



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA.**

**ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES.**

**INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

*“Diseño y construcción de un compresor de oxígeno como  
complemento alternativo del sistema de generación y distribución  
de oxígeno del Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto  
Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.”*

DOCUMENTO CIENTÍFICO PREVIO A  
LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO.

**AUTORES:**

**Julio César Cabrera Sarmiento.**

**Byron Agustín Solórzano Castillo.**

**DIRECTOR:**

**Ing. Thuesman Estuardo Montaña Peralta**

**LOJA-ECUADOR.**

*Autoría.*

El presente proyecto ha sido elaborado con los criterios de los autores, por lo tanto los mismos se declaran autores legítimos de este trabajo de tesis.

## ***DECLARACIÓN DE AUTORIDAD***

Nosotros: Byron Agustín Solórzano Castillo y Julio César Cabrera Sarmiento, autores intelectuales del presente trabajo de investigación, autorizamos a la Universidad Nacional de Loja, de hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

.....  
***Byron Agustín Solórzano Castillo***

.....  
***Julio César Cabrera Sarmiento***

## ***AGRADECIMIENTO***

El más sincero sentimiento de gratitud al grupo de docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica que participaron día a día en nuestra formación profesional, al Ing. Thuesman Montaña que supo dirigirnos de la mejor forma para llevar a cabo el presente proyecto de tesis, a la empresa Oximédica del Ecuador que contribuyó con sus instalaciones, tecnología y equipos para el diseño y construcción del sistema de compresión. Y de manera especial a la Universidad Nacional de Loja, por ser nuestra institución formadora de nuevos criterios y principios profesionales tanto como humanos.

## ***DEDICATORIA***

“Dedico el presente proyecto de tesis a mis padres: Olga y Agustín, que gracias a su esfuerzo y trabajo permanente, me guiaron y ayudaron a salir adelante. A ellos debo mi eterna gratitud y futura vida profesional.”

***Att: Byron Agustín Solórzano Castillo.***

“El presente trabajo de tesis lo dedico con mucho cariño a mis padres: Bolívar y Zoila a quienes siempre los llevo presente en mi corazón y que son mi fuerza que me anima a seguir adelante. A mis queridos hermanos, Patricia, Cristina, Cristian, por compartir los deseos de superación y optimismo, a mi esposa Janeth por brindarme su amor y comprensión, en fin a toda mi familia.”

***Att: Julio César Cabrera Sarmiento.***

## **RESUMEN**

El presente proyecto de tesis comprende *“El diseño y construcción de un compresor de oxígeno como complemento alternativo del sistema de generación y distribución de oxígeno del Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.”* Teniendo como objetivos específicos: Determinar un sistema adecuado y seguro para el proceso de compresión de oxígeno, el diseño de un equipo compresor como complemento del sistema de extracción de oxígeno PSA propia del hospital y su posterior construcción para un funcionamiento adecuado y eficiente, que garantice un abastecimiento continuo a la red de distribución de oxígeno existente en esta casa de salud.

Cabe recalcar la importancia de este proyecto, ya que su aplicación como componente de una red de oxígeno hospitalaria, demanda de un buen diseño, basado en normas y características de compresores para procesos especiales.

En el transcurso del proceso investigativo se determinó conveniente diseñar un compresor alternativo de pistón ya que, su amplio campo de aplicación permite su uso en este tipo de instalaciones. Siendo este compresor la base del estudio.

## ***SUMARY.***

The present thesis project understands "The design and construction of an oxygen compressor like alternative complement of the generation system and distribution of oxygen of the Hospital Manuel Y. Monteros of the Ecuadorian Institute of Social security (IESS) of Loja." Having as specific objectives: "To determine an appropriate system and insurance for the process of oxygen compression, the design of a team compressor like complement of the system of oxygen extraction PSA characteristic of the hospital and their later construction for an appropriate and efficient operation that guarantees a continuous supply to the net of distribution of existent oxygen in this house of health.

It is necessary to emphasize the importance of this project, since their application like component of a hospital oxygen net, demand of a good design, based on norms and characteristic of compressors for special processes.

In the course of the investigative process it was determined convenient to design an alternative compressor of piston since their application field it allows their use in this type of facilities. Being this compressor the base of the present study.

## INDICE

	Pag.
<b>I.- INTRODUCCIÓN.</b>	5
<b>II.- ANTECEDENTES.</b>	7
II.i.- Situación problemática.	7
<b>III.- METODOLOGÍA.</b>	10
III.i.- Tipo de investigación.	10
III.ii.- Métodos.	10
III.iii.- Técnicas e instrumentos.	12
<b>IV.- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.</b>	15
IV.i.- Sistema categorial.	15
IV.ii.- Declaración teórica.	18
<b>V.- EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN.</b>	101
V.i.- Descripción general del equipo planteado.	101
V.ii.- Características de los equipos instalados.	101
<b>VI.- DESARROLLO.</b>	104
➤ Resumen de estado actual del equipo de generación de oxígeno, análisis de las partes defectuosas y razón de la solución planteada.	104
➤ Necesidad del sistema.	106
➤ Condiciones de trabajo.	107
➤ Selección general del tipo de compresor.	108
➤ Selección general de los componentes del compresor.	109
➤ Selección de materiales necesarios para las partes del compresor.	111
➤ Dimensionamiento de las partes fundamentales del compresor.	112
❖ Diámetro del pistón de trabajo.	112
❖ Carrera del pistón de trabajo.	113
❖ Número de revoluciones.	113
➤ Dimensionamiento, diseño y esquematización de las partes fundamentales del compresor, basado en la cinemática, dinámica y resistencia a las condiciones de trabajo.	114
❖ Diseño de las partes de transmisión de potencia (móviles).	115
• Cigüeñal.	115
○ Cálculo del torque máximo sobre el cigüeñal.	116



○ Estimación de la potencia mecánica para condiciones de trabajo.	118
○ Cálculo del momento flector sobre el eje del cigüeñal.	119
○ Cálculo del menor diámetro necesario del eje del cigüeñal.	120
• <i>Polea conducida.</i>	121
○ Cálculo del diámetro de la polea conducida del compresor según fuente motriz.	122
○ Determinación del número de correas necesarias para transmisión de potencia.	122
• <i>Brazo de biela.</i>	128
• <i>Pistón guía, Vástago propulsor y Pin pasador.</i>	131
○ Cálculo del diámetro del perno del vástago.	134
○ Cálculo del espesor lateral del pistón guía.	136
○ Cálculo del espesor superior del pistón guía.	139
○ Determinación del diámetro mínimo para el pin-pasador del pistón guía.	140
❖ <i>Diseño de las partes fijas o estructura.</i>	144
• <i>Block.</i>	145
○ Puntos de apoyo del cigüeñal.	145
○ Inexistencia de lubricación.	145
○ Acceso al brazo de biela, para mantenimiento.	145
• <i>Camisa Guía.</i>	146
• <i>Separador de camisas.</i>	148
• <i>Porta camisa de trabajo.</i>	150
○ <i>Análisis y cálculo del número de pernos necesarios para la sujeción de las partes de compresión.</i>	150
• <i>Manzana del cigüeñal.</i>	157
❖ <i>Diseño de las partes de compresión.</i>	164
• <i>Pistón de trabajo.</i>	164
• <i>Anillos de compresión y de soporte.</i>	165
• <i>Expansores de anillos de compresión.</i>	167
• <i>Grupo de válvulas.</i>	168
• <i>Camisa de trabajo.</i>	169

•	<i>Cabezote.</i>	172
❖	<i>Diseño de otras partes.</i>	174
•	<i>Rodamientos.</i>	174
•	<i>Elementos de ajuste (pernos, tuerca, espárragos).</i>	175
•	<i>Sellos y empaquetaduras.</i>	176
➤	<i>Análisis de pérdidas de potencia en el compresor.</i>	177
❖	<i>Potencia disipada por la fuerza de fricción producida por los anillos de trabajo en la camisa de compresión.</i>	177
❖	<i>Potencia disipada por la fuerza de fricción producida por los anillos de soporte en la camisa guía.</i>	180
❖	<i>Potencia de pérdida por el ventilador conformado en la polea de transmisión.</i>	182
➤	<i>Estimación de potencia para el compresor.</i>	183
❖	<i>Potencia mecánica.</i>	184
❖	<i>Potencia Isotérmica.</i>	185
❖	<i>Potencia adiabática.</i>	186
❖	<i>Determinación de la fuente de Potencia.</i>	188
➤	<i>Sistema de enfriamiento.</i>	188
❖	<i>Determinación del calor generado en la camisa de trabajo.</i>	189
•	<i>Incremento de temperatura (ganancia de energía en el gas) por compresión.</i>	189
•	<i>Incremento de temperatura (ganancia de energía en el gas) por fricción de los componentes de compresión.</i>	190
❖	<i>Determinación del calor generado en la camisa guía.</i>	190
❖	<i>Dimensionamiento del sistema de refrigeración.</i>	191
❖	<i>Cálculo de la capacidad de disipación de calor del intercambiador utilizado.</i>	191
➤	<i>Dimensionamiento de partes y esquematización del circuito de control y accionamiento eléctrico.</i>	195
➤	<i>Dimensionamiento de partes y esquematización del circuito de flujo de oxígeno y refrigerante.</i>	198
❖	<i>Circuito de flujo de oxígeno.</i>	198
❖	<i>Dimensionamiento del tanque de reserva.</i>	199

❖ <i>Circuito de circulación de refrigerante.</i>	200
➤ <i>Dimensionamiento de la caja base del compresor.</i>	201
➤ <i>Proceso de producción, mecanizado y montaje de partes.</i>	202
❖ <i>Partes de fundición de hierro y fundición de aluminio.</i>	202
❖ <i>Partes de materiales existentes en el mercado.</i>	203
❖ <i>Accesorios adquiridos en el mercado.</i>	204
➤ <i>Pruebas y resultados del funcionamiento del compresor.</i>	206
<b>VII.- VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA.</b>	208
<b>VIII.- CONCLUSIONES.</b>	214
<b>IX.- RECOMENDACIONES.</b>	215
<b>X.- BIBLIOGRAFÍA.</b>	216
<b>XI.- ANEXOS.</b>	218
<i>Anexo 1. Tabla de torque de ajuste recomendado para pernos de varios materiales.</i>	
<i>Anexo 2. Características de fluorelastómero - viton</i>	
<i>Anexo 3. Características nitrilo</i>	
<i>Anexo 4. Características generales del PTFE (politetrafluoroetileno)</i>	
<i>Anexo 5. Características de los rodamientos de bolas de la serie 62 y 63 de s.k.f.</i>	
<i>Anexo 6. Compresores existentes en las instalaciones del hospital manuel ignacio monteros (iess) loja.</i>	
<i>Anexo 7. Esquema de planta de envasado de oxígeno instalada.</i>	
<i>Anexo 8. Esquema de planta planteado para red de oxígeno instalada.</i>	
<i>Anexo 9. Tecnología de absorción por presión</i>	
<i>Anexo 10. Especificaciones de los generadores de oxígeno marca OGSÍ.</i>	
<i>Anexo 11. Propiedades térmicas de fluidos utilizados en el análisis</i>	
<i>Anexo 12. Propiedades térmicas del oxígeno en presiones y temperaturas de entrada y salida del compresor</i>	
<i>Anexo 13. Características del acero inoxidable BOHLER AISI 304</i>	
<i>Anexo 14. Característica del bronce SAE 64 (IVAN BOHMAN)</i>	
<i>Anexo 15. Característica de la barra perforada 147m (IVAN BOHMAN)</i>	
<i>Anexo 16. Esquemización técnica del compresor para oxígeno.</i>	
<i>Anexo 17. Manual de mantenimiento para el compresor de oxígeno.</i>	

## **I.- INTRODUCCIÓN.**

“El continuo adelanto en el campo industrial de nuestra sociedad, demanda cada día de nuevos conocimientos, cuyos logros nos permitirán avanzar hacia nuevos retos, por esa razón la industria requiere de entes dispuestos y listos para resolver cuanto problema surja dentro del campo tecnológico e industrial, de manera científica pero además con un criterio adecuado de responsabilidad y ética moral”

Un campo novedoso o quizás desconocido para muchos, es la extracción de oxígeno por absorción (Sistema PSA), la cual presenta buenos resultados en varias aplicaciones medicinales e incluso industriales, por su alta pureza de entrega del gas (hasta 95%), se han desarrollado muchos equipos para la producción en media y alta escala. Uno de los inconvenientes de este proceso es la baja presión de entrega la cual, tiene un valor máximo de 0.42MPa (60psi), siendo insuficiente para algunas instalaciones y aplicaciones como lo es el caso de una red hospitalaria de oxígeno.

En vista de esta deficiencia se opta por incorporar al sistema, un elemento compresor que eleve el rango de presión antes mencionado y así garantizar su aplicación.

El elemento compresor debe tener ciertas características constructivas especiales debido a que sus condiciones de operación son rigurosas, al trabajar con un gas altamente oxidante que por razones de seguridad, no admite ningún tipo de lubricación en sus partes de compresión.

Debido a su flexibilidad en el diseño y alta eficiencia, los compresores para procesos especiales y dentro de estos el compresor alternativo de pistón, tiene una gran aplicación en el campo industrial, medicinal, alimenticio, entre otros, permitiéndonos implementarlo como parte del sistema de obtención de oxígeno mencionado obteniendo un buen desempeño.

Los compresores de este tipo son utilizados comúnmente para el llenado de botellas a alta presión (15.1 MPa ó 2200 psi) que posteriormente serán instaladas en redes de distribución de este gas.

El caso del Hospital Manuel Ygnacio Monteros del IESS de Loja, no es una excepción y se viene trabajando de esta manera desde hace 3 años con el sistema, teniendo un desempeño considerado por los operadores del equipo, como irregular, puesto que los compresores de oxígeno instalados (compresores de alta presión) requieren mantenimientos prematuros (cada 4 meses), teniendo que suspender el funcionamiento de toda la planta, creando así una expectativa de un posible desabastecimiento de oxígeno.

En el campo investigativo, este trabajo trata exclusivamente: El diseño y construcción de un compresor alternativo para oxígeno como complemento de la red de distribución de la casa hospitalaria antes mencionada, enfocando su uso ya no para llenado de envases a alta presión, sino que por el contrario mantener una reserva suficiente de oxígeno a presiones consideradas bajas (hasta 1.4 MPa o 200 psi) destinada a su distribución cuando el equipo de llenado de envases esté defectuoso o cuando los operadores de la red así lo consideren necesario.

Por su uso e importancia, es necesario un correcto diseño e implementación garantizándose el suministro de este gas tan vital como lo es el oxígeno hospitalario. Sin dejar de lado un dimensionamiento acorde a las necesidades del hospital y así asegurar una eficiencia energética muy valorada en estos días.

## **II.- ANTECEDENTES.**

El hospital Manuel Ygnacio Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja, es una institución creada hace 30 años, se encuentra ubicada en la Av. Orillas del Zamora y Ancon, con la función principal de prestar servicios a los afiliados al seguro social ecuatoriano.

En el mes de Diciembre del 2005 esta casa de salud adquiere una planta de generación de oxígeno, para solventar el consumo de este gas en la institución. El sistema de generación de oxígeno adquirido, consiste en una planta de generación y envasado de 17 botellas de 6m<sup>3</sup> a 15.1 MPa (2200psi) por día, mediante el uso de un sistema PSA (Pressure Swing Adsorption) con compresores de llenado de alta presión.

El Hospital del IESS de Loja fue la primera institución de nuestra ciudad en adquirir un sistema de generación de oxígeno PSA, siendo esta auto abastecedora de sus propias necesidades de oxígeno. El sistema de generación tiene una pureza de hasta 93% siendo muy adecuado su uso para hospitales o cualquier aplicación médica.

**II.i.- Situación Problemática.-** El sistema de generación de oxígeno (PSA) consiste generalmente en dos partes: la primera, denominada sistema de generación de oxígeno y la segunda que es considerada como sistema de compresión de oxígeno. El sistema de compresión de oxígeno es un complemento del sistema PSA utilizado generalmente para llenar envases de alta presión 15.1 MPa (2200 psi).

La planta de oxígeno instalada tiene un funcionamiento permanente de 24 horas debido a la gran demanda de este gas. Por el continuo trabajo antes mencionado y en las condiciones de presión de llenado de envases, la parte del sistema más afectada es el compresor de llenado. El cual recibe mantenimiento correctivo cada dos meses. El mantenimiento antes mencionado dura de 2 a 3 días, teniendo que suspender la generación de oxígeno, hecho que ocasiona la parada total del sistema y por ende el desabastecimiento de este gas.

En esta situación se hace uso de un sistema de emergencia para solventar el consumo, este sistema consiste en proveer de botellas de oxígeno previamente envasadas o las existentes en el mercado para ser conectadas en la red.

En si, el sistema de producción de oxígeno PSA, tiene un alto rango de confiabilidad en su funcionamiento, pero cabe mencionar que las presiones de entrega de oxígeno son demasiado bajas para mantener una red de distribución siendo necesario el uso de los compresores de llenado antes mencionados.

En el caso particular de este hospital se llena los envases de oxígeno a 15.1 MPa (2200 psi), se instala varios tanques de estos (de 6 a 10 envases), en un punto de distribución común (Manifold o Múltiple) y se da paso a la red mediante un regulador de presión que mantiene a 0.5 MPa (70 psi), toda la instalación.

Como punto de vista particular creemos que los mantenimientos consecutivos de los compresores de alta presión son inevitables por las condiciones mismas del trabajo, pero si podemos plantear un sistema garantizado y adecuado para mantener la red de oxígeno sin ningún inconveniente cuando estos estén fuera de operación. Este planteamiento se basa en las características de la red de este hospital, la cual tiene una presión constante de 0.5 MPa (60 -70 psi), considerando por nuestra parte la instalación de un compresor de media presión para oxígeno y de un tanque de almacenamiento (previamente dimensionado) que mantengan este rango de manera segura hasta cuando el sistema principal este listo para entrar en funcionamiento.

El compresor mencionado en este caso tiene características particulares y especiales debido a la complejidad que implica comprimir oxígeno.

Dentro de estas particularidades tenemos:

- El bajo nivel de lubricación permitido (muchas veces nula).
- Resistencia a la oxidación producida por el oxígeno.
- Alto nivel de refrigeración (el oxígeno comprimido alcanza mayores temperaturas que el aire comprimido en las mismas condiciones).
- Anillos de compresión especiales.

- Uso de materiales que no contaminen el oxígeno (no tóxicos).
- Entre otros.

El compresor para oxígeno puede ser considerado como complemento esencial dentro del sistema PSA, para mantener instalaciones o redes de distribución de oxígeno a un nivel eficiente de trabajo, cabe mencionar que el principio de compresión es igual a un compresor común y corriente.

El sistema planteado por parte nuestra consiste en un compresor e media presión y alto caudal 1.7 MPa y  $15 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/s (alrededor de 250 psi y 200 SCFH), que alimenta un tanque de almacenamiento dimensionado a las demandas del Hospital IESS de Loja, alimentado por el sistema PSA existente en esta entidad, controlado a través de un presóstato que controla los arranques y paradas cuando el sistema esté desabastecido o completamente lleno.

A primera vista podemos asegurar que este sistema ofrecerá las siguientes ventajas:

- Alargará la vida útil del sistema de compresión principal (compresores de llenado).
- Mayor seguridad industrial en las instalaciones debido a las menores presiones de trabajo.
- Asegurará el subministro de oxígeno en la Institución.
- Permitirá tiempos de parada a los compresores de llenado.
- Conllevará a un menor consumo energético.
- Menores costos de operación y mantenimiento.

Por lo mencionado se puede decir que el sistema PSA instalado en el Hospital IESS de Loja, necesita de un sistema alternativo de compresión de oxígeno para su correcto y seguro funcionamiento, considerando muy importante hacer la propuesta de diseño y construcción de un compresor alternativo para oxígeno de media presión y alto caudal, que entre en funcionamiento cuando los compresores principales se encuentren en mantenimiento o fuera de operación. Sin dejar de lado el correcto abastecimiento de la red de esta institución.



### **III.- METODOLOGÍA.**

**III.i.- Tipo de investigación.-** La presente investigación es del tipo descriptiva explicativa, con fines de aplicación en diseño y construcción de un equipo electromecánico.

**III.ii.- Métodos.-** El proceso metodológico se fundamentó primeramente en determinar cuales son las unidades de análisis más importantes, las mismas que son detalladas a continuación:

- Sistema de generación de oxígeno existente en el Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.
- La red de distribución de oxígeno del Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.
- Los compresores de llenado de tanques de oxígeno existentes en el Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.
- Las características de trabajo de la red existente en esta institución.
- Sistemas de compresión de oxígeno.
- Sistemas de distribución de oxígeno.
- Seguridad industrial y normas básicas de las instalaciones de redes de oxígeno.
- Compresores de pistón.
- Fuentes bibliográficas y de consulta sobre estudios de gases, compresores, termodinámica, mecánica, fluidos, entre otros.

Como segundo paso establecimos cuales son los problemas que se nos podían presentar para llevar a cabo el proceso, resumiéndolos en la siguiente lista:

- La falta de un diseño de compresor de oxígeno como complemento del sistema PSA en nuestro medio.
- La inexistencia de documentos sobre sistemas de producción y distribución de oxígeno.

- Los materiales especiales inexistentes en nuestra provincia para la construcción del compresor de oxígeno.
- La poca información sobre sistemas y mecanismos para la compresión de oxígeno.

Conocidas las unidades fundamentales de análisis y los posibles problemas, optamos trabajar de manera sistemática con la siguiente metodología:

- Revisión general de la planta de generación de oxígeno existente en el Hospital IESS de Loja.
- Esquematización y caracterización de todos los componentes existentes en la planta de generación de oxígeno del Hospitales IESS de Loja.
- Cuantificación del consumo de oxígeno promedio de la red instalada en esta Institución.
- Análisis general de las fallas comunes existentes en el sistema de compresión de oxígeno instalado.
- Obtención y organización de la información referente a los sistemas de generación y compresión de oxígeno.
- Busca y definición sobre cual es el sistema adecuado para mantener a red de oxígeno en un nivel eficaz y eficiente.
- Selección general sobre que componentes debe tener el sistema de media presión para mantener la red de oxígeno de esta institución.
- Haciendo referencia a los sistemas y tipos de compresores, caracterizaremos de forma general que compresor de oxígeno se puede acoplar al sistema.
- Diseño de un sistema apropiado y acoplable al sistema PSA para mantener la red de oxígeno.
- Selección de componentes y accesorios que debe tener el compresor antes diseñado para su correcto funcionamiento (sistema eléctrico, sistema de refrigeración, accesorios en general).
- Estudio referente a todos los posibles componentes del sistema de compresión frente a sus condiciones nominales de operación (análisis cinemático, análisis dinámico, resistencia de materiales, análisis termodinámico, estudio de fluidos, etc.)

- Dimensionamiento de los accesorios del sistema de compresión necesarios para el sistema PSA y la red de oxígeno instalada.
- Construcción de los componentes mecánicos necesarios para el montaje del compresor de oxígeno, a través de la materia prima necesaria (mercado local y nacional).
- Adquisición de los accesorios necesarios para el montaje de compresor de oxígeno (accesorios de refrigeración, material eléctrico, material hidráulico entre otros).
- Montaje del compresor de oxígeno con todos sus componentes necesarios.
- Pruebas de la cinemática del compresor, antes de ser sometido a carga.
- Revisión de detalles finales del compresor.
- Adquisición de los componentes necesarios para el lugar de instalación del compresor de oxígeno que aseguren el correcto funcionamiento de todo el sistema.
- Instalación de todo el sistema planteado para las pruebas pertinentes.
- Pruebas del sistema en el lugar de trabajo para verificar su correcto funcionamiento.
- Socialización de los resultados obtenidos en la investigación.

Los métodos a utilizar en esta investigación están basados en el proceso metodológico redactado anteriormente y son del orden teórico y práctico; como la observación sistemática, medición, entrevista, deducción, análisis y síntesis entre otros, debido a los varios campos que implica este estudio.

***III.iii.- Técnicas e instrumentos.-*** Las técnicas utilizadas se detallan en la tabla siguiente, y fueron encaminadas a la solución de los diversos problemas e hipótesis planteadas para el proceso de investigación.

Tabla 1. Técnicas utilizadas en el proceso de investigación.

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	HIPOTESIS	TÉCNICAS
<p><i>“Excesivo desgaste de los componentes de compresión del sistema de envasado de oxígeno, debido a las largas jornadas de trabajo.”</i></p>	<p><i>La implementación de un sistema alternativo de compresión de oxígeno asegurará un abastecimiento continuo de este gas y extenderá de manera considerable la vida útil de los componentes de compresión en los compresores de llenado</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Consulta sistemática de información referente al funcionamiento de los compresores instalados.</li> <li>• Medición y toma de datos de los equipos que conforman la planta de generación de oxígeno.</li> <li>• Esquematación general de los equipos para entender su función en el sistema.</li> <li>• Observación explorativa de fallas.</li> <li>• Comparación final del nuevo sistema frente al sistema anterior.</li> </ul>
<p><i>La complejidad que implica el proceso de compresión de oxígeno.</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <i>El bajo nivel de lubricación permitido (muchas veces nula).</i></li> <li>• <i>Resistencia a la oxidación del oxígeno.</i></li> <li>• <i>Alto nivel de refrigeración (el oxígeno comprimido alcanza mayores temperaturas que el aire comprimido en las mismas condiciones).</i></li> <li>• <i>Anillos de compresión especiales.</i></li> </ul>	<p><i>Mediante un análisis detenido y adecuado podemos determinar un sistema seguro para comprimir oxígeno.</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Consulta y organización de información referente a sistemas de compresión de gases.</li> <li>• Lectura comprensiva sobre posibles sistemas de compresión de oxígeno.</li> <li>• El estudio analítico de procesos de compresión de oxígeno.</li> <li>• Observación y Comparación de sistemas y características de los mecanismos de compresión de oxígeno.</li> </ul>
<p><i>La falta de un diseño de un compresor de oxígeno como complemento del sistema PSA en nuestro medio.</i></p>	<p><i>Conociendo las características fundamentales de trabajo de los sistemas PSA, y las necesidades de consumo de la red del Hospital IEES de Loja se puede diseñar un compresor que complemente la deficiencia del sistema inicial instalado en esta institución.</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La visualización del funcionamiento del sistema PSA.</li> <li>• Estudio analítico del funcionamiento del sistema PSA.</li> <li>• La medición de consumo de la red instalada.</li> <li>• La encuesta a los encargados del mantenimiento de la red sobre la cantidad de gas consumido.</li> <li>• Elaboración de estudios sobre los compresores aplicando el caso específico del Hospital del IEES de Loja.</li> <li>• Redacción técnica de un informe del diseño y características de todo el sistema.</li> </ul>
<p><i>La inexistencia de un compresor de oxígeno como complemento alternativo del sistema PSA instalado en el Hospital IEES de Loja.</i></p>	<p><i>En nuestro medio es posible la construcción de un compresor de oxígeno que mantenga rangos de funcionamiento eficiente y óptimo frente a las condiciones de trabajo existentes en la red de distribución del Hospital IEES de Loja.</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elaboración de planos de referencia.</li> <li>• Adquisición de materia prima.</li> <li>• Mecanizado de materiales.</li> <li>• Soldadura de elementos.</li> <li>• Acondicionamiento de los diversos componentes.</li> <li>• Montaje sistemático de elementos varios.</li> <li>• Pruebas de ensayo y rectificación de posibles fallas existentes.</li> </ul>

Toda la información referente al tema de estudio fue procesada de la siguiente manera:

1. Información consultada de fuente bibliográfica, luego de ser revisada y clasificada se ordenó y digitó en formato Word en un computador.
2. Información consultada de fuente de Internet u otra fuente virtual, luego de ser revisada y clasificada se reprocesó en un documento en formato Word.
3. Observaciones realizadas se llevaron a un documento de resultados los cuales fueron analizados y digitados para uso en las etapas de diseño y construcción de esta tesis.
4. Información de consultas, ensayos, pruebas entre otras técnicas de obtención de datos, fueron recopilados, analizados y digitados para uso en las diferentes etapas de la investigación.

Para el proceso de la información estimamos hacer uso de los siguientes programas:

- Presentación de documento o fuente de marco teórico se utilizó el programa Microsoft Word.
- Elaboración de esquemas de orden general y técnicos se usó el programa Auto Cad versión 2006.
- Procesamiento matemático aplicado en el análisis y diseño se aplicó el programa Mathcad.
- Graficar curvas características de diferente índole, se utilizó los programas, Microsoft Excel y Cosmos.
- Exposición de resultados se utilizará el programa Microsoft Office PowerPoint.

## **IV.- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.**

<b>IV.i.- Sistema categorial.</b>	<b>Pag.</b>
<b>1.0 COMPRESORES.</b>	<b>18</b>
1.1 Generalidades.	18
1.2 Tipos de compresores.	18
1.3 Clasificación general de los compresores.	19
1.4 Compresores alternativos.	20
1.4.1 Introducción.	20
1.4.2 ¿Cómo trabaja un compresor alternativo?	20
1.5 Factores incluidos en el rendimiento de un compresor alternativo.	23
1.6 Clasificación de los compresores alternativos.	25
1.6.1 De simple acción.	26
1.6.2 De doble acción.	26
1.6.3 Lubricados.	27
1.6.4 No lubricados.	27
1.7 Claves para la selección de compresores.	29
1.7.1 Selección de compresores reciprocantes.	29
1.8 Compresores para oxígeno.	30
1.8.1 Mantenimiento y operación.	31
1.8.2 Diseño para seguridad.	31
1.8.3 Anillos de pistón.	32
1.8.4 Válvulas o descargadores.	33
1.9 Termodinámica de los gases en el diseño de compresores.	33
1.9.1 Leyes de los gases ideales o perfectos.	33
1.9.1.1 Ley de Boyle.	33
1.9.1.2 Ley de Charles.	34
1.9.1.3 Ley de Amonton.	34
1.9.1.4 Ley de Dalton.	34
1.9.1.5 Ley de Amagat.	35
1.9.1.6 Ley de Avogrado.	35
1.9.1.7 Fórmula del gas perfecto.	35

1.10	<i>Presión de vapor.</i>	35
1.11	<i>Gas y vapor.</i>	36
1.12	<i>Condiciones críticas.</i>	36
1.13	<i>Compresibilidad.</i>	37
1.14	<i>Peso específico y presión parcial.</i>	38
1.15	<i>Relación de calores específicos “k”</i>	38
1.16	<i>Condiciones Pseudo-Críticas y compresibilidad.</i>	39
1.17	<i>Ciclos de compresión.</i>	40
1.17.1	<i>Compresión Isotérmica.</i>	40
1.17.2	<i>Compresión Adiabática.</i>	40
1.18	<i>Requisito de potencia.</i>	42
1.19	<i>Referencia de volumen.</i>	43
1.20	<i>Espacio libre del cilindro y eficiencia volumétrica.</i>	44
1.21	<i>Espacio libre del cilindro y eficiencia de compresión.</i>	47
1.22	<i>Panorama sobre el diseño de compresores recíprocos de procesos.</i>	47
1.22.1	<i>Diseño del cigüeñal.</i>	51
1.22.2	<i>Cojinetes y sistemas de lubricación.</i>	53
1.22.3	<i>Bielas.</i>	55
1.22.4	<i>Bastidores y cilindros.</i>	56
1.22.5	<i>Suministro de enfriamiento.</i>	61
1.22.6	<i>Pistones.</i>	63
1.22.7	<i>Anillos de pistón y de soporte.</i>	63
1.22.8	<i>Válvulas.</i>	64
1.22.9	<i>Empaques.</i>	65
1.22.10	<i>Lubricación del cilindro.</i>	66
1.22.11	<i>Espaciadores.</i>	66
1.23	<i>Métodos de enfriamiento.</i>	68
1.23.1	<i>Sin enfriamiento.</i>	68
1.23.2	<i>Enfriamiento estático.</i>	68
1.23.3	<i>Enfriamiento por termosifón.</i>	68
1.23.4	<i>Enfriamiento por circulación completa.</i>	69

<b>2.0 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA PARA EL DISEÑO MECÁNICO DEL COMPRESOR.</b>	71
2.1 <i>Transmisión de potencia mediante ejes.</i>	71
2.1.1 <i>Diseño de ejes de materiales dúctiles.</i>	71
2.2 <i>Transmisión por correas.</i>	73
2.2.1 <i>Correas planas y en V.</i>	73
2.2.2 <i>Diseño de una correa.</i>	73
2.2.3 <i>Capacidad de conducir carga.</i>	75
2.2.4 <i>Selección de correas.</i>	75
2.2.5 <i>Ángulo de abrazamiento.</i>	76
2.3 <i>Cilindros de paredes delgadas.</i>	76
2.3.1 <i>Naturaleza de las tensiones.</i>	76
2.3.2 <i>Limitaciones.</i>	77
2.3.3 <i>Aplicaciones.</i>	77
2.3.4 <i>Deducción de fórmulas.</i>	77
2.4 <i>Equipo biela-manivela.</i>	80
2.4.1 <i>Funcionamiento del sistema biela-manivela.</i>	82
2.5 <i>Uniones de pernos sometidos a tracción.</i>	84
2.5.1 <i>Tensión inicial del perno.</i>	85
2.5.2 <i>Esfuerzos producidos en pernos sometidos a tracción</i>	87
2.5.3 <i>Altura requerida para la tuerca.</i>	87
2.6 <i>Cuñas y pasadores.</i>	90
2.6.1 <i>Las cuñas.</i>	90
2.6.2 <i>Los pasadores.</i>	91
2.7 <i>Cálculo de tuberías conductoras de gas.</i>	93
2.8 <i>Depósitos a presión.</i>	93
2.8.1 <i>Ciclos con control de paradas y arranques.</i>	97
2.9 <i>Cálculo general de ventiladores.</i>	98
2.10 <i>Energía disipada por fricción entre los anillos de pistón y la pared interna del cilindro que lo contiene.</i>	98



#### IV.ii.- Declaración teórica.

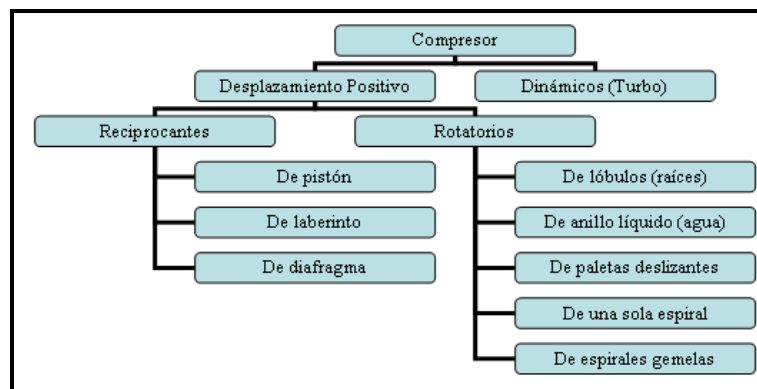
### 1.0 COMPRESORES.

**1.1 Generalidades.-** Máquinas que elevan la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases y vapores. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Comparados con ventiladores centrífugos o de circulación axial, en cuanto a la presión de salida, los compresores se clasifican generalmente como máquinas de alta presión, mientras que los ventiladores y soplantes se consideran de baja presión. Los compresores se emplean para aumentar la presión de una gran variedad de gases y vapores para un gran número de aplicaciones.

**1.2 Tipos de compresores.-** Existen dos tipos básicos de compresores: 1) de desplazamiento positivo y 2) turbocompresor. La distinción principal entre ellos se encuentra en el método de transferencia de la energía y generación de la presión.

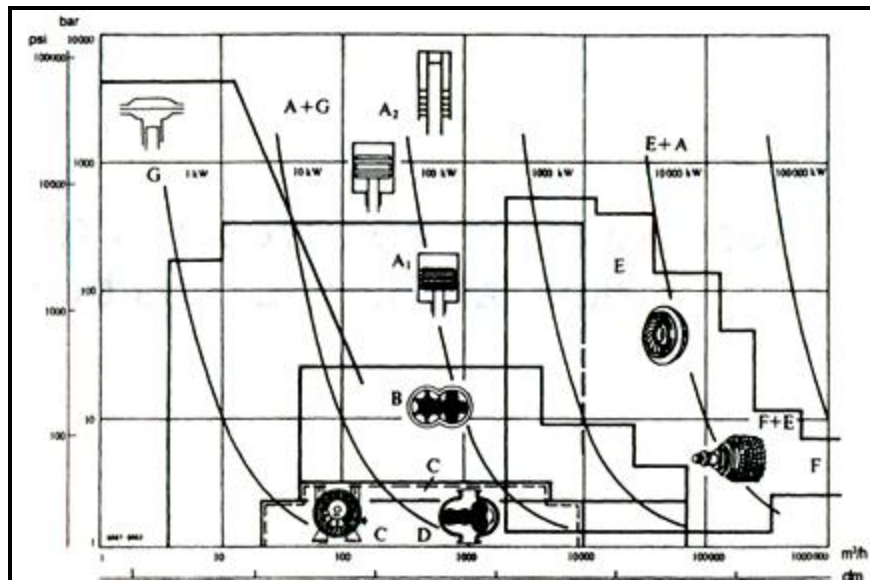
- Los compresores de desplazamiento positivo trabajan sobre el principio de incrementar la presión de un volumen definido de aire al reducir ese volumen en una cámara encerrada.
- En el compresor dinámico (turbocompresor) se emplean paletas rotatorias o impulsores para impartir velocidad y presión al flujo de aire que se está manejando. La presión proviene de los efectos dinámicos, como la fuerza centrífuga.

En la *figura 1*, se muestra un árbol de familias de los compresores de aire.



*Figura 1. Tipos de compresores.*

**1.3 Clasificación general de los compresores.**- Aún cuando los compresores de desplazamiento positivo incluyen un amplio espectro de configuraciones y formas, las máquinas de proceso más importantes son los compresores reciprocantes equipados con pistones y las máquinas rotatorias de tornillos. Aunque existe una cantidad de otros tipos, es evidente que la abrumadora mayoría de las máquinas de desplazamiento positivo de gas en los procesos más importantes son las máquinas de pistón reciprocante y las rotatorias de tornillo rotatorio. La *figura 2* identifica estos rangos de aplicación y permite comparar los flujos característicos y los campos de presión en diversos compresores.



*Figura 2. Rangos de aplicación para diferentes tipos de compresores.*

**A1:** Compresores reciprocantes con cilindros lubricados y no lubricados.

**A2:** Compresores reciprocantes para presiones altas y muy altas con cilindros lubricados.

**B:** Compresores helicoidales o de lóbulos en espiral (compresores de tornillo rotatorio) con rotores secos o inundados de aceite.

**C:** Compresores de anillo líquido (empleados también como bombas de vacío)

**D:** Compresores rotatorios de lóbulo recto de doble impulsor, sin aceite (empleados también como bombas de vacío)

**E:** Turbocompresores centrífugos

**F:** Turbocompresores axiales

**G:** Compresores de diafragma.

Las combinaciones de dos tipos diferentes de compresores empleadas con mayor frecuencia se identifican en tres campos:

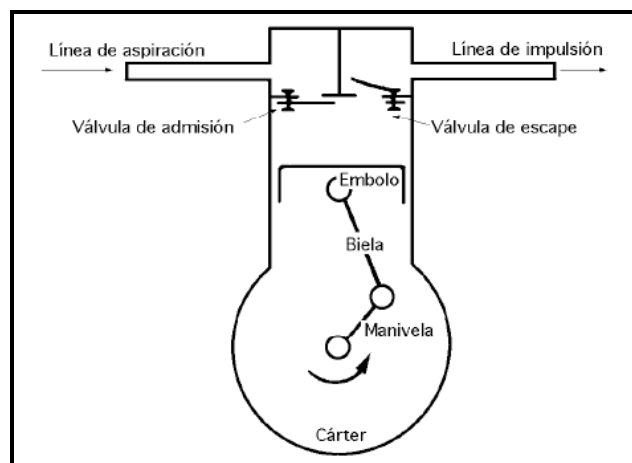
**A + G:** Compresor recíprocante sin aceite, seguido por un compresor de diafragma.

