En respuesta, se implementaron medidas correctivas para mejorar el sellado y reducir la porosidad del material de la carcasa. Se aplicó una capa de resina epóxica en la superficie externa de la carcasa y en la cara interna de la tapa, con el fin de cubrir microdefectos, rellenar poros y reforzar las uniones entre componentes. Esta intervención buscó eliminar los puntos de fuga y mejorar la estanqueidad del sistema para futuras pruebas.

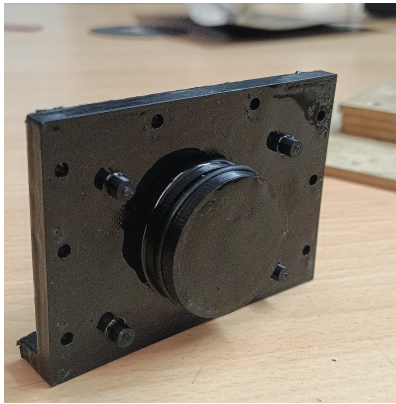
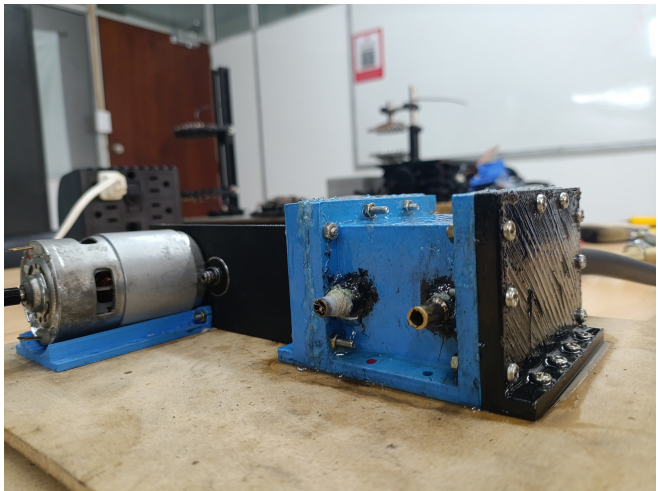


Figura 4.46: Tapa compresor con resina.

En la Figura 4.46 se muestra el proceso de sellado del compresor mediante la aplicación de resina epóxica, tanto en la parte externa como en el interior de la carcasa. No obstante, se evitó aplicar resina en la zona de alojamiento del O-ring, con el fin de no comprometer el ajuste y la función de sellado proporcionada por este componente.



(a)



(b)

Figura 4.47: Prototipo sellado con foamy y resina.

Tanto en las Figuras 4.47 como 4.48 se evidencia el sellado realizado en la carcasa del compresor con el objetivo de evitar fugas de aire. Para ello, se utilizó resina epóxica en las superficies externas e internas, así como láminas de foamy colocadas entre las juntas, con el fin de mejorar la estanqueidad del sistema. El acabado brillante visible en

las imágenes indica una aplicación uniforme del material, lo cual se esperaba que garantizara un sellado adecuado, dejando el prototipo en condiciones para ser sometido a una nueva prueba de funcionamiento.

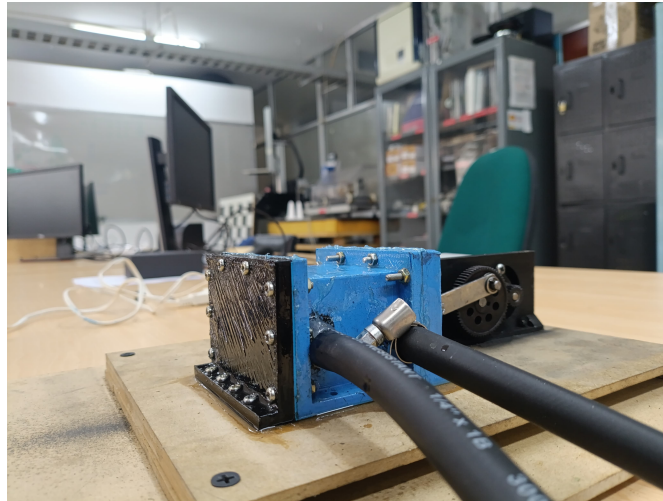


Figura 4.48: Prototipo sellado.

4.10.4. Segunda prueba del prototipo

Una vez finalizado el proceso de sellado con resina epóxica y acondicionadas las juntas con foam, el prototipo quedó listo para ser sometido a una segunda prueba de funcionamiento. Para ello, se realizó el montaje correspondiente, el cual se muestra a continuación en la Figura 4.49.



Figura 4.49: Montaje para prueba experimental del prototipo sellado con resina.

En la Figura 4.49 se muestra el nuevo montaje realizado para la segunda prueba del prototipo. En la imagen se observa con mayor claridad el compresor, el cual presenta una capa de resina aplicada sobre la superficie de la carcasa. Cabe destacar que una de las tapas fue reemplazada, motivo por el cual se aprecia con un color distinto; sin embargo, su geometría no fue modificada, ya que únicamente se utilizó filamento PLA de otro color, debido a que una de las guías se dañó durante el desacople anterior.

Adicionalmente, se puede observar que la manguera de succión fue sustituida por una más corta con el fin de reducir pérdidas por longitud, al igual que la manguera de descarga. También se identifican en el montaje los demás componentes del sistema: la fuente de alimentación, el tanque de almacenamiento y el tacómetro.

Tabla 4.17: Datos experimentales registrados en la segunda prueba del prototipo.