**E + A:** Turbocompresor centrífugo, seguido por un compresor recíprocante sin aceite.

**F + E:** Turbocompresor axial, seguido por un turbocompresor centrífugo.

#### **1.4 Compresores alternativos.**

**1.4.1 Introducción.-** Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. En esta última característica precisamente, se distinguen de las soplantes y ventiladores que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles (aire por ejemplo) sin modificar sensiblemente su presión, con funciones similares a las bombas de fluidos incompresibles. Un compresor admite gas o vapor a una presión  $p_1$  dada, descargándolo a una presión  $p_2$  superior, la *figura 3* muestra el esquema general de un compresor. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico o una turbina de vapor.



*Figura 3. Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo.*

**1.4.2 Como trabaja un compresor alternativo.-** Todo compresor está compuesto por uno o más elementos básicos. Un solo elemento, o un grupo de elementos en paralelo, comprenden un compresor de una etapa. Muchos problemas de compresión involucran condiciones más allá de la capacidad práctica de una sola etapa de compresión. Una

relación de compresión demasiado elevada (presión absoluta de descarga dividida entre la presión absoluta de entrada) causa una excesiva temperatura de descarga y otros problemas de diseño. Por lo tanto, puede ser necesario combinar elementos o grupos de elementos en serie para formar una unidad de etapas múltiples, en la cual habrá dos o más pasos de compresión. El gas se enfría con frecuencia entre las etapas para reducir la temperatura y el volumen que ingresa a la siguiente etapa. Asumamos que el gas es aire. Observe que cada etapa en sí misma es un compresor básico individual y está dimensionada para operar en serie con uno o más compresores básicos adicionales, y aun cuando todos puedan operar a partir de una sola fuente de poder, cada una sigue siendo un compresor separado. El compresor reciprocante emplea válvulas automáticas que se abren sólo cuando existe una presión diferencial adecuada que actúa sobre la válvula. Las válvulas de admisión se abren cuando la presión en el cilindro es un poco inferior a la presión de aspiración. Las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro es un poco superior a la presión de descarga. La *figura 4* muestra el elemento básico junto con el cilindro lleno de un gas, digamos, aire atmosférico. En el diagrama teórico de  $pV$ , el punto *1* marca el inicio de la compresión. Ambas válvulas se encuentran cerradas. La *figura 5* muestra la carrera de compresión, el pistón se ha desplazado hacia la izquierda, lo cual reduce el volumen original de aire con el consecuente aumento de presión. Las válvulas permanecen cerradas. El diagrama  $pV$  muestra la compresión del punto *1* al punto *2*, y la presión dentro del cilindro ha alcanzado a la del depósito. La *figura 6* muestra el pistón al momento de completar la carrera de entrega. Las válvulas de descarga abren justo después del punto *2*. El aire comprimido fluye a través de las válvulas de descarga hacia el depósito. Después de que el pistón alcance el punto *3*, las válvulas de descarga se cerrarán, dejando el espacio libre lleno con aire a igual presión que la de descarga. Durante la carrera de expansión (*Figura 7*), tanto la válvula de admisión como la de descarga permanece cerrada, y el aire atrapado en el espacio libre incrementa su volumen, lo cual provoca una reducción en la presión. Esto continúa a medida que el pistón se mueve a la derecha hasta que la presión del cilindro cae por debajo de la presión de admisión en el punto cuatro.

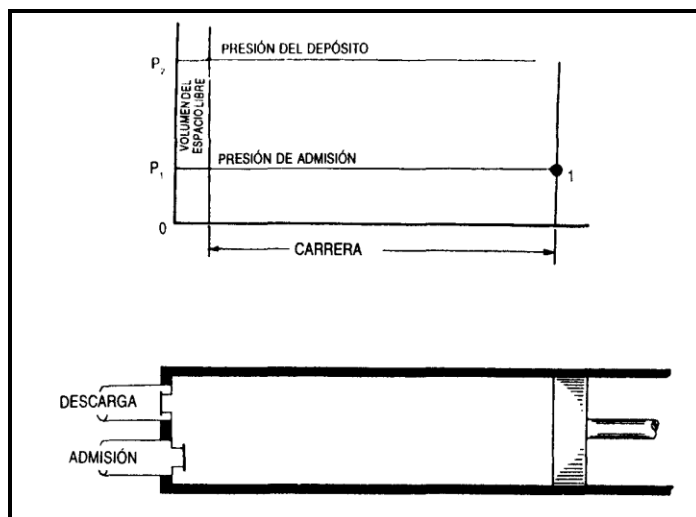


Figura 4. Elemento compresor básico con el cilindro lleno de gas. En el diagrama teórico pV, el punto 1 es el inicio de la compresión. Ambas válvulas se encuentran cerradas.

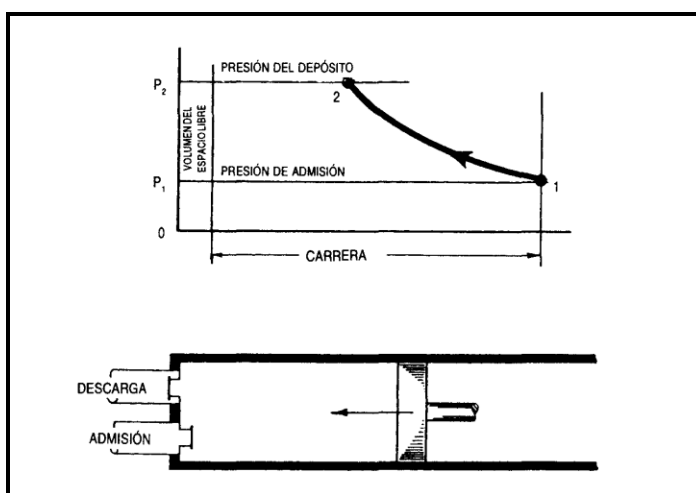


Figura 5. Carrera de compresión. El pistón se ha movido hacia la izquierda y el volumen original de gas se ha reducido con el consecuente aumento de presión. Las válvulas permanecen cerradas

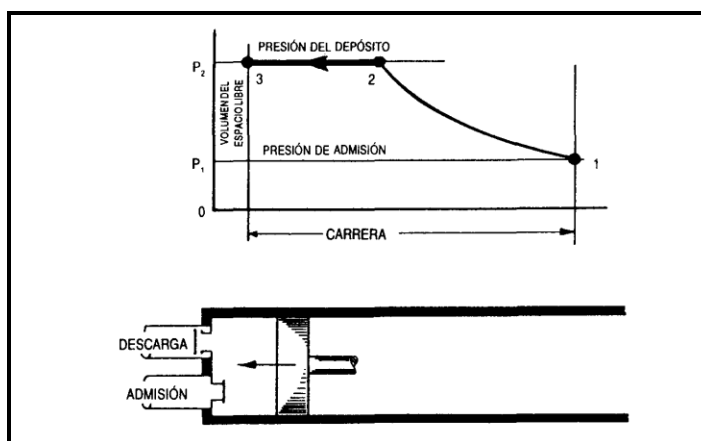


Figura 6. El pistón se muestra al completar la carrera de entrega.

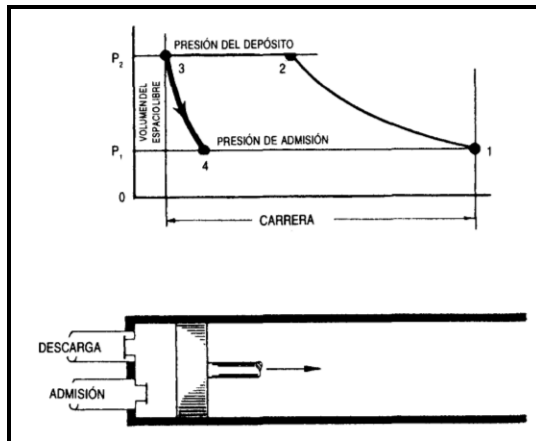


Figura 7. Carrera de expansión, tanto la válvula de admisión como la descarga permanece cerrada y el gas atrapado en el espacio libre aumenta su volumen.

Las válvulas de admisión se abrirán ahora y el aire fluirá dentro del cilindro hasta el final de la carrera de retorno en el punto 1. Esta es la carrera de aspiración, ilustrada en la figura 8. En el punto 1 del diagrama  $pV$ , la válvula de admisión se cerrará y el ciclo se repetirá en la siguiente revolución del cigüeñal.

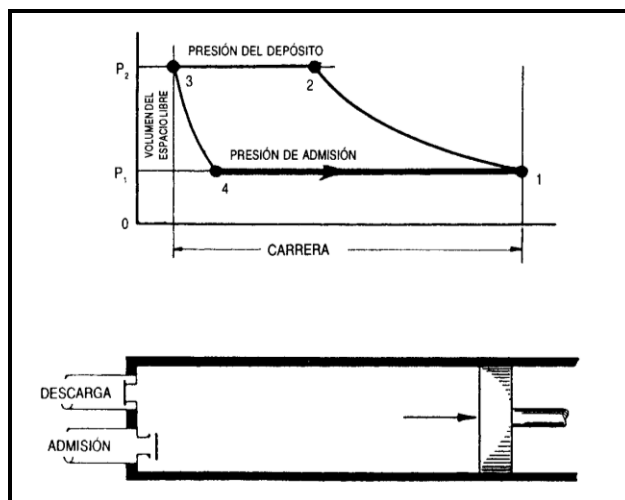


Figura 8. En el punto 4, las válvulas de admisión se abrirán y el gas fluirá dentro del cilindro hasta que finalice la carrera de retorno en el punto 1.

**1.5 Factores incluidos en el rendimiento de un compresor alternativo.** El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto, Figura 9. Con esto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el

cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión. El *volumen de desplazamiento* de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa, en el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón. El volumen desplazado  $VD$  por un compresor es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de la misma. En el caso de ser un compresor de más de una etapa, el volumen engendrado viene indicado por la primera etapa. El *espacio muerto* o volumen nocivo  $V0$  corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto, estimándose entre un 3% y 10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor. Esto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión  $P2$  debe expansionarse hasta la presión  $p1$  antes de permitir la entrada de aire en el cilindro. Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético. Si el compresor no tuviese espacio muerto, el volumen residual entre el punto muerto superior  $PMS$  y las válvulas de aspiración y escape sería 0; esta salvedad se hace en virtud de que la compresión del aire no se puede llevar, por razones físicas, hasta un volumen nulo, existiendo al extremo de la carrera del compresor un espacio muerto, que se corresponde con el menor volumen ocupado por el gas en el proceso de compresión.

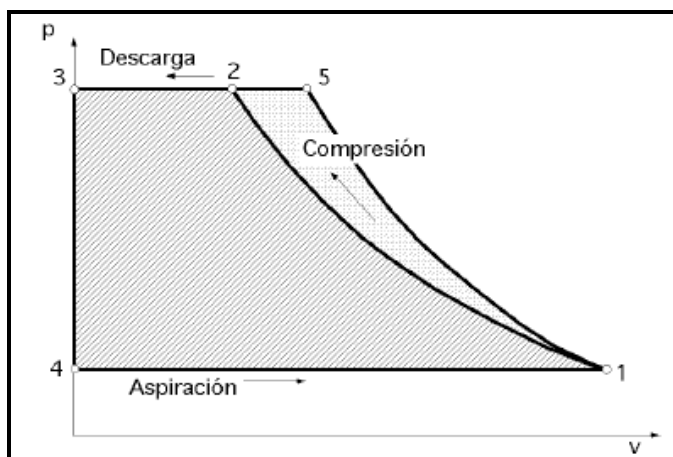
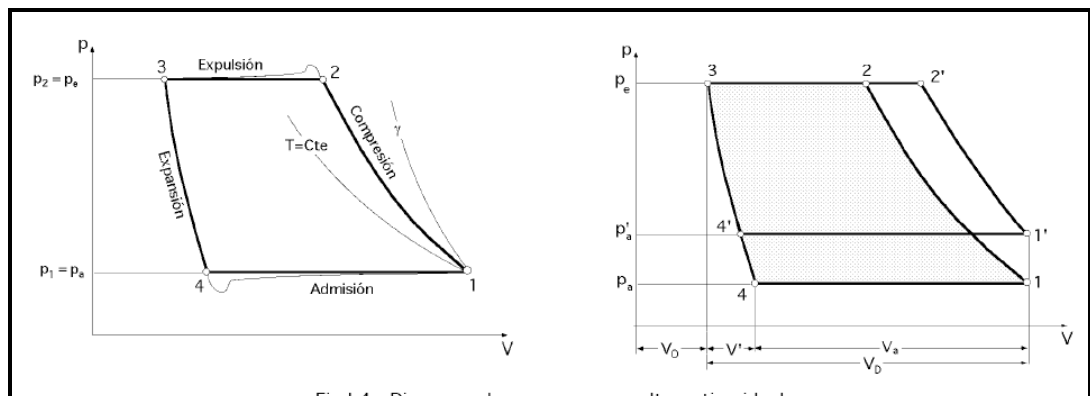


Figura 9. Ciclo de trabajo de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto.

La causa principal de la disminución del volumen de vapor efectivamente desplazado por un compresor es el espacio muerto o perjudicial. En el ciclo interno teórico del compresor, *Figura 10*, al término de la compresión la presión es  $p_2$ ; el vapor comprimido pasa entonces a la línea de escape, recta (2-3). Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen  $V_0$ , espacio muerto. En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen  $V_0$  de gas se expande hasta el punto 4, presión  $P_a$ , y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de vapor dentro del cilindro.



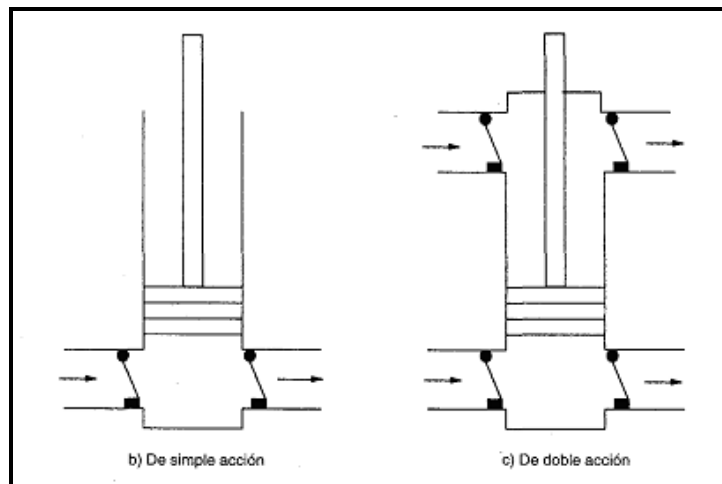
*Figura 10. Diagrama de un compresor alternativo ideal.*

**1.6 Clasificación de los compresores alternativos.-** Existen muchas características geométricas y de operación de los compresores de aire, las que conducen a diversos tipos de clasificación de los mismos. Dependiendo de las diversas características, la clasificación se puede hacer de varias maneras:

- Como compresores de simple o de doble acción, por su número de etapas; a saber, una, dos, tres o múltiples etapas.
- Según la disposición de los cilindros con relación al cigüeñal (es decir, cilindros en posición vertical, en línea, horizontal, en V, radial, etcétera.).
- Por la disposición geométrica o de los cilindros usada para obtener las etapas del compresor; a saber, vertical, horizontal, en V, etcétera.



- Por la manera de impulsar el compresor o por el motor primario, como impulsados por motor diesel, por motor eléctrico, por turbina de gas, etcétera.
- Por la condición del aire comprimido; a saber, contaminado con aceite lubricante o sin aceite.
- Por la condición del montaje o su calidad de portátil; a saber, compresor portátil, compresor estacionario o compresor montado en patines.
- Por el medio de enfriamiento aplicado; a saber, enfriado por aire, enfriado por agua, compresor de líquido inyectado, etcétera.



*Figura 11. Clasificación de los compresores alternativo.*

Invariablemente, los compresores de aire se especifican en términos de su capacidad de entrega de aire libre y de la presión del aire comprimido en el punto final de descarga. En este punto, resultaría pertinente definir los compresores de aire de simple, de doble acción y especiales.

**1.6.1 De simple acción.-** La compresión se lleva a efecto en el espacio a uno de los lados del pistón, con una carrera de compresión por etapa para cada revolución del cigüeñal. En la *figura 11* se ilustra este tipo.

**1.6.2 De doble acción.-** En este caso, la compresión se realiza sobre las dos caras del pistón, dando lugar a dos carreras de compresión por cada rotación de la manivela y del cigüeñal. Por consiguiente, con este tipo de disposición, se podría usar cada cilindro

como un compresor de etapas múltiples, si el aire comprimido de uno de los lados se alimenta al otro lado del pistón. En la *figura 11* se da un esquema de un cilindro de doble acción.

**1.6.3 Lubricados.-** Con toda probabilidad, el 80% de todos los cilindros de compresores reciprocantes de proceso son lubricados. La lubricación del interior del cilindro tiene sentido ya que reduce la fricción entre los anillos del pistón y el interior del cilindro y, por lo tanto, reduce el calor de la fricción y el desgaste, tanto del interior del cilindro como de los anillos del pistón. Además, lubrica las válvulas del cilindro, ayudándolas a sobrevivir hasta más de 100 millones de ciclos durante un año de operación. Asimismo, una película de lubricante en el cilindro ayuda a proteger los componentes del mismo contra los efectos de los gases corrosivos. Debido a que las superficies deslizantes estarán lubricadas, pueden emplearse materiales más duros para el pistón y los anillos. Debido a que el pistón estará montado sobre una película de lubricante, puede ser más o menos pesado. Debe hacerse notar que, aunque la construcción lubricada le permite a un pistón funcionar directamente en el interior del cilindro, el diseñar pistones con bandas de soporte que soportan a los pistones en el interior del cilindro, se ha vuelto una práctica común en la industria de compresores de proceso durante las últimas décadas. Las bandas de soporte pueden considerarse como una calza de apoyo desechable para el pistón. Al desgastarse, el anillo puede reemplazarse con facilidad. En los diseños lubricados, la banda de soporte tolera cargas en el rango de 8 a 10 psi, cuando se tiene en consideración un área de contacto de 120° de arco. Los anillos de empaque del vástago del pistón también pueden estar hechos de vidrio y/o PTFE relleno de molibdeno para el servicio lubricado. De nuevo, este compuesto más o menos duro muestra excelentes características de durabilidad y desgaste en servicio lubricado, sin que resulte demasiado abrasivo para la superficie del vástago del pistón. Como en el caso del pistón y de los anillos de montaje, por lo general se emplea PTFE relleno de carbón o de grafito.

**1.6.4 Diseño del cilindro no lubricado.-** Existen algunos procesos que no toleran aceite arrastrado en la corriente de gas. Pueden instalarse separadores de aceite en las líneas de descarga del compresor; sin embargo, en ocasiones éstos no resultan bastante efectivos

para el nivel de limpieza necesario o pueden existir problemas de seguridad relacionados con el contacto de un gas en particular con el lubricante. En tales casos, la única alternativa consiste en emplear diseños de cilindro no lubricados. Con toda probabilidad un 20% de todos los compresores de gas de proceso se han diseñado para operación no lubricada debido a las demandas del proceso. El aceite en la corriente de gas podría ocasionar problemas catastróficos en cualquier compresor de oxígeno o aún en un compresor de aire a alta presión. Así mismo, muchos procesos químicos no pueden tolerar la presencia de lubricante en sus catalizadores.

Debe darse una consideración especial a las aplicaciones sin lubricación. Sin una película de aceite, los anillos del pistón no sellan en las cámaras del cilindro en forma tan eficiente y, por lo tanto, causarán una fuga de gases en el cilindro, dando como resultado un menor flujo de gas entregado desde el cilindro. Existen ciertos límites operacionales que deben cuidarse. A mayores presiones de operación del gas, los anillos del pistón ejercen una fuerza mucho mayor sobre las paredes del cilindro, creando, por lo tanto, mayores problemas de desgaste. Excepto para ciertas aplicaciones especiales, la construcción no lubricada se limita a presiones por debajo de los 2000 psi.

Sin la película de lubricación para reducir el desgaste, es necesario cambiar los materiales de los anillos del pistón. Por lo general, un pistón no lubricado o anillo de montaje se fabrican de PTFE (Poli-Tetra-Fluoro-Etileno) relleno de carbono grafito. El PTFE relleno de carbono grafito proporciona una medida de lubricación. El PTFE relleno de carbono grafito es también un poco más suave y menos abrasivo en el contacto con el interior del cilindro que el vidrio y/o el PTFE relleno de molibdeno. Para las aplicaciones con gases muy secos, los compuestos de Morganite Graflon han probado ser muy buenos. El PTFE relleno de cobre se emplea en las aplicaciones con oxígeno para reemplazar a los anillos llenos de plomo debido a los problemas ambientales relacionados con este último. El oxígeno atmosférico ocasiona que en los anillos rellenos de cobre se forme una capa de óxido de cobre que les proporciona una lubricación natural similar a la del relleno de carbón o grafito. Se prefiere el relleno de cobre sobre el de carbón, debido a que es menos activo en una atmósfera de oxígeno.

Para los diseños no lubricados convencionales el diseñador del cilindro debe cuidar la carga de cojinete en el cilindro. Sin la ventaja de la película lubricante, el diseñador

debe reducir la carga de cojinete sobre las bandas de soporte, por lo general, a 3 o 5 psi, ya sea al reducir el peso del pistón o incrementar el área de la banda de soporte.

Los diseños del empaque del vástago del pistón para la construcción no lubricada también difieren de aquellos empleados en la construcción lubricada. Los materiales más comunes para el anillo son de nuevo un material de PTFE relleno de carbón. Debido al calor adicional de fricción generado entre los anillos no lubricados y el vástago del pistón, es inteligente tener una cubierta de empaque nuclear y circular el refrigerante a través de ésta a presiones hasta de 250 psi. En algunos casos, también puede resultar necesario incluir anillos de bronce de respaldo en la cubierta de empaque para ayudar en la transferencia de calor desde el vástago a la cubierta de empaque y al medio refrigerante.

### ***1.7 Claves para la selección de compresores.***

***1.7.1 Selección de compresores recíprocos.***- Un método rápido y de exactitud razonable para determinar el caballaje requerido para cada etapa de un compresor recíproco, es el empleo de la gráfica de “caballaje por millón” de la figura 10, aunque en ella sólo se presenta una parte de las relaciones de compresión, pues el grupo completo de curvas incluye valores hasta de 6.0. Para tener resultados más exactos con gases más ligeros o pesados que el aire, se debe aplicar un factor de corrección para reflejar los cambios en las pérdidas en las válvulas, como resultado del peso molecular del gas que se comprime. La relación básica es:

$$(HP)_{et} = \frac{(BHP)}{(MMPCDE)} (MMPCDE) F_{so} \left( \frac{z_s + z_d}{2} \right)$$

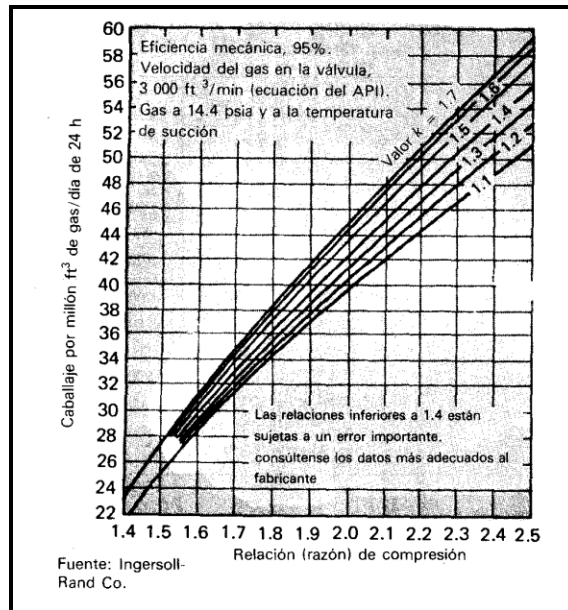


Figura 12. Potencia necesaria para compresores recíprocos.

En donde (HP), es la potencia por etapa, hp; (BHP/ (MMPCDE) es la potencia requerida para una relación de compresión, dada,  $bhp/10^6 \text{ ft}^3/d$  a 14.4 psia y a la temperatura de succión; (MMPCDE) es la capacidad requerida,  $10^6 \text{ ft}^3/d$  a 14.4 psia y a la temperatura de succión;  $F_{ge}$ , es un factor de la gravedad específica del gas y  $Z_s$  y  $Z_d$  son los factores de compresibilidad del gas en las condiciones de succión y descarga. Si se especifica construcción no lubricada, se debe aumentar en alrededor de 5% el caballoje obtenido con la ecuación anterior.

Las curvas (Figura. 12) han sido aceptadas por la industria para las selecciones preliminares. A veces, se pueden obtener curvas más detalladas con los fabricantes para obtener resultados más exactos.

**1.8 Compresores para oxígeno.-** El equipo para oxígeno no se debe tratar a la ligera. Aunque el oxígeno está en el aire que se respira y en el agua que se bebe, en su forma pura es un oxidante potencialmente violento. En casi todos los países, las autoridades de seguridad industrial han expedido reglamentos muy estrictos para el manejo de oxígeno, que siempre se deben tener presentes. Una vez, el técnico de un fabricante llegó a una planta para supervisar la operación de volver a armar un compresor para oxígeno y se encontró con que los operarios instalaban el pistón con las manos desnudas. Como nadie hizo caso de sus protestas, se fue de la planta. A los pocos días, avisaron por

telegrama a su oficina que el compresor se había quemado e inutilizado por completo. La grasa de los dedos en el pistón había contaminado el cilindro lo suficiente para ocasionar la ignición.

**1.8.1 Mantenimiento y operación.-** Los ingenieros y el personal de mantenimiento no sólo deben conocer las precauciones para el mantenimiento y operación del compresor, sino también las indicaciones acerca de la seguridad del mismo, desde el punto de vista del diseño y, de la fabricación, que incluye el fabricante. En concreto, se deben contestar las siguientes preguntas específicas:

- ¿Qué características de diseño y fabricación que contribuyen a la operación segura y confiable del compresor debe conocer en especial el personal de operación y mantenimiento?
- ¿Qué deben conocer los supervisores para lograr un funcionamiento eficiente y seguro de los compresores?
- ¿Qué tipo de programa de reparación ayudará en la operación segura y eficiente del compresor?

**1.8.2 Diseño para seguridad.-** Los compresores para oxígeno se diferencian de los otros porque tienen las siguientes características principales:

- Componentes sin lubricación, que incluyen anillos de pistón, anillos selladores y empaquetaduras de biela de PTFE (Poli-Tetra-Fluoro-Etileno o Teflón).
- Carcasa agrandada con una sección de empaquetadura sellada y con respiradero y con dobles anillos de control de aceite.
- Conjuntos de válvulas especiales sin lubricación.
- Revestimiento liso de PTFE para los cilindros. Los cilindros de los compresores para oxígeno están diseñados para trabajar con componentes de materiales autolubricantes, como PTFE con relleno de fibra de vidrio.

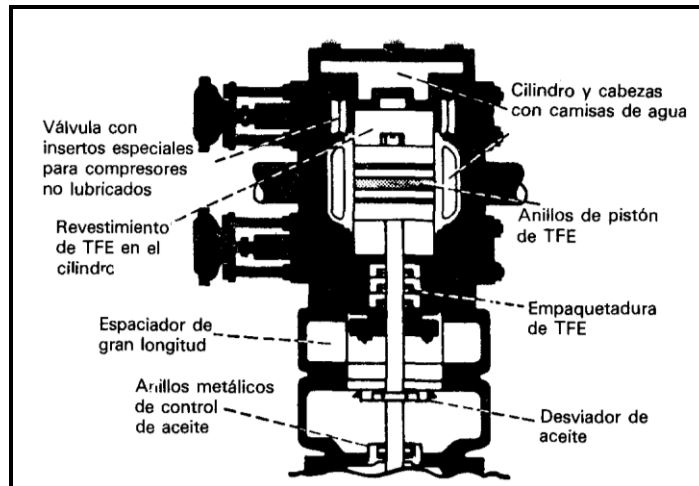


Figura 13. Componentes internos de un compresor para oxígeno no lubricado.

Para protección adicional, el cilindro está separado también de la carcasa o cuerpo por medio de un espaciador de gran longitud. Además, un desviador o arrojador de aceite, montado en la biela, desvía los contaminantes que pudieran pasar por los anillos de control de aceite en el “carter” (Figura. 13). El espaciador tiene suficiente longitud para que el desviador de aceite pueda tener su carrera completa en la carcasa. Para seguridad adicional, se utiliza espaciador doble con desviador de aceite.

Los acabados de superficies son más finos y las tolerancias más precisas que en los compresores lubricados, porque de lo contrario las superficies pareadas de los materiales autolubricantes no pueden sellar las pequeñas fugas ocasionadas por su extrusión. Las paredes de los cilindros se pulen hasta lograr un acabado de 10 a 20 micros pulgadas y, después, se revisten con TFE para tener una superficie compatible para desgaste. Para impedir la herrumbre de los cilindros, se les aplica una capa de fosfato de manganeso, que penetra en el hierro y lo hace inmune a la oxidación. Las bielas suelen tener superficie endurecida en la zona de la empaquetadura, con una dureza nominal de 55 Rockwell y están pulimentadas hasta lograr un acabado de 8 a 15 micro pulgadas.

**1.8.3 Anillos de pistón.-** Los anillos de pistón casi siempre son de PTFE con relleno de fibra de vidrio. Se tiende a emplear anillos de desgaste, de una sola pieza. Hay dos tipos de estos anillos de uso más común, a los que con toda propiedad se conoce con el sobrenombre de “ligas”. Un tipo se ensancha con un mandril cónico y se fuerza sobre el

pistón y hacia su ranura. Si está bien instalado, se contrae ajustando perfectamente en la ranura, en una hora o menos. El segundo tipo, ya ensanchado en un mandril de diámetro interior un poco mayor que el del pistón, se presiona hacia afuera del mandril sobre el pistón y hacia la ranura; si se contrae con mucha lentitud, se le puede aplicar calor.

La configuración de anillos de pistón no lubricados que más se utiliza es el de una pieza de corte en escalón.

**1.8.4 Válvulas o descargadores.-** Las válvulas para compresores no lubricados tienen botones o protuberancias reemplazables de TFE en los extremos de las tiras. Los asientos y protectores de válvulas, de succión y descarga, también tienen tratamiento químico para resistir la oxidación. El control de carga en los compresores de oxígeno se logra con descargadores externos de diafragma, que constan de un retén accionado por resorte que impide que las tiras o lengüetas asienten durante la descarga. Los componentes deslizantes de los actuadores están colocados en camisas de TFE, que los lubrican. La cubierta del diafragma externo está montada encima del descargador, y el vástago tiene empaquetadura de TFE. Dado que el casquillo del sello está abierto a la atmósfera, se puede inspeccionar con facilidad con el compresor en marcha.

## **1.9 Termodinámica de los gases en el diseño de compresores.**

### **1.9.1 Leyes de los gases ideales o perfectos.**

**1.9.1.1 Ley de Boyle.-** A una temperatura constante, el volumen de un gas ideal varía en forma inversa a la presión. Se expresa como:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}$$

(Ecuación 1.1)

$$P_2 V_2 = P_1 V_1 = \text{Constante}$$

Esta es la ley isotérmica.



**1.9.1.2 Ley de Charles.-** El volumen de un gas ideal a presión constante varía en forma directa como la temperatura absoluta.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

(Ecuación 1.2)

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_1}{T_1} = \text{Constante}$$

**1.9.1.3 Ley de Amonton.-** A un volumen constante, la presión de un gas ideal variará en relación directa con la temperatura absoluta.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

(Ecuación 1.3)

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_1}{T_1} = \text{Constante}$$

**1.9.1.4 Ley de Dalton.-** Esta ley establece que la presión total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las presiones parciales de los gases que la componen. La presión parcial se define como la presión que cada gas ejercería si él solo ocupara el volumen que ocupa la mezcla a la temperatura de la mezcla.

Se ha probado de manera experimental que la ley de Dalton es imprecisa en cierta medida, dado que, con frecuencia, la presión total es mayor que la suma de las presiones parciales, en especial a medida que las presiones aumentan. Sin embargo, para propósitos de ingeniería, es la mejor regla disponible y el error que puede tenerse es menor.

Esto puede expresarse como sigue si todos los gases se encuentran a la misma temperatura y volumen.

$$p = p_a + p_b + p_c + \dots$$

**1.9.1.5 Ley de Amagat.-** Esta ley es similar a la de Dalton pero indica que el volumen de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de los volúmenes parciales que los gases que componen la mezcla ocuparían si cada uno existiera solo a la presión y temperatura total de la mezcla. Esto mismo, expresado como fórmula queda:

$$V = V_a + V_b + V_c + \dots$$

**1.9.1.6 Ley de Avogadro.-** Avogadro afirma que volúmenes iguales de todos los gases, bajo las mismas condiciones de presión y temperatura, contienen el mismo número de moléculas. Esta es una ley muy importante y se aplica en muchos cálculos de compresores. La mol.

**1.9.1.7 Fórmula del gas perfecto.-** A partir de las leyes de Boyle y de Charles, es posible elucidar la fórmula para un peso dado de gas.

$$pV = WR'T \quad (\text{Ecuación 1.4})$$

Donde  $W$  es el peso y  $R'$  es una constante específica del gas en cuestión. Ésta es la ecuación del gas perfecto o ideal.

Dando un paso más allá, al igualar  $W$  en libras al peso molecular del gas (1 mol), la fórmula queda:

$$PV = R_0T \quad (\text{Ecuación 1.5})$$

Esta fórmula es muy útil.  $R_0$  se conoce como la constante universal de los gases y tiene un valor de 1545, que es igual para todos los gases. Sin embargo, hay que hacer notar que  $R_0$  es 1545 sólo cuando  $p$  se expresa en  $lb/ft^2$ ,  $V$  se expresa en  $ft^3/lb \text{ mol}$ ; y  $T$ , en  $^{\circ}R$  ( $^{\circ}F + 460$ ). Cuando  $p$  se expresa en  $lb/in^2$ ,  $R_0$  toma el valor de 10.729. La constante específica de los gases ( $R'$ ), para cualquier gas, puede obtenerse al dividir 1545 entre el peso molecular.

**1.10 Presión de vapor.-** A medida que los líquidos se transforman físicamente en gases (por ejemplo, por elevación de temperatura), sus moléculas viajan a mayor velocidad y algunas emergen del líquido para formar un vapor sobre el mismo. Estas moléculas

crean una presión de vapor, la cual (a una temperatura específica) es la única presión a la cual un líquido puro y su vapor coexisten en equilibrio.

Si, en un sistema cerrado líquido-vapor, el volumen se reduce a una temperatura constante, la presión se incrementará de manera imperceptible hasta que la condensación de parte del vapor a líquido haya disminuido la presión hasta la presión de vapor original correspondiente a dicha temperatura. Por el contrario, si el volumen se incrementa a una temperatura constante, la presión se reducirá de manera imperceptible y las moléculas se moverán de la fase líquida hacia la fase de vapor hasta que se restablezca la presión de vapor original. La temperatura y la presión del vapor de un gas dado siempre se mueven juntas.

Es evidente que la temperatura correspondiente a cualquier presión de vapor dada corresponde al punto de ebullición del líquido, así como al punto de rocío del vapor. Si se agrega calor, esto causará que el líquido hierva y, si se reduce el calor, se iniciará la condensación del vapor. Los tres términos, temperatura de saturación, punto de ebullición y punto de rocío, se refieren a la misma temperatura física a una presión de vapor dada. Su empleo depende del contexto que les rodee.

**1.11 Gas y vapor.-** Por definición, un gas es un fluido que no tiene ni forma ni cuerpo independiente y que tiende a expandirse de manera indefinida. Un vapor es un líquido o sólido gasificado; una sustancia en forma gaseosa. Estas definiciones son de uso general hoy en día.

Todos los gases pueden licuarse bajo condiciones adecuadas de presión y temperatura y, por lo tanto, también pueden llamarse vapores. Por lo general, el término gas se emplea cuando las condiciones son tales que el retorno al estado líquido (condensación) sería difícil dentro del rango de operación considerado. Sin embargo, un gas sometido a tales condiciones es, en realidad, un vapor sobrecalentado.

**1.12 Condiciones críticas.-** Existe una temperatura sobre la cual un gas no se licuará con incrementos de presión, sin importar cuán grandes sean éstos. Este punto se llama temperatura crítica. Se determina en forma experimental. La presión necesaria para

comprimir y condensar un gas a esta temperatura crítica se le conoce como presión crítica.

**1.13 Compresibilidad.-** Todos los gases se desvían en cierto grado de las leyes de los gases ideales, siendo esta desviación extrema en algunos casos. Es necesario tomar en cuenta estas desviaciones en muchos cálculos de compresores para evitar errores graves en el diseño del volumen del cilindro y en el tamaño del impulsor. La compresibilidad se deriva de manera experimental a partir de datos del comportamiento real de un gas en particular cuando se somete a cambios de  $p$ - $V$ - $T$ . El factor de compresibilidad  $Z$  es un multiplicador en la fórmula básica. Se convierte en la relación del volumen real en una condición  $p$ - $T$  dada sobre el volumen ideal en la misma condición  $p$ - $T$ .

La ecuación de los gases ideales (1.5) se modifica y queda como:

$$pV = ZR_0T \quad (\text{Ecuación 1.6})$$

$$Z = \frac{pV}{R_0T}$$

En estas ecuaciones,  $R_0$  tiene un valor de 1545 y  $p$  se expresa en lb/ft<sup>2</sup>.

Se ha elaborado una serie de gráficas de compresibilidad y de temperatura- entropía para cubrir todos los gases de los cuales pudo encontrarse información confiable. Estas gráficas pueden encontrarse en libros y manuales especializados. En algunos casos, dichas gráficas presentan una consolidación y correlación de datos provenientes de varias fuentes, por lo general con una varianza menor al 1% de los datos básicos. Estas gráficas pueden considerarse confiables.

Las gráficas temperatura-entropía son útiles para determinar las temperaturas teóricas de descarga, las cuales no siempre son consistentes con las leyes de los gases ideales. Las temperaturas de descarga se necesitan para obtener el factor de compresibilidad en condiciones de descarga como se presenta en algunos cálculos.

Estas gráficas específicas de  $Z$  y de  $T$ - $S$  proporcionan los factores de corrección necesarios para la mayoría de los problemas de compresión que involucren a los gases en ellas tratados.

**1.14 Peso específico y presión parcial.-** Por lo general, el peso específico de los gases es una relación de las  $\text{lb/ft}^3$  del gas en cuestión, respecto a las  $\text{lb/ft}^3$  de aire, ambos bajo condiciones SPT. Si se considera una mol de cada gas, los volúmenes son los mismos y el peso de cada volumen de gas es igual al peso molecular. De ahí que el peso específico se represente como la relación de estos pesos moleculares y se convierte, para el ejemplo anterior, en 14.84 dividido entre 28.97, o 0.512.

Puede afirmarse que la fracción de la presión total que aporta un componente dado en una mezcla de gases, es igual a la fracción que dicho componente representa del total de moles de gas presentes.

$$p_a = \frac{pN_a}{N} \quad y \quad p_b = \frac{pN_b}{N} \quad y \quad p_c = \frac{pN_c}{N}$$

(Ecuación 1.7)

De esta manera, en una mezcla de 15 moles a una presión total de 15 psia que contiene 2 moles de hidrógeno, la presión parcial del hidrógeno será  $2/15$  de 15 psia, es decir, 2 psia. Si se cuenta con los datos de las fracciones de volumen, éstas pueden emplearse en lugar de las fracciones molares en esta situación.

**1.15 Relación de calores específicos.-** El valor de  $k$  se encuentra en muchos cálculos, Existe una relación definitiva entre el calor específico a un volumen constante y el calor específico a una presión constante. Si se toma una mol de gas y se determina su capacidad calorífica se obtiene:

$$Mc_p = Mc_v + 1.99$$

$$Mc_v = Mc_p - 1.99$$

En estas fórmulas,  $M$  es el peso de una mol de gas (peso molecular). Esto se resuelve con facilidad en:

$$k = \frac{Mc_p}{Mc_v} = \frac{Mc_p}{Mc_p - 1.99} \quad (\text{Ecuación 1.8})$$

Si se recuerdan las unidades del calor específico como Btu/lb/°F de incremento de temperatura, puede calcularse el calor necesario para incrementar la temperatura de cada componente gaseoso en 1°F y sumarios para obtener el total de la mezcla.  $Mc_p$  es el requisito de calorífico para 1 mol. Para trabajos con compresores es frecuente emplear esta capacidad calorífica molar a 150°F, la cual se considera una temperatura promedio. A continuación se presenta una tabla de cálculos:

Tabla 2. Ejemplo de cálculo de calores específicos de una mezcla de gases.

Gas	Mol %	Mol de gas/ mol de mezcla	$Mc_p$ a 150°F del componente	Producto
H <sub>2</sub>	61.4	0.614	6.94	4.26
N <sub>2</sub>	19.7	0.197	6.98	1.38
CO <sub>2</sub>	17.5	0.175	9.37	1.64
CO	1.4	0.014	6.97	0.10
	100.0	1.000		7.38

Por lo tanto, el calor específico molar ( $Mc_p$ ) de la mezcla es 7.38. Se obtiene:

$$k = \frac{7.38}{7.38 - 1.99} = 1.369 \text{ (digamos 1.37)}$$

**1.16 Condiciones pseudocríticas y compresibilidad.-** Es necesario estimar las condiciones de temperatura y presión pseudocríticas de la mezcla que se usarán para calcular las condiciones pseudoreducidas a emplear cuando se utilizan las gráficas. Tanto las presiones como las temperaturas deben expresarse en valores absolutos.

Tabla 3. Ejemplo de estimación de condiciones Pseudocríticas de una mezcla.

Gas	Mol %	Temperatura crítica individual, °R	Pseudo $T_c$ , °R	Presión crítica individual, psia	Pseudo $p_c$ , psia
H <sub>2</sub>	61.4	83	51.0	327	201.0
N <sub>2</sub>	19.7	227	44.7	492	96.9
CO <sub>2</sub>	17.5	548	95.9	1073	187.8
CO	1.4	242	3.4	507	7.1
Condiciones pseudocríticas de la mezcla			195		493

Las condiciones pseudo-reducidas pueden calcularse si se utilizan estos valores y los factores probables de  $Z$  pueden obtenerse de gráficas generalizadas.

**1.17 Ciclos de compresión.-** Existen dos ciclos de compresión teóricos aplicables a los compresores de desplazamiento positivo. Aunque ninguno de ellos puede obtenerse de manera comercial, ambos se emplean como base para cálculos y comparaciones.

**1.17.1 La compresión Isotérmica.-** Tiene lugar cuando la temperatura permanece constante a medida que la presión aumenta. Esto exige una extracción continua del calor de compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$p_1V_1 = p_2V_2 = \text{Constante} \quad (\text{Ecuación 1.8})$$

**1.17.2 La compresión Adiabática.-** (Isentrópica) se obtiene cuando no hay adición ni extracción de calor del gas durante la compresión. La compresión cumple la fórmula:

$$p_1V_1^k = p_2V_2^k = \text{Constante} \quad (\text{Ecuación 1.9})$$

Donde  $k$  es la relación de los calores específicos.

La *figura 14* muestra los ciclos teóricos isotérmicos y adiabáticos sin espacio libre, sobre una base  $pV$  para una relación de compresión de 4. El área ADEF representa el trabajo necesario cuando se opera bajo condiciones isotérmicas y el área ABEF, el trabajo necesario bajo condiciones adiabáticas. Resulta evidente que el área isotérmica es bastante menor a la adiabática y representa el ciclo de máxima economía de compresión. Sin embargo, el ciclo isotérmico no puede conseguirse de manera comercial, aunque los compresores suelen diseñarse para lograr la máxima extracción de calor posible.

Es casi imposible obtener una compresión adiabática exacta, ya que siempre existe pérdida o ganancia de calor. Por lo tanto, la compresión real ocurre a lo largo de un ciclo politrópico, donde la relación es:

$$p_1V_1^n = p_2V_2^n = \text{Constante} \quad (\text{Ecuación 1.10})$$

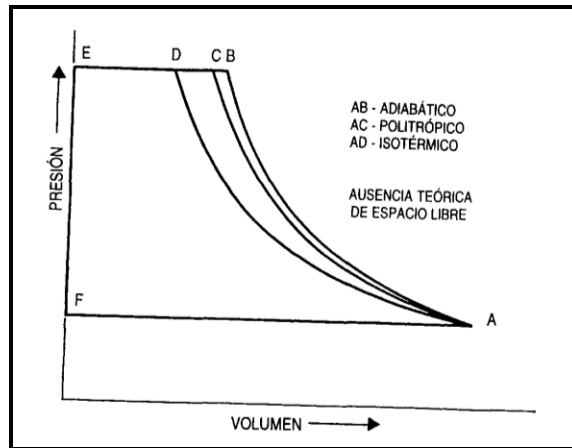


Figura 14. El diagrama pV ejemplifica los ciclos teóricos de compresión.

El exponente  $n$  se determina de manera experimental para un tipo dado de máquina y puede ser menor o mayor que el exponente adiabático  $k$ . Por lo general, en los compresores de desplazamiento positivo  $n$  es menor que  $k$ . La figura anterior muestra una curva característica de la compresión politrópica para un cilindro de compresor recíprocante con chaqueta de agua.

Desde el punto de vista termodinámico, debe hacerse notar que un proceso isentrópico o adiabático es reversible, mientras que el proceso politrópico es irreversible. Además, todos los compresores operan en procesos de flujo constante.

Ya sea  $n$  o  $(n-1)/n$ , pueden también calcularse en forma experimental a partir de datos de prueba si se conocen las temperaturas y presiones de admisión y descarga. Puede emplearse la siguiente fórmula:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} = r^{(n-1)/n} \quad (\text{Ecuación 1.11})$$

Esta fórmula puede emplearse también para calcular las temperaturas de des carga cuando se conoce  $n$  o  $(n-1)/n$ .

Es evidente que tanto  $k$  como  $n$  pueden tener valores muy diferentes. En ciertos círculos de ingenieros, había la tendencia a emplear de manera indistinta ambos



símbolos para representar la relación de los calores específicos. Esto es incorrecto y las diferencias entre ellos debe observarse con mucho cuidado.

**1.18 Requisito de potencia.-** El requisito de potencia de cualquier compresor es la base principal para calcular, seleccionar y diseñar sus componentes. El requisito de potencia real se relaciona con un ciclo teórico mediante la eficiencia de compresión, la cual se ha determinado con base en pruebas a máquinas anteriores. La eficiencia de compresión es la relación de los caballos de potencia teóricos del gas sobre los reales y, tal como se emplea en la industria, no incluye las pérdidas por fricción mecánica. Estas pérdidas se agregan más tarde, ya sea al emplear una eficiencia mecánica o al sumar las pérdidas mecánicas reales determinadas con anterioridad. Por lo general, los compresores de desplazamiento positivo emplean eficiencias mecánicas que varían del 88 al 95%, dependiendo del tamaño y tipo de unidad.

Históricamente, el ciclo isotérmico fue la base empleada por muchos años, pero hoy en día se emplea sólo en unos cuantos casos. Las máquinas de desplazamiento positivo se comparan en la actualidad contra el ciclo isentrópico o adiabático, el cual representa de una manera más fiel lo que en realidad sucede en el compresor.

Al calcular los caballos de potencia debe tomarse en consideración el factor de compresibilidad  $Z$ , ya que su influencia es considerable en muchos gases, en particular a presiones elevadas.

Una base del volumen de admisión es universal en los compresores de desplazamiento positivo. Es importante diferenciar entre un volumen de admisión en una base de gas ideal ( $V_{p1}$ ) y otro en una base de gas real ( $V_{r1}$ ). Los volúmenes se dan a la presión y temperatura de admisión ( $p_1$  y  $T_1$ ).

$$V_{r1} = V_{p1} Z_1 \quad (\text{Ecuación 1.12})$$

La fórmula básica para determinar los caballos de potencia de una sola etapa teórica adiabática es la siguiente:

$$P_T(ad) = \frac{p_1 V_{r1}}{229} \times \frac{k}{k-1} \times \left( r^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) \times \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad (\text{Ecuación 1.13})$$

Esto representa el área de un diagrama  $pV$  adiabático teórico para el volumen por minuto ( $V_1$ ) manejado.

Debido a que el ciclo isotérmico se basa en la ausencia de cambios de temperatura durante la compresión, el calor se elimina de manera continua en el momento que se genera y de ahí que teóricamente no hay ganancia al emplear etapas múltiples.

$$P_T(iso) = \frac{p_1 V_{r1} \ln r}{229} \times \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad (\text{Ecuación 1.14})$$

**1.19 Referencias de volumen.-** Debido a que las cantidades que suelen ser las más necesarias son el volumen original de admisión y el volumen de admisión de las etapas subsecuentes (ambos en una base por minuto), a continuación se presenta un resumen de ecuaciones, en el cual, la palabra seco significa que no existe vapor de agua en la cantidad de gas o mezcla de gases en cuestión:

Con base en los SCFM (cfm medidos a 14.7 psia, 60 °F, seco):

$$V_1 = SCFM \times \frac{14.7}{p_1} \times \frac{T_1}{520} \times Z_1 \quad (\text{Ecuación 1.15})$$

Con base en el flujo de peso ( $W$  lb/min, seco):

$$V_1 = \frac{W \times 1545 \times 14.7 \times T_1}{144 \times p_1 \times M} \times Z_1 \quad (\text{Ecuación 1.16})$$

Con base en el flujo molar ( $N$  mol/min, seco):

$$V_1 = \frac{N \times 379 \times 14.7 \times T_1}{p_1 \times 520} \times Z_1 \quad (\text{Ecuación 1.17})$$

En todas las fórmulas anteriores, la presión se expresa en lb/in<sup>2</sup> absolutas.

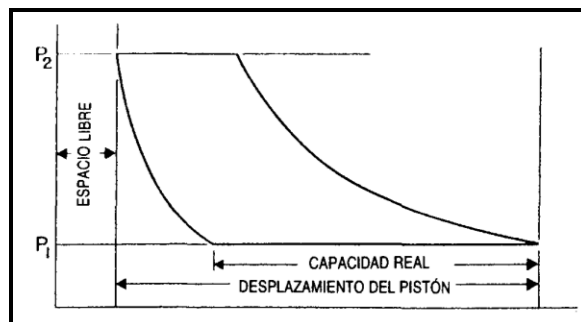
**1.20 Espacio libre del cilindro y eficiencia volumétrica.**- El espacio libre del cilindro no puede eliminarse por completo. Un espacio libre normal variará alrededor de entre el 4 y el 16% para la mayoría de los cilindros estándar. Existen cilindros especiales con relaciones de compresión bajas, donde el espacio libre normal es mucho mayor. El espacio libre normal no incluye el volumen de holgura, el cual pudo haberse agregado para otros propósitos, tales como el control de la capacidad.

Aunque la cantidad de espacio libre en un cilindro dado tiene muy poca importancia para el usuario promedio (ya que la garantía se expide sobre la capacidad entregada), es necesario entender su efecto sobre la capacidad debido al amplio rango de aplicación de la variación en el volumen del espacio libre para controlar la capacidad y otros propósitos. Las variaciones en el espacio libre normal no afectan los requisitos de potencia.

Cuando un pistón ha terminado la carrera de compresión y entrega y se encuentra listo para revertir su movimiento, el gas a presión de descarga se encuentra atrapado en el espacio libre. Este gas se expande en la carrera de retorno hasta que su presión es lo suficientemente inferior a la presión de aspiración como para que las válvulas de succión se abran. En el diagrama  $pV$  siguiente (*Figura 15*) se muestra el efecto de esta reexpansión sobre la cantidad de gas fresco aspirado. La capacidad real se afecta en realidad.

La fórmula teórica para la eficiencia volumétrica expresada como porcentaje es:

$$\eta_v = 100 - C(r^{1/k} - 1) \text{ (Ecuación 1.18)}$$



*Figura 15. El trabajo realizado en un gas atrapado en el espacio libre del cilindro (volumen del espacio libre) representa una ineficiencia.*

Para efectos prácticos, existen factores que modifican lo anterior y, a continuación, se presenta una fórmula aceptada para realizar estimaciones aproximadas:

$$\eta_v = 100 - C(r^{1/k} - 1) - L \quad (\text{Ecuación 1.19})$$

Aquí, el término  $L$  se introduce para tomar en cuenta el efecto de variables como las fugas internas, fricción del gas, caída de presión en las válvulas y precalentamiento del gas de admisión. El término  $L$  es difícil de generalizar, pero podría ser del 5% para un compresor de aire de presión moderada lubricado con aceite. Es necesario tener un valor de  $L$  mayor para los gases ligeros que para los gases pesados debido a que la fuga es más grande. Un análisis de las ecuaciones muestra que la VE (eficiencia volumétrica) decrece a medida que: (1) el espacio libre aumenta; (2) la relación de compresión *aumenta*, y (3)  $k$  decrece. Esto se demuestra en la *figura 16 y 17*.

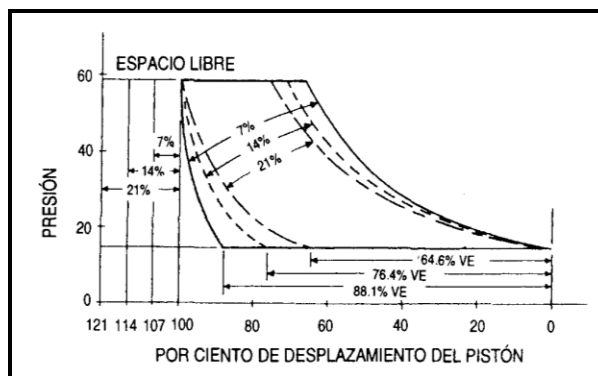


Figura 16. Diagrama teórico  $pV$  basados en la relación de compresión de 4.0 k de 1.40 y espacios libres 7, 14 y 21%.

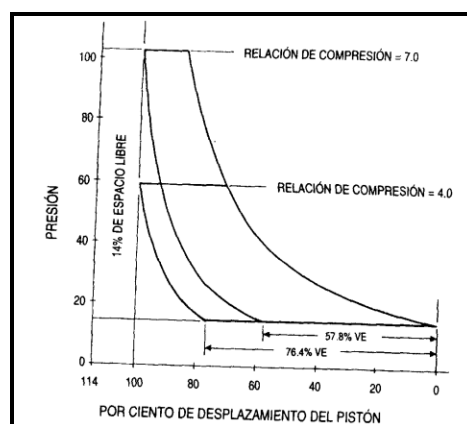


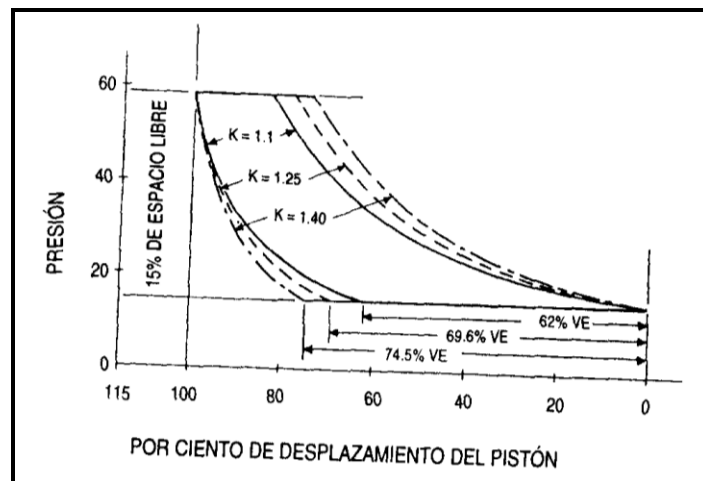
Figura 17. Efectos del espacio libre bajo condiciones de relación de compresión moderada y alta. Un diagrama  $pV$  para una relación de 7 se sobrepasa en un diagrama para una relación de 4, siendo iguales todas las demás condiciones.

La *figura 16* muestra una serie de diagramas  $pV$  teóricos basados en una  $r$  de 4.0, una  $k$  de 1.40 y espacios libres de 7, 14 y 21%. El efecto del espacio libre se indica de forma clara. Se ha utilizado amplios rangos de espacio libre para propósitos de ejemplificación.

La *figura 17* ejemplifica el efecto del espacio libre bajo condiciones moderadas y altas de relación de compresión. Un diagrama  $pV$  para una relación de 7 está superpuesto a un diagrama para una relación de 4, todo lo demás sigue siendo igual. Un espacio libre más o menos alto (14%) se emplea para propósitos ejemplificación. El espacio libre para cualquier compresor comercial diseñado para una relación de compresión de 7, sería mucho menor al 14%.

La *figura 18* ejemplifica el efecto de  $k$  sobre la eficiencia volumétrica. En este caso, el espacio libre es alto para fines de ejemplificación.

Es evidente que el espacio libre preocupa al diseñador cuando se tienen relaciones de compresión mayores y cuando se manejan gases con relaciones de calor específico bajas, aunque siempre se esforzará para mantener el espacio libre al menor valor posible que sea consistente con las holguras de las válvulas y de funcionamiento adecuadas.



*Figura 18. Efecto de  $k$  sobre la eficiencia volumétrica. Para espacio libre es alto para fines de ejemplificación.*

**1.21 Espacio libre del cilindro y eficiencia de compresión.-** Así como el espacio libre en un cilindro tiene un control predominante sobre la eficiencia volumétrica *VE*, así mismo, el área de la válvula en un cilindro tiene un control predominante sobre la eficiencia de compresión *CE*. Sin embargo, para obtener un espacio libre bajo y una *VE* alta, el diseñador encuentra que es necesario limitar el tamaño y el número de válvulas. No obstante, esto puede provocar un decremento en la eficiencia de compresión y un aumento en los caballos de potencia. Por esta razón, el diseñador debe evaluar ambos factores y llegar a un arreglo, lo cual es un procedimiento muy común en ingeniería.

Como regla general, no es posible lograr al mismo tiempo una *VE* alta y una *CE* alta (bajo requisito de potencia). No pueden tenerse ambas. Sin embargo, hay cuatro divisiones aproximadas que el diseñador utiliza. El tipo de aplicación determina, en un grado considerable, si un factor se preferirá sobre el otro, o si ambos estarán equilibrados. Estos pueden clasificarse como se muestra en la *tabla 3*.

*Tabla 4. Divisiones aproximadas para el diseño sobre eficiencia de un compresor.*

Relación de compresión		Factores más importantes
Muy alta	10-30 (bombas de vacío)	Espacio libre
Alta	8-10 máxima	Sobre todo el espacio libre
		De alguna manera las
		válvulas
Moderada	5 máxima	Balanceda
Baja	2 o menos	Válvulas

**1.22 Panorama sobre el diseño de compresores recíprocos de procesos.-** Puede observarse que los actuales compresores recíprocos de proceso son el resultado de muchos años de evolución y experiencia. Alrededor de 1992, un solo fabricante de EUA había fabricado máquinas y compresores recíprocos por más de 100 años y había embarcado más de 50 mil unidades de proceso. Los compresores recíprocos de proceso son un método muy eficiente y confiable para comprimir casi cualquier mezcla de gases desde el vacío hasta más de 3000 atm, además, tienen numerosas aplicaciones en plantas de refinación, químicas y petroquímicas. Las especificaciones nominales de potencia varían hasta los 18000 Kw, con capacidades de hasta alrededor de 35000 m<sup>3</sup>/h en las condiciones de admisión del compresor.

Los compresores reciprocantes son muy versátiles ya que, al ser compresores de desplazamiento positivo, las unidades reciprocantes pueden comprimir con facilidad una amplia gama de densidades de gases desde el hidrógeno con un peso molecular de 2, hasta gases como el cloro con un peso molecular de 70.

Los compresores reciprocantes pueden ajustarse con rapidez a condiciones variantes de presión con relaciones de compresión por etapas que varían desde 1.1 en servicios de reciclaje, hasta más de 5 en gases con valores de  $k$  bajos o relaciones de calor específico bajas. Las relaciones de compresión más comunes se acercan a 3 por cada etapa para limitar las temperaturas de descarga en valores alrededor de 150 a 175°C (300 a 350°F). Algunos compresores reciprocantes tienen hasta seis etapas para proporcionar una relación de compresión total de hasta 300.

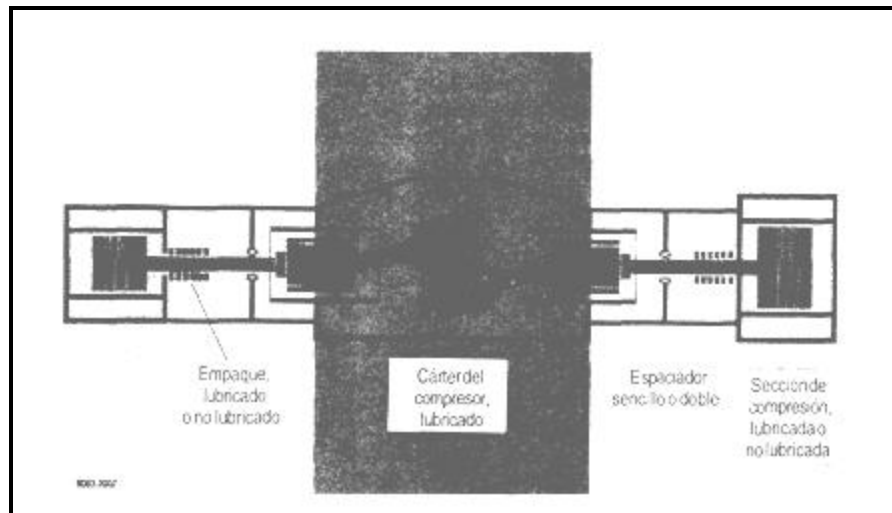
Las velocidades rotatorias y de pistón se mantienen bajas para los compresores de proceso, ya que la mayoría de estas unidades operan de forma continua por muchos años con sólo algunos paros ocasionales para su mantenimiento. Debido a la gran cantidad de aplicaciones, los gases pueden causar problemas por ser corrosivos, por contener líquidos atrapados y/o partículas abrasivas extrañas. Por estas razones se emplean compresores de velocidades baja a media, los cuales tienen velocidades rotatorias que varían de entre 275 a 600 r/min, con velocidades de pistón que varían desde 3 a 5 m/s (600 a 1000 ft/min) y carreras del compresor desde 150 a 460 mm (6 a 18 in). Por lo general, para unidades con especificaciones de kW más grandes, se empleen velocidades más bajas y carreras más largas.

También se recomienda que, para las aplicaciones no lubricadas, se empleen velocidades rotatorias y de pistón menor para obtener una mayor vida útil de los pistones y de los anillos de empaque.

El compresor reciprocante de uso más común en la actualidad es el de diseño balanceado-opuesto (*Figs. 19 y 20*). Este diseño maximiza la vida operacional de las unidades reciprocantes más grandes al minimizar los momentos y las fuerzas desbalanceadas. En estas unidades se emplean de dos a diez cilindros con los pesos reciprocantes y rotatorios balanceados lo mejor posible. Las unidades de un solo

cilindro también pueden construirse si se emplea la cantidad necesaria de crucetas de balanceo de peso opuesto. En las *figuras 21 a la 22* se muestran compresores reciprocantes de diseño en **Y**, y otros con configuraciones verticales similares.

Las fuerzas desbalanceadas se producen por efecto de las masas rotatorias y reciprocantes. Las fuerzas reciprocantes se presentan en todos los compresores como un producto de la aceleración y la desaceleración de los pesos reciprocantes (pistón y vástago, cruceta y una porción de la biela). El diseñador de compresores trata de igualar los pesos reciprocantes en cada excéntrica del cigüeñal para equilibrar las fuerzas. Las fuerzas rotatorias resultan de la fuerza centrífuga producida por los pesos desbalanceados de la excéntrica del cigüeñal y parte de la biela.



*Figura 19. Principio del compresor de proceso reciprocante balanceado opuesto.*

Para los fundamentos del diseño, sólo se consideran significativas las fuerzas primarias desbalanceadas que se producen a la velocidad del compresor y las fuerzas secundarias desbalanceadas que se producen al doble de la velocidad del compresor (*Figura 23*). Los momentos desbalanceados tanto primarios como secundarios también se producen en la mayoría de los compresores. Si se tiene una unidad de dos cilindros que tenga pesos reciprocantes iguales con las excéntricas del cigüeñal fijadas a  $180^\circ$  una de la otra, todas las fuerzas primarias y secundarias se anulan entre sí. Sólo se transmiten pares o momentos a la cimentación. Cuando se tiene un buen diseño en los cimientos, estos momentos no son dañinos.



Sólo seis unidades de excéntrica del cigüeñal pueden balancearse a la perfección con todas las fuerzas y momentos desbalanceados en cero. Sin embargo, un balanceo perfecto sólo se necesita, por lo general, para instalaciones en plataformas marinas o para cimientos instalados sin utilizar pilotes en condiciones de suelo en extremo difíciles (pantanosas).

Los compresores instalados sobre cimientos bien diseñados, colocados sobre suelo compactado o rocoso, soportarán las fuerzas y momentos desbalanceados normales de un compresor recíprocante. Los compresores múltiples deben instalarse en cimientos unidos por una carpeta de concreto común, esto con el fin de ampliar el área que resistirá las fuerzas o momentos desbalanceados. Los compresores se diseñan para soportar estas fuerzas y momentos y para transmitirlos hacia los cimientos. Sin embargo, es muy importante obtener un mortero de cemento de unión fuerte entre la base del compresor y los cimientos. Los morteros más recomendables son de cemento de tipo epóxico.

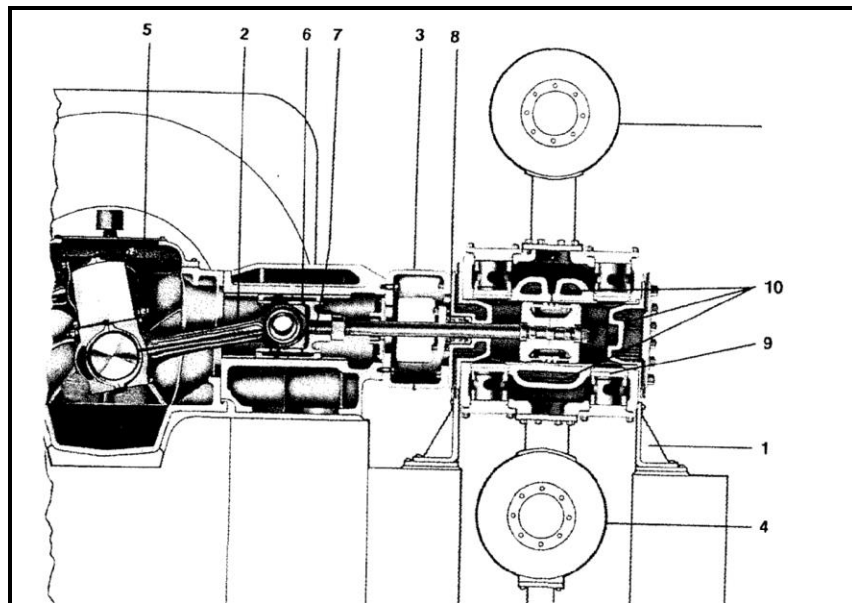


Figura 20. Parte derecha de un compresor recíprocante balanceado opuesto.

- |                          |                        |                        |
|--------------------------|------------------------|------------------------|
| 1= Soporte del cilindro. | 5= Bastidor.           | 9= Válvulas.           |
| 2= Biela.                | 6= Cruceta.            | 10= Chaquetas de agua. |
| 3= Espaciador.           | 7= Vástago del pistón. |                        |
| 4= Cámara de pulsación.  | 8= Empaque.            |                        |

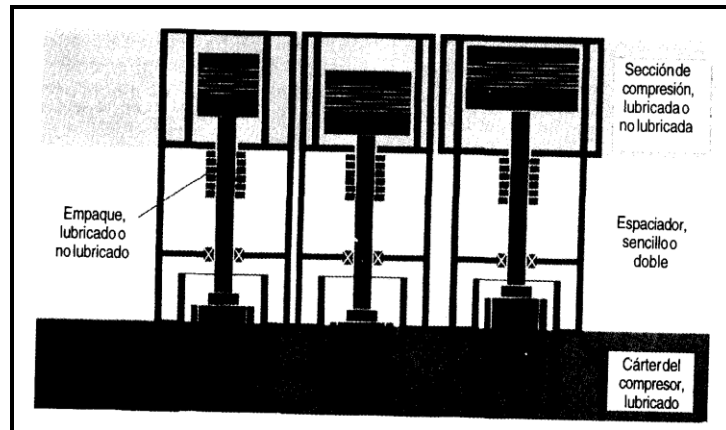


Figura 21. Cilindro de compresor con configuración vertical.

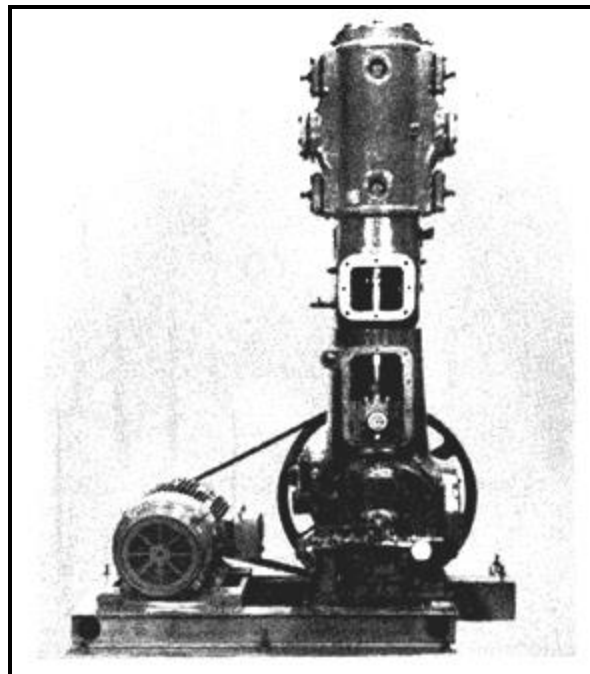
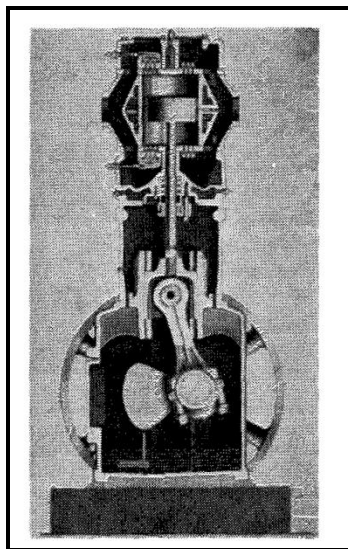


Figura 22. Compresor recíprocante orientado en vertical.

**1.22.1 Diseño del cigüeñal.-** En los compresores grandes se han proporcionado hasta 10 unidades de excéntrica de cigüeñal. Las manivelas están dispuestas con ángulos iguales entre cada una para proveer fuerzas desbalanceadas óptimas y la mayor suavidad posible en el par de torsión del esfuerzo global de la manivela (consulte la *Figura 25*). Las unidades con números pares de excéntricas del cigüeñal se acomodan con pares de manivelas opuestas a  $180^\circ$  para anular las fuerzas de inercia; las unidades con números impares de excéntricas del cigüeñal necesitan configuraciones especiales en los ángulos entre manivelas o emplear crucetas falsas, tal como se muestra en la *figura 26*.

Los cilindros originan fuerzas pulsantes de compresión y pares de torsión vibratorios en el cigüeñal, con picos que pueden exceder hasta 5 veces el par de torsión de los caballos de potencia promedio del compresor. El diseño del cigüeñal debe ser moderado para soportar tanto este esfuerzo sobre las manivelas, como las tensiones vibratorias. Para los compresores con capacidad que sobrepase un poco alrededor de 150 kW por manivela, el cigüeñal debe ser de hierro forjado.

Los fabricantes con experiencia demandan, además, que las manivelas sean forjadas a partir de lingotes de acero para proporcionar un flujo mayor de granos a través del brazo de la manivela y de las manivelas mismas, en lugar de maquinar las manivelas a partir de un lingote. Los materiales empleados son aleaciones de acero AISI 10450 y AISI 4140 con inspección ultrasónica por parte del proveedor del cigüeñal. Los cigüeñales se compran totalmente terminados de proveedores que forjan el material, quienes cuentan con instalaciones especiales para el forjado estampado y esmerilado de las chumaceras y de las espigas (muñones) de las manivelas. Asimismo, debe ponerse especial atención en proporcionar radios pulidos entre las manivelas y los brazos de las manivelas. Para ayudar a compensar las fuerzas y momentos desbalanceados se emplean contrapesos, ya sea sostenidos con pernos o integrales. (*Figuras 27 y 28*).



*Figura 23. Compresor reciprocante en configuración de cilindros en vertical.*

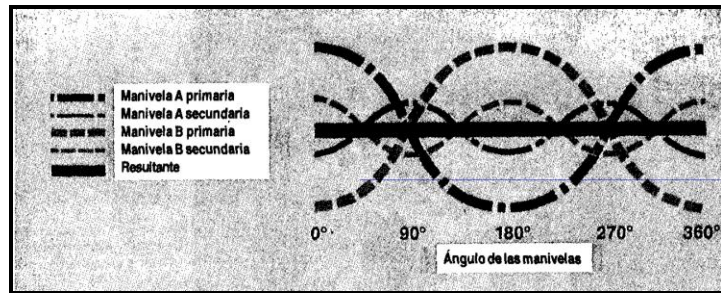


Figura 24. Diagrama de los ángulos de las manivelas demuestra la forma en que las fuerzas primarias y secundarias se balancean entre sí al actuar en dirección opuesta.

**1.22.2 Cojinetes y sistemas de lubricación.-** En la mayoría de las unidades, los muñones de manivela y los cojinetes principales casquillo de aleación de aluminio son reemplazables y perforados con precisión. No es necesario realizar ningún ajuste en el campo. La aleación de aluminio tiene una capacidad para soportar cargas altas y es improbable que raye la superficie del cigüeñal en caso de que ocurriera una falla en el cojinete. Otros materiales empleados en los cojinetes son el aluminio con soporte de acero, el acero, o acero con soporte de bronce, el revestimiento con babbitt (metal antifricción) y el trimetálico (acero-bronce-babbitt). En cualquiera de estos sistemas de cojinetes, es muy importante mantener limpios los filtros y las tuberías de aceite, así como mantener las presiones y temperaturas de lubricación especificadas.

Todos los compresores de proceso grandes necesitan una lubricación de alimentación forzada con un rango mínimo de suministro, el cual se muestra en la *figura 29*, incluyendo la bomba de aceite, el enfriador de aceite, y el filtro de aceite. Los requisitos de redundancia y de instrumentación dependen de qué tan crítico sea el proceso en cuestión.

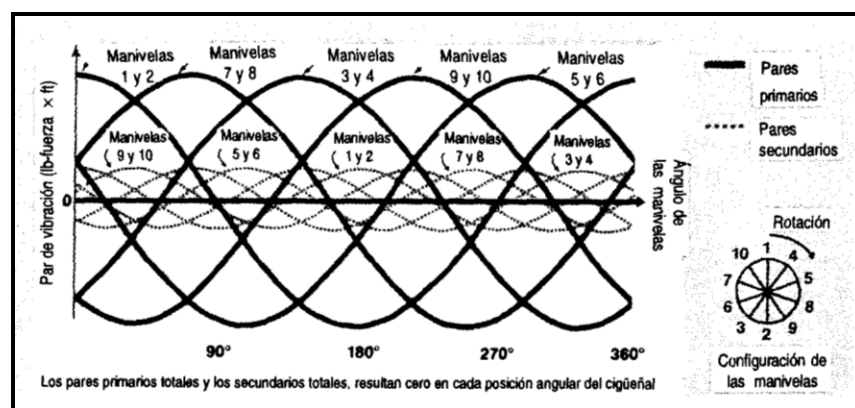


Figura 25. Configuración preferida de las manivelas y par resultante para un compresor de diez excéntricas.

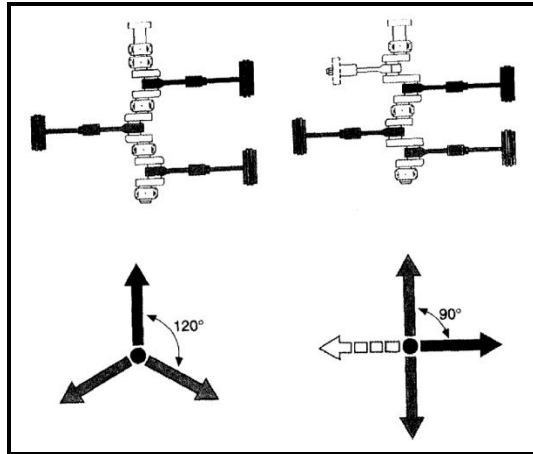


Figura 26. Ángulo de manivela de tres excéntricas a 120° (izquierda) versus 90° (derecha). Observe la cruceta falsa que se necesita en la figura derecha.

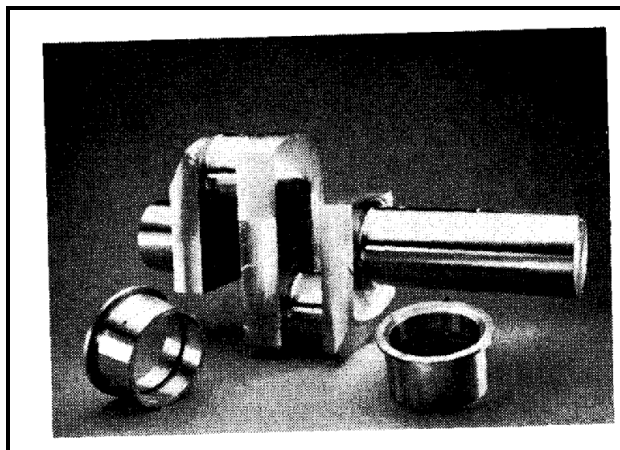


Figura 27. Cigüeñal de dos excéntricas.