Tiempo t (s) $\pm 0,5$	Potencia W (W) ± 1	Presión P (psig) ± 1	RPM Piñón ± 10	RPM Corona $\pm 3,3$	Vel. flujo (m/s) $\pm 0,1$
15	38.20	0	2780.00	926.70	0
30	37.90	0	2801.00	933.70	0
45	37.50	0	2790.00	930.00	0
60	38.40	0	2848.00	949.30	0
75	37.80	0	2790.00	930.00	0
90	38.00	0	2840.00	946.70	0
105	38.50	0	2905.00	968.30	0
120	38.80	0	2967.00	989.00	0
135	38.90	0	2989.00	996.30	0
150	38.60	0	2910.00	970.00	0
165	38.40	0	2845.00	948.30	0
180	38.90	0	2885.00	961.70	0
195	38.70	0	2877.00	959.00	0
210	38.10	0	2810.00	936.70	0
225	37.90	0	2790.00	930.00	0
240	37.70	0	2796.00	932.00	0
255	37.80	0	2801.00	933.70	0
270	38.20	0	2814.00	938.00	0
285	38.50	0	2854.00	951.30	0
300	38.30	0	2847.00	949.00	0
315	38.40	0	2856.00	952.00	0
330	38.60	0	2874.00	958.00	0
345	38.40	0	2865.00	955.00	0
360	37.80	0	2815.00	938.30	0
375	37.20	0	2756.00	918.70	0
390	37.80	0	2756.00	918.70	0
405	37.90	0	2780.00	926.70	0
420	38.40	0	2840.00	946.70	0
435	38.60	0	2740.00	913.30	0
450	37.40	0	2690.00	896.70	0
465	37.60	0	2710.00	903.30	0
480	37.90	0	2790.00	930.00	0
495	38.20	0	2812.00	937.30	0
510	38.00	0	2841.00	947.00	0

En la Tabla 4.17 se presentan los resultados obtenidos durante la segunda prueba del prototipo, realizada luego de aplicar el sellado con resina epóxica. A pesar de las mejoras implementadas, se observó que la presión dentro del tanque no mostró incremento alguno, lo que indica que el compresor continuó sin generar la compresión esperada. Asimismo, la velocidad del flujo de entrada permaneció por debajo del rango mínimo de lectura del anemómetro, lo cual sugiere que el caudal de succión fue insuficiente para ser detectado por el instrumento, tal como ocurrió en la primera prueba.

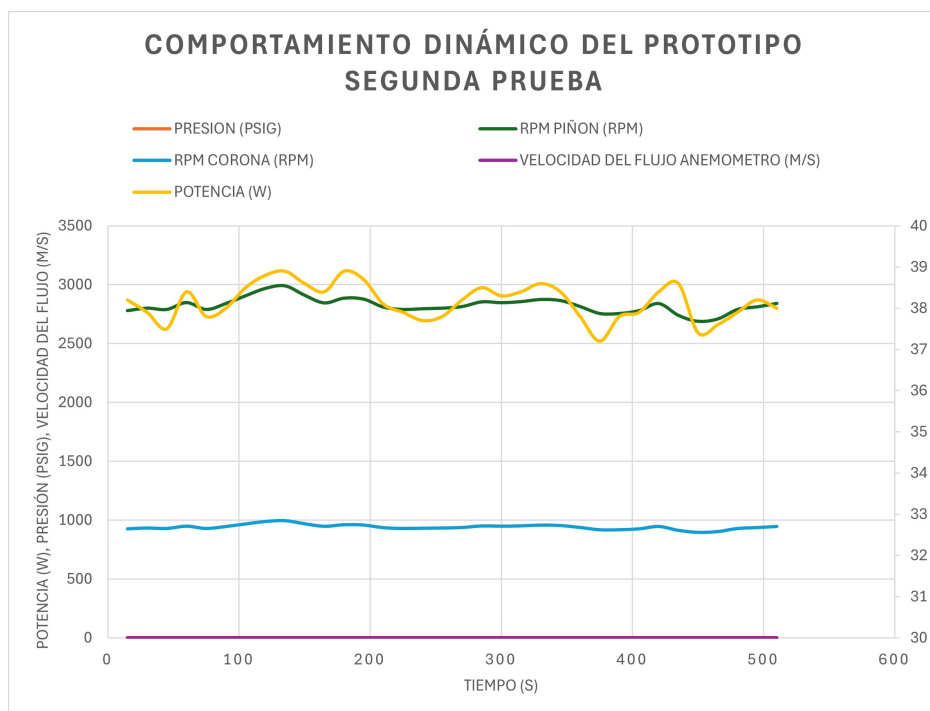


Figura 4.50: Comportamiento dinámico del prototipo en la segunda prueba.

En la Figura 4.50 se representa gráficamente el comportamiento del prototipo durante la segunda prueba, a partir de los datos registrados en la Tabla 4.17 . Como puede observarse, el comportamiento es prácticamente idéntico al observado en la primera prueba, a pesar de la aplicación de resina epóxica en la carcasa del compresor. Esto indica que las mejoras implementadas en el sellado no fueron suficientes para generar un cambio significativo en el desempeño del sistema.

4.11. Análisis económico

El análisis económico resulta fundamental para evaluar la viabilidad en la etapa de prefactibilidad del proyecto. En función del volumen y la masa de cada componente del compresor, así como del tipo de manufactura correspondiente, se lleva a cabo dicho análisis económico. Siguiendo la metodología descrita en la sección 3.4, el resumen de materiales, masas, tipos de manufactura y volúmenes de cada componente se presenta en la Tabla 4.18.

Tabla 4.18: Especificaciones de los componentes del compresor

Componente	Material propuesto	Masa (kg)	Volumen (m ³)	Método de manufactura
Carcasa	ABS (inyección)	0.441	2.88×10^{-3}	Moldeo por inyección
Pistón	Polipropileno	0.007	7.55×10^{-6}	Moldeo por inyección
Piñón	Acero al carbono 1020	0.030	4.25×10^{-7}	Mecanizado CNC
Corona	Acero al carbono 1020	0.033	4.18×10^{-6}	Mecanizado CNC
Cilindro	Aluminio	0.019	7.19×10^{-6}	Mecanizado CNC
Eje pistón	Acero al carbono 1020	0.010	1.24×10^{-6}	Mecanizado CNC
Eje corona	Acero al carbono 1020	0.004	4.76×10^{-7}	Mecanizado CNC
Biela	Acero al carbono 1020	0.004	5.72×10^{-7}	Mecanizado CNC

Se evidencia tanto el componente como los materiales utilizados en la construcción del prototipo, destacando el cambio de PLA en la carcasa a ABS, y el reemplazo del material del cilindro por aluminio. Asimismo, se considera la masa de los componentes, asumiendo que la carcasa es una sola pieza para los fines de los cálculos. Se incluyen también las masas de los demás componentes, los cuales siguen un proceso de manufactura específico y no son adquiridos prefabricados, como es el caso del motor y las válvulas. De igual manera, se especifica el método de

manufactura correspondiente para cada uno de estos componentes.

Tabla 4.19: Tiempos de mecanizado y de ciclo de inyección para los componentes del compresor.