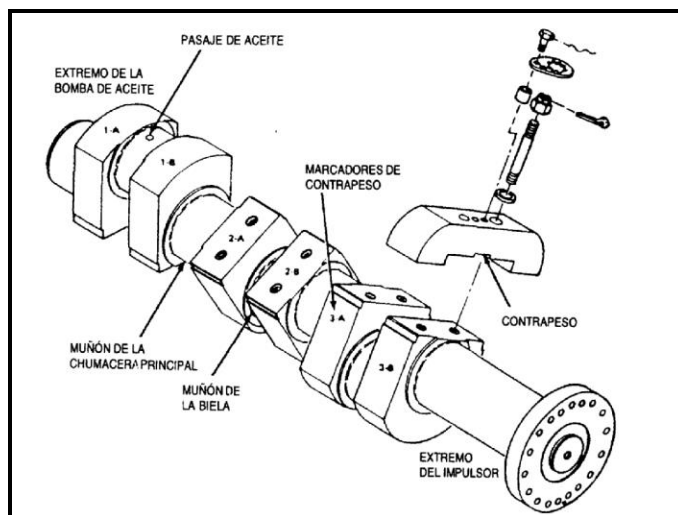


Figura 28. Cigüeñal de tres excéntricas donde se muestran pasajes de aceite y contrapesa.

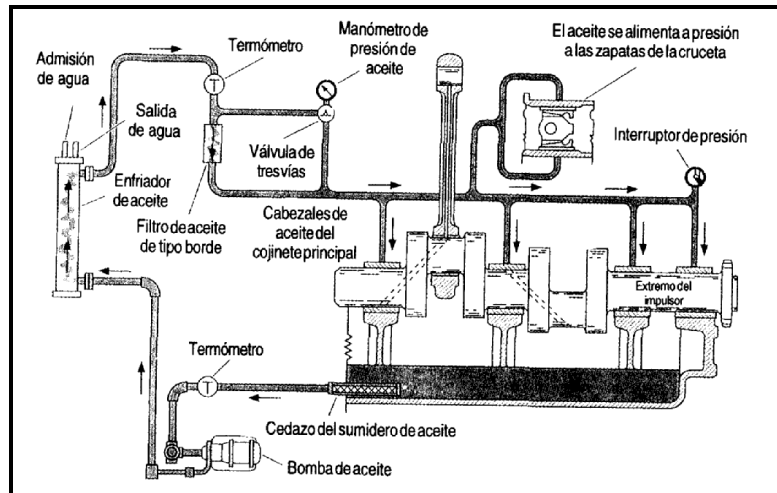


Figura 29. Sistema de lubricación de alimentación forzada para compresores recíprocos.

**1.22.3 Bielas.-** Por lo general, las bielas de las máquinas recíprocas de proceso se fabrican con acero forjado y con un lado cerrado para proporcionar un buen flujo del grano a través de la pieza. (Consulte las Figuras 30 y 31) Además, se perforan pasajes de lubricación forzada a todo lo largo de la biela para permitir el flujo de aceite desde el muñón de la manivela hasta el buje del perno de la cruceta. Los bujes de la cruceta son de bronce reemplazable. Los pernos de la biela son forjados especiales y los más grandes tienen rosca rolada para obtener la máxima resistencia.

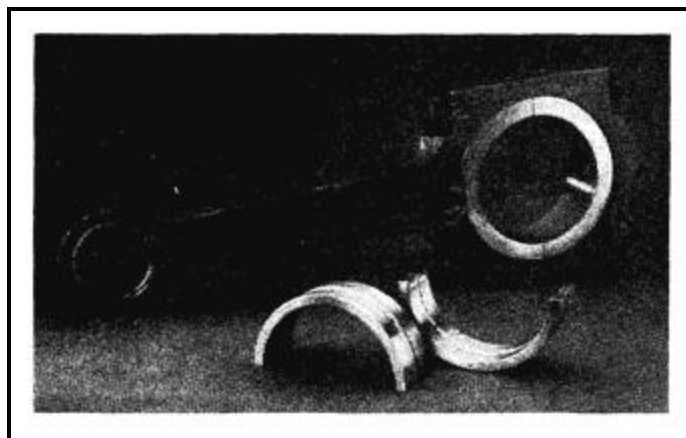


Figura 30. Biela característica.

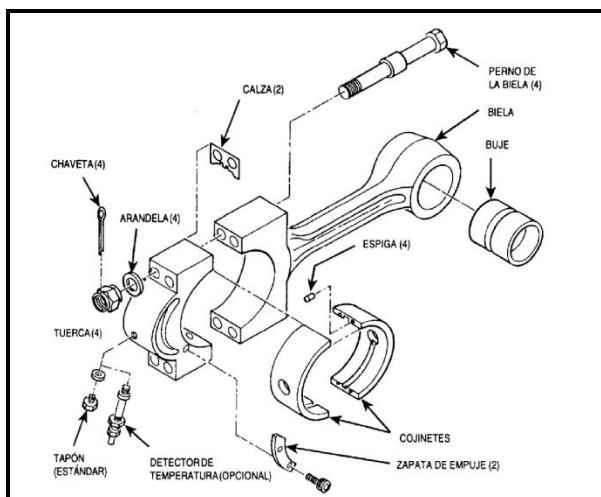


Figura 31. Partes que componen una biela normal.

**1.22.4 Bastidores y cilindros.-** Aunque algunos fabricantes ofrecen bastidores de equipo ensamblados o soldados, la mayoría de los bastidores de los compresores son de hierro fundido (Figura 32).

Los bastidores cuentan con soportes corrugados para cojinetes, con el fin de eliminar la deflexión del bastidor y mantener el cigüeñal alineado bajo todas las condiciones de operación. Los bastidores mayores a 750 kW tienen una varilla de unión o una barra de unión sobre cada cojinete principal para evitar las deflexiones provocadas por las altas fuerzas horizontales inherentes, del gas y de inercia. Los bastidores están totalmente cerrados para soportar condiciones ambientales y tienen grandes cubiertas de acceso para mantenimiento.

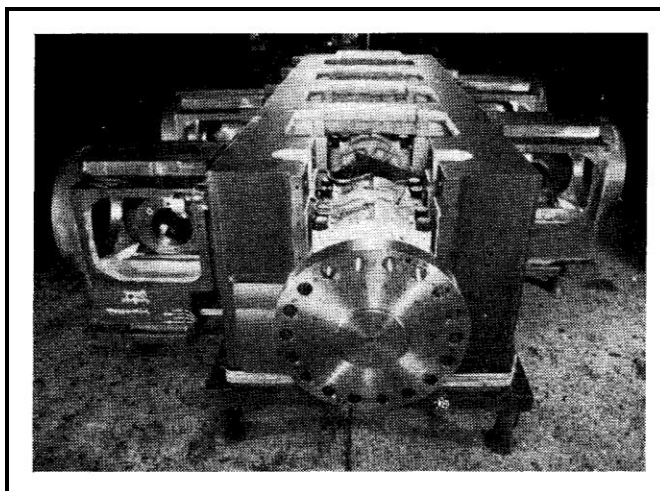
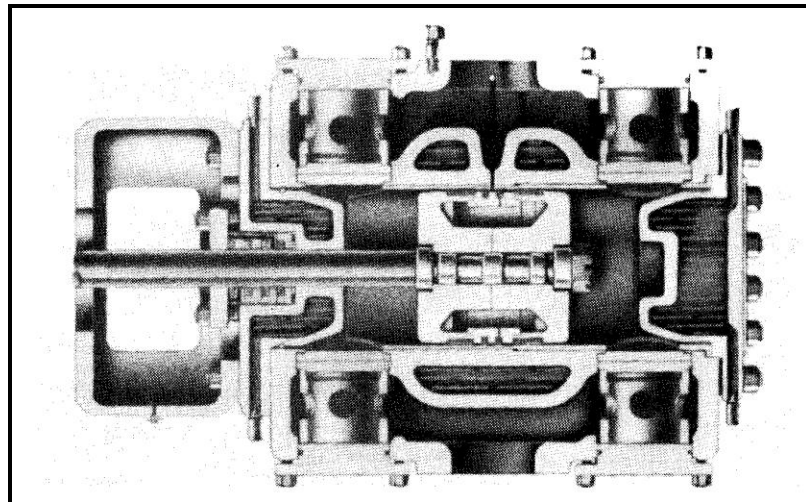


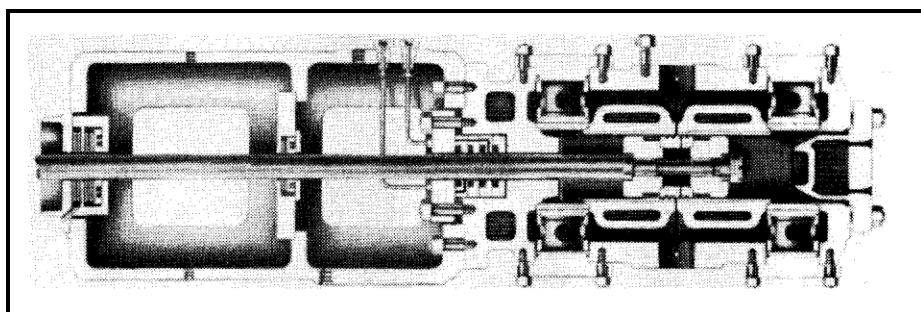
Figura 32. Ensamblaje del bastidor de hierro fundido de un compresor que muestra cojinetes dobles en el extremo del impulsor.

Cada cilindro debe diseñarse para la capacidad, presión, temperatura y propiedades del gas para un proyecto específico. Entre los materiales disponibles para los cilindros se incluyen el hierro fundido (*Figuras 33 y 34*), el hierro dúctil o modular (*Figura 35*), el acero fundido y el acero forjado (*Figuras 36 y 37*). Algunos fabricantes, como Dresser-Rand, han construido una gran cantidad de cilindros de compresor ensamblados (soldados) (*Figura 38*), empleando el acero al carbón o el acero inoxidable como materiales principales.

Los cilindros en Tándem (*figura 39*) se proveen para aquellas situaciones donde los ahorros en costo y espacio son primordiales. Consideraciones similares pueden llevar a la selección de cilindros por pasos o truncados, (*figura 40*).

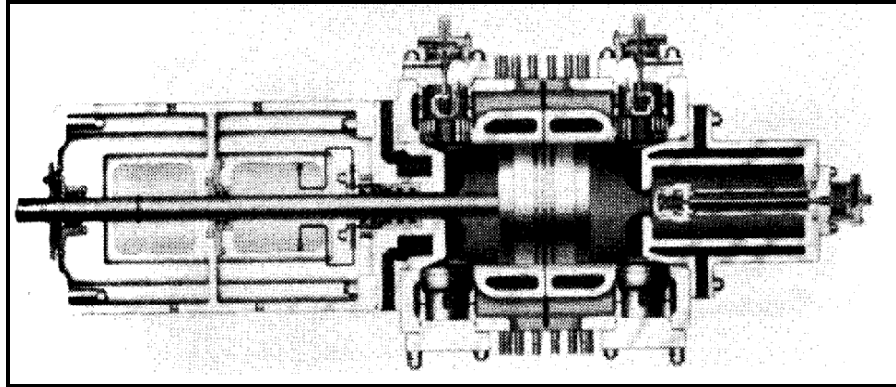


*Figura 33. Cilindro de doble efecto para presiones bajas o medias con camisa embrida y pistón de tres piezas.*

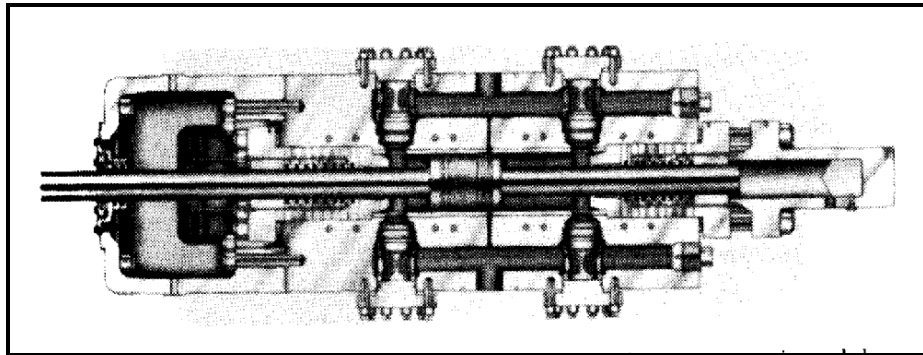


*Figura 34. Cilindro de doble efecto para presiones medias o altas con camisa embrida.*

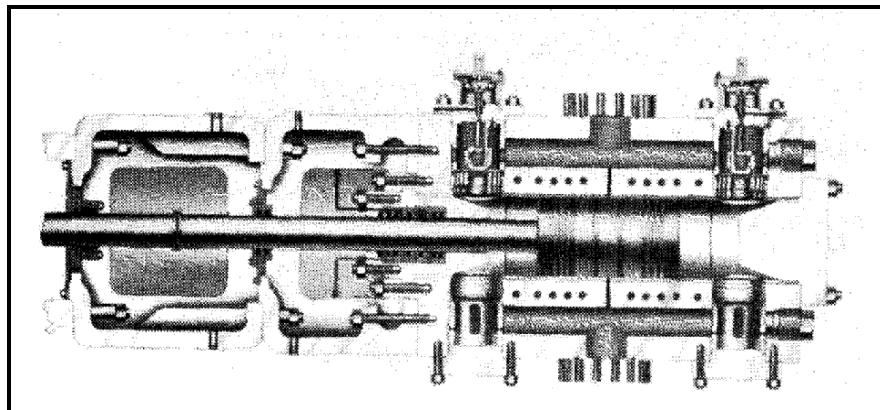




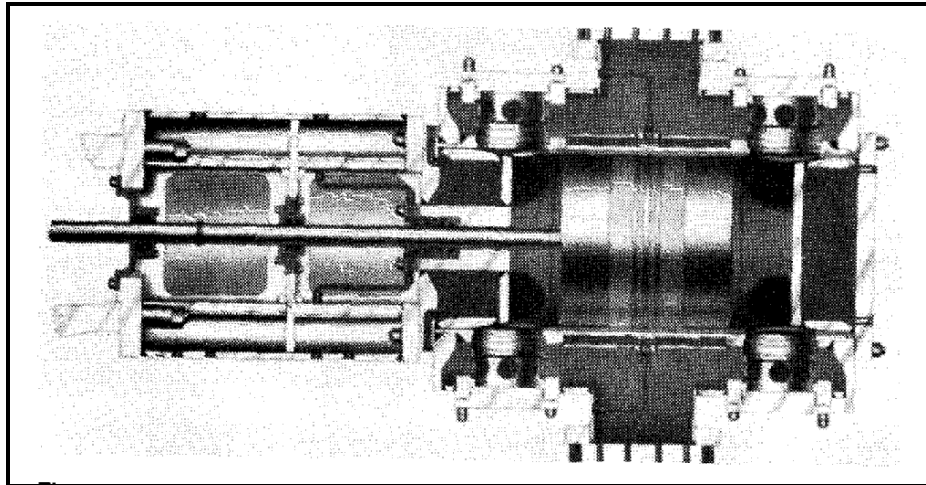
*Figura 35. Cilindros de hierro fundido o modular con espaciador de dos compartimientos y extensión del bastidor.*



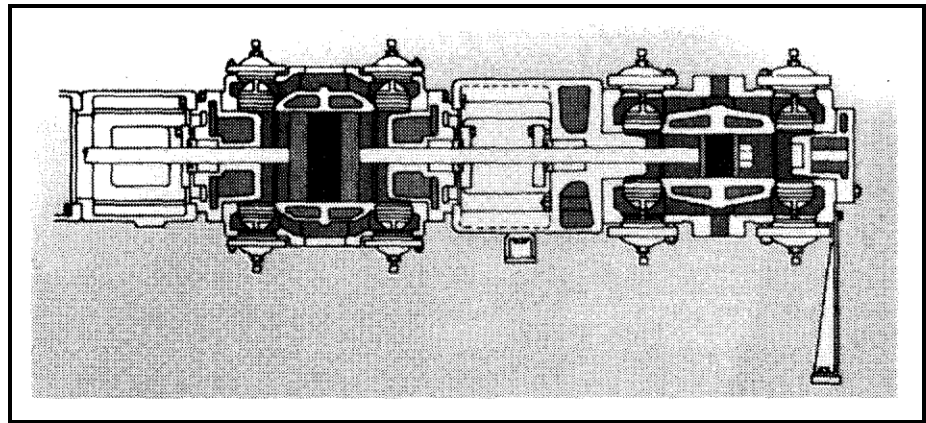
*Figura 36. Cilindro de acero forjado con diseño de contra vástago para presiones de hasta 7500 psi.*



*Figura 37. Cilindro de acero forjado con espaciador de dos compartimientos y extensión del bastidor para servicios de refinería de 3000 psi.*



*Figura 38. Cilindros maquinados de acero al carbón o acero inoxidable para aplicaciones especiales.*



*Figura 39. Los Cilindros en tándem están equipados con un segundo pistón conectado en línea con el primer pistón.*

Por lo general, los cilindros cuentan con sistemas separados de lubricación por alimentación forzada y emplean aceites especiales. Sin embargo, muchos servicios pueden proveerse como no lubricados. Los servicios no lubricados exigen gases muy limpios, lo cual se logra con filtración de succión de  $1\ \mu\text{m}$ , en caso necesario, y velocidades de pistón reducidas por debajo de  $4\ \text{m/s}$  ( $700\ \text{ft/min}$ ) para tener una vida útil aceptable de los anillos del pistón, de soporte y de empaque.

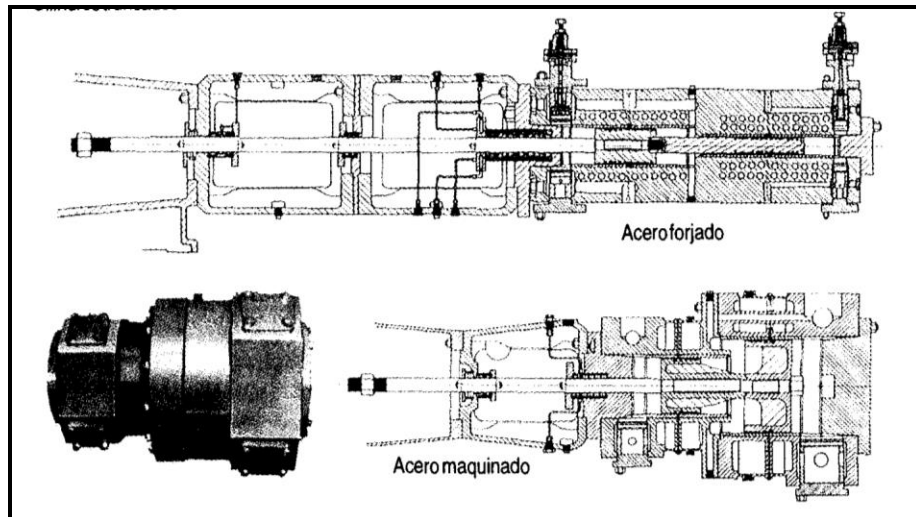


Figura 40. Los Cilindros truncados o por pasos permiten el empleo de etapas múltiples para ahorrar espacio.

La mayoría de los cilindros son de doble efecto, es decir la compresión se realiza en una mitad del cilindro a medida que el pistón se desplaza hacia la cabeza del cilindro y, también, a medida que el pistón se desplaza hacia el extremo de la manivela de la máquina. Sin embargo, los cilindros pueden fabricarse de efecto simple para ciertas aplicaciones especiales, tales como aquéllas que involucran presiones altas donde sólo se necesita un desplazamiento pequeño. En la *figura 41* se muestra el cilindro con una configuración tanto convencional como en Tándem. Esta ilustración muestra un compresor de pistón de árbol. Las máquinas de pistón de árbol se asemejan a los motores automotrices en que no incorporan crucetas.

La mayoría de los cilindros de proceso montados en compresores grandes de doble efecto están equipados con revestimientos completos reemplazables, los cuales se mantienen fijos para evitar el movimiento o rotación en los extremos. En los cilindros de acero siempre se emplean los revestimientos. Los revestimientos estándar se fabrican de hierro fundido centrifugado, ya que éste proporciona una buena superficie densa para los cojinetes. Para ciertas aplicaciones especiales se dispone de materiales como el Niresist.

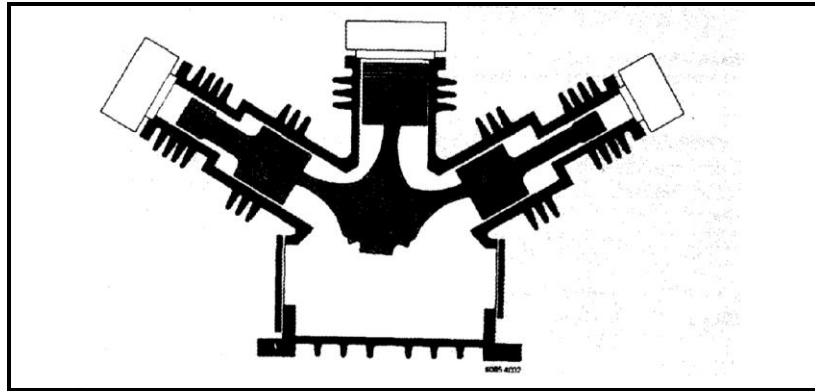


Figura 41. Compresores de pistón de árbol con pistón convencional en la etapa 1 y pistones por pasos en las etapas superiores.

**1.22.5 Suministro de enfriamiento.-** Es muy común que los grandes compresores de proceso de gas utilicen el enfriamiento forzado a todo lo largo del barril y las cabezas del cilindro (Figura 42). Si se emplea agua, es importante que ésta se encuentre limpia y tratada. No es posible emplear agua de río sin tratamiento, ya que ésta provocará que se formen depósitos excesivos e incrustaciones dañinas en las chaquetas del cilindro, lo cual ocasionará un daño severo por sobrecalentamiento del cilindro. Se recomienda el empleo de un sistema de enfriamiento cerrado con una mezcla agua-glicol para minimizar los depósitos y evitar el goteo de líquido de los gases saturados dentro de los cilindros. Un sistema de enfriamiento característico como el mostrado en el esquema de la API 618 (Figura 43) puede emplearse para una o más unidades.

El propósito de enfriar el cilindro, es para igualar sus temperaturas y evitar la acumulación de calor. Este enfriamiento sólo elimina el calor producido por fricción. El calor de compresión se elimina con interenfriadores y postenfriadores.

El enfriamiento con termosifón o de llenado estático (Figura 44) puede emplearse para cilindros que tienen temperaturas de descarga inferiores a los 88°C (190°F).

Las temperaturas del suministro de enfriador deben ser por lo menos 6°C (10°F) por arriba de la temperatura de admisión del gas, esto con el fin de evitar la condensación de líquido en los pasajes de gas del cilindro, lo cual pudiera causar serios problemas en las válvulas y en el pistón.

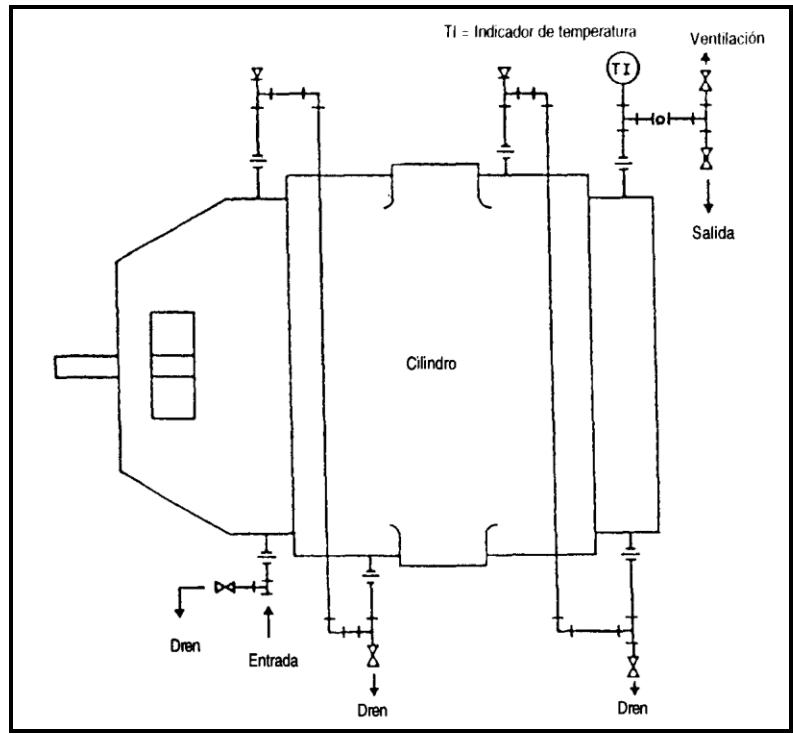


Figura 42. Configuración de enfriamiento forzada para cilindros de compresores grandes.

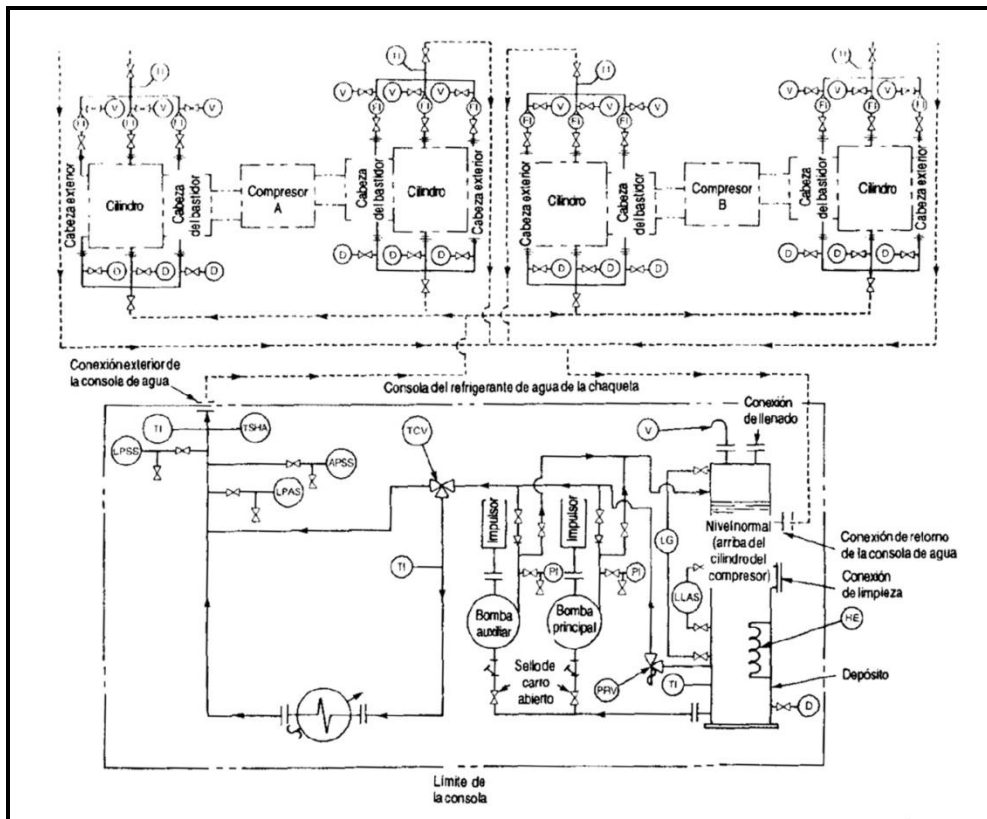
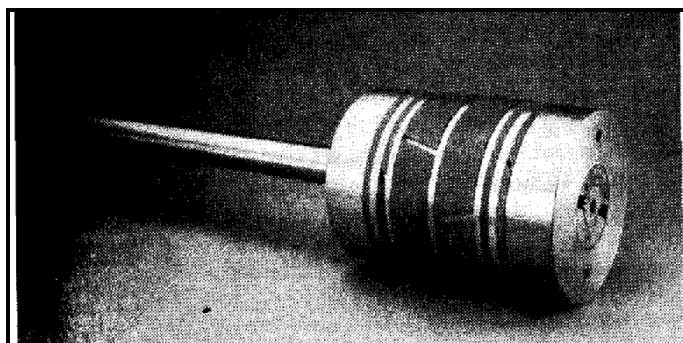


Figura 43. Sistema cerrado de agua de enfriamiento API

**1.22.6 Pistones.-** En la mayoría de las aplicaciones, el material más empleado para los pistones es el hierro fundido. El aluminio se emplea en pistones grandes o en unidades de alta velocidad para reducir y balancear las fuerzas de inercia. Para algunas aplicaciones a presiones altas, superiores a 150 atmósferas de presión absoluta (ata), se emplean pistones y vástagos contruidos de una sola pieza integral de acero para elevar la resistencia del pistón.

**1.22.7 Anillos de pistón y de soporte.-**La mayoría de las unidades de proceso en la actualidad están equipadas con anillos de pistón de teflón (PTFE, politetrafluoroetileno). Comúnmente se emplean de 2 a 3 anillos de una sola pieza, con corte diagonal sin expansores. En algunas aplicaciones a presiones altas (superiores a 300 ata), se usan anillos segmentados de bronce de tres piezas. Asimismo, en algunas aplicaciones no lubricadas, se han empleado otros tipos de plásticos especiales o polímeros de alto rendimiento. Un ensamble común se ejemplifica en la *figura 44*.

Los anillos de soporte de PTFE se utilizan para muchas aplicaciones tanto lubricadas como no lubricadas. Los anillos soportan el peso del pistón y del vástago del pistón y pueden ser ranurados, localizados en el centro del pistón (*Figura 45*), o de banda ajustados sobre el pistón. La presión de soporte en los anillos de soporte suele ser inferior a los  $0.7 \text{ kg/cm}^2$  ( $10 \text{ lb/in}^2$ ). Como ya se mencionó con anterioridad, es crítico tener un gas limpio para prolongar la vida útil de los anillos de pistón, de soporte y de empaque. La suciedad o la corrosión en la tubería y el acarreo de incrustaciones hacia el cilindro, causará un deterioro muy rápido del anillo, del interior (ánima) del cilindro y de las válvulas.



*Figura 44. Las bandas de soporte de PTFE empleadas como apoyos del pistón en compresores no lubricados del tipo de contacto.*

**1.22.8 Válvulas.-** Virtualmente todos los compresores de proceso de gas y de aire de tamaños moderado a grande, emplean válvulas de resortes accionadas por gas. Aunque existen ciertas reclamaciones y acusaciones por parte de varios fabricantes, ellos comparten el deseo de proporcionar configuraciones duraderas conformes con la composición y presión del gas. Por otra parte, casi siempre las válvulas se colocan en forma simétrica alrededor de la circunferencia exterior del cilindro y pueden quitarse desde afuera para darles mantenimiento.

Unas buenas especificaciones ordenan configuraciones que impidan errores de instalación. Si se revierte el sentido de una válvula de succión, ésta puede funcionar como válvula de descarga y viceversa. De forma similar, un mal diseño de válvulas puede provocar que algunos componentes deteriorados caigan dentro del espacio de compresión del cilindro. Es evidente que esto resultaría en daños e incidentes de seguridad catastróficos.

Para evitar las fallas estructurales del asiento o de la guarda, existen diseños de válvulas que cumplen las normas API y que utilizan un perno central. Este perno está diseñado de forma tal, que aun en el supuesto de que falle, no caerá dentro de la cámara de compresión. El perno central proporciona una buena parte de la holgura fija y de la resistencia física de la válvula. Sin el perno, el asiento de la válvula por sí mismo tendría que soportar toda la presión diferencial. El empleo del perno central permite al diseñador aprovechar la resistencia física disponible para la guarda, ya que el perno central mantiene unidas la guarda y el asiento.

Esto trae como consecuencia menores volúmenes de espacio libre provenientes de asientos y guardas más delgados, lo cual no es posible lograr en diseños de válvulas que no emplean el perno central. Las válvulas con un mal diseño pueden causar decrementos notables en la eficiencia de compresión; la carrera de la válvula, así como en su área, inciden sobre la velocidad del gas, por lo que deben dimensionarse en forma apropiada.

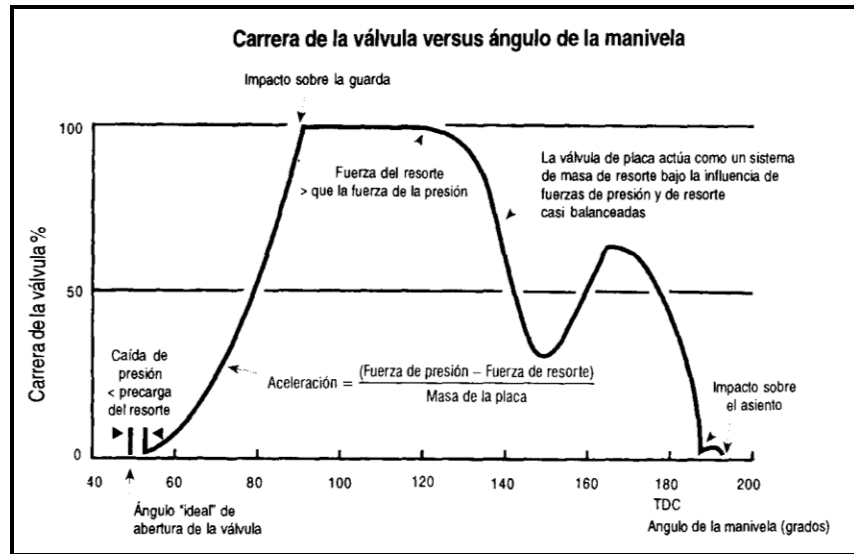


Figura 45. Las bandas de soporte de PTFE empleadas como apoyos del pistón en compresores no lubricados del tipo de contacto.

**1.22.9 Empaques.-** Los empaques (Figura 46) se necesitan cada vez que los vástagos de los pistones sobresalen de los cilindros de los compresores y de los espaciadores. Lo más común es emplear empaques con agujeros de ventilación, flotación completa autolubricados de PTFE ya que proveen operaciones de larga duración con fugas de gas mínimas. Es común una alimentación de lubricación excepto altas superiores a 150 atm. en donde pueden haber dos alimentaciones (Figura 47). Muchos alojamientos para empaques están equipados también con pasajes internos de enfriamiento. En la figura 48 se muestra un sistema característico de enfriamiento autocontenido para empaques de presión de los vástagos del pistón.

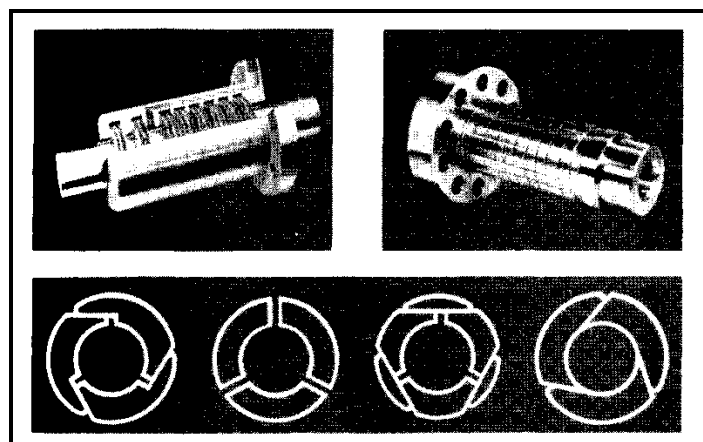


Figura 46. Cartuchos de empaques y las configuraciones en que se encuentran disponibles: Sencillo, dobles, radial, o anillos en corte tangencial con pasajes para lubricación.



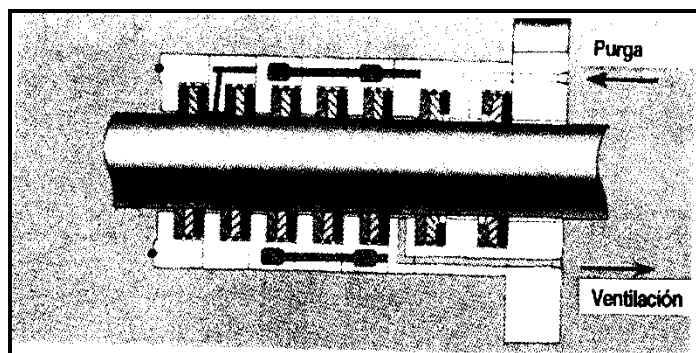


Figura 47. Pasajes de lubricación y enfriamiento en el empaque del vástago.

**1.22.10 Lubricación del cilindro.-** La lubricación adecuada de un cilindro puede reducir en gran medida los requisitos de mantenimiento de un compresor. Lo más común es lubricar los cilindros mediante un sistema de lubricación de alimentación forzada, independiente del sistema del cárter (block). Con frecuencia el lubricador es impulsado por el cigüeñal, sin embargo, también puede conseguirse lubricadores impulsados por un motor. Los cilindros tienen cuando menos un alimentador de lubricación cada uno, ubicado en la parte superior del interior y del empaque. Los cilindros de gran diámetro o de alta presión pueden tener alimentadores adicionales en el fondo del interior y del empaque. Cada unidad de bombeo de lubricación alimenta de 10 a 50 gotas/min y tiene un ajuste de flujo individual.

**1.22.11 Espaciadores.-** Con frecuencia estos componentes se proporcionan como elementos de acero vaciado o hierro fundido, o de soldadura de acero. La geometría de los espaciadores puede variar para satisfacer la aplicación específica. Un espaciador estándar es un compartimiento único con respiradores y drenes (Figura 49). El empaque de presión se ventila por separado. Todos los espaciadores cuentan con aberturas grandes, cubiertas herméticas y juntas para facilitar el mantenimiento de los empaques.

Para los servicios no lubricados o de otro tipo que necesitan un anillo para recoger el lubricante de aceite, se emplea espaciadores de mayor longitud con el fin de asegurar que a ninguna parte del pistón ingrese ni el limpiador de aceite del cárter ni el empaque del cilindro (Figura 50). La función principal de un limpiador de aceite es la de evitar pérdidas de aceite del cárter; no evitará que entre gas al cárter. Cuando se trabaja con gases que pudieran contaminar el aceite del cárter o que sean peligrosos, se recomienda

emplear espaciadores de dos compartimientos que cuenten con un empaque intermedio (Figura 51).

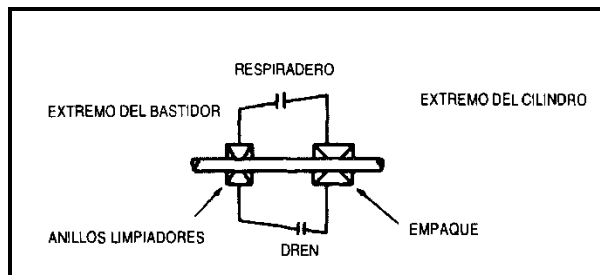


Figura 49. Espaciador de un solo compartimiento para aplicaciones generales de compresión de acuerdo con el estándar API618.

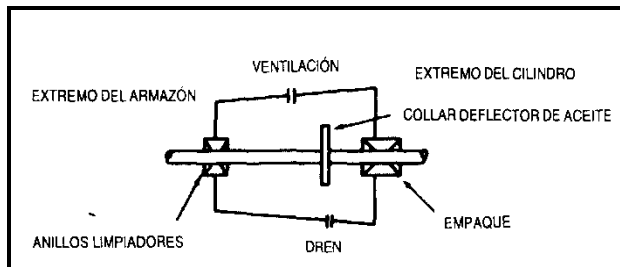


Figura 50. Espaciador de un solo compartimiento y longitud extendida.

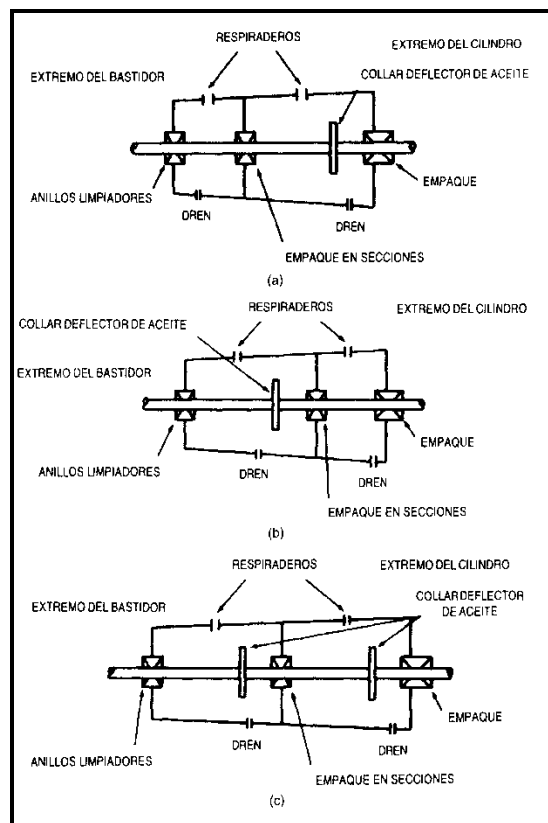


Figura 51. Espaciador de dos compartimientos con empaque en secciones lubricados

**1.23 Métodos de enfriamiento.-** Al evaluar un compresor de proceso para enfriamiento, un cilindro puede caer dentro de alguna de las cuatro categorías generales.

**1.23.1 Sin enfriamiento.-** Para un cilindro que opera en servicio criogénico, donde las temperaturas del gas suelen ser inferiores a los  $-60^{\circ}\text{C}$  ( $-75^{\circ}\text{F}$ ) no se necesita enfriamiento. De hecho, ningún medio de enfriamiento es adecuado para proporcionar temperaturas uniformes y aceptables en el cilindro. Para las aplicaciones como ésta, los cilindros se suelen diseñar sin chaqueta de enfriamiento y simplemente se aíslan del área ambiente en un intento por evitar diferenciales severos de temperatura o la formación de escarcha sobre el exterior del cilindro.

**1.23.2 Enfriamiento estático.-** El enfriamiento estático se emplea en aplicaciones donde las temperaturas de descarga son inferiores a los  $88^{\circ}\text{C}$  ( $190^{\circ}\text{F}$ ) y las temperaturas promedio son bajas (por debajo de  $60^{\circ}\text{C}$  [ $140^{\circ}\text{F}$ ]). Este tipo de enfriamiento también se aplica cuando no habrá operación del cilindro descargado que pueda crear temperaturas demasiado altas.

En un sistema estático, la chaqueta de agua del cilindro se llena con un medio de enfriamiento, como una mezcla de agua-glicol. No se hace ningún intento para circular la mezcla. Se proporciona un pequeño tanque con ventilación a la atmósfera para permitir la expansión térmica.

**1.23.3 Enfriamiento por termosifón.-** Un cilindro puede enfriarse mediante un termosifón cuando las temperaturas de descarga son moderadas ( $88$  a  $90^{\circ}\text{C}$  [ $190$  a  $210^{\circ}\text{F}$ ]), las temperaturas promedio se encuentran en el rango de los  $60^{\circ}\text{C}$  ( $140$  a  $150^{\circ}\text{F}$ ), y cuando no se presentarán periodos extensos de operación sin carga que puedan incrementar la temperatura de operación.

Un sistema de termosifón es similar al sistema estático, sin embargo, existe ahora una pequeña sección de tubo que conecta la salida superior del medio refrigerante a la parte inferior del cilindro. Aquí, la idea es que, a medida que el agua caliente en las secciones radiadas se enfría, fluirá hacia la parte inferior del cilindro, lo cual crea una pequeña circulación a través de las chaquetas del mismo.

**1.23.4 Enfriamiento por circulación completa.-** Para aquellas aplicaciones en las que las temperaturas promedio del gas y de descarga exceden los límites dados con anterioridad, o cuando se prevén períodos extensos de operación sin ninguna carga, el cilindro necesita que un refrigerante circule a través de su chaqueta para disipar la acumulación de calor. Esto ya se trató con anterioridad (véase la *Figura 43*).

En los grandes cilindros de proceso es común tener cabezas de cilindros enfriados por agua, así como chaquetas alrededor del interior del cilindro. Estas secciones están conectadas mediante un tubo de cierre externo. Como ya se mencionó antes, la temperatura del refrigerante debe controlarse de modo que se mantenga alrededor de 6°C (10°F) por arriba de la temperatura de admisión del gas. Además, el flujo debe controlarse de modo tal que el aumento de temperatura a través del circuito del cilindro se encuentre entre los 3 y los 11°C (5 y 20°F).

Al calcular el flujo de refrigerante necesario para un cilindro dado, encontramos que el aumento en la temperatura del refrigerante a través del cilindro y el caudal del refrigerante son inversamente proporcionales. En otras palabras, un caudal elevado de agua aumentará sólo un poco en temperatura. A la inversa, un abasto lento de agua, ocasionará un incremento apreciable en la temperatura. Al optimizar el balance de caudal y el aumento de temperatura, es importante recordar que deben mantenerse aumentos moderados de temperatura (de 3 a 11°C [5 a 20°F]). Esto asegurará una temperatura bastante homogénea en el cilindro y mantendrá el caudal dentro de ciertos límites. Un caudal demasiado bajo permitirá que el cieno u otras partículas arrastradas se sedimenten en la chaqueta de agua, lo cual conduciría, con el paso del tiempo, a un bloqueo del flujo; por otro lado, un caudal demasiado alto puede crear una importante caída de presión que resulte prohibitiva a través del circuito del refrigerante. Por lo general, como guía se han utilizado velocidades de entre 4 y 8 ft/s, basadas en el tamaño del tubo de cierre del refrigerante.

Un cálculo real del flujo de refrigerante es, en el mejor de los casos, una estimación basada en fórmulas empíricas y en el peor de los casos es cuestión de magia. Una antigua regla práctica para determinar el flujo de refrigerante en GPM consiste en dividir la potencia por cilindro por el incremento permisible en temperatura. Este

método es sencillo pero no toma en cuenta la mayoría de los parámetros críticos. Las temperaturas del refrigerante, temperatura del gas, tamaño del cilindro y factores de fricción son todos parámetros importantes en el cálculo de las necesidades de flujo de refrigerante del cilindro.

En la actualidad, los métodos de cálculo se basan en fórmulas empíricas que emplean esos parámetros y se ha encontrado que tienen una buena correlación con los resultados obtenidos en el campo.

Puede emplearse agua sin tratar, siempre y cuando las temperaturas sean aceptables y que el agua se filtre antes de que pase a las chaquetas del cilindro.

## 2.0 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA PARA EL DISEÑO MECÁNICO DEL COMPRESOR

**2.1 Transmisión de potencia mediante ejes.-** El diseño de ejes consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia satisfactorias cuando el eje transmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación. Generalmente los ejes tienen sección transversal circular y pueden ser huecos o macizos.

**2.1.1 Diseño de ejes de materiales dúctiles.-** Basado en su resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo. La presentación siguiente se basa en ejes de material dúctil y sección transversal circular. Los ejes de materiales frágiles deben diseñarse en base a la teoría del esfuerzo normal máximo. Generalmente los ejes están sometidos a torsión, flexión y cargas axiales. Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión  $T_{xy}$  es:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t r}{J} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \text{ Para ejes macizos. (Ecuación 2.1)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16M_t d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \text{ Para ejes huecos. (Ecuación 2.2)}$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión  $s_b$  (Tracción o Compresión) es:

$$s_b = \frac{M b_r}{I} = \frac{32M_b}{\pi d^3} \text{ Para ejes macizos. (Ecuación 2.3)}$$

$$s_b = \frac{32M_b d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \text{ Para ejes huecos (Ecuación 2.4)}$$

Para cargas axiales el esfuerzo de compresión o tracción  $s_a$  es:

$$s_a = \frac{4F_a}{\pi d^2} \text{ Para ejes macizos (Ecuación 2.5)}$$

$$s_a = \frac{4F_a}{\pi(d_o^2 - d_i^2)} \text{ Para ejes huecos (Ecuación 2.6)}$$

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina flexión, torsión y carga axial, aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s (1 - K^4)} \sqrt{\left[ K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t M_t)^2} \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Para un eje macizo con carga axial pequeña o media, se reduce a:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{[K_b M_b]^2 + (K_t M_t)^2} \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

En la cual:

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante de torsión, psi

$M_t$  = Momento de torsión, lb-pul

$M_b$  = Momento de flexión, lb-pul

$d_o$  = Diámetro exterior del eje, pul

$d_i$  = Diámetro interior del eje, pul

$F_a$  = Carga axial, lb

$K = d_o/d_i$

$K_t$  = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

$K_b$  = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento torsor.

Tabla 5. Factores de carga para dimensionamiento de ejes según código ASME.

<b>Para ejes estacionarios:</b>	<b><math>K_b</math></b>	<b><math>K_t</math></b>
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2	1.5 a 2.0
<b>Para ejes en rotación:</b>	<b><math>K_b</math></b>	<b><math>K_t</math></b>
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

$s_b$ = Esfuerzo de flexión (tensión o compresión), psi

$s_a$ = Esfuerzo de axial (tensión o compresión), psi

El código ASME especifica para ejes de acero comercial:

$s_s$  (permisible)= 8000 psi, para ejes sin cuñero.

$s_s$  (permisible)= 6000 psi, para ejes con cuñero.

## **2.2 Transmisión por correas.**

**2.2.1 Las correas planas y las correas en V.-** Se pueden emplear para transmitir potencia. De un eje a otro, cuando no se necesita mantener una razón de velocidades exacta entre los dos ejes. En la mayor parte de las transmisiones por correa, las pérdidas de potencia debidas al deslizamiento y al arrastre son de 3 a 5 por ciento. En el presente estudio se supone que los ejes son paralelos. Sin embargo, tanto las correas planas como las correas en V se pueden utilizar para transmitir potencia entre ejes no paralelos, si se satisfacen requerimientos especiales. En este caso, para que la correa se apoye correctamente sobre las poleas, se debe aproximar cada polea a un plano central perpendicular al eje de rotación de la polea.

**2.2.2 El diseño de una correa.-** Implica la selección de la correa adecuada para transmitir una determinada potencia o bien, la determinación de la potencia que se puede transmitir con una correa plana o con una correa en V dada. En el primer caso, la anchura de la correa es desconocida, mientras que en el segundo caso es conocida. En ambos casos se supone el espesor de la correa.

La potencia transmitida por una transmisión por correa es una función de las tensiones y de la velocidad de la correa.

$$\text{Potencia} = \frac{(T_1 - T_2)v}{550} \text{ caballos de fuerza (Ecuación 2.9)}$$

Donde:

$T_1$ = Tensión en el ramal tirante de la correa, en lb.

$T_2$  = Tensión en el ramal flojo de la correa, en lb.

$v$ = Velocidad de la correa, en p/s.



Cuando el espesor de una correa plana es dado, pero se desconoce su anchura, se emplea la siguiente fórmula para determinar el esfuerzo  $s_2$  (psi).

$$\frac{s_1 - wv^2/g}{s_2 - wv^2/g} = e^{f\alpha} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Donde:

$s_1$  = Esfuerzo máximo permisible, en psi.

$s_2$  = Esfuerzo en el ramal flojo de la correa, psi.

$w$  = Peso de un pie de una correa que tiene una sección transversal de 1 pul<sup>2</sup>.

$v$  = Velocidad de la correa en ft/s.

$g$  = Aceleración de la gravedad, 32.2 ft/s.

$f$  = Coeficiente de rozamiento entre la correa y la polea.

$\alpha$  = Ángulo de abrazamiento de la correa sobre la polea, en rad.

En caso que se desconozca la anchura, el área de la sección transversal requerida puede determinarse por:

$$\frac{T_1 - T_2}{s_1 - s_2} = \text{área de la sección transversal requerida} \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

Por consiguiente, la anchura que debe tener la correa es  $b = \text{área/espesor}$ . El valor de  $(T_1 - T_2)$  se puede determinar con base en los caballos de fuerza estipulados:

$$HP = (T_1 - T_2)v/550 \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

La máxima tensión en el ramal tirante de la correa depende del esfuerzo permisible del material de la correa. Generalmente se utilizan cuero y tejido de algodón impregnados en caucho y superpuestos en capas. El esfuerzo de tensión permisible para correas de cuero está generalmente entre 300 y 500 psi y el esfuerzo permisible para correas de caucho estará entre 150 y 250 psi, según la calidad del material. Las correas de cuero se pueden obtener de una sola capa de 1/8 pul, 5/32 pul o 3/16 pul de espesor. También se puede disponer de correas de dos y tres capas, cada una de las cuales puede tener uno de los espesores dados anteriormente. El peso específico del cuero es aproximadamente

0,035 lb/pul<sup>3</sup>. Las correas de caucho se pueden obtener en capas de 3/64 pul a 5/64 pul de espesor y tienen un peso específico de 0,045 lb/pulg, aproximadamente.

Para determinar el valor de  $T_2$ , tanto para correas planas como para correas en V, cuando la anchura y el espesor de la correa son conocidos, se emplea la fórmula:

$$\frac{T_1 - wv^2 / g}{T_2 - wv^2 / g} = e^{f\alpha / \sin \frac{1}{2}\theta} \quad (\text{Ecuación 2.13})$$

Donde:

$w$  = Peso de 1 pie de correa

$v$  = Velocidad de la correa, ft/s.

$g$  = Aceleración de la gravedad, 32,2 p/s<sup>2</sup>.

$f$  = Coeficiente de rozamiento entre la correa y la polea.

$\alpha$  = Ángulo de abrazamiento, radianes.

$\theta$  = ángulo de la garganta, para correas en V (Para correa plana  $\theta$  es 180°).

La cantidad  $wv^2/g$  es debida a la fuerza centrífuga que tiende a separar la correa de la polea y reduce la potencia que se puede transmitir.

**2.2.3 La capacidad de conducir carga.-** De un par de poleas está determinada por la que tenga el menor valor de  $e = f\alpha / \sin \frac{1}{2}\theta$  es por esta razón que una correa en V se puede utilizar con una polea acanalada y una polea plana, con lo cual se economizan gastos innecesarios. La excesiva flexión de una correa hace que su vida se disminuya. Para obtener una vida razonable de la correa, la relación mínima del diámetro de una polea al espesor de la correa debe ser aproximadamente 30.

**2.2.4 La selección de correas.-** Se puede hacer con base en la aplicación de las ecuaciones apropiadas o utilizando las tablas suministradas por la American Leather Belting Association para correas planas y los catálogos suministrados por los diferentes fabricantes de correas en V. En este caso se empleará la aplicación de las ecuaciones, aunque las recomendaciones de la A.L.B.A. y de los fabricantes de correas en V generalmente darán diseños más seguros, utilizando factores apropiados de aplicación.

**2.2.5 Ángulos de abrazamiento.-** Los ángulos de abrazamiento (figura 52) de una correa abierta se pueden determinar por las siguientes ecuaciones:

$$\text{sen } \beta = \frac{R-r}{C} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \frac{R-r}{C} \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2\beta = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \frac{R-r}{C} \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

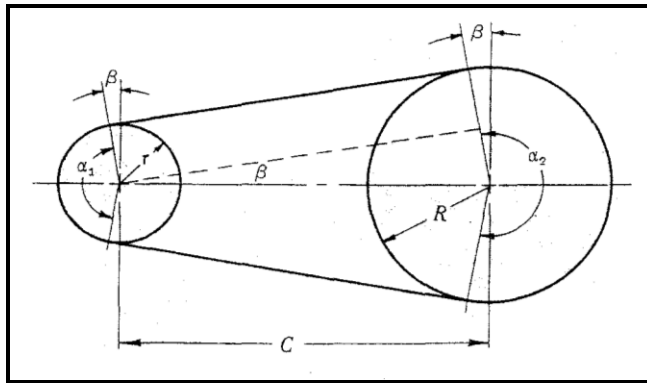


Figura 52. Ángulo de abrazamiento.

### 2.3 Cilindros de paredes delgadas.

**2.3.1 Naturaleza de las tensiones.-** Si el cilindro representado en el croquis adjunto (figura 53) está sometido a una presión interior uniforme en las paredes se producen tensiones normales en dos direcciones. Las que actúan en la dirección del eje geométrico del cilindro se llaman axiales o longitudinales y las que lo hacen en una dirección perpendicular, tangentes. Se supone que estas tensiones actúan sobre un elemento como el representado, y lo hacen en el plano de la pared del cilindro.

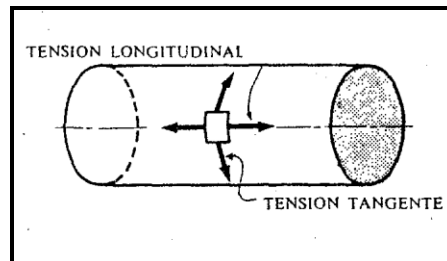
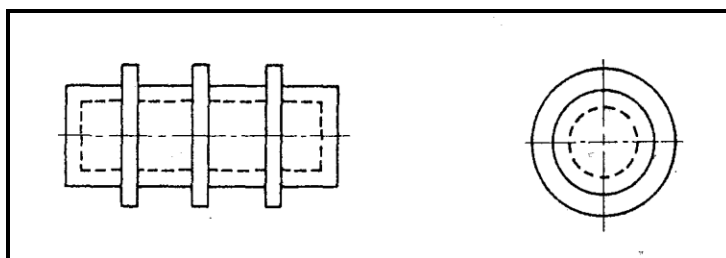


Figura 53. Diagrama de tensiones en un cilindro con carga interna.

**Hipótesis.-** Se supone que las tensiones de tracción o compresión que existen en la pared del cilindro o esfera se pueden considerar uniformemente distribuidas en el espesor de la pared. Asimismo, se supone que las cargas, tensiones y deformaciones en las membranas cilíndricas son simétricas respecto al eje del cilindro. Se considera que las tensiones y deformaciones en las membranas esféricas son simétricas respecto al centro de la esfera.

**2.3.2 Limitaciones.-** La relación del espesor de la pared al radio de curvatura no debe exceder de 0,10 aproximadamente. Además no debe haber discontinuidades en la estructura. El método simplificado que se presenta aquí no permite considerar anillos de refuerzo en las membranas cilíndricas, como los representados en la figura de abajo (*figura 55*), ni da una indicación precisa de las tensiones y deformaciones en la proximidad de las placas de cierre de los extremos en los depósitos de presión cilíndricos. Aún con todo, el método es satisfactorio en muchos casos.



*Figura 55. Cilindros en los cuales no es aplicable el método en estudio.*

Los problemas que se presentan se refieren a las tensiones que se producen por una presión interna que actúa en un cilindro o esfera.

**2.3.3 Aplicaciones.-** Ejemplos corrientes de cilindros y esferas de paredes delgadas son los tanques y depósitos de almacenamiento de líquidos, tuberías de agua, calderas, cascos submarinos y ciertos componentes de los aeroplanos.

**2.3.4 Deducción de fórmulas.-** Considerar un cilindro de paredes delgadas cerrado con placas en sus extremos y sometido a una presión interior uniforme  $p$ . El espesor de la pared es  $h$  y el radio interior  $r$ . Despreciando los efectos limitativos de las placas

extremas, determinamos las tensiones tangentes y longitudinal que existen en las paredes por causa de esta carga.

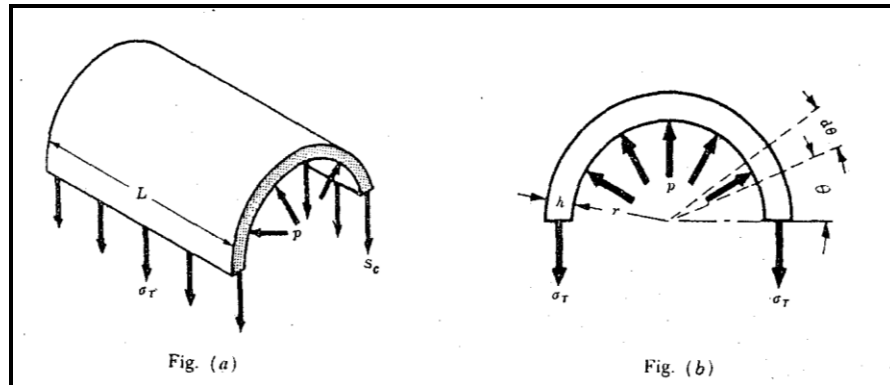


Figura 56. El diagrama de cuerpo en libertad de una mitad de cilindro sometida a carga.

Para determinar, la tensión tangente  $s_t$  consideremos que se suprime del depósito una parte del cilindro de longitud  $L$ . El diagrama de cuerpo en libertad de una mitad de esta parte tiene el aspecto que aparece en la Figura (a). Obsérvese que se ha cortado el cuerpo de modo que el efecto, originalmente interno  $s_t$ , aparece ahora en este cuerpo libre como una fuerza exterior. La Figura. (b) muestra las fuerzas que actúan en una sección.

Las componentes horizontales de las presiones radiales se anulan entre si en virtud de la simetría respecto al eje vertical. En la dirección vertical tenemos la siguiente ecuación de equilibrio.

$$\sum F_v = -2\sigma_T hL + \int_0^\pi pr(d\theta)(\sin \theta)L = 0$$

Reduciendo:

$$\sigma_T = \frac{Pr}{h} \quad (\text{Ecuación 2.17})$$

De donde:

$\sigma_T$  = Tensión tangencial.

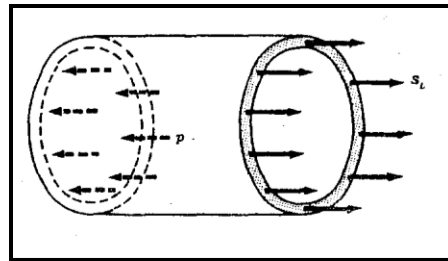
$P$  = Presión interna.

$r$  = Radio interno del cilindro.

$h$  = Espesor del cilindro.

Obsérvese que se podría haber obtenido la fuerza vertical resultante, debida a la presión  $p$ , multiplicando los prestos por la proyección horizontal de la superficie sobre la que actúa esa presión.

Para determinar la tensión longitudinal  $s_t$  consideremos una sección dada al cilindro normal a su eje geométrico. En la *figura 57* adjunta se da el diagrama de cuerpo en libertad de la parte de cilindro restante. Para el equilibrio.



*Figura 57. Tensiones longitudinales producidas en un cilindro.*

$$\Sigma F_h = -p\pi r^2 + 2\pi r h \sigma_L = 0$$

Reduciendo:

$$\sigma_T = \frac{pr}{2h} \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

De donde:

$\sigma_T$  = Tensión longitudinal.

$P$  = Presión interna.

$r$  = Radio del cilindro.

$h$  = Espesor del cilindro.

En consecuencia, la tensión tangente es doble de la longitudinal.

Considerar ahora un tanque de presión compuesto por dos cilindros delgados coaxiales, como se representa más adelante (*Figura 58*). En el estado anterior al montaje, hay una ligera «interferencia» entre las dos envueltas, esto es, la interior es demasiado grande para deslizar dentro de la exterior. El cilindro exterior se calienta, se coloca sobre el

interior y se le enfría, consiguiendo así un “ajuste por contracción”. Si los dos son de acero y el diámetro medio del conjunto es de 10cm. hallar las tensiones tangentes en cada envuelta, producidas por la «contracción», si la interferencia inicial (de los diámetros) es  $In$ . El espesor de la pared interior es de  $h1$  y el de la exterior  $h2$ .

Evidentemente, hay una presión interfacial  $p$  entre las caras contiguas de las dos envueltas, como se ve en la figura siguiente.

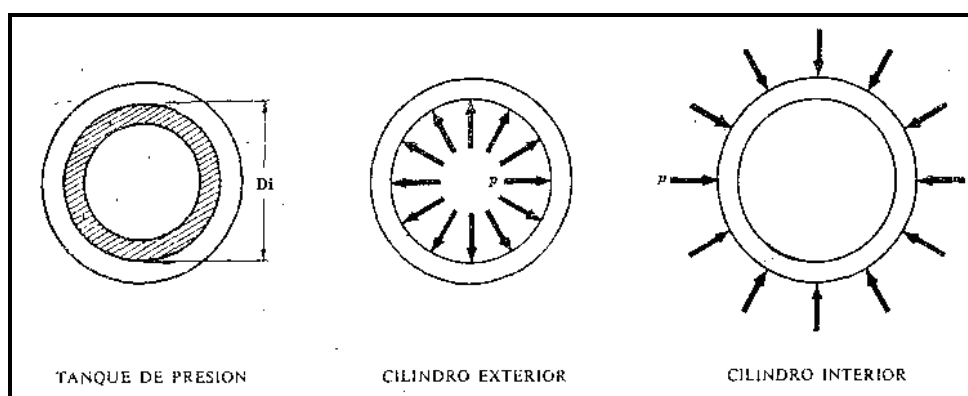


Figura 58. Presión interfacial entre las caras continuas de las dos envueltas.

Hay que observar que no hay aplicadas cargas exteriores. Se puede considerar que la presión  $p$  aumenta el diámetro del cilindro exterior y disminuye el del interior, para que pueda encajar en el interior de aquél. La dilatación radial de un cilindro, debida a una presión radial  $p$ , es  $pr^2/Eh$  sin intervenir ninguna fuerza longitudinal. El aumento del radio en la envuelta exterior debido a la fuerza de producida en el ajuste, más la disminución del radio de la interior por la misma causa, debe ser igual a la interferencia inicial entre los radios, (o sea,  $In/2$ ) Así, pues, tenemos:

$$\frac{pr^2}{E_1 \times h_1} + \frac{pr^2}{E_2 \times h_2} = \frac{In}{2} \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

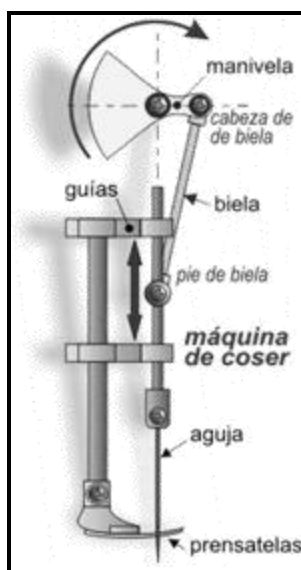
Esta presión, (representada en la figura anterior) actúa sobre los cilindros después de haber encajado el exterior sobre el interior.

**2.4 Equipo biela manivela.-** Ambos sistemas (biela-manivela y excéntrica-biela) permiten convertir el movimiento giratorio continuo de un eje en uno lineal alternativo en el pie de la biela. También permite el proceso contrario: transformar un movimiento

lineal alternativo del pie de biela en uno en giratorio continuo en el eje al que está conectada la excéntrica o la manivela (aunque para esto tienen que introducirse ligeras modificaciones que permitan aumentar la inercia de giro).

Este mecanismo es el punto de partida de los sistemas que aprovechan el movimiento giratorio de un eje o de un árbol para obtener movimientos lineales alternativos o angulares; pero también es imprescindible para lo contrario: producir giros a partir de movimientos lineales alternativos u oscilantes.

En la realidad no se usan mecanismos que empleen solamente la manivela (o la excéntrica) y la biela, pues la utilidad práctica exige añadirle algún operador más como la palanca o el émbolo, siendo estas añadiduras las que permiten funcionar correctamente a máquinas tan cotidianas como: motor de automóvil, limpiaparabrisas, rueda de afilar, máquina de coser (*figura 59*), compresor de pistón, sierras automáticas, entre otras.



*Figura 59. Esquema de un sistema biela-manivela.*

El sistema biela-manivela emplea, básicamente, una manivela, un soporte y una biela cuya cabeza se conecta con el eje excéntrico de la *manivela* (*empuñadura*) como se representa en la *figura 60*.



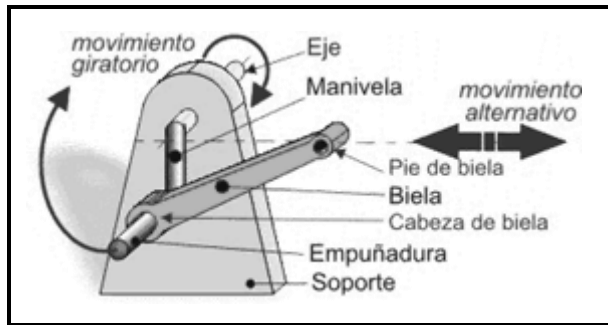


Figura 60. Esquema del funcionamiento biela-manivela.

Para el sistema excéntrica-biela se sustituye la manivela por una excéntrica, conectando la biela al eje excéntrico y siendo el resto del mecanismo semejante al anterior, obsérvese la figura 61.

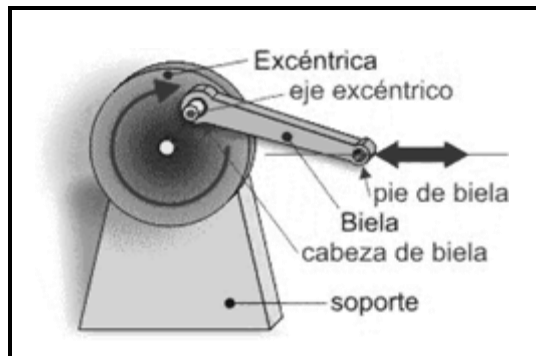


Figura 61. Sistema excéntrica-biela.

**2.4.1 Funcionamiento del sistema biela-manivela.** El eje dispone de un movimiento giratorio que transmite a la manivela. La manivela (o la excéntrica) convierte el movimiento giratorio del eje en uno circular en su empuñadura (eje excéntrico). La cabeza de la biela está unida a la empuñadura de la manivela (eje excéntrico) y, por tanto, está dotada de un movimiento circular. En su movimiento circular, la cabeza de la biela arrastra el pie de biela, que sigue un movimiento lineal alternativo. La trayectoria seguida por el pie de biela *es* lineal alternativa, pero la orientación del cuerpo de la biela cambia en todo momento. Esto presenta un pequeño inconveniente que puede solventarse añadiendo otros operadores (por ejemplo un émbolo). Este sistema es totalmente reversible, pues se puede imprimir un movimiento lineal alternativo al pie de biela y obtener uno giratorio en el eje de la manivela.

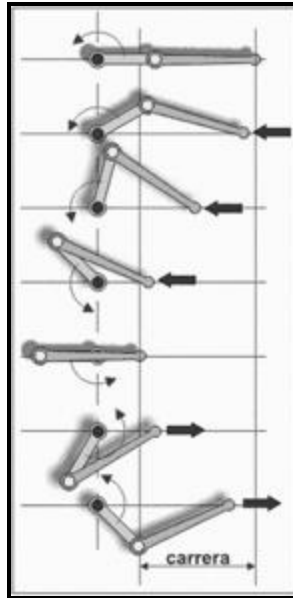


Figura 62. Esquema de funcionamiento del sistema biela manivela.

A la hora de diseñar estos mecanismos tenemos que tener en cuenta que: La longitud del brazo de la manivela determina el movimiento del pie de la biela (carrera) *figura 63*, por tanto, hemos de diseñar la manivela con longitud mucho más corta que la biela.

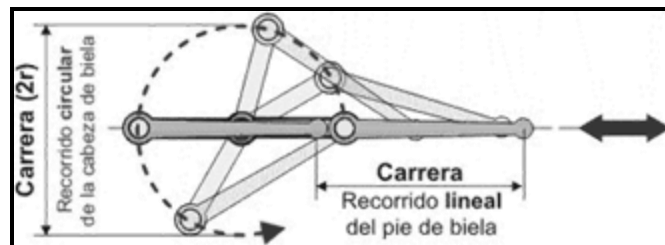


Figura 63. Recorrido circular de la manivela y recorrido de la biela.

Para que el sistema funcione adecuadamente se deben emplear bielas cuya longitud sea, al menos, de **3 a 4 veces el radio de giro** de la manivela a la que está acoplada.

Cuando tenemos que transformar movimiento giratorio en alternativo, el eje de la manivela es el elemento motriz y el pie de biela se conecta al elemento resistente (potencia útil). Esto hace que la fuerza aplicada al eje se reduzca en proporción inversa a la longitud de la manivela, por lo que cuanto mayor sea la manivela menor será la fuerza que aparece en su empuñadura y consecuentemente en el pie de la biela.

Las cabezas de las bielas deben de estar centradas en la empuñadura sobre la que giran, por lo que puede ser necesario aumentar su anchura (colocación de un casquillo).

**2.5 Uniones de pernos sometidos a tracción.-** Se encuentran corrientemente en el diseño de sujetadores. El perno está sometido a una carga inicial de tracción,  $W_1$ , seguida con frecuencia por la aplicación de una carga externa,  $W_2$ , como muestra la figura 64. La carga resultante  $W$  sobre el perno se determina por medio de:

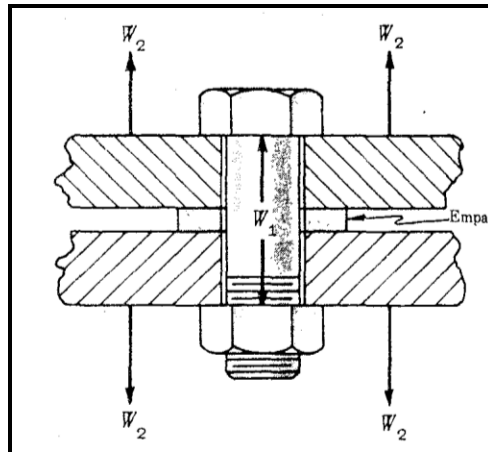


Figura 64. Uniones con pernos sometidos a tracción.

$$W = W_1 + W_2 \left( \frac{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n}{b + m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n} \right)$$

$$W = W_1 + W_2 \left( \frac{m}{m + b} \right)$$

Donde:

$W_1$  = carga inicial en el perno debida al apretamiento, lb.

$W_2$  = carga externa, lb.

$W$  = carga resultante sobre el perno debida a  $W_1$  y  $W_2$ , lb.

$m_1$ ,  $m_2$  y  $m_3$  se definen como las deformaciones en pul por lb de carga para los elementos sujetados con pernos,  $m_1$ ,  $m_2$  y  $m_3$ . Estos símbolos se refieren a todas las partes en el conjunto, incluyendo el empaque

$m$  = suma de  $m_1$ ,  $m_2$ , etc.

$b$  = se define como la deformación en pul por lb de carga para el perno.

La separación de la unión ocurrirá si  $W_2 = W$ . La ecuación dada anteriormente es la de una línea recta de pendiente  $m/(m + b)$  y ordenada al origen,  $W_1$ . La gráfica de esta línea, como la muestra la *figura 65*, da un método rápido para determinar cuándo se va a presentar separación de los miembros. La línea  $AC$  es la situación extrema de pendiente nula que se presenta cuando los miembros no tienen prácticamente ninguna deformación por  $lb$  de carga en comparación con el perno, esto es,  $m/b = 0$ . La línea  $AB$  representa la situación extrema en que el perno no tiene prácticamente ninguna deformación por  $lb$  de carga en comparación con los miembros, esto es,  $b/m = 0$ . La situación real se presenta entre estos extremos, como indican las líneas  $AD$  y  $DE$ .

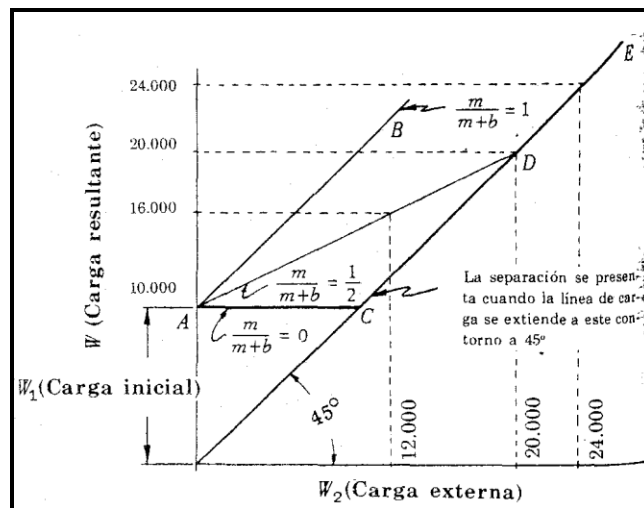


Figura 65. Diagrama Carga resultante, Carga externa.

**2.5.1 Tensión inicial del perno.-** Debido al apretamiento puede resultar del uso de una llave de torsión o puede depender del juicio de un mecánico experto. Los resultados experimentales indican que la carga inicial  $W_1$  en un perno apretado por un mecánico experto puede calcularse por:

$$W_1 = Kd \text{ (Ecuación 2.20).}$$

Donde:

$d$  = Diámetro nominal del perno en pulgadas.

$K$  = Varía entre 10.000 y 16.000 lb.pul.

Si se usa una llave de torsión para apretar el perno, el valor de la carga inicial  $W_1$  puede aproximarse por la siguiente ecuación:

$$W_1 = T / 0.2d \text{ (Ecuación 2.21).}$$

Donde:

$T$  = Momento de apretamiento aplicado.

$d$  = Diámetro nominal del perno.

La fórmula anterior se obtiene usando la ecuación del momento del tornillo, despreciando el ángulo de la hélice, suponiendo un coeficiente de rozamiento de 0,15 para las roscas y la tuerca, y suponiendo que el radio de rozamiento del collar de la tuerca es aproximadamente  $2/3$  del diámetro primitivo del perno.

Para roscas bien lubricadas, la tensión inicial del perno puede llegar al doble de la indicada por las expresiones anteriores. El uso de la ecuación del momento del tornillo se prefiere a la aproximación anterior.

La carga inicial en el perno puede calcularse también de la expresión teórica siguiente:

$$\begin{aligned}
 T &= \text{momento de la rosca} + \text{momento del collar} \\
 &= W_1 r_m \left( \frac{\tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta_n}}{1 - \frac{f \tan \alpha}{\cos \theta_n}} \right) + W_1 f_c r_c \quad \text{(Ecuación 2.22).}
 \end{aligned}$$

En donde:

$r_m$  = Radio medio de la rosca, pul.

$f$  = Coeficiente de rozamiento de la rosca.

$f_c$  = Coeficiente de rozamiento del collar.

$\alpha$  = Ángulo de la hélice.

$\theta_n$  = Ángulo de la rosca.

$r_c$  = Radio de rozamiento del collar, pul.

**2.5.2 Los esfuerzos producidos en pernos sometidos a tracción.-** Son el resultado del corte torsional combinado con la carga axial resultante en el perno. El esfuerzo cortante máximo en un perno en tracción puede calcularse por la siguiente ecuación:

$$\tau(\max) = \sqrt{\left(\frac{W_1}{2A_r}\right)^2 + \left(\frac{16T_f}{d^3 r}\right)^2} \quad (\text{Ecuación 2.23}).$$

En donde:

$\tau(\max)$  = Esfuerzo cortante máximo en el cuerpo del tornillo, lb/pul<sup>2</sup>.

$A_r$  = Área del núcleo, pul<sup>2</sup>.

$T_f$  = Momento de la rosca, lb-pul.

$d_r$  = Diámetro de la rosca en núcleo, pul.

$W$  = Carga axial resultante en el perno, lb.

Para un diseño menos conservadores  $A_r$  y  $d_r$  pueden remplazarse por  $A_s$  y  $d_s$  basándose en el área de esfuerzos  $A_s$  la cual es un valor medio del área obtenida con el diámetro primitivo promedio y el área obtenida con el diámetro menor promedio, para tolerancias- de la clase 3A,  $d_s = \sqrt{aA_s / \pi}$ .