Componente	Tiempo de mecanizado (s)	Tiempo de ciclo de inyección (s)
Carcasa (ABS, inyección)	-	60
Pistón (Polipropileno, inyección)	-	20
Piñón (Acero 1020, CNC)	45	-
Corona (Acero 1020, CNC)	60	-
Cilindro (Aluminio, CNC)	90	-
Eje pistón (Acero 1020, CNC)	30	-
Eje corona (Acero 1020, CNC)	30	-
Biela (Acero 1020, CNC)	21	-

En la tabla 4.19 se presentan los tiempos de procesamiento para los componentes del prototipo, diferenciados según los métodos de manufactura empleados: inyección y mecanizado CNC. Estos tiempos fueron calculados a partir de los tiempos de corte, utilizando la ecuación 3.62, y las estimaciones de ciclos de inyección para moldeo de bajo volumen, considerando las características geométricas y los volúmenes de producción de cada pieza.

Tabla 4.20: Precios de materia prima y costos de manufactura para cada componente.

Material	Precio (USD/kg)	Costo iny. (USD/h)	Costo CNC (USD/h)
ABS	1.50	12.0	-
Polipropileno	1.20	12.0	-
Acero al carbono 1020	0.80	-	20.0
Aluminio	3.50	-	20.0

En la tabla 4.20 se presentan los precios de materia prima por kilogramo, junto con los costos por hora asociados a los procesos de inyección y mecanizado CNC.

Los costos de cada componente fueron calculados considerando su masa, material, volumen y método de manufactura, así como los tiempos de mecanizado y ciclos de inyección, junto con los precios del material y los costos por unidad de tiempo para procesos de inyección y CNC. En particular, para la carcasa y el pistón, se incluyó la amortización de los moldes, diseñados para baja producción y fabricados en aluminio. El costo del molde para la carcasa es de 800 USD, mientras que para el pistón es de 500 USD, los cuales se distribuyen entre el número total de unidades producidas, incrementando significativamente el costo por unidad para lotes pequeños. Además, se consideró el efecto de la curva de aprendizaje, según lo descrito en la Sección 3.4 de la metodología.

Tabla 4.21: Costos unitarios para diferentes volúmenes de producción.

Componente	1 unid.	5 unid.	10 unid.	100 unid.	500 unid.
Carcasa	800.86	110.38	47.18	3.01	0.57
Pistón	500.08	171.59	29.22	1.73	0.25
Piñón	0.28	0.19	0.16	0.09	0.06
Corona	0.34	0.23	0.19	0.08	0.06
Cilindro	0.52	0.35	0.30	0.18	0.12
Eje pistón	0.18	0.11	0.10	0.06	0.04
Eje corona	0.20	0.14	0.12	0.07	0.05
Biela	0.12	0.08	0.07	0.04	0.03
Motor (50 W, 5100 rpm)	10.00	6.00	5.80	5.20	4.60
Válvulas Schrader (4)	2.50	2.00	1.60	0.80	0.48
Total por unidad (USD)	1315.08	291.07	84.74	11.29	6.28

En la tabla 4.21 se presentan los costos directos unitarios para diferentes volúmenes de producción de cada componente del compresor, así como el costo total por unidad, incluyendo el motor y las cuatro válvulas. Se observa una reducción significativa en el costo unitario a medida que aumenta el volumen de producción, reflejando las economías de escala propias de procesos industriales.

Tabla 4.22: Costos indirectos.

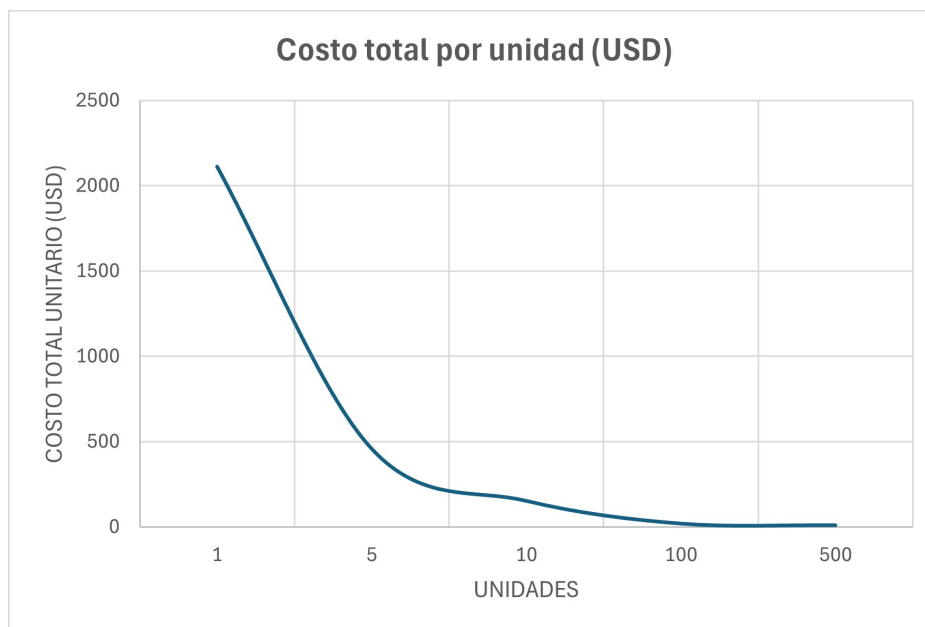
Tipo	1 unid.	5 unid.	10 unid.	100 unid.	500 unid.
Energía	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Herramientas	300.00	60.00	30.00	3.00	0.60
Transporte	120.60	24.60	12.60	1.80	0.84
Seguro	13.15	2.91	0.85	0.11	0.06
Arancel	72.44	15.92	4.91	0.66	0.36
IVA	275.28	60.53	18.65	2.51	1.36
Nacionalización	14.48	3.18	0.98	0.13	0.07
Total por unidad (USD)	796.38	167.15	68.00	8.22	3.30

En la Tabla 4.22 se presentan los costos indirectos mencionados en la Sección 3.4, los cuales son factores importantes en el cálculo del costo final unitario del compresor, ya que afectan directamente el precio en función del volumen de producción.