En general, para cargas estáticas, el esfuerzo cortante máximo producido en el perno no puede exceder de cerca de 3/4 del valor de la resistencia a la fluencia en corte del material; sin embargo, algunas veces, especialmente en el caso de pernos pequeños (1/2 pul. y menos), se excede el punto de fluencia. Para cargas variables el perno debe diseñarse para fatiga. Debe observarse que corrientemente los pernos pierden su esfuerzo de torsión inicial cuando están sometidos a cargas dinámicas. Esto es debido al hecho de que la cabeza del perno y/o la tuerca se devuelven si la resistencia por rozamiento en el collar es insuficiente.

**2.5.3 La altura requerida para la tuerca.-** Puede calcularse suponiendo que cada vuelta de la rosca soporta una parte igual de la carga resultante  $W$ , como muestra la *figura 66*.

La resistencia del perno en tracción debe ser igual a la resistencia de la rosca en corte.

Para el perno en tracción, tenemos la siguiente ecuación:

$$W = \frac{1}{4} \pi d_r^2 s_t \text{ (Ecuación 2.24).}$$

Para la rosca en corte, también tenemos:

$$W = \frac{1}{4} \pi d_r h s_s \text{ (Ecuación 2.25).}$$

Para materiales dúctiles:

$$s_s = \frac{1}{2} s_t \text{ (Ecuación 2.26).}$$

En donde:

$W$  = Carga o tensión, lb.

$d_r$  = Diámetro de la rosca en el núcleo, pul.

$h$  = Altura de la rosca, pul.

$s_s$  = Esfuerzo cortante, lb/pul<sup>2</sup>.

$s_t$  = Esfuerzo a la tracción, lb/pul<sup>2</sup>.

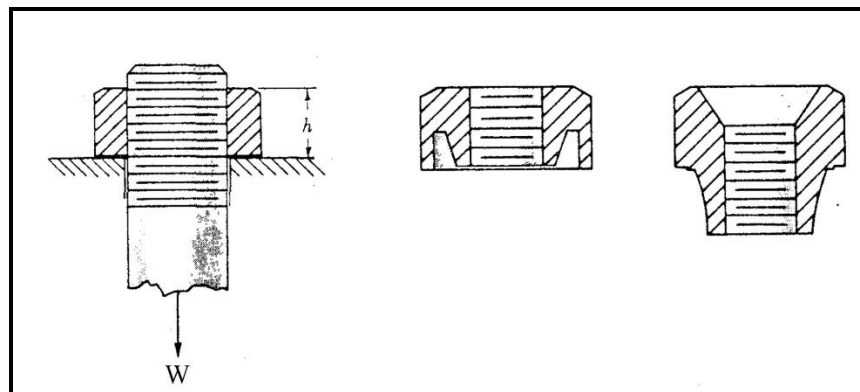
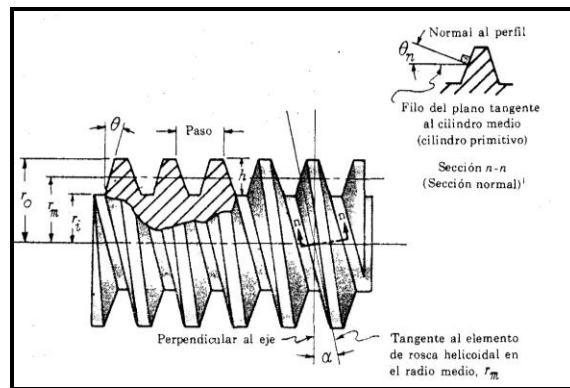


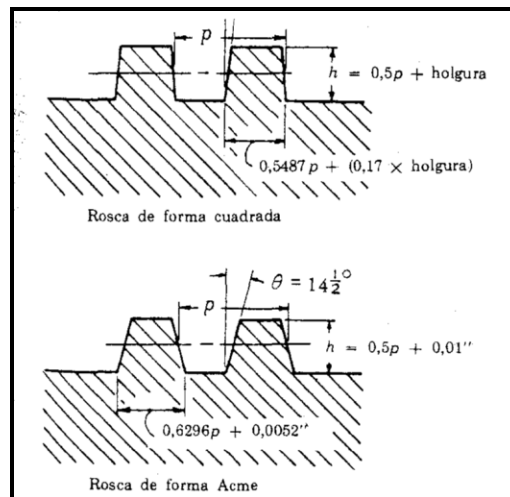
Figura 66. Perno sometido a carga.

La hipótesis de que cada filete de la rosca comparte proporcionalmente la carga no es verdadera. Como la tuerca está bajo compresión y el perno bajo tracción, la carga se desplaza hacia los filetes inferiores de la tuerca. Para pernos con cargas muy grandes, se usan algunas veces tuercas especiales para obtener una mejor distribución de la carga, como muestra la figura 66.

La terminología de las roscas de los tornillos se ilustra en la *figura 67*. La forma de la rosca se describe ordinariamente en la sección axial. Las formas de rosca Acme y cuadrada se emplean generalmente para tornillos de potencia (*figura 68*). Para sujetadores roscados, las roscas Unified y American standard tienen la forma básica y las proporciones mostradas en la *figura 69*. Esta forma básica tiene el contenido máximo de metal. Para diferentes tipos de ajuste se hacen variaciones que tienden a remover más material.



*Figura 67. Ilustración de la sección axial de roscas para pernos.*



*Figura 68. Roscas ACME y rosca cuadrada*



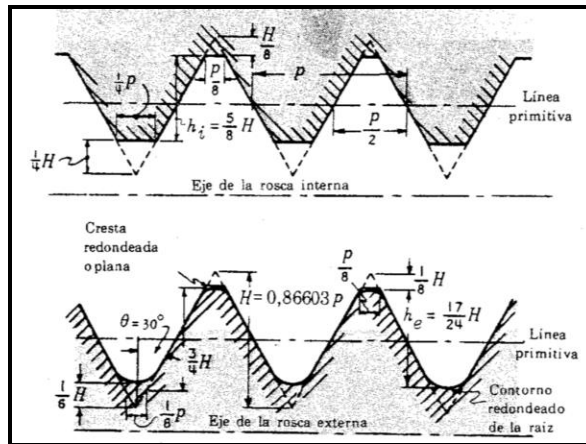


Figura 69. Roscas para sujetadores.

Paso es la distancia desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente al eje.

Avance es la distancia que avanzaría el tornillo relativo a la tuerca en una rotación. Para tornillo de rosca sencilla, el avance es igual al paso. Para un tornillo de rosca doble, el avance es el doble del paso, etc.

El ángulo de la hélice ( $\alpha$ ) está relacionado con el avance y el radio medio  $r_m$  por la ecuación:

$$\tan \alpha = \frac{\text{avance}}{2\pi r_m} \quad (\text{Ecuación 2.27}).$$

En algunos cálculos se usará el ángulo  $\theta_n$  que mide la pendiente del perfil de la rosca en la sección normal. Está relacionado con el ángulo  $\theta$  en la sección axial y al ángulo de la hélice como sigue:

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha \quad (\text{Ecuación 2.28}).$$

## 2.6 Cuñas y pasadores.

**2.6.1 Las Cuñas.-** Se usan para prevenir el movimiento relativo entre un eje y el elemento conectado a través del cual se trasmite un momento de torsión. Aun cuando los engranajes, las poleas, etc, están montados con un ajuste de interferencia, es aconsejable usar una cuña diseñada para transmitir el momento total.

Los tipos comunes de cuñas son la cuadrada (figura 70 (a)), la plana (figura 70(b)), la cuña Kennedy (figura 70(c)), y la cuña tipo Woodruff (figura 70(d)).

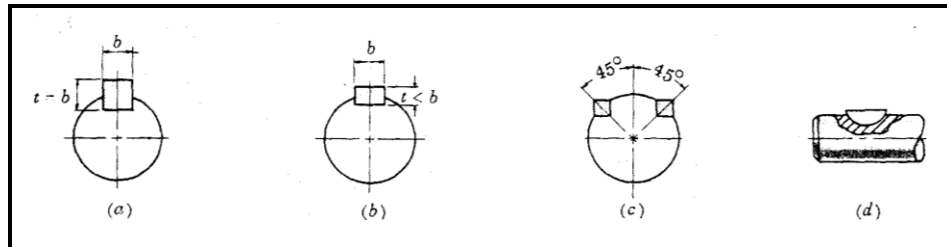


Figura 70. Tipos comunes de cuñas.

El ancho de la cuña cuadrada o plana es generalmente una cuarta parte del eje. Estas cuñas pueden ser rectas o ahusadas aproximadamente pul por pie. La figura 71 muestra una cuña con cabeza. Existen normas ASME y ASA para las dimensiones de la cuña y de la ranura.

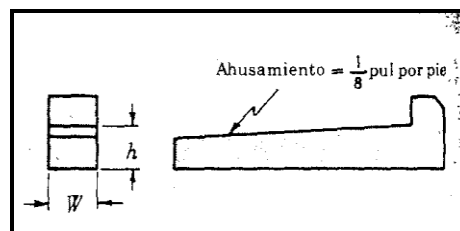


Figura 71. Cuñas con cabezas.

**2.6.2 Los pasadores.-** Se usan en uniones articuladas que conectan dos barras cargadas en tracción o en compresión. Una carga excesiva  $F$  puede hacer fallar la unión debido a cualquiera de los siguientes esfuerzos producidos:

- Esfuerzo de tracción en la barra, (figura 72).

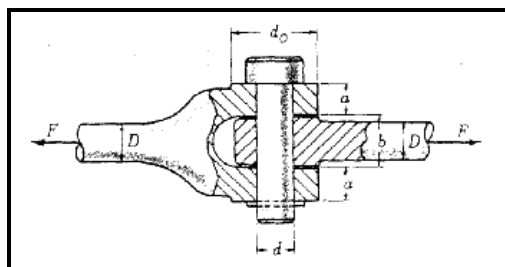


Figura 72. Esfuerzo de tracción en unión articulada con pasador.

El esfuerzo en la barra queda representado por la siguiente ecuación:

$$s_t = \frac{4F}{\pi D^2} \quad (\text{Ecuación 2.29}).$$

- Esfuerzo de tracción en el área del ojo, (figura 73).

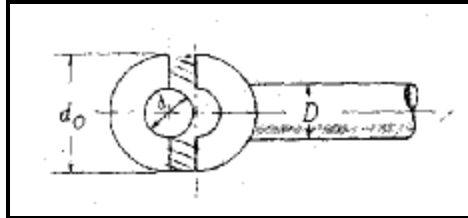


Figura 73. Esfuerzo de tracción en el área del ojo de unión articulada con pasador.

El esfuerzo del área del ojo está definido por la siguiente ecuación:

$$s_t = \frac{F}{(d_o - d)b} \quad (\text{Ecuación 2.30}).$$

- Esfuerzo cortante en el ojo debido al cizallamiento, (figura 74).

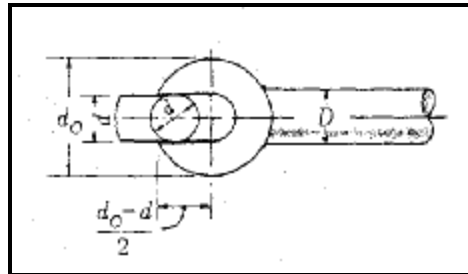


Figura 74. Esfuerzo de cortante en el ojo de unión articulada con pasador.

El esfuerzo cortante en esta proximidad es igual:

$$s_s = \frac{F}{(d_o - d)b} \quad (\text{Aproximado}) \quad (\text{Ecuación 2.31}).$$

- Esfuerzo de tracción en el área neta de la horquilla.

$$s_t = \frac{F}{(d_o - d)2a} \quad (\text{Ecuación 2.32}).$$

- Esfuerzo cortante en la horquilla debido al cizallamiento.

$$s_s = \frac{F}{2a(d_o - d)} \quad (\text{Aproximado}) \quad (\text{Ecuación 2.33}).$$

- Esfuerzo de compresión en el ojo debido a la presión de contacto del pasador.

$$s_c = \frac{F}{db} \quad (\text{Ecuación 2.34}).$$

- Esfuerzo de compresión en la horquilla debido a la presión de contacto del pasador.

$$s_c = \frac{F}{2da} \quad (\text{Ecuación 2.35}).$$

- Esfuerzo cortante en el pasador.

$$s_s = \frac{F}{A} = \frac{2F}{\pi d^2} \quad (\text{Ecuación 2.36}).$$

**2.7 Cálculo de tuberías conductoras de gas.** Cuando se necesita determinar el diámetro necesario para una tubería que conduce fluidos gaseosos utilizamos la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{P}{116 \times p^{0.87}}} \quad (\text{Ecuación 2.37}).$$

Donde:

$D$ = Diámetro de la tubería en metros.

$P$ = Gasto de vapor, Kg/s.

$p$ = Presión en Atmosferas.

**2.8 Depósitos a presión.-** Son recipientes a presión destinados a almacenar el aire u otro comprimido suministrado por el compresor y eliminar así las fluctuaciones del suministro.

El depósito suele colocarse lo más cerca posible del compresor para que el tubo de descarga pueda ser corto y eliminar los efectos de pulsación. En la práctica, el depósito

va después del refrigerador posterior y del separador y, de hecho, puede ir en un bloque aparte para situarlo en lugar frío. Esto no invalida la condición antes citada.

No se debe intercalar una válvula interruptora entre compresor y depósito si no se instala también una válvula de seguridad entre la anterior y el compresor, a fin de prevenir el caso de que se ponga en marcha el compresor con la válvula de interrupción cerrada.

Por motivos análogos, cuando se conecta un compresor a una red neumática junto con otros compresores, se debe instalar una válvula de seguridad entre aquél y la primera válvula interruptora.

La capacidad útil de un depósito es el volumen de aire libre que puede extraerse de él en el intervalo de presiones necesario o admisible. De ahí que el tamaño del depósito, deba ser proporcionado a la capacidad requerida. Para una demanda constante, el volumen del depósito no tiene por qué ser mayor que el suministrado por el compresor, a la presión de trabajo, ya que el depósito sólo actuará como estabilizador de la presión. Si el consumo es intermitente, o variable, el depósito debe tener un margen de capacidad con respecto al volumen suministrado por el compresor a fin de ajustar la demanda y eliminar las fluctuaciones de presión.

Para demanda constante, el tamaño teórico del depósito necesario es:

$$V_R = \frac{C_o \times P}{P_a} \text{ (Ecuación 2.38).}$$

Donde:

$V_R$  = Volumen del reservorio.

$P_a$  = Presión de trabajo absoluta.

$P$  = Presión de trabajo manométrica.

$C_o$  = Suministro del compresor, aire libre (FAD).

Adviértase, no obstante, que si la demanda es constante y sin fluctuaciones, el tamaño no ha de ajustarse al suministro del compresor porque, en tales circunstancias, la misión

del depósito es sólo la eliminación de fluctuaciones de presión. Pero, normalmente, el volumen de depósito calculado para igualar el suministro del compresor se considera como mínimo (calculado según el suministro del compresor en un minuto). Si la demanda es variable, se necesita un depósito de mayor volumen para evitar las citadas fluctuaciones de presión. La determinación de un tamaño adecuado es bastante arbitraria e aplicaciones generales, y suele tomarse del orden de tres veces el tamaño mínimo (o se el triple del valor  $V_R$  calculado por el suministro del compresor).

Así tenemos:

$$V_R = \frac{3C_o \times P}{P_a} \text{ (Ecuación 2.39).}$$

El tamaño óptimo del depósito también dependerá de la presión de trabajo, tendiendo a ser mayor para presiones bajas, y viceversa.

La capacidad útil de un depósito es el volumen de aire libre que se extrae del mismo para la caída de presión admisible y se determina por:

$$\text{Capacidad útil} = \frac{V_R \times \Delta P}{P_{at}} \text{ (Ecuación 2.40).}$$

Donde:

$\Delta P$ = Caída de presión admisible.

$P_{at}$ = Presión Atmosférica.

Así, si el volumen del depósito es de 100 pies cúbicos y contiene aire a 100 psig, la capacidad útil del mismo si la presión no debe disminuir por debajo de 80 psig, será:

$$\frac{100 \times (100 - 80)}{14.7} = 136 \text{ ft}^3 \text{ aprox.}$$

La cual representa el volumen de aire libre que podrá obtenerse del depósito mientras se produce la caída de presión de 100 a 80 psi.

La capacidad y el tiempo durante el cual dicha capacidad puede obtenerse vienen dados por:

$$V_R = \frac{P_a \times V_d \times t}{\Delta_p} \quad (\text{Ecuación 2.41}).$$

Donde:

$V_d$  = Volumen de aire necesario (Volumen de aire extraído).

$t$  = Tiempo, en minutos, durante el que se extrae dicho volumen de aire.

Con esto se evita confundir la caída de presión porque se utilizan valores concretos de ésta; es decir, que la presión **P2** es la mínima necesaria de suministro. En cambio, la fórmula inicial se aplicará mejor cuando se da concretamente la caída admisible.

La adopción de un valor específico de la caída de presión permite simplificar algo la fórmula práctica, por ejemplo:

Para una caída de 15psi:  $t = \frac{V_R \times 15}{14.7 \times V_d}$ , que equivale aproximadamente a  $\frac{V_R}{V_d}$  y es

suficiente para los cálculos prácticos. Análogamente, para una caída de 10psi, tenemos:

$$t = 0.7 \times \frac{V_R}{V_d} \text{ aproximadamente.}$$

Las fórmulas anteriores parten del supuesto de que, mientras se extrae aire del depósito, no entra aire en el mismo. Si el depósito es alimentado con un caudal constante por el compresor durante este intervalo, la fórmula correcta es:

$$\text{tiempo (minutos)} = \frac{V_R \times \Delta P}{V_a \times (V_d - S)} \quad (\text{Ecuación 2.42}).$$

Donde  $S$  es el caudal del compresor en las mismas unidades que  $V_d$ .

En la práctica, tal vez sea necesario restringir la admisión del depósito de modo que no se extraiga demasiado aire si la demanda es intensa. Así, aun con carga continua, el ritmo de ésta puede ser relativamente bajo en tales casos; es decir, al operar bajo fuerte demanda, y quizá sea más seguro dimensionar el depósito basándose en que no reciba carga durante el período de fuerte demanda.

**2.8.1 Ciclos con control de parada y arranque.-** Para un compresor y un depósito dados, el número máximo de paradas, con el compresor controlado por parada y puesta en marcha automáticas, se obtendrá cuando la demanda  $V$ , sea la mitad del volumen de aire libre suministrado (FAD) del compresor. Básicamente, el tiempo de funcionamiento del compresor será de 30 minutos cada hora y, durante el período de carga, la mitad de dicho FAD será absorbida por la demanda y la otra mitad se destinará a cargar el depósito. El número real de paradas y arranques dependerá del tamaño del depósito:

El aire libre disponible en el depósito es:

$$\frac{V_R \times \Delta P}{P_a}$$

$$V_d = S/2 \quad \text{y} \quad S = \text{FAD del compresor}$$

El tiempo en consumirse el aire del depósito es:

$$t = \frac{2V_R \times \Delta P}{P_a} \times \frac{1}{S/2} \quad (\text{Ecuación 2.43}).$$

$$= \frac{2V_R \times \Delta P}{P_a \times S}$$

Lo que representa la mitad del tiempo total.

Luego este tiempo total será:

$$\frac{4V_R \times \Delta P}{P_a \times S} = \frac{60}{\eta} \quad (\text{Ecuación 2.44}).$$

y el volumen del reservorio:

$$V_R = \frac{P_a \times S}{\eta \times \Delta P} \quad (\text{Ecuación 2.45}).$$

Donde:

$\eta$  = Número de paradas por hora.

De ahí se puede determinar el tamaño del receptor compatible con un número máximo de paradas y arranques.



**2.9 Cálculo general de ventiladores.** Las siguientes ecuaciones nos sirven para determinar las características necesarias para ventiladores helicoidales, muy utilizados para realizar la selección de los mismos en diversas aplicaciones técnicas.

$$D = 1.3 \sqrt{\frac{Q}{V_o}} \quad (\text{Ecuación 2.46}).$$

$$v = 2.8 \times f \times \sqrt{h} \quad (\text{Ecuación 2.47}).$$

$$P = \frac{Q \times h}{75 \times \mu} \quad (\text{Ecuación 2.48}).$$

En donde:

$D$ = Diámetro del ventilador.

$Q$ = Caudal de aire en m<sup>3</sup>/s.

$V_o$ = Velocidad de entrada de aire (normalmente varía entre 8 a 10 m/s).

$v$ = Velocidad tangencial en m/s en el exterior de las paletas.

$F$ = Coeficiente, para paletas rectas, entre 2.8-3.5 y paletas curvas, entre 2.9-2.9.

$h$ = Presión a crear o del ventilador mm de c.d.a.

$P$ = Potencia en CV.

$\mu$ = Rendimiento (entre 0.25 y 0.30)

**2.10 Energía disipada por fricción entre los anillos de pistón y la pared interna del cilindro que lo contiene.-** En el siguiente ítem se plantea un modelo de disipación de energía por efecto de la fricción entre los aros del pistón y la pared interna del cilindro. El objetivo aquí planteado es calcular la energía por unidad de tiempo disipada durante el desplazamiento del pistón, la cual se supone será transferida al gas en forma de calor (*figura 75*).

El modelo se basa en el concepto de funcionamiento de los aros de pistón que se utilizan tanto en compresores a émbolo como en motores de combustión interna.

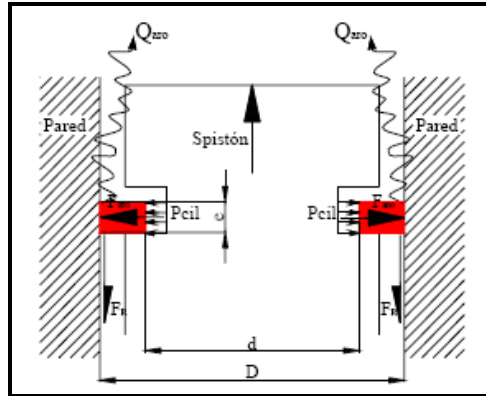


Figura 75 Corte donde se muestra el pistón con el aro de cierre, las paredes del cilindro y el calor disipado por los aros de pistón.

En el modelo propone que la energía por unidad de tiempo disipada es proporcional a la fuerza friccional entre los aros y la superficie interna del cilindro ( $F_{aro}$ ) y al valor absoluto de la velocidad de avance del pistón ( $S_{pistón}$ ).

Si llamamos con  $d$  al diámetro interno del aro (Figura 75),  $D$  el diámetro interno del cilindro que coincide con el diámetro externo del aro y  $e$  el espesor del aro, entonces la superficie expuesta a la presión interna del cilindro es:

$$A_{int\_aro} = \pi \times d \times e \text{ (Ecuación 2.49).}$$

Dicha superficie coincide, para el caso analizado, con la superficie de contacto entre el aro y la superficie interna del cilindro.

La fuerza no conservativa debida a la fricción entre el aro y la superficie interna del cilindro:

$$F_R = F_{aro} \times f_{aro} \text{ (Ecuación 2.50).}$$

$$F_{aro} = P_{cil} \times A_{int\_aro} \text{ (Ecuación 2.51).}$$

Siendo  $f_{aro}$  el coeficiente de rozamiento entre el aro y la superficie.

En el cálculo de la fuerza normal sobre el aro ( $F_{aro}$ ) se considera solo la presión interna del cilindro. Si bien esta última presión actúa sobre el aro durante el proceso de compresión, mientras que durante la expansión actúa la presión reinante en la parte

inferior del cilindro (menor a la existente en el cilindro), este efecto es considerado despreciable y se considera solo la presión interna del cilindro.

Luego, la energía disipada por cada aro por unidad de tiempo es:

$$\dot{Q}_{aro} = F_{aro} \times |S_{pistón}| = P_{cil} \times A_{int\_aro} \times f_{aro} \times |S_{pistón}| \quad (\text{Ecuación 2.52}).$$

El término de velocidad de pistón en el miembro derecho de la igualdad se encuentra un valor absoluto, pues el calor disipado no depende del sentido del avance del pistón, sino de su magnitud.

Entonces, para un número de aros de pistón ( $n_{aros}$ ), la potencia por unidad de tiempo total disipada en la fricción entre los aros y la superficie interna del cilindro es:

$$\dot{Q}_{aros} = P_{cil} \times A_{int\_aro} \times f_{aro} \times |S_{pistón}| \times n_{aros} \quad (\text{Ecuación 2.53}).$$

## **V.- EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN.**

**V.i.- Descripción general del equipo planteado.-** El equipo de compresión, razón del proyecto de tesis, es un elemento compresor monocilíndrico de simple acción destinado exclusivamente para oxígeno, aplicado como complemento de un sistema de PSA (generador de oxígeno) que alimenta la red principal de distribución de oxígeno del Hospital Manuel Ygnacio Monteros del IESS de Loja.

Está compuesto por un compresor propiamente dicho, montado en una caja base que sirve como estructura de soporte y contenedora de los componentes de control, monitoreo y refrigeración necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.

Este conjunto de compresión, cumplirá la función de equipo de emergencia, cuando los sistemas principales de llenado de tanques de oxígeno, presenten fallas en su funcionamiento. También en su diseño se ha considerado condiciones máximas de operación por lo que puede remplazar sin ninguna dificultad al equipo principal de compresión.

Los rangos de operación abarcan presiones de hasta 1.7 MPa (250psi) con caudales máximos de 8.5m<sup>3</sup>/H (300SCFH). Será refrigerado de manera continua con un sistema cerrado de flujo forzado de agua (incluyendo el cabezal) y su control y operación será a través de accesorios convencionales de accionamiento.

Presenta muchas ventajas por sobre el equipo de llenado de tanques, ya que minoriza de manera considerable las labores de manipulación de tanques, por ser un sistema continuo de llenado y descarga. También existen otras ventajas como mayor seguridad industrial (por trabajar con presiones relativamente bajas), menor gasto eléctrico, menor desgaste en sus componentes, entre otros.

**V.ii.- Características de los equipos instalados.** El compresor de oxígeno abarca un proceso termodinámico accionado por sistemas de orden mecánico, por ende su análisis y diseño esta fundado en estos capítulos importantes de la mecánica. Pero como todo

sistema funcional, lleva consigo aparatos y sub-equipos que cumplen la función de accionar, refrigerar, controlar y monitorear al equipo.

Como se menciona anteriormente, el compresor lleva consigo una serie de accesorios para poder funcionar u operar de manera correcta. Estos accesorios están detallados a continuación, de manera general clasificados por su función específica en el compresor.

- ***Compresor (propriadamente dicho).***- Consiste en el mecanismo de compresión, netamente mecánico y no contiene ninguna parte de orden eléctrico, como se menciona antes, es un elemento monocilíndrico de simple acción. Está conformado por partes de fundición de hierro, aluminio y otros materiales existentes en el mercado, los cuales están detallados en el desarrollo sobre función y selección de los componentes del compresor.
  
- ***Fuente motriz.***
  - Motor Trifásico de 4Hp de 1750rpm.
  
- ***Partes eléctricas de mando y control.***
  - Presóstato de rango  $\leq 40$  psi en arranque y 150 psi en parada con contactos normalmente cerrados, monofásico (220V – 5A).
  - 2 Swich con contacto normalmente cerrado (NC) y normalmente abierto (NO) (220V – 3A).
  - 2 Luces piloto de encendido color Verde (220V).
  - 2 Luces piloto de parada color Rojo (220V).
  - Un temporizador con rango 1-30min, armado con dos contactos de trabajo normalmente cerrados (10A) y bobina de 220V.
  - Relé térmico (guarda motor) trifásico con rango de 17 – 24 A en 220V.
  - Contactor trifásico para motor de 4 Hp, 220V-13A. (Nominales), con tres contactos auxiliares normalmente cerrados (NC) y bobina 220V.
  - Contactor monofásico, 220V-8A (Nominales), con dos contactos auxiliares normalmente abierto (NO) y bobina 220V.

➤ ***Sistema de refrigeración.***

- Bomba centrífuga monofásica (220V) de ½ Hp (Circulación de refrigerante).
- 2 Ventiladores monofásicos (220V) de 35W (Enfriamiento de radiador).
- Intercambiador de calor (radiador) rectangular de 50 x 20cm. De tubos paralelos de cobre con aletas de aluminio.
- Manguera multipropósito de ½” para canexiones.
- Accesorios de conexión ½” y 3/8 NPT.

➤ ***Otros.***

- Manguera para conducción de oxígeno de ½” del tipo no tóxica.
- Nepsos y acoples de acero inoxidable o bronce para flujo de oxígeno.
- Manómetros de hasta 500psi para control de presiones.
- Cañería de acero inoxidable y cobre de 3/8” para flujo de oxígeno.

Estos constituyen todos los elementos que conforma el equipo de compresión con todas las características existentes.

## **VI.- DESARROLLO.**

### ***RESUMEN DE ESTADO ACTUAL DEL EQUIPO DE GENERACIÓN DE OXÍGENO, ANÁLISIS DE LAS PARTES DEFECTUOSAS Y RAZÓN DE LA SOLUCIÓN PLANTEADA.***

La planta de oxígeno instalada hace dos años ha venido teniendo un funcionamiento permanente de 24 horas debido a la gran demanda de oxígeno existente en el hospital. Por el continuo trabajo antes mencionado y en las condiciones de presión de llenado de envases la cual es la función de este sistema, se hace fácil determinar que la parte del sistema más afectada es el compresor de llenado. El cual recibe mantenimiento correctivo cada dos meses. El mantenimiento antes mencionado dura de 2 a 3 días, teniendo que suspender la generación de oxígeno, hecho que ocasiona la parada total del sistema y por ende el desabastecimiento de este gas.

En esta situación se hace uso de un sistema de emergencia para solventar el consumo, este sistema consiste en proveer de botellas de oxígeno previamente envasadas o las existentes en el mercado para ser conectadas a la red.

En si, el sistema de producción de oxígeno PSA, tiene un alto rango de confiabilidad en su funcionamiento, pero cabe mencionar que las presiones de entrega de oxígeno son demasiado bajas para mantener una red de distribución siendo necesario el uso de los compresores de llenado antes mencionados.

En el caso particular de este hospital, se llena los envases de oxígeno a 15.1 MPa (2200 psi), se instala varios tanques de estos (de 6 a 10 envases), en un punto de distribución común (Manifold o Múltiple) y se da paso a la red mediante un regulador de presión que mantiene a 0.4 MPa (60 psi), toda la instalación.

Como punto de vista particular creemos que los mantenimientos consecutivos de los compresores de alta presión son inevitables por las condiciones mismas del trabajo, pero si podemos plantear un sistema garantizado y adecuado para mantener la red de oxígeno sin ningún inconveniente cuando estos estén fuera de operación.

Este planteamiento se basa en las características de la red de este hospital, la cual tiene una presión constante de 0.4 MPa (60 psi), considerando por nuestra parte la instalación de un compresor de media presión para oxígeno y de un tanque de almacenamiento (previamente dimensionado) que mantengan este rango de manera segura hasta cuando el sistema principal este listo para entrar en funcionamiento.

El compresor mencionado en este caso tiene características particulares y especiales debido a la complejidad que implica comprimir oxígeno.

Dentro de estas particularidades tenemos:

- El bajo nivel de lubricación permitido (muchas veces nula).
- Resistencia a la oxidación del oxígeno.
- Alto nivel de refrigeración (el oxígeno comprimido alcanza mayores temperaturas que el aire comprimido en las mismas condiciones).
- Anillos de compresión especiales.
- Uso de materiales que no contaminen el oxígeno (no tóxicos).
- Entre otros.

El compresor para oxígeno puede ser considerado como complemento esencial dentro del sistema PSA, para mantener instalaciones o redes de distribución de oxígeno a un nivel eficiente de trabajo, cabe mencionar que el principio de compresión es igual a un compresor de pistón o embolo común y corriente.

El sistema planteado consiste en un compresor e media presión, que alimenta la red de oxígeno del Hospital IESS de Loja, alimentado por el sistema PSA existente en esta entidad, controlado a través de un sensor de presión.

A primera vista podemos asegurar que este sistema ofrecerá las siguientes ventajas:

- Alargará la vida útil del sistema de compresión principal (compresores de llenado).



- Mayor seguridad industrial en las instalaciones debido a las menores presiones de trabajo.
- Asegurará el subministro de oxígeno en la Institución.
- Permitirá tiempos de parada a los compresores de llenado.
- Conllevará a un menor consumo energético.
- Menores costos de operación y mantenimiento.
- Entre otros.

Por lo mencionado anteriormente se puede concluir que el sistema PSA instalado en el Hospital IESS de Loja, necesita de un sistema alternativo de compresión de oxígeno para su correcto y seguro funcionamiento, considerando muy importante hacer la propuesta de diseño y construcción de un compresor alternativo para oxígeno de media presión y alto caudal, que entre en funcionamiento cuando los compresores principales se encuentren en mantenimiento o fuera de operación. Sin dejar de lado el correcto abastecimiento de la red de esta institución.

#### ***NECESIDAD DEL SISTEMA.***

El ámbito de trabajo del siguiente proyecto investigativo se encuentra ubicado en la planta de generación y distribución de Oxígeno del Hospital Manuel Ygnacio Monteros (IESS Loja).

El cual tiene un consumo promedio de 400 cilindros de oxígeno de 6m<sup>3</sup>, los cuales van conectados a la red de distribución las 24 horas del día a una presión promedio de 0.4 MPa (60 psi), siendo indispensable el uso de este gas medicinal en esta institución, por lo tanto nos es de suma importancia determinar el consumo promedio de oxígeno por hora, para empezar nuestro proceso investigativo.

$N_c := 400$  Número de cilindros

$T := 30\text{day}$  Tiempo

$V_c := 6\text{m}^3$  Volumen de cada cilindro

$$Q := \frac{N_c \cdot V_c}{T}$$

$$Q = 9.259 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q := 117.71 \frac{\text{ft}^3}{\text{H}}$$

*Consumo promedio por hora*

### CONDICIONES DE TRABAJO

Determinada la necesidad promedio de oxígeno del Hospital se añade otros datos como lo son: La presión de la red 0.4 MPa (60 psi) y la pureza del gas (93%), estos parámetros son los que determinan las condiciones de trabajo del sistema de compresión de oxígeno a plantear. Como se mencionó, existe una planta generadora de oxígeno propia del Hospital del tipo PSA la cual determina la capacidad máxima de producción de este gas medicinal. A continuación se hace un cálculo de producción de oxígeno promedio de esta planta generadora en el lugar de instalación (*Características del sistema de generación PSA detalladas en Anexos*).

$$Q_p := 1.38 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_p := 175 \frac{\text{ft}^3}{\text{H}}$$

*Producción de la planta por hora a una pureza del 90%*

$$\eta_{p1} := 0.85$$

*Rendimiento de la planta de oxígeno a una pureza del 93%*

$$Q_{pr} := Q_p \cdot \eta_{p1}$$

$$Q_{pr} = 1.173 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_{pr} := 149.12 \frac{\text{ft}^3}{\text{H}}$$

*Producción real de la planta de oxígeno por hora*

En conclusión necesitamos un sistema de compresión de oxígeno con las siguientes características técnicas:

- Presión de entrega mayor a los 0.4 MPa (60 psi) (debido a pérdidas del sistema o red de distribución).
- Caudal de succión mayor o igual a los  $11 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  ( $150 \text{ ft}^3/\text{H}$ ).
- Satisfacer un consumo de oxígeno igual a  $9 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  ( $117.71 \text{ ft}^3/\text{H}$ ).

Se debe considerar también otras condiciones de trabajo como son las siguientes:

- Fluido a comprimir oxígeno (93% de pureza)
- Entrega del fluido sin rastros de aceite ni otro tipo de impurezas.
- Va conectado a una red de consumo continuo por lo que se deberá determinar tiempos de parada-encendido mediante la ayuda de una reserva de gas a sobre-presión.

### ***SELECCIÓN GENERAL DEL TIPO DE COMPRESOR.***

Conocidas las condiciones de funcionamiento a las que estará sometido el equipo de compresión de oxígeno, hacemos la selección general del tipo de compresor a utilizar. El cual es del siguiente tipo:

- Desplazamiento Positivo o Reciprocante.
- De una sola etapa, debido a que su relación de compresión no excede a 5.
- De acción única.
- No lubricado.
- Refrigeración constante (uso de oxígeno medicinal).

Se determina este tipo de compresor debido a las siguientes ventajas y características:

- Factores Económicos.
  - Menos costosos que otros sistemas de compresión, para capacidades de hasta 1.65 m<sup>3</sup>/s (3500 CFM).
  - Necesitan motores de baja potencia, lo cual reducen costos.
- Factores de Construcción.
  - De menor dificultad que otros tipos de compresores.
  - Existe la tecnología en nuestro medio para realizar su construcción.
  - No necesita mecanismos complejos para su funcionamiento.

- Factores de Rendimiento.
  - Son considerados de alto rendimiento hasta un 75%.
  - Son de uso moderado.
  - Pueden funcionar largas jornadas de trabajo sin alterar su rendimiento.
  
- Factores de Funcionamiento.
  - Son muy utilizados en la industria medicinal.
  - Fácil regulación de presión y caudales.
  - Pueden ser de varias configuraciones (una etapa, multi-etapas, una acción o doble acción).
  - Puede ser tipo no lubricado.
  - De baja vibración.
  - De mantenimiento no dificultoso.
  - De fácil instalación.
  - Adaptable a cualquier sistema de refrigeración.

### ***SELECCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES DEL COMPRESOR.***

Una vez determinado el tipo de compresor seleccionamos los componentes del mismo, los cuales hacen referencia a las características de funcionamiento y trabajo antes detalladas. La selección de estos componentes esta basada además en modelos de compresores libres de aceite utilizados en la industria.

Los componentes que conformarán el compresor son los mismos de un compresor de desplazamiento positivo común y corriente a excepción de las siguientes partes:

- ***Block sin carter o reserva de aceite.***- Debido a que funcionará en un sistema de compresión de oxígeno se debe evitar todo contacto con aceite u otro derivado del petróleo, para prevenir riesgos de explosión y/o contaminación de este gas medicinal.
  
- ***Uso del pistón guía.***- Debido a que este tipo de compresores deben entregar un fluido libre de contaminación generada por el desgaste de los componentes de

compresión se integran al mismo un pistón guía el cual permitirá un centrado preciso del pistón de trabajo, para evitar en gran parte el contacto entre el pistón y las paredes del cilindro. Pero, en la práctica, es inevitable cierto desgaste por frotamiento y los pistones en estos compresores sin aceite para aplicaciones especiales suelen considerarse de poca duración.

- ***Separador o espaciador de camisas.***- Debido a que el pistón guía debe ser lubricado, es indispensable el uso de un espaciador o separador de camisas con un anillo especial para recoger el lubricante y evitar el paso de este hacia la camisa de trabajo, se emplean espaciadores de mayor longitud con el fin de asegurar que ninguna parte del pistón de trabajo ingrese lubricante ni en el limpiador de aceite de las camisas guías.
- ***Vástago del pistón.***- Utilizado para transmitir el movimiento lineal generado por el pistón guía hacia el pistón de trabajo.
- ***Camisa de trabajo con refrigeración forzada por agua u otro refrigerante.***- Imperioso en este sistema debido a que se necesita extender la vida útil de los componentes de compresión, además la entrega del oxígeno a temperaturas relativamente bajas (condiciones medicinales).
- ***Elementos de compresión resistentes a la corrosión.***- Puesto que el gas a comprimir es de alta pureza y altamente oxidante se opta por usar materiales resistentes a estas condiciones de trabajo.
- ***Anillos de compresión especiales.***- Debido a que es un compresor no lubricado se optará por anillos de trabajo auto-lubricables y resistentes al desgaste en trabajo en seco.

## ***SELECCIÓN DE MATERIALES NECESARIOS PARA LAS PARTES ESPECIALES DEL COMPRESOR.***

Considerando los parámetros y condiciones de trabajo a los que estarán sometidos los componentes del compresor, seleccionamos los materiales a utilizar en las partes especiales mencionadas con anterioridad.

Estos materiales planteados se adaptan a las condiciones de funcionamiento esperando buenos resultados, teniendo en cuenta que su uso es medicinal.

- ***Block sin carter o reserva de aceite.***- Fundición gris, debido a que es la base de todo el compresor y debe presentar buena resistencia mecánica.
- ***Pistón guía.***- Aluminio. No presenta ningún esfuerzo considerable, además llevará anillos de fricción que evitan su desgaste.
- ***Separador o espaciador de camisas.***- Fundición de aluminio, al igual que el pistón guía no presenta esfuerzos considerables.
- ***Vástago del pistón.***- Acero AISI/SAE 304/LAM (alta dureza). Su funcionamiento es de gran resistencia a la tracción y compresión.
- ***Elementos de compresión.***
  - ***Camisa de trabajo.***- Acero Inoxidable AISI/SAE 304/LAM.
  - ***Pistón de trabajo.***- Bronce SAE 64
  - ***Anillos de trabajo.***- Compuesto plástico (Molibdeno/Vidrio/Teflón).
  - ***Expansores de anillos de trabajo.***- Viton (Fibras elásticas resistentes a altas temperatura y presiones).
  - ***Cabezote.***- Acero Inoxidable AISI/SAE 304/LAM.
  - ***Válvulas.***- Muelle o Fleje de Acero Inoxidable.
  - ***Porta válvulas.***- Acero Inoxidable AISI/SAE 304/LAM.
  - ***Sellos de elementos de compresión.***- Viton (Fibras elásticas resistentes a altas temperatura y presiones).

El detalle de estos materiales se encuentran adjuntos en Anexos.

## ***DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES FUNDAMENTALES DEL COMPRESOR.***

Hemos considerado las partes fundamentales del compresor las siguientes:

- Diámetro del pistón de trabajo.
- Carrera del pistón de trabajo.
- Numero de revoluciones.

Para realizar este dimensionamiento consideramos el número de revoluciones nominales de un compresor de carcaza y cigüeñal sencillo de baja velocidad, siendo esta igual a 600 rpm, además un factor de seguridad de caudal de entrega de oxígeno, el cual es igual al 50 % más que el caudal necesario del sistema. Cabe señalar que estos cálculos se asumen considerando un rendimiento volumétrico ideal del compresor.

Otro dato importante para este cálculo es la determinación del diámetro del pistón de trabajo, el cual lo asumimos por conveniencia de espacio a ocupar tratando de reducir el espacio final del compresor. Así tenemos que en el mercado local se encuentra barras redondas de bronce SAE-64 en las siguientes medidas:

- $\frac{3}{4}$ " (19mm) hasta 4" (100mm).

Por asuntos de obtener una carrera del pistón promedio se ha seleccionado una barra de bronce de 50.8mm de diámetro (2"), para luego darle una medida final equivalente a 50 mm.

Una vez asumido el diámetro del pistón de trabajo y conociendo el caudal ideal a comprimir, el factor de seguridad y el número de revoluciones promedio determinamos la carrera necesaria para este proceso. Así tenemos:

$Q = 118 \text{ SCFH}$  equivalente a  $120 \text{ SFCFH} = 0,0009438 \text{ m}^3/\text{seg}$

$$Q_n := 0.0009438 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

*Caudal necesario en las Instalaciones del Hospital Manuel Ygnacio Monteros*

$$F_v := 1.5$$

*Factor de seguridad volumétrico*

$$R_v := 10 \text{ Hz}$$

*Revoluciones recomendadas para un compresor de una etapa, equivalente a 600 rpm*

$$D_p := 50 \text{ mm}$$

*Diámetro seleccionado para el pistón.*

$$A_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

$$A_p = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

*Area del pistón de trabajo.*

$$Q_s := Q_n \cdot F_v$$

$$Q_s = 1.416 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

*Caudal de seguridad de diseño.*

$$V := \frac{Q_s}{R_v}$$

$$V = 1.416 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

*Volumen necesario por revolución.*

$$C := \frac{V}{A_p}$$

$$C = 0.072 \text{ m}$$

$$C = 72.10 \text{ mm}$$

*Carrera del pistón.*

De los cálculos se puede observar que la carrera del pistón necesaria es igual a 72 mm, necesitándose así un cigüeñal con una excentricidad igual a 36 mm.



***DIMENSIONAMIENTO, DISEÑO Y ESQUEMATIZACIÓN DE LAS PARTES  
FUNDAMENTALES DEL COMPRESOR, BASADO EN LA CINEMÁTICA,  
DINÁMICA Y RESISTENCIA A LAS CONDICIONES DE TRABAJO.***

La parte anterior señala un dimensionamiento de las partes básicas del compresor como lo son: Diámetro del pistón y longitud de carrera, basados en un número promedio de revoluciones recomendados por varios autores para este tipo de compresores. Este dimensionamiento es general, siendo necesario un diseño exclusivo de cada una de las partes que van a conformar el compresor basados en sus condiciones de trabajo.

Para este diseño se ha subdividido a las partes del compresor de acuerdo a la función y al tipo de trabajo que desempeñan, así tenemos:

- ***Partes de transmisión de potencia (móviles).***
  - Cigüeñal.
  - Polea conducida.
  - Brazo de biela.
  - Pistón guía, Vástago propulsor y Pin-pasador.
  
- ***Partes fijas o estructura.***
  - Block
  - Camisa guía.
  - Separador de camisas.
  - Porta camisa de trabajo.
  - Manzana del cigüeñal.
  
- ***Partes de compresión.***
  - Pistón de trabajo.
  - Anillos de compresión.
  - Expansores de anillos de compresión.
  - Grupo válvular.
  - Camisa de trabajo.
  - Cabezote.

- **Otras partes.**
  - Rodamientos.
  - Anillos del pistón guía.
  - Elementos de ajuste (pernos, tuercas, espárragos).
  - Sellos o empaquetadura.

Con esta clasificación pasamos a la parte de diseño antes mencionadas:

### **Diseño de las partes de transmisión de potencia (móviles).**

Las partes de transmisión de potencia son las consideradas móviles. Reciben y entregan la potencia desde el motor hacia el compresor, estas partes son las encargadas de entregar la fuerza necesaria para el proceso de compresión y son las que por condiciones de trabajo realizan un mayor esfuerzo. A continuación se detalla los parámetros de diseño de cada uno de ellos.

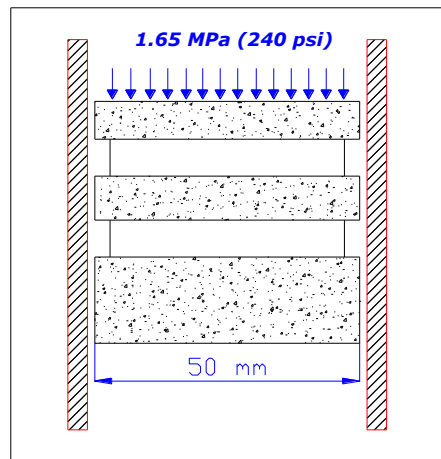
**Cigüeñal.-** Es la parte que realiza el esfuerzo mecánico de transmisión de potencia, desde la polea motriz hasta el brazo de biela. El material constructivo de esta parte del compresor, será acero, debido a que estará sometido a grandes esfuerzos y vibraciones. Para este parámetro de diseño, se debe hacer referencia a varios puntos citados anteriormente como lo son:

- Presión máxima de trabajo. 0.82 MPa (120psi)
- Carrera del pistón. (72mm)
- Diámetro del pistón. (50mm)
- Número de revoluciones. (600rpm)
- Factor de seguridad. (2)
- Tipo de material. (Acero).

Estos parámetros son considerados, debido a que se debe estimar los momentos torsor y flector máximos existentes en el cigüeñal del compresor, basados en la presión de trabajo con un coeficiente de seguridad igual a 2 veces la presión de trabajo nominal. Así tenemos:

**Cálculo del torque máximo sobre el cigüeñal.** Para calcular el torque se considera que, el compresor alcanzó la presión máxima de 1.65 MPa (240psi) (2 veces de la presión nominal.) y que en ese instante la presión es la misma para cualquier parte del recorrido a partir de los últimos 90° grados de giro del cigüeñal antes de alcanzar el tiempo muerto superior. Esta presión ejerce una fuerza mecánica distribuida en el área superior del pistón (*figura 76*), la cual es transmitida hacia el codo del cigüeñal generando un torque el mismo que nos permite estimar ya una potencia mecánica necesaria. No se considera coeficientes de rozamiento debido a que ya se tomó un factor de seguridad.

Considerando para este análisis el punto de 45° (promedio de el último tramo de giro) antes del punto muerto superior. Así tenemos:



*Figura 76. Presión de diseño sobre el pistón.*

$D_p := 50\text{mm}$       *Diámetro del pistón de trabajo*

$P_{rm} = 240\text{psi}$       *Presión de diseño.*

$$A_p := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$$

$A_p = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$       *Área del pistón de trabajo*

$F_p := P_{rm} \cdot A_p$       *Fuerza máxima sobre el pistón ejercida por la presión*

$F_p = 3.249 \times 10^3 \text{ newton}$       Ó       $F_p = 730.422\text{bf}$

Por lo anterior se determina que la fuerza máxima sobre el pistón es de 3249 N (730.42 lbf), la misma que es transmitida en forma directa hacia el codo del cigüeñal, permitiéndonos así la determinación del torque máximo (figura 77).

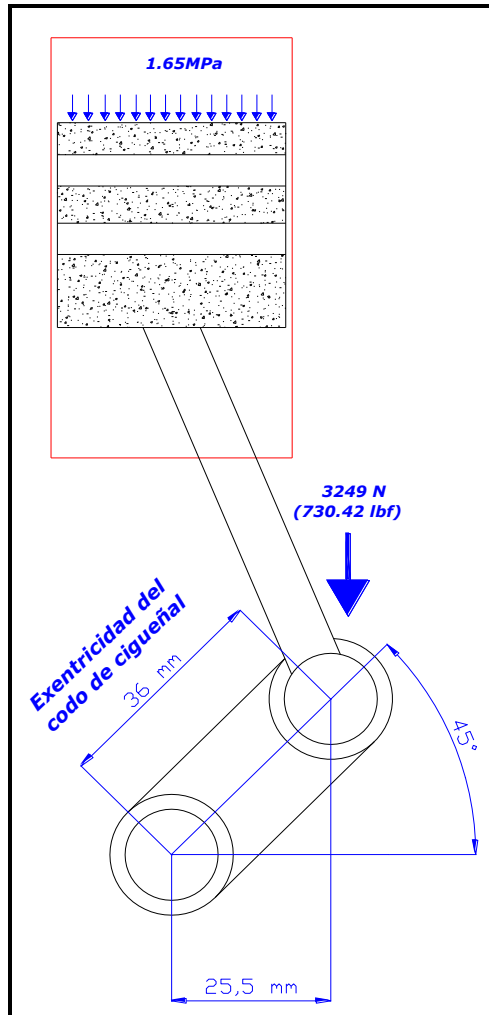


Figura 77. Esquema general referente a cargas que soporta el cigüeñal.

$$B_f := 25.5\text{mm}$$

*Distancia o brazo de fuerza*

$$F_p := 730.42\text{lbf}$$

*Fuerza máxima sobre el codo del cigüeñal.*

$$T := F_p \cdot B_f$$

*Torque promedio ejercida por la presión sobre el eje de fuerza o trabajo*

$$T = 82.851\text{N} \cdot \text{m}$$

Ó

$$T = 733.29\text{lbf} \cdot \text{in}$$

Conocido el torque de trabajo y el número de revoluciones nominales realizamos una estimación de potencia necesaria para el funcionamiento del compresor, valor que

servirá de referencia para el diseño de algunos elementos del compresor, tomando en cuenta condiciones nominales de trabajo, (La potencia necesaria será calculada mediante funcionamiento termodinámico).

**Estimación de la potencia mecánica para condiciones de trabajo.** Como ya se menciono anteriormente, para la estimación de la potencia mecánica necesaria se utiliza la presión máxima de operación es decir 120 psi, para evitar un sobre-dimensionamiento de la fuerza motriz y un excesivo consumo energético

*Fuerza máxima ejercida sobre el pistón de trabajo a 120 psi.*

$D_p := 50\text{mm}$       *Diámetro del pistón de trabajo*

$P_{tr} = 120\text{psi}$       *Presión nominal de trabajo.*

$$A_p := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$$

$A_p = 1.963 \times 10^{-3} \text{ m}^2$       *Área del pistón de trabajo*

$F_p := P_{tr} \cdot A_p$

$F_p = 1.625 \times 10^3 \text{ newton}$       Ó       $F_p = 365.21 \text{ lbf}$

*Fuerza máxima sobre el pistón ejercida por la presión*

*Cálculo del torque nominal.*

$B_t := 25.5\text{mm}$       *Distancia o brazo de fuerza*

$F_p = 365.21 \text{ lbf}$       *Fuerza Nominal sobre el pistón de trabajo*

$M_t := F_p \cdot B_t$

$M_t = 41.426 \text{ N} \cdot \text{m}$       Ó       $M_t = 366.649 \text{ lbf} \cdot \text{in}$

*Torque promedio ejercida por la presión sobre el eje de fuerza o trabajo*

Cálculo de la potencia necesaria.

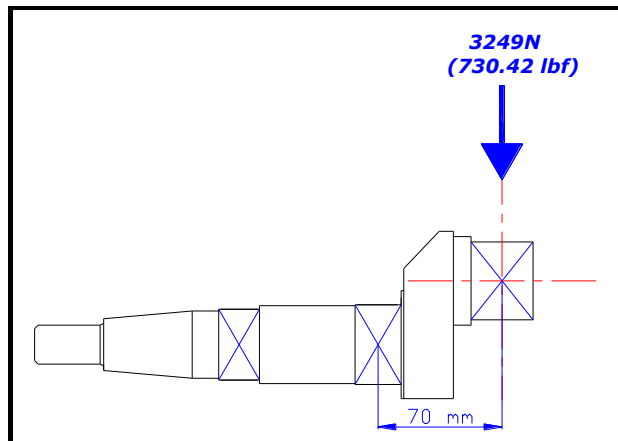
$$R = 600 \text{ rpm} \quad \text{Ó} \quad R := 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \textit{Velocidad angular}$$

$$M_t = 41.426 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \textit{Momento torsor}$$

$$\text{POTENCIA} := M_t \cdot R$$

$$\text{POTENCIA} = 2.603 \times 10^3 \text{ watt} \quad \text{Ó} \quad \text{POTENCIA} = 3.49 \text{ hp} \quad \textit{Potencia mecánica necesaria}$$

**Cálculo del momento flector sobre el eje del cigüeñal.** Para calcular el momento flector se considera la fuerza vertical ejercida por la presión sobre el pistón a un valor máximo de 240psi y se multiplica por la distancia promedio entre los cojinetes de la biela y el primer punto de apoyo del Cigüeñal. Las dimensiones de referencia son tomadas de cigüeñales de otros componentes similares de compresión que presentaron buenos resultados en su funcionamiento. En la *figura 78* se hace referencia a lo mencionado.



*Figura 78. Carga máxima sobre el codo del cigüeñal para análisis del momento flector.*

$$B := 70 \text{ mm} \quad \textit{Brazo torsor hasta el primer punto de apoyo}$$

$$F_p = 730.42 \text{ lbf} \quad \textit{Fuerza máxima sobre el codo del cigüeñal.}$$

$$M_f := F_p \cdot B$$

$$M_f = 227.435 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Ó} \quad M_f = 2.013 \times 10^3 \text{ lbf} \cdot \text{in} \quad \textit{Momento flector máximo ejercido por el cigüeñal}$$

**Cálculo del menor diámetro necesario del eje del cigüeñal.** Obtenido los máximos valores del momento torsor ( $M_t$ ) y flector ( $M_b$ ), sabiendo además que el eje no está expuesto a cargas axiales procedemos a calcular el menor diámetro necesario para el eje del cigüeñal. Mediante la ecuación 2.8. Considerando así dos factores de seguridad ( $K_b$  y  $K_t$ ), y el Esfuerzo permisible del acero ( $S_s$ ).

$$M_t = 733.297 \text{ lbf} \cdot \text{in} \quad \text{Momento flector máximo ejercido por el cigüeñal}$$

$$K_t := 1.0 \quad \text{Factores de seguridad para ejes en rotación con cargas aplicadas gradualmente.}$$

$$K_b := 1.5$$

$$S_s := 7000 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \quad \text{Esfuerzo permisible para el acero colado considerando la existencia de un cuñero.}$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S_s} \cdot \sqrt{(K_b \cdot M_b)^2 + (K_t \cdot M_t)^2}}$$

$$D = 33.336 \text{ mm} \quad \text{Diámetro mínimo necesario para el eje del cigüeñal.}$$

Una vez obtenido el diámetro mínimo para el eje del cigüeñal, se procede a estimar las dimensiones finales en el proceso de esquematización técnica del mismo.

A continuación comprobaremos la resistencia del cigüeñal considerando todas las cargas aplicadas en el mediante el uso del software COSMOS (figura 81). Dentro de estas cargas están las tensiones producidas por las correas de transmisión (figura 79) y por el brazo de biela sobre el codo del cigüeñal (figura 80) (El cálculo de tensiones producidas por las correas está detallado en el estudio de la polea del compresor).

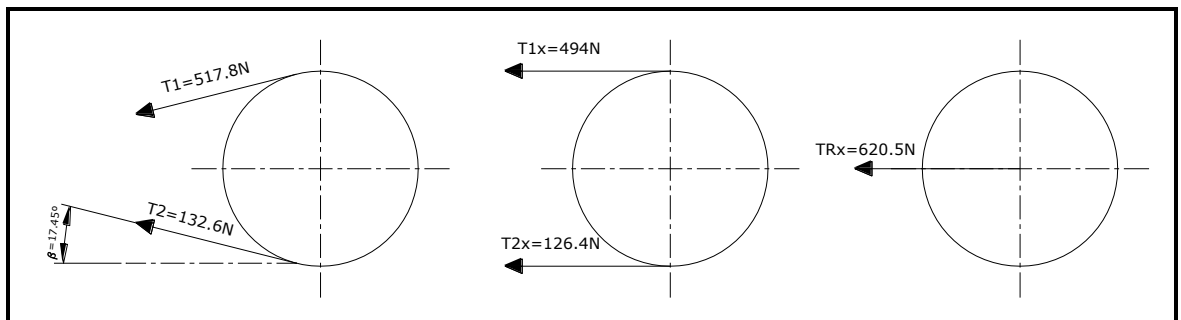


Figura 79. Tensiones producidas por las correas sobre la polea del cigüeñal.

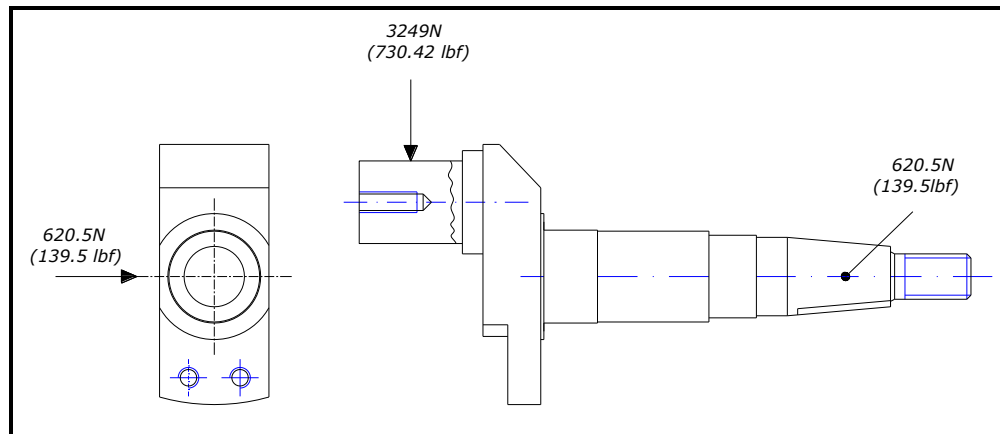


Figura 80. Tensiones producidas por las correas sobre la polea del cigüeñal.

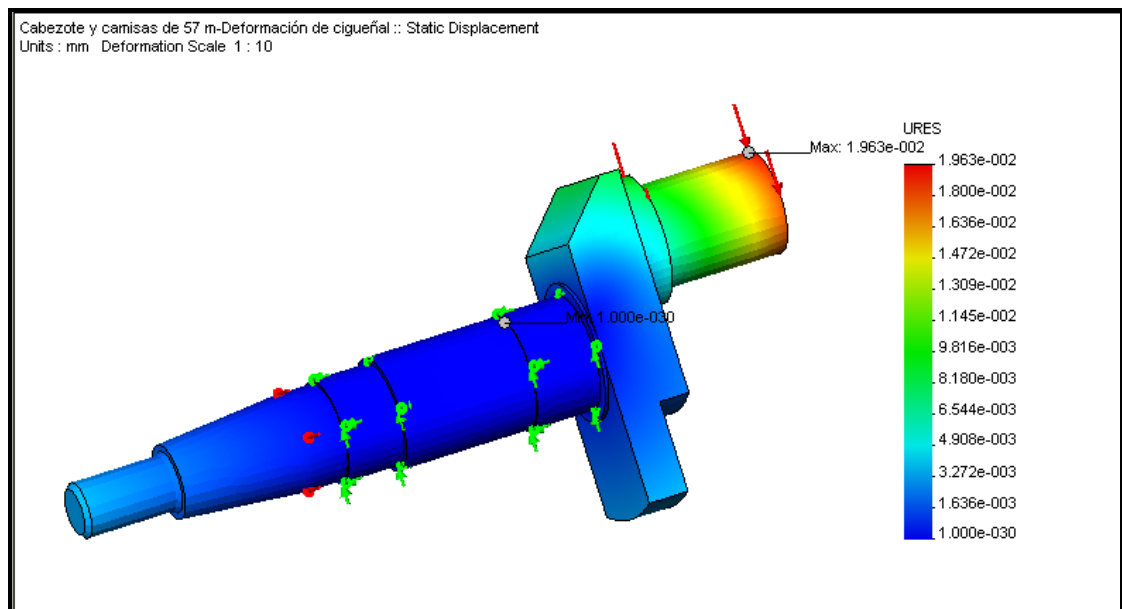


Figura 81. Desplazamiento estático presentado en el software cosmos.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor.

**Polea Conducida.-** Es considerada la primera parte móvil del compresor, la cual recibe la potencia a través de un grupo de correas trapecoidales. Como en todo compresor alternativo esta polea cumple doble función; la primera de transmitir potencia y la segunda de ser un elemento de enfriamiento, por lo que su diseño generalmente es similar a la de un ventilador. Para determinar el diámetro de esta polea, nos basamos en el número de revoluciones necesarias para el compresor.



El número de aspas para ventilación serán seis y en cuanto al número de correas se estimará de acuerdo a la potencia mecánica a transmitir.

**Cálculo del diámetro de la polea conducida del compresor según fuente motriz.**

$$R_{mt} := 29.16666\text{Hz} \quad R_m = 1750 \text{ rev/min} \quad \text{Revoluciones del motor eléctrico}$$

$$R_p := 10\text{Hz} \quad R_p = 600 \text{ rev/min} \quad \text{Revoluciones recomendadas para el compresor}$$

$$D_m := 170\text{mm} \quad \text{Diámetro de la polea instalada en el motor eléctrico (Conductora)}$$

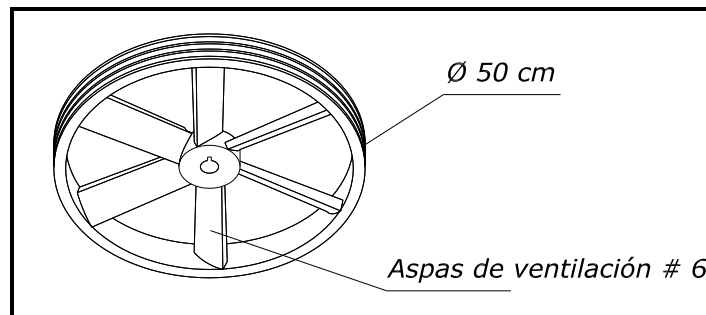
$$i := \frac{R_p}{R_{mt}}$$

$$i = 0.343 \quad \text{Relación de transmisión}$$

$$D_{pc} := \frac{D_m}{i}$$

$$D_{pc} = 495.833\text{mm} \quad \text{Diámetro de la polea del compresor}$$

De acuerdo a esto podemos constatar que la polea para el compresor debe tener un diámetro igual a 50cm. En la *figura 82* se representa la polea del compresor:



*Figura 82. Esquema general de la polea del compresor.*

**Determinación del número de correas necesarias para transmisión de potencia.**- A continuación se determinará el número de correas necesarias para la transmisión de potencia desde el motor hacia el compresor. Para el siguiente cálculo hemos hecho la selección previa del tipo de correa, considerando que las mismas se encuentran con mucha frecuencia en nuestro mercado y su valor relativamente bajo.

Las correas mencionadas son trapezoidales tipo A (figura 83), y tienen las siguientes características:

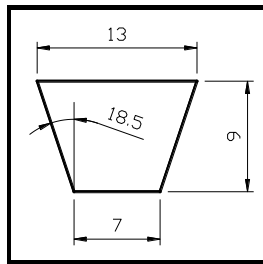


Figura 83. Sección de las correas trapezoidales tipo A.

- Área =  $89.6\text{mm}^2$  (0.139 pulg<sup>2</sup>).
- Densidad =  $1190.3\text{ Kg/m}^3$  (0.043 lb/pulg<sup>3</sup>).
- Tensión permisible =  $19.6\text{ MPa}$  (2840 lb/pulg<sup>2</sup>).
- Angulo de garganta  $37^\circ$ .

Las características de las poleas instaladas (figura 84) son las siguientes:

- Polea conductora 17 cm (6.7 pulg).
- Polea conducida 50 cm (19.68 pulg).
- Distancia entre centros 55 cm (21.65 pulg).
- Material de la polea conductora (fundición gris).
- Material de la polea conducida (fundición de aluminio).
- Forma del canal trapezoidal según MPTA (Mechanical Power Transmission Association).

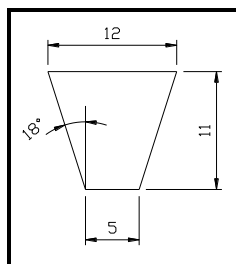


Figura 84. Sección de los canales de las poleas instaladas.

Las características de la transmisión son:

- Revoluciones del motor = 1750 rpm.
- Potencia del motor = 3 KW.

Con estos datos determinamos la máxima potencia que puede ser transmitida por una correa, para luego, estimar el número de correas haciendo referencia a la potencia total a transmitir. Así tenemos:

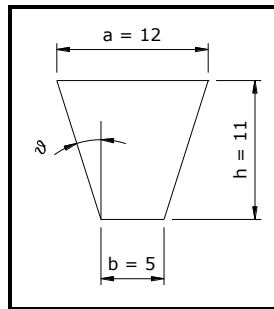


Figura 85. Esquema representativo para el ángulo  $\alpha$  en correas tipo A

### Cálculo del ángulo de garganta de las poleas.

$a := 12\text{mm}$       *Ancho superior de las correas.*

$b := 5\text{mm}$       *Ancho inferior de la correas*

$h := 11\text{mm}$       *Altura de la correas*

$$\theta := \text{atan}\left(\left(\frac{a - b}{2 \cdot h}\right)\right)$$

$\theta = 17.65\text{deg}$       *Angulo de la garganta de las poleas.*

Conocido el valor del ángulo de garganta de las poleas, determinamos los ángulos de abrazamiento de correa sobre la p Polea representados en la figura 86.

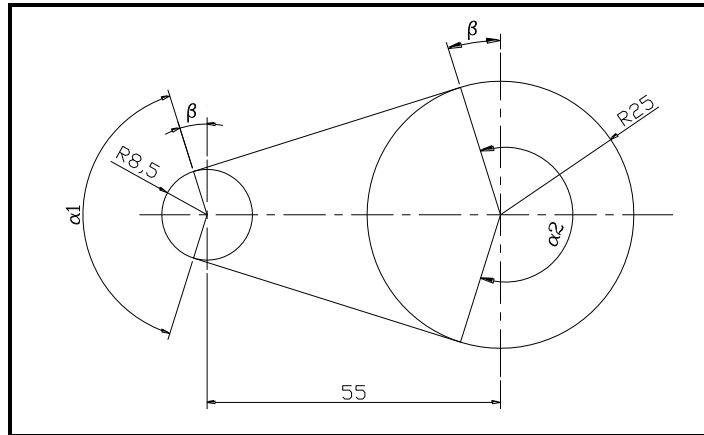


Figura 86. Esquema del ángulo de abrazamiento de las correas.

Cálculo de los ángulos de abrazamiento (ecuación 2.14 / 2.15 / 2.16)

$R := 250\text{mm}$       **Radio de polea conducida**

$r := 85\text{mm}$       **Radio de polea conductora**

$C := 550\text{mm}$       **Distancia entre centros de las poleas**

$$\beta := \text{asin}\left(\frac{R - r}{C}\right)$$

$$\beta = 17.458\text{deg}$$

$$\alpha_1 := 180\text{deg} - 2 \cdot \beta$$

$$\alpha_1 = 145.085\text{deg}$$

$$\alpha_2 := 180\text{deg} + 2 \cdot \beta$$

$$\alpha_2 = 214.915\text{deg}$$

Conocidos los ángulos de abrazamiento y de garganta de las poleas determinamos la capacidad de conducir carga en cada una de ellas, siendo la de menor capacidad la que nos sirva para las bases del diseño.

Capacidad de conducir carga (ecuación 2.13)

$f_{ca} := 0.15$       **Coefficiente de rozamiento entre la correa y la polea conducida.**

$$\alpha_1 = 145.085\text{deg}$$

$$\alpha_2 = 214.915\text{deg}$$

$$C_{ch} := e^{\left( \frac{f_{ch} \cdot \frac{\alpha 1 \cdot \pi}{180 \text{ deg}}}{\sin(\theta)} \right)}$$

$$C_{ch} = 5.314 \quad \text{Coeficiente de conducción de carga en la polea conductora}$$

$$C_{ca} := e^{\left( \frac{f_{ca} \cdot \frac{\alpha 2 \cdot \pi}{180 \text{ deg}}}{\sin(\theta)} \right)}$$

$$C_{ca} = 6.396 \quad \text{Coeficiente de conducción de carga en la polea conducida.}$$

Basados en la capacidad de conducción de carga de la polea conductora y la tensión en el ramal tirante de la correa, determinamos la tensión en el ramal flojo de la misma. Así tenemos:

Cálculo de las tensiones en la correa (ecuación 2.13).

$$S_s = 3.447 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \text{Esfuerzo permisible de la correa.}$$

$$A_c = 8.968 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \text{Sección de la correa.}$$

$$\delta = 1.19 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad promedio de la correa.}$$

$$R_{pm} := 1750 \quad \text{Revoluciones por minuto del motor}$$

$$r = 0.085 \text{ m} \quad \text{Radio de la polea conductora.}$$

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Valor de la gravedad.}$$

Obtenidos los valores de las tensiones, determinamos la capacidad de potencia que puede transmitir este tipo de correas bajo estas condiciones de trabajo mediante la ecuación 2.12.

$$V := \frac{Rpm \cdot \pi \cdot r}{30s}$$

$$V = 15.577 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad lineal de banda}$$

$$W := \delta \cdot Ac$$

$$W = 1.047 \frac{1}{m} N \quad \text{Peso por metro de longitud de correa.}$$

$$Ecp := \frac{W \cdot V^2}{g}$$

$$Ecp = 25.899 N \quad \text{Energía cinética de las correas.}$$

$$T1 := Ss \cdot Ac$$

$$T1 = 309.15 IN \quad \text{Tensión máxima permisible en el lado tirante de la correa.}$$

$$T2 := \frac{(T1 - Ecp)}{Cch} + Ecp$$

$$T2 = 79.205 N$$

Obtenidos los valores de las tensiones, determinamos la capacidad de potencia que puede transmitir este tipo de correas bajo las condiciones de trabajo mediante la ecuación 2.12.

$$Cp := \frac{(T1 - T2) \cdot V}{2}$$

$$Cp = 1.791 \times 10^3 W \quad \text{Potencia máxima a transmitir por correa.}$$

Con este valor determinamos el número de correas para la potencia total.

$$P := 3kW \quad \text{Potencia mecánica total del sistema.}$$

$$Nc := \frac{P}{Cp}$$

$$Nc = 1.675 \quad \text{Número mínimo de correas para la transmisión.}$$

Como se puede observar el *número de correas que debe tener la transmisión es igual a 2*.

Además la polea tendrá ajuste cónico (5°) con chavetero de 6mm (1/4"). Estos datos de diseño son basados en otros compresores los cuales han tenido buen resultado en su funcionamiento. Sobre el material de este componente, será de fundición de aluminio debido a su facilidad de mecanizado y bajo peso, ya que es una polea de tamaño considerable. Las dimensiones finales están detalladas en los planos Anexos.

**Brazo de Biela.-** A la hora de diseñar este mecanismo debemos tener en cuenta que, la longitud del codo del cigüeñal determina el movimiento del pie de la biela (carrera), por tanto, hemos de diseñar la biela con la longitud mucho más larga que la carrera descrita por el codo del cigüeñal.

Para que el sistema funcione adecuadamente emplearemos una biela cuya longitud sea equivalente a 5 veces el radio de giro del codo del cigüeñal. (*Revisar en marco teórico, Sistema biela-manivela*). Así tenemos:

$$L = 5(R)$$

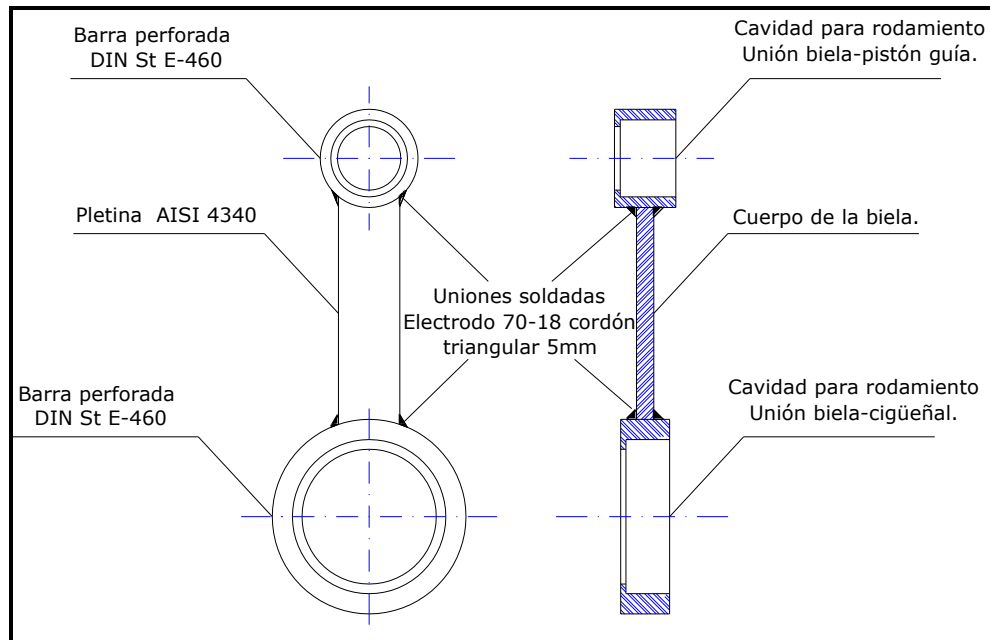
$$L = 5(36mm)$$

$$L = 180mm$$

Determinada la longitud de la biela calculamos la sección del brazo, basados en la fuerza máxima que soporta. Hemos definido en primera instancia la utilización de una barra rectangular de 32mm de ancho por 10 mm de espesor para el cuerpo de biela, (área = 320 mm<sup>2</sup>) el material del misma es acero AISI 4340 (705), el cual es un acero bonificado para maquinaria.

Como el mecanismo biela manivela no tiene lubricación deberá contener rodamientos sellados en sus articulaciones, siendo necesario que la biela contenga cavidades para rodamientos en sus dos extremos, en uno de ellos irá el rodamiento que une el pistón guía con la biela y en el segundo irá un rodamiento de mayor dimensión que una al cigüeñal con la biela.

El material de estas cavidades será barra perforada (147M ó DIN St E-460) compatible con el acero del cuerpo de la biela y de elevada soldabilidad a la cual será sometida en el proceso de producción. El cuerpo de la biela queda representado en la *figura 87* de la siguiente manera:



*Figura 87. Esquema general de material y forma de la biela.*

En la gráfica se observa las uniones soldadas, estas uniones serán con soldadura tipo 70-18 que como ya es de conocimiento general presenta alta resistencia a la tracción.

Referente a la fuerza máxima que soporta la biela, tenemos que es igual a 3281N (737.6 lbf). y queda representada en la *figura 88*.



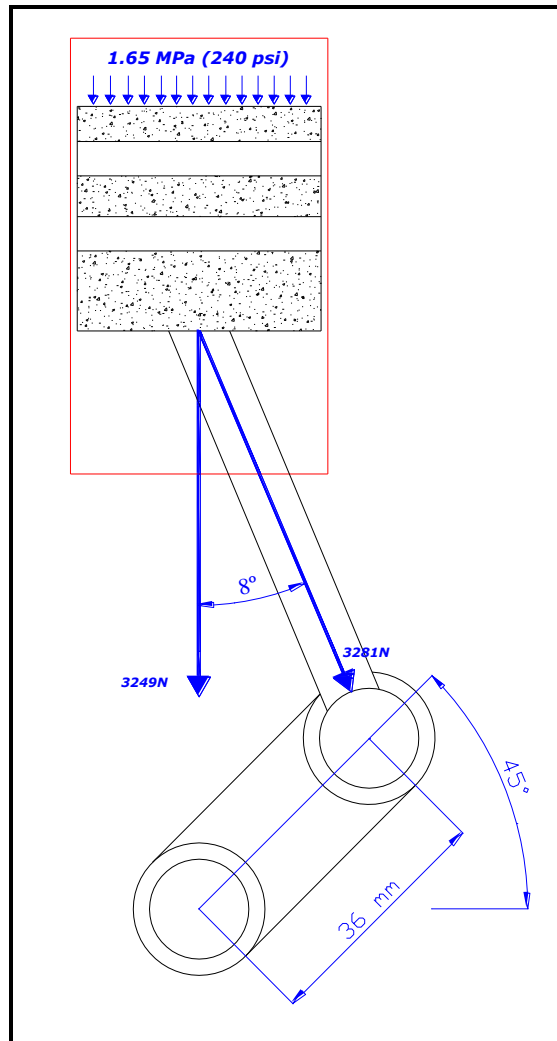


Figura 88. Composición de cargas en el brazo de biela.

Se debe tener en cuenta que, el movimiento alternativo del brazo de biela produce una variación de carga muy importante que consiste en comprimir el material (hacia el tiempo muerto superior) para luego librarlo de carga (hacia el tiempo muerto inferior). Siendo una carga variable afecta en la resistencia del material por lo que, por razones de seguridad de diseño se multiplicará la carga máxima por cuatro veces su valor nominal, teniendo un valor de **13124 N (2950.4lbf)**.