Tabla 4.23: Costo por unidad según volumen de producción

Unidades	Costo directo (USD)	Costo indirecto (USD)	Costo total (USD)
1	1315.08	796.38	2111.46
5	291.07	167.15	458.22
10	84.74	68.00	152.74
100	11.29	8.22	19.51
500	6.28	3.30	9.58

En la Tabla 4.23 se presenta el costo total en USD según el volumen de producción en China, resultado de la suma de los costos directos e indirectos. Se evidencia el elevado costo de producir una sola unidad del compresor, así como la significativa reducción del costo unitario al aumentar el volumen de producción, particularmente en el caso de 500 unidades.

**Figura 4.51:** Costo total por unidad.

En la Figura 4.51 se presenta gráficamente la variación del costo total unitario del compresor en función del volumen de producción. El análisis muestra que la producción se vuelve significativamente más rentable a partir de 500 unidades, donde el costo por unidad se reduce considerablemente, permitiendo un margen de ganancia mucho mayor.

5. Análisis de Resultados

A continuación, se presenta un análisis técnico y económico de los resultados obtenidos durante la fase experimental del proyecto.

En cuanto a los materiales, la elección del acero al carbono 1020 tanto para los componentes del mecanismo como para el eje de la corona resultó satisfactoria. De acuerdo con el cálculo del factor de seguridad a fatiga, cuyo valor fue de 412, se concluye que este material ofrece un margen amplio de resistencia mecánica, lo que lo convierte en una opción adecuada para aplicaciones con cargas moderadas. Por su parte, el pistón fabricado en polipropileno también se considera una buena elección. Al tratarse de una pieza sólida, sin cavidades internas, presenta baja densidad y suficiente rigidez para cumplir su función sin añadir peso innecesario al sistema.

En contraste, la elección de PLA como material para la carcasa del prototipo, fabricada mediante impresión 3D, no resultó viable. La porosidad inherente al proceso de manufactura por deposición de material provocó que el aire quedara retenido en las paredes de la carcasa, generando pérdidas y fenómenos de reexpansión. Incluso tras aplicar recubrimiento con resina epóxica sobre la superficie externa y utilizar espumas sellantes en las uniones entre la carcasa y las tapas, no se logró un sellado completo. Persistieron pequeñas fugas de aire que impidieron garantizar una hermeticidad interna adecuada, lo que representó una limitación crítica en el desempeño del compresor. En consecuencia, se considera que la utilización de PLA para la carcasa fue una decisión inadecuada en esta aplicación.

En la evaluación del sistema de accionamiento, se registraron velocidades de rotación del compresor inferiores a las previstas teóricamente. Mientras se esperaba un rango de operación entre 1300 y 1700 rpm, las mediciones experimentales arrojaron valores entre 890 y 990 rpm, estableciendo un promedio de 940 rpm. La implementación del sistema de transmisión por corona y piñón fue fundamental para alcanzar este rango, ya que sin él, las velocidades habrían sido considerablemente más bajas.

Al introducir la velocidad promedio de 940 rpm en el modelo analítico, se calculó un consumo de potencia teórico de 12 vatios. En contraste, la medición del consumo eléctrico real del sistema fue de 37 vatios. Esta notable diferencia se atribuye principalmente a la ineficiencia del propio motor eléctrico, que consume más energía de la que convierte en trabajo mecánico, sumado a las pérdidas por fricción en los componentes móviles (pistón, engranajes) y las pérdidas termodinámicas del ciclo de compresión real.

Respecto al análisis económico, es viable realizar una comparación entre los precios de los compresores comerciales y los precios unitarios obtenidos para el prototipo (ver 4.23). Sin embargo, es importante destacar que los precios obtenidos para las unidades del prototipo no incluyen el costo de la parte eléctrica y de control. Para estimar este costo adicional, se considera un 10 % sobre el valor unitario del prototipo.

Además, se debe añadir un margen de ganancia bruto estimado en un 40 % sobre el costo total del prototipo, lo que permite calcular el precio final del compresor para su venta al público. Este enfoque proporciona una estimación del costo de producción y distribución del prototipo, lo cual facilita la comparación con los precios de los compresores comerciales disponibles en el mercado.

Tabla 5.1: Costo público del prototipo vs. precio del compresor comercial.

Unidades	Costo unitario (USD)	Costo público (USD)	Costo compresor c. uno (USD)
1	2111.46	3167.19	35.73
5	458.22	687.33	
10	152.74	229.11	
100	19.51	29.27	
500	9.58	14.37	

En la tabla 5.1 se presenta una comparativa entre el costo al público del prototipo, cuyo precio incluye todos los gastos y un margen de ganancia del 40 %, y el costo del compresor comercial uno utilizado en las pruebas, cuyo

precio es de 35,73 USD.

Se observa que, para lotes de producción superiores a 100 unidades, el costo unitario del prototipo es inferior al del compresor comercial, lo que permitiría competir en el mercado con un precio más atractivo. En particular, para un lote de 500 unidades, el precio del prototipo es aproximadamente un 60 % menor, mientras que para un lote de 100 unidades la reducción es del 18 %.

6. Conclusiones

- **Selección de materiales y fabricación:** La elección del acero al carbono 1020 para los componentes mecánicos y el eje de la corona resultó adecuada, ya que el cálculo del factor de seguridad a fatiga (412) garantiza un margen amplio de resistencia para las cargas previstas. El pistón fabricado en polipropileno también cumplió con las expectativas, ofreciendo suficiente rigidez y bajo peso para el funcionamiento del sistema. El cilindro en PVC cumplió su objetivo durante la fase de prefactibilidad; sin embargo, para futuros avances en el proyecto, es viable considerar su reemplazo por aluminio 6061, que podría ofrecer una mayor durabilidad y resistencia. En cuanto a la carcasa fabricada mediante impresión 3D en PLA, si bien permitió una fabricación rápida y económica, no fue adecuada para evaluar la presión alcanzada por el prototipo, ya que las fugas detectadas impidieron asegurar un buen sellado. Por lo tanto, aunque la utilización de PLA fue útil en esta fase para la fabricación del prototipo, no permitió una evaluación precisa del desempeño del compresor, lo que limita su viabilidad para la siguiente fase del proyecto.
- **Desempeño del sistema y simulaciones:** Según las simulaciones analíticas realizadas en MATLAB, el prototipo debería alcanzar presiones cercanas a 50 psig. A mayores valores de revoluciones por minuto, el sistema respondería más rápidamente, incluso operando con una potencia relativamente baja de 50 W. Aunque el valor teórico máximo es de 4000 W, los datos experimentales indicaron un consumo real de 37 W. Esto representa un incremento del 308 % con respecto al valor esperado, lo que sugiere que el tubo de PVC genera una resistencia significativa, aumentando el requerimiento de torque por parte del motor. Este último fue operado con una corriente de 12 V y 6 A.
- **Comparación con compresores comerciales y análisis económico:** Desde el punto de vista económico, el análisis de costos revela que la producción a escala (mayor a 100 unidades) del prototipo podría ofrecer precios competitivos frente a compresores comerciales. En particular, para un lote de 500 unidades, el costo del prototipo es un 60 % menor en comparación con el compresor comercial, considerando una producción manufacturada en China. Este análisis también toma en cuenta un margen de ganancia del 40 % y un estimado del 10 % para los costos eléctricos y de control.
- **Conclusión general:** El prototipo de compresor de aire portátil cumple con los requisitos de portabilidad, tanto por sus dimensiones compactas como por la alimentación requerida. El motor seleccionado opera con voltajes y corrientes compatibles con la batería de un vehículo automotor, lo que permite su utilización en entornos móviles sin la necesidad de fuentes de energía externas complejas.

En cuanto a la eficiencia lograda, aunque no fue posible evaluar la presión real del prototipo debido a los problemas de fugas en la carcasa, se utilizaron las revoluciones por minuto (rpm) obtenidas durante las pruebas para evaluar el comportamiento del compresor en un modelo analítico. A partir de estas simulaciones, se concluyó que el prototipo podría alcanzar las presiones similares a las de los compresores comerciales, pero en un mayor tiempo de operación. Sin embargo, este proceso se llevaría a cabo con un menor consumo de potencia en comparación con los compresores comerciales. Por lo tanto, si se logran aumentar las revoluciones por minuto del motor, la eficiencia del sistema podría mejorar considerablemente, acercándose aún más a los resultados de los compresores comerciales.

En términos de viabilidad de producción, se considera altamente factible económicamente. Para lotes de 500 unidades, el costo unitario del prototipo sería un 60 % menor que el del compresor comercial utilizado en las pruebas. Esto demuestra que la producción a gran escala es competitiva y ofrece una ventaja económica en el mercado.

Por lo tanto, durante la etapa de prefactibilidad, se obtuvieron buenos resultados técnicos, a pesar de los problemas identificados, especialmente en lo que respecta a las fugas de la carcasa. También se observaron resultados económicos favorables en cuanto a la viabilidad de una posible salida comercial. En consecuencia, el proyecto es viable para avanzar a la etapa de factibilidad, lo que implicaría la asignación de mayores recursos para su ejecución y desarrollo, con el objetivo de resolver los problemas técnicos y mejorar el desempeño del prototipo.

7. Observaciones para continuación del proyecto

Al continuar con el desarrollo del proyecto, se recomienda considerar la unificación de las piezas de la carcasa en una sola estructura, debido a que la actual configuración, compuesta por múltiples piezas, ha demostrado ser un desafío para garantizar un adecuado sellado del compresor. La separación de las piezas dificulta la hermeticidad, lo que podría incidir negativamente en el rendimiento del sistema. De igual manera, se sugiere modificar la disposición de los orificios, trasladándolos de los laterales hacia la parte frontal de la carcasa. Esta reubicación de los orificios permitiría reducir al máximo los espacios no útiles o "claros", lo que contribuiría a mejorar la eficiencia volumétrica del compresor y disminuir la expansión no deseada de los gases, optimizando así el proceso de compresión.

Adicionalmente, la unificación o reducción del número de piezas de la carcasa tendría un impacto positivo en el funcionamiento del mecanismo biela-corredera. Al disminuir la cantidad de piezas, se evitarían posibles desajustes, que actualmente podrían generar fricción o movimientos incorrectos en el mecanismo, afectando su operación. De esta manera, la simplificación de la carcasa no solo mejoraría el sellado y la eficiencia volumétrica, sino que también optimizaría el desempeño general del compresor.

7.1. Anexos

Se adjuntan los códigos de MATLAB utilizados, y los planos del prototipo están disponibles en el siguiente enlace:
<https://drive.google.com/drive/folders/1BsVQC0CSZXOUaXx4BMTBuzcQ1LHnJ8E6?usp=sharing>

References

- [1] Carlomagno Fonseca Vallejo. “Instalación del sistema de control de presión de neumáticos TPMS en una maqueta didáctica aplicada a los estudiantes de cuarto semestre, en la carrera de pedagogía técnica de la mecatrónica 2023-2023”. B.S. thesis. Quito: UCE, 2023.
- [2] Víctor Joel Tumbaco Muñoz. “Implementación de un prototipo para medir la presión de aire y el desgaste de los neumáticos de vehículos pesados.” Tesis doct. Universidad de Guayaquil. Facultad de Ingeniería Industrial. Carrera de ..., 2021.
- [3] Asif Guliyev y Mirmövsüm Bayramov. “Compressor”. En: *Scientific Collection «InterConf»* 160 (2023), págs. 262-266.
- [4] Xu Sun et al. “Optimization of capacity control of reciprocating compressor using multi-system coupling model”. En: *Applied Thermal Engineering* 195 (2021), pág. 117175. ISSN: 1359-4311.
- [5] Mustafa Ozsipahi et al. “Experimental and numerical investigation of lubrication system for reciprocating compressor”. En: *International Journal of Refrigeration* 108 (2019), págs. 224-233. ISSN: 0140-7007.
- [6] R. Mastrullo et al. “Thermo-economical sensitivity analysis of a linear compressor”. En: *International Journal of Refrigeration* 142 (2022), págs. 82-91. ISSN: 0140-7007.
- [7] J. Tuhovcak, J. Hejcik y M. Jicha. “Comparison of heat transfer models for reciprocating compressor”. En: *Applied Thermal Engineering* 103 (2016), págs. 607-615. ISSN: 1359-4311.
- [8] Jian Zhao et al. “Indirect tire pressure monitoring method based on the fusion of time and frequency domain analysis”. En: *Measurement* 220 (2023), pág. 113282. ISSN: 0263-2241.
- [9] Teng Ren et al. “Performance analysis of an isothermal piston in the case of air compression”. En: *Case Studies in Thermal Engineering* 50 (2023), pág. 103485. ISSN: 2214-157X.
- [10] Pedro Fernández Díez. “COMPRESORES”. En: *UNIVERSIDAD DE CANTABRIA* (2010).
- [11] Franco David Cajas Muñoz y Cristian Paúl Torres Díaz. “Adquisición de señales acústicas y de vibración para el diagnóstico de fallos en un compresor recíprocante de doble etapa”. B.S. thesis. 2018.
- [12] PEDRO A GOMEZ RIVAS. “DISEÑO Y CALCULO DE COMPRESORES”. En: *DESCONOCIDO* (2005).
- [13] Michael A. Boles Yunus A. Çengel. *Termodinámica*. Mc Graw Hill Education, 2015.
- [14] Mary Carmen Diaz Alvarez. “Estudio comparativo del desempeño de compresores alternativos y compresores rotativos para el soplado de botellas PET”. En: *FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA* (2022).
- [15] OpenStax. *Física Universitaria Volumen 1*. Consultado en mayo de 2025. OpenStax CNX, 2020. URL: <https://openstax.org/books/f%C3%ADsica-universitaria-volumen-1/pages/14-2-medir-la-presion>.
- [16] Guillermo bavaresco. “Torno”. En: *GAPD INGENIERIA* (2015).
- [17] Positiva. “Taladro de arbol”. 2023.
- [18] Instrumentation. “Calibrador”. En: *Intrumentation* (2024).
- [19] Dassault Systèmes. *Guía sobre impresión 3D: procesos, materiales y aplicaciones*. Consultado en mayo de 2025. 2024. URL: <https://www.3ds.com/es/make/guide/process/3d-printing>.
- [20] PABLO ANDRÉS DUQUE RAMÍREZ. ““GUÍA TÉCNICA PARA EL DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES PARA REDUCTORES DE VELOCIDAD””. En: *UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA* (2017).
- [21] Robert L. Norton. *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*. 4.ª ed. México: Pearson, 2013.

- [22] ROBERT L. NORTON. *DISEÑO DE MAQUINARIA*. MC GRAW HILL, 2009.
- [23] FERDINAND P. BEER. *MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS*. McGrawHill, 2010.
- [24] Serope Kalpakjian y Steven R. Schmid. *Manufacturing Engineering and Technology*. Inglés. 7.^a ed. Pearson Education, 2014.
- [25] PlasticMold.net. *¿Cuánto cuesta un molde de inyección?* Accedido: 2025-05-07. 2025. URL: <https://www.plasticmold.net/es/cuanto-cuesta-un-molde-de-inyeccion/>.
- [26] RapidDirect. *Injection molding cost analysis*. <https://www.rapiddirect.com>. Consulta realizada en mayo de 2025. 2024.
- [27] Theodore P. Wright. “Factors Affecting the Cost of Airplanes”. En: *Journal of the Aeronautical Sciences* 3.4 (1936). Introdujo el concepto de la curva de aprendizaje en la fabricación industrial., págs. 122-128. DOI: 10.2514/8.155. URL: <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/8.155>.
- [28] Louis E. Yelle. “The Learning Curve: Historical Review and Comprehensive Survey”. En: *Decision Sciences* 10.2 (1979). Revisión exhaustiva sobre la teoría de curvas de aprendizaje y sus aplicaciones., págs. 302-328. DOI: 10.1111/j.1540-5915.1979.tb00026.x. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1111/j.1540-5915.1979.tb00026.x>.
- [29] International Energy Agency (IEA). *Energy Technology Perspectives 2023*. Consultado el 9 de mayo de 2025. 2023. URL: <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2023>.
- [30] Mikell P. Groover. *Fundamentals of Modern Manufacturing*. 7th. Wiley, 2020. ISBN: 9781119706427.
- [31] Freightos. *International Shipping Calculator*. Accessed: 2024. 2024. URL: <https://www.freightos.com/freight-resources/freight-calculator/>.
- [32] DIAN - Dirección de Impuestos y Aduanas Nacionales. *Estatuto Aduanero Colombiano y tarifas arancelarias*. <https://www.dian.gov.co>. Consulta realizada en mayo de 2025. 2024.
- [33] Biz Latin Hub. *Exportación e Importación en Colombia: Impuestos y Requisitos*. Accessed: 2024. 2024. URL: https://www.bizlatinhub.com/es/exportacion-importacion-impuestos-colombia/?utm_source=chatgpt.com.
- [34] Electronilab. “Motor DC 775 Eje 5mm Alta Potencia 12V-24V CNC 3018”. En: *Electronilab* (2025). URL: https://electronilab.co/tienda/motor-dc-775-eje-5mm-alta-potencia-12v-24v-cnc-3018/?srsltid=AfmB0orUDa1amvUOZEjW55FZo2Prt3WQ_18FZZnmp0lNNg7JeiCTpdro.
- [35] Tandfonline. “Quantifying leaks from Schrader valves in air conditioning systems”. En: *Tandfonline* (2024). URL: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/23744731.2024.2370218>.

```

%Análisis cinemático del mecanismo.
% L1 = longitud de la manivela
% L2 = Longitud de la biela
L1 = 0.010; % Longitud de la manivela (en m)
L2 = 0.040; % Longitud de la biela (en m)
% Ángulo de la manivela theta_2 (en grados)
theta_2 = linspace(0, 360, 361); % Desde 0 hasta 360 grados con incrementos de 1 grado
% Cálculo de theta_3 (ángulo de la biela) usando la ley de los senos
theta_3 = asind((L1 * sind(theta_2)) / L2);
% Cálculo de las posiciones de los puntos
% Punto de unión de la manivela y la biela (coordenadas del punto 1)
x1 = L1 * cosd(theta_2); % x de la unión manivela-biela
y1 = L1 * sind(theta_2); % y de la unión manivela-biela
% Cálculo del punto de unión biela-corredera
Cx = L1 * cosd(theta_2) + L2 * cosd(theta_3); % Se ajusta para asegurar que Cx sea positivo
Cy = zeros(size(Cx)); % y de la unión biela-corredera (constante en 0)
% Graficar la trayectoria de los puntos de unión
figure(1);
% Mostrar el mecanismo completo en cada ángulo de theta_2
for i = 1:length(theta_2)
    % Graficar el sistema en cada paso
    clf; % Limpiar la figura para la siguiente iteración
    hold on;
    % Graficar la manivela (de 0 a la unión manivela-biela)
    plot([0, x1(i)], [0, y1(i)], 'r', 'LineWidth', 2); % Manivela (en rojo)
    % Graficar la biela (de la unión manivela-biela a la corredera)
    plot([x1(i), Cx(i)], [y1(i), Cy(i)], 'g', 'LineWidth', 2); % Biela (en verde)
    % Graficar la corredera (pistón) como un punto
    plot(Cx(i), Cy(i), 'bo', 'MarkerFaceColor','b', 'MarkerSize', 6); % Punto de la corredera (en azul)
    % Graficar el punto de unión manivela-biela como un punto
    plot(x1(i), y1(i), 'ro', 'MarkerFaceColor','r', 'MarkerSize', 6); % Punto de la unión manivela-biela (en rojo)
    % Ajustar los límites de la gráfica para asegurarse de que todo el mecanismo se vea
    axis equal;
    % Ajuste dinámico de los límites en función de las posiciones máximas
    xlim([min([0, x1, Cx]) - 0.01, max([x1, Cx]) + 0.01]);
    ylim([min([y1, Cy]) - 0.01, max([y1, Cy]) + 0.01]);
    % Añadir etiquetas
    xlabel('Posición en X (m)');
    ylabel('Posición en Y (m)');
    title(['Posición del mecanismo en \theta_2 = ', num2str(theta_2(i)), ' grados']);
    grid on
    % Pausar para animar
    pause(0.01);
end
% Graficar las posiciones
figure(2)
% Posición del punto de unión manivela-biela (punto 1)
subplot(2, 1, 1);
plot(theta_2, x1, 'r', 'LineWidth', 2); hold on;
plot(theta_2, y1, 'b', 'LineWidth', 2);
xlabel('Ángulo de la manivela (\theta_2) en grados');
ylabel('Posición (m)');
title('Posición del punto de unión (B) Manivela-Biela');
legend('Bx', 'By');
grid on;
% Posición del punto de unión biela-corredera (punto 2)
subplot(2, 1, 2);
plot(theta_2, Cx, 'r', 'LineWidth', 2); hold on;
plot(theta_2, Cy, 'b', 'LineWidth', 2);
xlabel('Ángulo de la manivela (\theta_2) en grados');
ylabel('Posición (m)');
title('Posición del punto de unión (C) Biela-Corredera');
legend('Cx', 'Cy');

```

```

grid on;
%%Cálculo velocidades
w_ab = [zeros(1,length(x1)); zeros(1,length(y1)); -136.13*ones(1,length(y1))]; % Velocidad angular constante
r_ab = [x1; y1; zeros(1,length(x1))]; % Posición del punto B respecto al punto A
V_B = cross(w_ab, r_ab); % Velocidad en el punto B
magnVb = zeros(1,length(x1));
magnVb(1,:) = vecnorm(V_B); % Magnitud de la velocidad en el punto B
% Cálculo de la velocidad relativa de B respecto a C
syms wm_bc vm_c % Definición simbólica de las velocidades
% Velocidad angular en la biela en el punto C
w_bc = [zeros(1,length(Cx)); zeros(1,length(Cy)); wm_bc*ones(1,length(Cy))];
r_bc = [Cx; Cy; zeros(1,length(Cx))] - r_ab; % Posición relativa de C respecto a B
vc = vm_c * [ones(1,length(Cy)); zeros(1,length(Cx)); zeros(1,length(Cy))]; % Velocidad lineal en el punto C
V_BC = cross(w_bc, r_bc); % Velocidad relativa de B respecto a C
% Resolución de las ecuaciones para las velocidades relativas
solution = struct('vm_c', [], 'wm_bc', []);
for i = 1:length(y1)
    % Ecuaciones a resolver para vm_c y wm_bc en función de las velocidades
    eqns = [vc(1,i) == V_B(1,i) + V_BC(1,i);
            vc(2,i) == V_B(2,i) + V_BC(2,i)];

    % Resolver las ecuaciones simbólicas para cada valor de theta_2
    solution(i,:) = solve(eqns, [vm_c, wm_bc]);
end
% Convertir las soluciones simbólicas a valores numéricos
Solvm_cN = double([solution.vm_c]);
Solwm_bcN = double([solution.wm_bc]);
% Graficar las velocidades obtenidas para vm_c y wm_bc
figure(4);
% Graficar las velocidades de vm_c (en la parte superior)
subplot(2, 1, 1);
plot(theta_2, Solvm_cN, 'r', 'LineWidth', 2);
xlabel('Ángulo de la manivela (\theta_2) en grados');
ylabel('Velocidad lineal en C (m/s)');
title('Velocidad en el punto C ');
grid on;
% Graficar las velocidades angulares de wm_bc (en la parte inferior)
subplot(2, 1, 2);
plot(theta_2, Solwm_bcN, 'b', 'LineWidth', 2);
xlabel('Ángulo de la manivela (\theta_2) en grados');
ylabel('Velocidad angular en B (rad/s)');
title('Velocidad angular de la biela');
grid on;
figure(5);
% Redondear la magnitud de la velocidad para simplificar la gráfica
magnVb_rounded = round(magnVb, 3); % Redondear a 3 decimales
% Graficar la magnitud de la velocidad en función de theta_2
plot(theta_2, magnVb_rounded, 'b', 'LineWidth', 2);
% Ajustar los límites del eje Y para que sea más pequeño
ylim([min(magnVb_rounded) - 0.001, max(magnVb_rounded) + 0.001]); % Ajuste del rango del eje Y
% Añadir etiquetas
xlabel('\theta_2 (grados)');
ylabel('Magnitud de la velocidad (m/s)'); % Magnitud de la velocidad en unidades más legibles
title('Magnitud de la velocidad en el punto B');
grid on;
% CÁLCULO DE ACELERACIONES
% Parámetros iniciales ya calculados:
magnWab = abs(w_ab(3)); % magnitud de la velocidad angular AB (rad/s)
alpha_ab = 0; % aceleración angular manivela AB = 0 (constante)
w_ab_squared = magnWab^2; % Velocidad angular al cuadrado para aceleración centrípeta
% Aceleración del punto B (manivela): centrípeta (sin aceleración angular)
a_Bx = -w_ab_squared .* x1; % componente x de aceleración centrípeta

```



```

a_By = -w_ab_squared .* y1; % componente y de aceleración centrípeta
a_b = [a_Bx; a_By; zeros(1,length(theta_2))];
% Pre-asignar variables para soluciones
alpha_bc = zeros(1,length(theta_2)); % aceleración angular de la biela BC
a_c_lineal = zeros(1,length(theta_2)); % aceleración lineal del pistón C
% Resolución del sistema para cada ángulo theta_2
for i = 1:length(theta_2)
    % Definir variables simbólicas
    syms alpha_BC a_C real
    % Vectores posición actualizados para cada ángulo (instantáneos)
    r_CB = [Cx(i)-x1(i); Cy(i)-y1(i); 0];
    % Velocidad angular de la biela (BC) ya calculada anteriormente
    w_BC = Solwm_bcN(i);
    % Calcular aceleración de C respecto a B (tangencial + centrípeta)
    a_CB_tangencial = cross([0;0;alpha_BC], r_CB);
    a_CB_centripeta = - (w_BC^2) * r_CB;
    % Aceleración total de C respecto a B
    a_CB_total = a_CB_tangencial + a_CB_centripeta;
    % Plantear ecuaciones vectoriales de aceleraciones
    % Sabemos que la aceleración del punto C en dirección Y es cero (Cy siempre es 0)
    eqns = [a_b(1,i) + a_CB_total(1) == a_C; % dirección x
            a_b(2,i) + a_CB_total(2) == 0]; % dirección y (corredera sin aceleración en y)
    % Resolver sistema simbólico
    sol = solve(eqns, [a_C, alpha_BC]);
    % Guardar resultados numéricos
    a_c_lineal(i) = double(sol.a_C); % aceleración lineal de la corredera C
    alpha_bc(i) = double(sol.alpha_BC); % aceleración angular de la biela BC
end
% Resultados obtenidos correctamente
disp('Aceleración lineal del pistón (C) en X (m/s^2):');
disp(a_c_lineal);
disp('Aceleración angular de la biela (rad/s^2):');
disp(alpha_bc);
% Graficar resultados finales de aceleraciones
figure(6);
subplot(2,1,1)
plot(theta_2, a_c_lineal,'r','LineWidth',2);
xlabel('\theta_2 (grados)');
ylabel('a_C (m/s^2)');
title('Aceleración lineal del pistón (C)');
grid on;
subplot(2,1,2)
plot(theta_2, alpha_bc,'b','LineWidth',2);
xlabel('\theta_2 (grados)');
ylabel('\alpha_{BC} (rad/s^2)');
title('Aceleración angular de la biela ');
grid on;
% Magnitud correcta de la aceleración del punto B para cada ángulo theta_2
magn_aB = sqrt(a_b(1,:).^2 + a_b(2,:).^2); % Magnitud en mm/s^2
% Redondear la magnitud de la aceleración para simplificar la gráfica
magn_aB_rounded = round(magn_aB, 3); % Redondear a 3 decimales
% Graficar aceleración del punto B (magnitud variable con el ángulo)
figure(7);
plot(theta_2, magn_aB_rounded, 'm', 'LineWidth', 2);
% Ajustar los límites del eje Y para que sea más pequeño
ylim([min(magn_aB_rounded) - 0.001, max(magn_aB_rounded) + 0.001]); % Ajuste del rango del
eje Y
% Añadir etiquetas
xlabel('\theta_2 (grados)');
ylabel('Magnitud aceleración B (m/s^2)');
title('Magnitud de la aceleración del punto B');
grid on;

```

```

%=====
% CÁLCULO DE TRABAJO Y GRÁFICA DE POTENCIA VS. RPM
%=====

clc;
clear;
close all;

%% 1. DATOS DE ENTRADA Y CONSTANTES
%-----
% a) Condiciones del Proceso y Tanque
P1 = 101325;    % Presión inicial [Pa]
T1 = 298.15;    % Temperatura inicial [K]
P2 = 446090;    % Presión final [Pa]
V2 = 0.023;     % Volumen del tanque [m^3] -> para el Trabajo

% b) Características del Compresor
Vd = 2.78e-5;   % Volumen desplazado [m^3]
eta_v = 0.81;   % Eficiencia volumétrica

% c) Rango de RPM para la gráfica
rpm_vector = 500:100:4000; % Vector de 500 a 4000 RPM para una curva suave

% d) Constantes para el aire (gas ideal)
R = 287.05;     % [J/(kg*K)]
Cp = 1005;     % [J/(kg*K)]
Cv = 718;      % [J/(kg*K)]
k = Cp / Cv;

%% 2. CÁLCULO DEL TRABAJO TOTAL (Constante, no depende de RPM)
%-----
T2 = T1 * (P2 / P1) ^ ((k-1)/k);
m2 = (P2 * V2) / (R * T2);
W = m2 * (Cp * T1 - Cv * T2);
W_julios = abs(W);

% Mostrar resultado del Trabajo
fprintf('===== RESULTADO CONSTANTE =====\n');
fprintf('Trabajo Total para llenar el tanque (W): %.2f julios\n', W_julios);
fprintf('===== \n\n');
fprintf('Generando gráfica de Potencia vs. RPM...\n');

%% 3. CÁLCULO DE POTENCIA PARA CADA RPM
%-----
% Pre-allocar un vector para guardar los resultados de potencia
power_vector = zeros(size(rpm_vector));

% Bucle para calcular la potencia para cada valor de RPM
for i = 1:length(rpm_vector)
    N = rpm_vector(i); % RPM actual

    % Calcular el caudal Q para el N actual
    Q = Vd * (N / 60) * eta_v;

    % Calcular la Potencia Teórica P para el Q actual
    P = ( (P1 * Q) / (R * T1) ) * (Cp * T1 - Cv * T2);

    % Guardar el resultado en el vector de potencia
    power_vector(i) = abs(P);
end

%% 4. GENERACIÓN DE LA GRÁFICA
%-----
figure('Name', 'Potencia vs. RPM', 'NumberTitle', 'off');
plot(rpm_vector, power_vector, 'b-', 'LineWidth', 2.5);

```

```
title('Potencia Teórica vs. RPM del Compresor');  
xlabel('Revoluciones por Minuto (RPM)');  
ylabel('Potencia Teórica (vatios)');  
grid on;  
axis tight;  
fprintf('Proceso completado.\n');
```