Este estudio será basado en el área mínima necesaria por los cuerpos que conforman la biela para soportar la carga, sin llegar al límite de fluencia del material. En este tipo de cálculos consideran además un coeficiente de seguridad de cuatro para el límite de fluencia del material y la resistencia del material más débil que existe en el componente, en este caso la barra perforada.

$T := 13124\text{N}$       *Fuerza máxima aplicada sobre la biela*

$\sigma := 393 \cdot 10^6\text{Pa}$       *Esfuerzo a la cedencia*

$\mu_s := 4$       *Coefficiente de seguridad*

$$A := \mu_s \cdot \frac{T}{\sigma}$$

$$A = 133.578\text{mm}^2 \quad \text{ó}$$

*Área mínima transversal  
para el cuerpo de biela*

El área calculada servirá de referencia para dimensionar las cavidades de los rodamientos cuyas áreas transversales no deberán ser menores a lo calculado.

Cabe mencionar que por razones de falta de equipo para construir este componente, una vez soldadas las partes se enviará a proceso rectificado de las cavidades de los rodamientos para asegurar su correcta alineación, esto en una empresa dedicada a este tipo de actividades.

***Pistón guía, Vástago propulsor y Pin-pasador.-*** Como su nombre lo menciona el pistón guía es encargado de transmitir el movimiento rectilíneo al pistón de trabajo. Debe ser lubricado con grasa para evitar su desgaste prematuro y lleva al igual que otros pistones anillos para reducir el rozamiento directo con la camisa que lo contiene.

En este caso el diámetro del pistón se lo determinó mediante la estimación del espacio horizontal que recorre la biela (*figura 89*), de la siguiente manera:

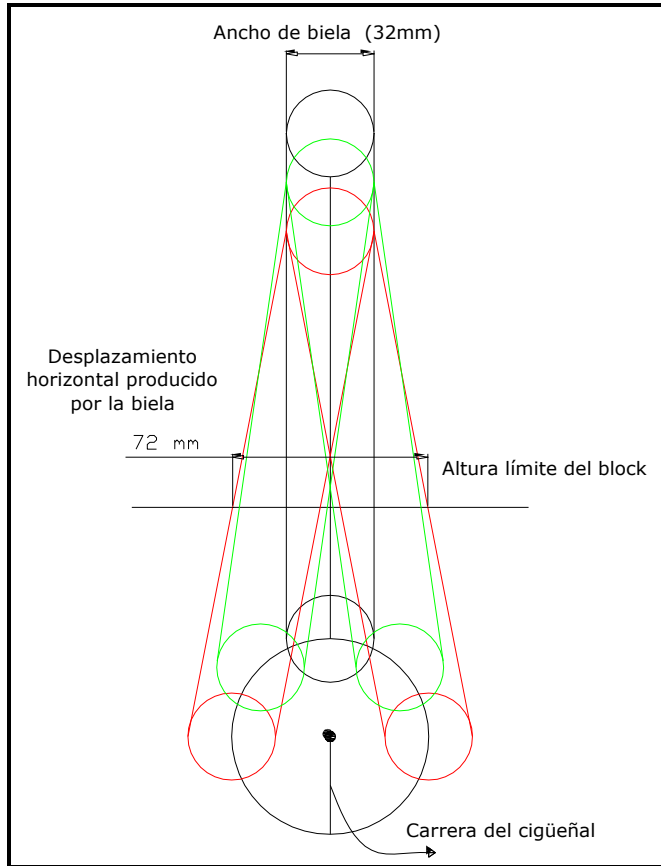


Figura 89. Espacio horizontal recorrido por el cuerpo de la biela.

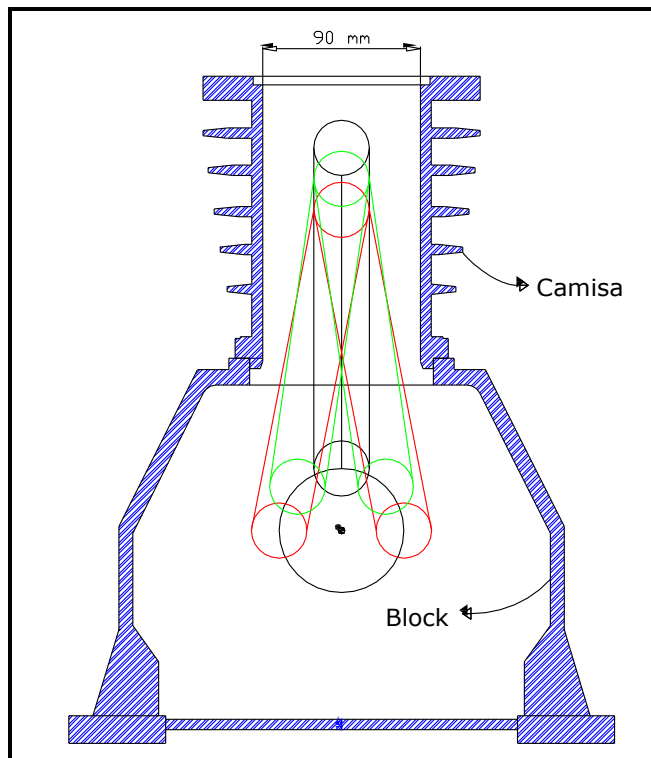
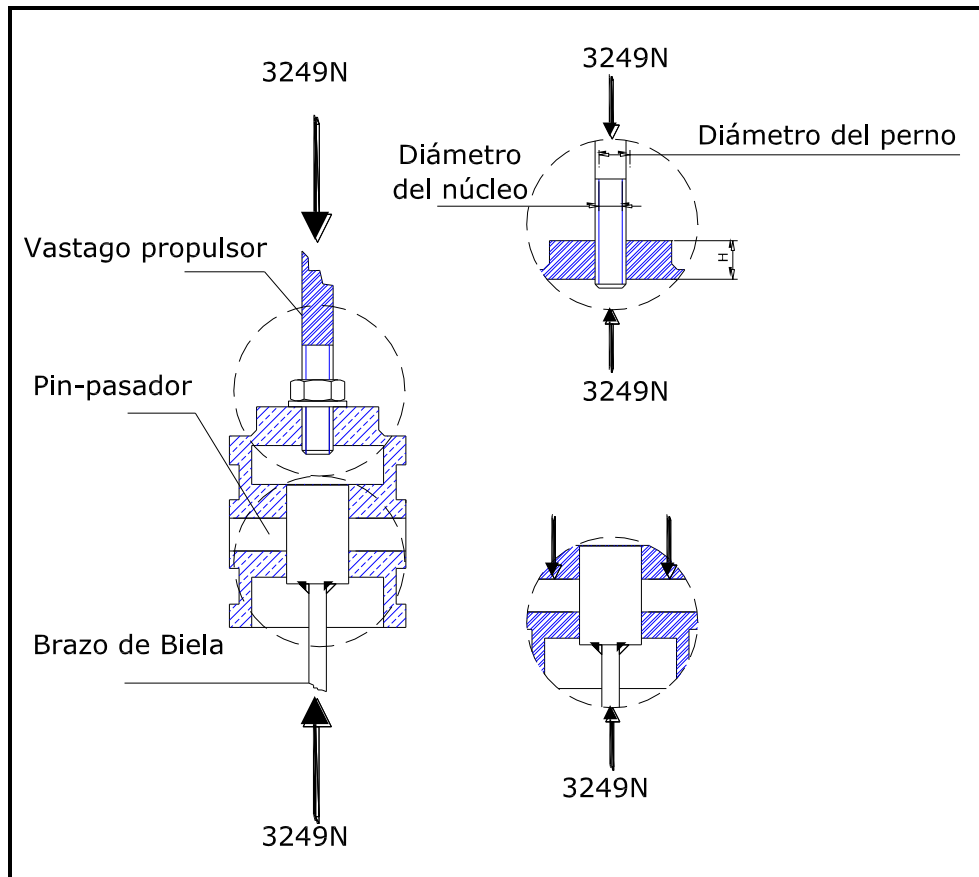


Figura 90. Diámetro estimado del pistón guía.

Como se puede observar en las gráficas anteriores el diámetro mínimo del pistón debe ser 72mm, pero en este caso será de 90 mm (*figura 90*) y evitar así cualquier contacto entre las partes móviles (biela y costados del pistón guía).

El material de este pistón será aluminio, llevará 2 anillos de soporte de acuerdo a otros diseños similares de compresores, de una longitud de 18 mm y un espesor de 5mm (no realiza ningún trabajo de compresión), además en este componente va el pasador biela-pistón y en la parte superior el roscado para el acople del vástago del pistón de trabajo (*figura 91*), partes que serán dimensionadas a continuación:



*Figura 91. Cargas y partes del pistón guía*

**Cálculo del diámetro del perno del vástago.** Para determinar el diámetro necesario del perno del vástago, que transmite el movimiento rectilíneo desde el pistón guía hacia el pistón de trabajo, se utiliza la fuerza aplicada en el instante máximo de compresión (figura 92) y la resistencia al corte del material.

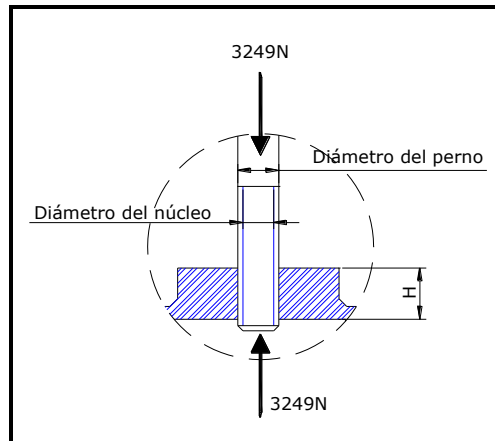


Figura 92. Acople pistón guía-propulsor.

Por razones de resistencia de materiales, en el estudio se considerará que tanto el perno como el pistón guía son de aluminio y así determinar el diámetro necesario. Así tenemos:

$$\mu_s := 4$$

**Coefficiente de seguridad**

$$A := \frac{F}{\sigma_p} \cdot \mu_s$$

$$A = 0.172 \text{ in}^2$$

**Área del núcleo del perno**

$$A = 110.879 \text{ mm}^2$$

$$\phi_n := \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

$$\phi_n = 0.468 \text{ in}$$

**Diámetro del núcleo del perno**

$$\phi_n = 11.882 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el diámetro del núcleo del perno, determinamos el diámetro final del mismo de acuerdo a la norma SAE para roscas americanas Withworth.

Perno 1/2''	Diámetro exterior 12.7mm	Diámetro del núcleo 9.99mm.
Perno 5/8''	Diámetro exterior 15.876mm	Diámetro del núcleo 12.91mm.
Perno 3/4''	Diámetro exterior 19.051mm	Diámetro del núcleo 15.80mm.

El perno adecuado es 5/8'' UNC, cuyo núcleo tiene un diámetro de 12.91 mm.  
 Definido el diámetro del perno determinamos la altura de la rosca necesaria para soportar la tensión de trabajo. Considerando que la resistencia a la tracción del perno debe ser igual a la resistencia de la rosca en corte, así tenemos:

*Resistencia del perno en tracción = Resistencia de la tuerca en corte*

$$W_t = \frac{1}{4} \pi \cdot \phi_n^2 \cdot \sigma_t = W_c = \pi \cdot \phi_n \cdot H \cdot \sigma_s$$

Para este tipo de cálculos utilizamos la ecuación 2.26:  $\sigma_s = \frac{1}{2} \sigma_t$ , entonces tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{1}{4} \pi \cdot \phi_n^2 \cdot \sigma_t &= \pi \cdot \phi_n \cdot H \cdot \sigma_s \\ \pi \cdot \phi_n^2 \cdot \sigma_t &= 4 \pi \cdot \phi_n \cdot H \cdot \sigma_s \\ 4 \pi \cdot \phi_n^2 \cdot \sigma_t &= 4 \pi \cdot \phi_n \cdot H \cdot \left( \frac{1}{2} \sigma_t \right) \\ \phi_n \cdot \sigma_t &= 2 H \cdot \sigma_t \\ H &= \frac{\phi_n}{2} \end{aligned}$$

$\phi_{ns} := 12.918 \text{mm}$  **Diámetro del núcleo del perno seleccionado**

$$H := \frac{1}{2} \cdot \phi_{ns}$$

$$H = 0.254 \text{in}$$

$H = 6.459 \text{mm}$  **Áltura necesaria de la tuerca.**

Para comprobar la altura de la rosca, realizamos el análisis considerando el esfuerzo permisible cortante y el área transversal mediante la ecuación 2.25.

$$\sigma_c := 58.610^6 \text{ Pa}$$

*Esfuerzo cortante*

$$\phi_n := 12.7 \text{ mm}$$

*Diámetro del núcleo*

$$F := 3249 \text{ N}$$

*Fuerza a transmitir*

$$\mu_s := 4$$

*Coefficiente de seguridad en carga variable*

$$H := \frac{F}{\pi \cdot \phi_n \cdot \sigma_c} \cdot \mu_s$$

$$H = 5.559 \text{ mm}$$

*Áltura necesaria de la tuerca.*

Como se puede observar la altura indicada para la rosca es de **5.6 mm**. Pero considerando el cálculo anterior quedará finalmente de **6.5mm**.

**Cálculo del espesor lateral del pistón guía.** Mediante este cálculo determinamos el espesor lateral del pistón. Cabe mencionar que en este pistón van ubicados dos anillos guías, cuyo espesor es de 5 mm, y que el diámetro exterior del mismo es 90 mm. En el esquema siguiente se detalla de forma general el pistón guía.

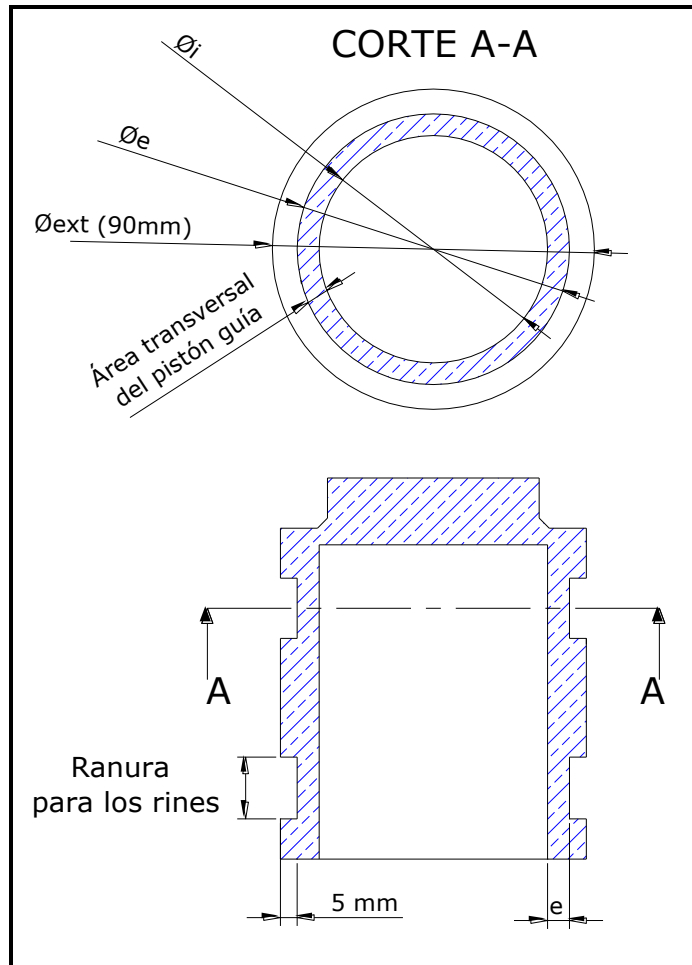


Figura 93. Forma general del pistón guía.

$$F := 3249\text{N}$$

*Fuerza máxima aplicada*

$$\sigma_p := 117.210^6\text{Pa}$$

*Tensión admisible del material*

$$\phi_{ext} := 90\text{mm}$$

*Diámetro exterior del pistón*

$$E_a := 5\text{mm}$$

*Espesor de los anillos*

$$\mu_s := 4$$



$$A := \frac{F}{\sigma_p} \cdot \mu_s$$

$$A = 0.172 \text{ in}^2$$

$$A = 110.879 \text{ mm}^2$$

$$\phi_e := \phi_{ext} - 2 \cdot E_a$$

$$\phi_e = 80 \text{ mm}$$

***Díámetro interior de los anillos***

$$\phi_i := \sqrt{\left( \frac{\pi \cdot \phi_e^2}{4} - A \right) \cdot \frac{4}{\pi}}$$

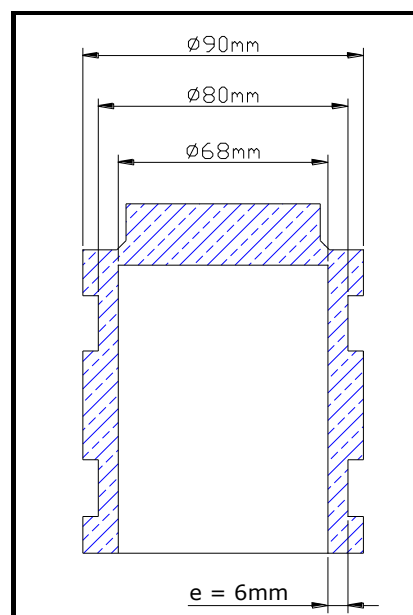
$$\phi_i = 79 \text{ mm}$$

***Díámetro interior del pistón.***

$$e := \phi_e - \phi_i$$

$$e = 1 \text{ mm} \quad \textit{Espesor mínimo lateral para el pistón guía.}$$

En el cálculo se determina que el espesor mínimo será de **1 mm**, pero se debe considerar que al momento de fabricar esta parte del compresor se realizará mecanizados de corte por lo que su espesor deberá ser mayor a lo calculado y evitar así posibles fallas que se puedan producir debido al recalentamiento que se produce al instante de mecanizar, siendo así, hemos considerado un espesor igual a **6 mm** equivalente a ¼ de pulgada. Quedando de la siguiente manera el esquema del pistón guía.



*Figura 94. Espesor lateral del pistón guía*

**Cálculo del espesor superior del pistón guía.** Mediante este cálculo determinamos el espesor superior del pistón. Cabe mencionar que en esta parte del pistón ira la longitud de rosca para el montaje del vástago, cuya valor se determinó anteriormente ( $H = 6.5 \text{ mm}$ ). El espesor superior será determinado mediante la resistencia al corte del material del pistón guía, el cual es aluminio y el área será basada en el diámetro interior del pistón por el espesor superior a calcular.

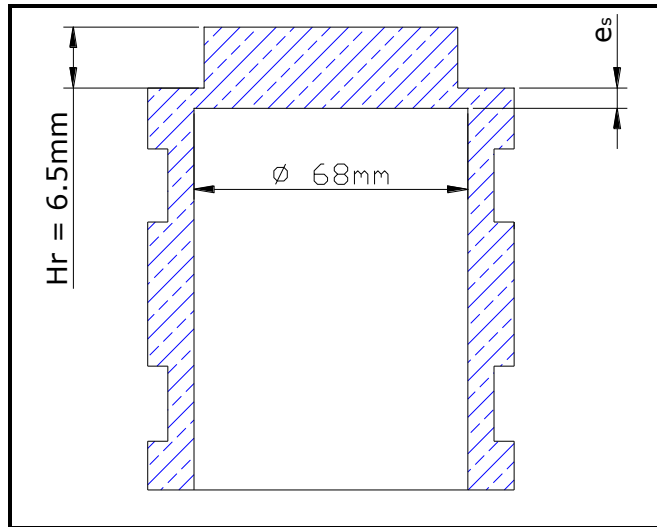


Figura 95. Esquema general del pistón.

Análisis del espesor superior del pistón guía.

$\sigma_c := 58.6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$       *Esfuerzo cortante*

$\phi := 68 \text{ mm}$       *Diámetro interior del pistón*

$F := 3249 \text{ N}$       *Fuerza a transmitir*

$\mu_s := 4$       *Coficiente de seguridad*

$$es := \frac{F}{\pi \cdot \phi \cdot \sigma_c} \cdot \mu_s$$

$es = 0.04 \text{ in}$

En el cálculo se determina que el espesor superior mínimo será de **1 mm**, al igual que el caso anterior se debe considerar que al momento de fabricar esta parte del compresor se realizará mecanizados de corte por lo que su espesor deberá ser mayor a lo calculado y evitar así posibles fallas que se puedan producir debido al recalentamiento que se produce al instante de mecanizar, siendo así, hemos considerado un espesor igual a **6 mm** equivalente a  $\frac{1}{4}$  de pulgada.

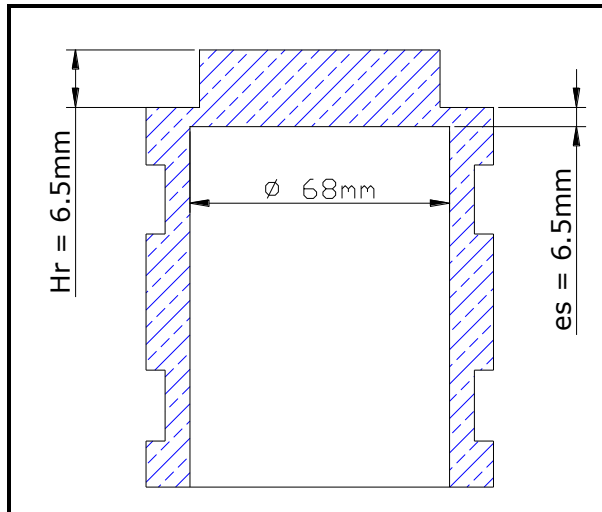


Figura 96. Espesor superior del pistón.

**Determinación del diámetro mínimo para el pin-pasador del pistón guía.** Para determinar el diámetro necesario del pin pasador del pistón guía hacemos referencia al tipo de esfuerzos que existen en el mismo, estos esfuerzos son cortante y de compresión. Siendo el esfuerzo a la compresión el más crítico por la variabilidad de la carga y el área que soporta la misma.

Esta parte es una articulación en la cual el movimiento variante del brazo de biela se convierte en rectilíneo, la biela al igual que el pistón guía y el pin pasador sufren las mismas cargas, pero el material de construcción son diferentes, así tenemos:

- Material del brazo de biela *Acero*.
- Material del pin pasador *Acero al Carbono*.
- Material del pistón guía, *Aluminio*.

Por lo tanto el estudio de resistencia se lo realizará en el material considerado más débil en este caso el aluminio.

Para continuar planteamos la hipótesis que es en referencia a:

- Esfuerzo de tracción en el área neta de la horquilla (deformación del material.).

Esta hipótesis determinará el diámetro mínimo necesario para el pin pasador, considerando que el material sufrirá un estiramiento en función del área de contacto entre el pin y el pistón. Creando así un área de contacto con un diámetro puntual de carga equivalente a 1.5 veces el diámetro del pin. En el diagrama adjunto se hace referencia a lo mencionado.

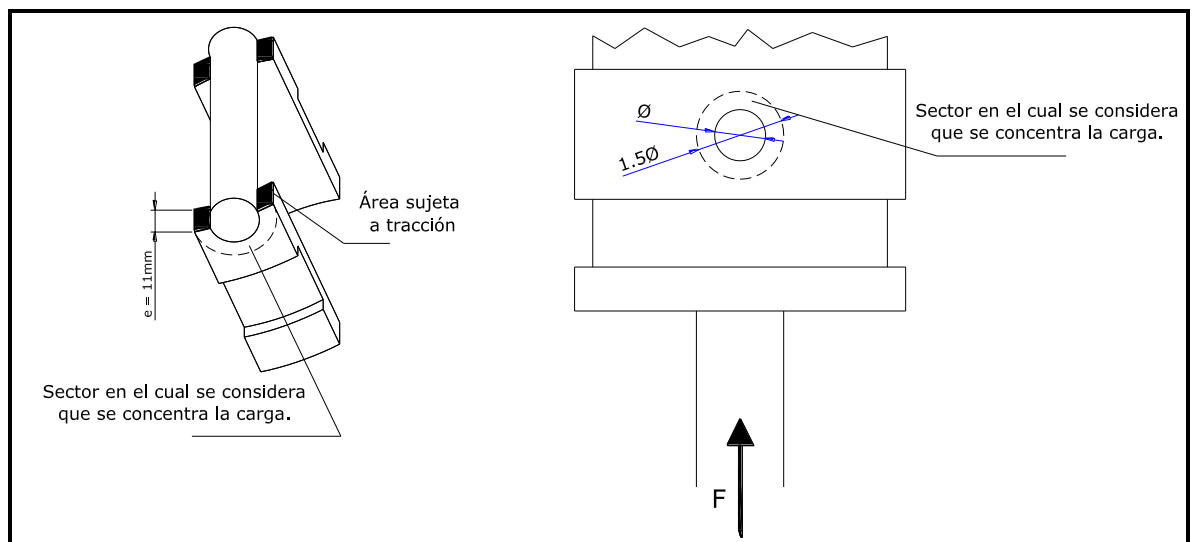


Figura 97. Área de contacto del pin-pasador con el pistón guía.

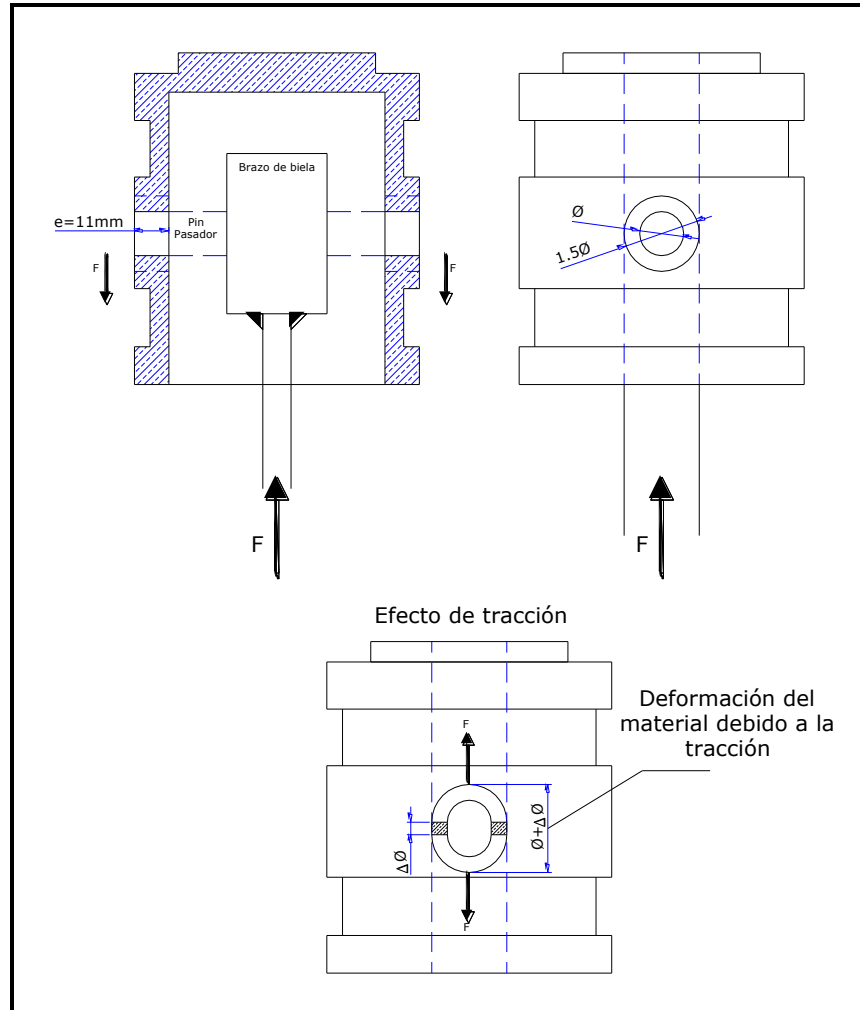


Figura 98. Efectos de carga sobre el pistón guía.

Cálculo del diámetro mínimo del pin pasador (Ecuación 2.32)

$F := 324\text{N}$

*Carga aplicada*

$\sigma_t := 117.210^6\text{Pa}$

*Tensión a la fluencia permisible.*

$\mu_s := 4$

*Coefficiente de seguridad*

$e := 11\text{mm}$

*Espesor total lateral del pistón guía*

$$A := \frac{F}{\sigma_t} \cdot \mu_s$$

$A = 0.172\text{in}^2$

$A = 110.887\text{mm}^2$

*Área mínima para soportar la carga aplicada.*

$$A = e \left( \frac{1.5\phi i - \phi i}{2} \right) * 4$$

$$A = e \cdot \phi i$$

$$\phi i = \frac{A}{e}$$

$$\phi i = \left( \frac{110.887 \text{ mm}^2}{11 \text{ mm}} \right)$$

$$\phi i = 10.08 \text{ mm} \quad \text{Diámetro mínimo del pasador}$$

Como se puede observar el diámetro mínimo recomendado es igual a 11 mm, se realizará la comprobación para este diámetro considerando el material del pin y el esfuerzo al corte permisible para determinar si soporta la carga mencionada. Así tenemos:

Comprobación del diámetro del pin considerando el material de construcción y la fuerza aplicada (ecuación 2.29).

Material Acero ANSI 4340

$$\sigma_{cp} := 196.1510^6 \text{ Pa} \quad \text{Tensión permisible al corte}$$

$$\phi_p := 11 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del pin pasador}$$

$$F := 3249 \text{ N} \quad \text{Carga aplicada}$$

$$\mu_s := 4 \quad \text{Coeficiente de seguridad}$$

$$A_p := \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4}$$

$$A_p = 95.033 \text{ mm}^2 \quad \text{Área transversal del pin pasador}$$

$$F_p := \frac{A_p \cdot \sigma_{cp}}{\mu_s}$$

$$F_p = 4.66 \times 10^3 \text{ N} \quad \text{Carga máxima que puede soportar el pin}$$

Según la comprobación el pin de acero, se puede observar que este soporta un margen superior de carga igual a **1334N (300 lbf)** siendo segura su aplicación, pero por razones de diseño se trabajará con un diámetro mayor ya que en este pasador irán montados

rodamientos cuyos diámetros son mayores a 11mm. Las medidas finales del pistón guía y del pin pasador están detalladas en los planos anexos.

A continuación comprobaremos la resistencia del pistón guía diseñado considerando todas las cargas aplicadas, mediante el uso del software COSMOS.

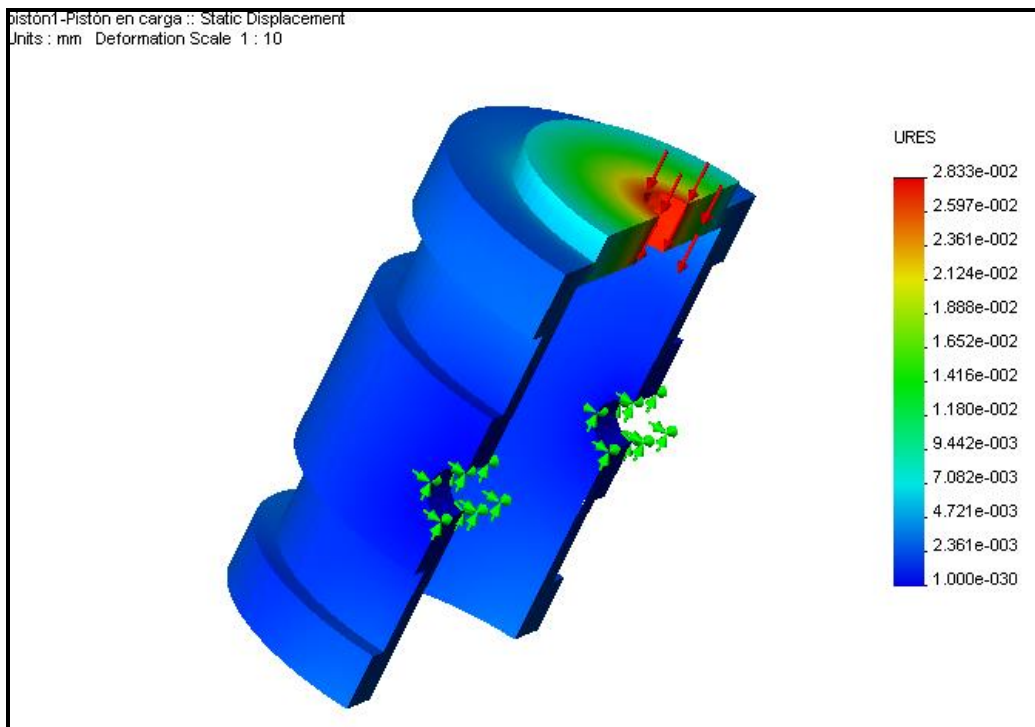


Figura 99. Desplazamiento producidas por las cargas sobre el pistón guía diseñado.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor.

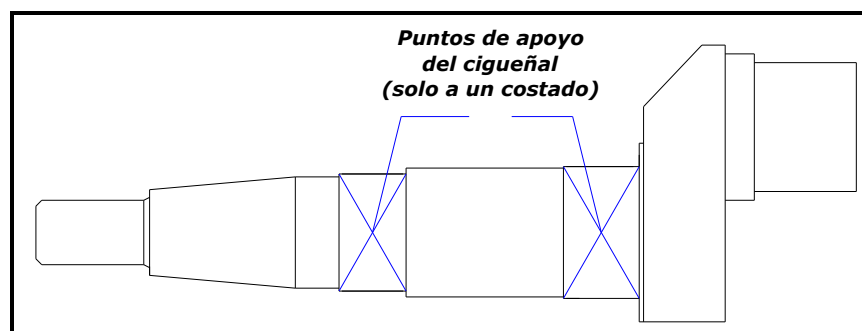
### **Diseño de las partes fijas o estructura.**

Las partes fijas o de estructura las consideramos como aquellas que sirven de base de todas las partes móviles y además contienen los elementos de compresión y otras partes. En este caso se detallará sus funciones y sus dimensiones generales como componentes del compresor. Las dimensiones finales están detalladas en los planos adjuntos.

**Block.-** Es la base de todos los elementos del compresor, el material de este será hierro fundido asegurando así su resistencia al trabajo y vibraciones. Para el diseño de este se ha tomado en cuenta los siguientes aspectos:

- Puntos de apoyo del cigüeñal.
- Inexistencia de lubricación.
- Acceso al brazo de biela, para posibles mantenimientos.

**Puntos de apoyo del cigüeñal.** Generalmente este tipo de compresores tienen los puntos de apoyo del cigüeñal a un solo costado, siendo este el lado de transmisión de movimiento desde el motor hacia la polea del compresor. La figura siguiente muestra los puntos de apoyo del cigüeñal referente al block.



*Figura 100. Disposición de los puntos de apoyo del cigüeñal.*

**Inexistencia de lubricación.** Debido a que el compresor será de uso medicinal y comprimirá un gas altamente oxidante (reacciona con derivados del petróleo), se debe evitar en lo posible la lubricación. Por este factor se determina el no uso de aceites para lubricar partes móviles como: biela, cigüeñal, pin del pistón y por ende prescindir del uso de un contenedor de aceite en el block (Denominado generalmente como Carter). Por estas condiciones de trabajo se utilizará rodamientos de bolas sellados en todas las articulaciones y evitar así el uso de lubricantes de forma continua.

**Acceso al brazo de biela, para posibles mantenimientos.** Debido a la no existencia del carter en el block y a que el brazo de bielas no contiene chapas lubricadas, se hace necesario el uso de una cámara de acceso hacia la biela para cuando se vaya a realizar mantenimientos internos. En estas condiciones el acceso es generalmente por una parte



lateral del block, frente a la manzana de apoyo del cigüeñal y debe tener el espacio suficiente para el ingreso de un extractor de rodamientos de tamaño medio.

A estos aspectos se incluye el espacio interno para el libre movimiento de la biela y del cigüeñal, además la cavidad para la camisa del pistón guía y la longitud de la biela, por consideraciones observadas en otros compresores de buen resultado, se estima que el espesor del block será igual **9mm**. A continuación se presenta un modelo del block.

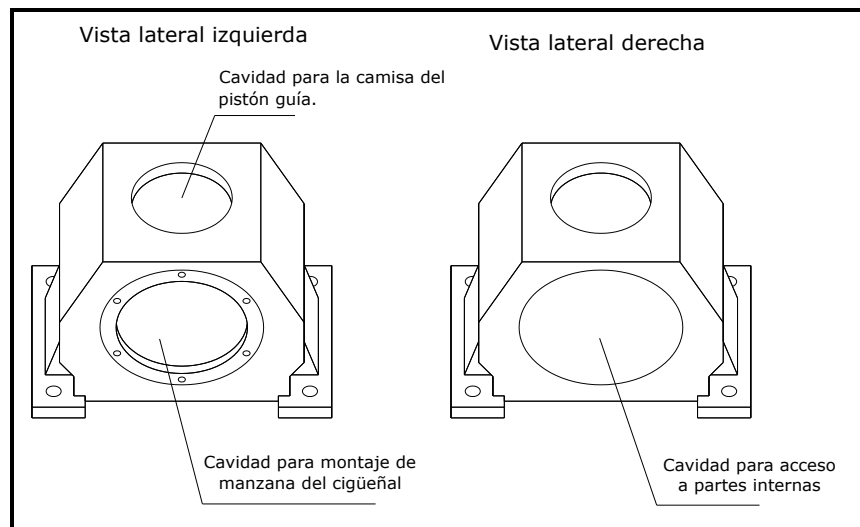


Figura 101. Esquema general del block.

**Camisa Guía.-** Es la camisa en la cual el pistón guía realiza su movimiento alternativo, en este componente del compresor se asegura un movimiento rectilíneo para el pistón de trabajo. En su interior el pistón guía lleva consigo anillos de soporte para evitar rozamiento directo entre ambas superficies, por ser un elemento de guía no realiza ningún trabajo de compresión, pero es el soporte para los elementos que si lo realizan. En su diseño hemos considerado la existencia de aletas para facilitar la disipación de calor producida por la fricción entre los anillos del pistón guía con la camisa.

Para garantizar la resistencia al trabajo, el material de este componente será hierro fundido, asegurando además, que en la parte de fricción no exista ningún tipo de irregularidades o fallas de fundición, ya que al existir estas se aceleraría de manera exagerada el desgaste en los anillos de fricción. A continuación se muestra el modelo general de la camisa guía.

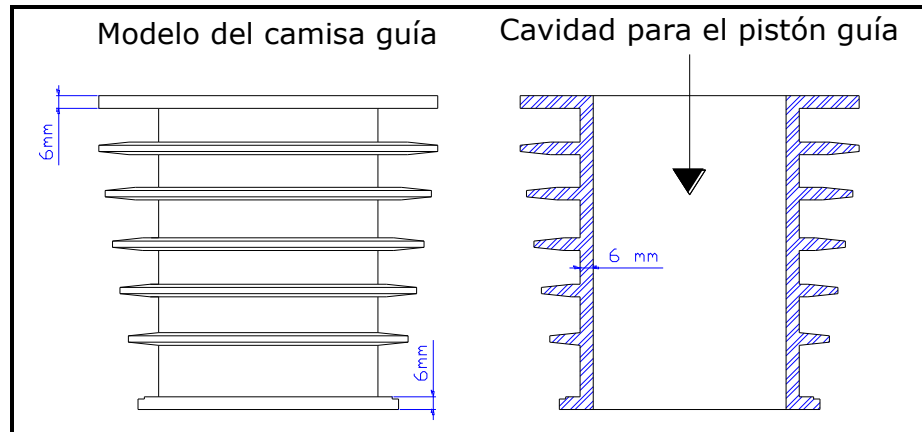


Figura 102. Esquema general de la camisa guía.

Para determinar el espesor superior y lateral de este componente nos basamos en el estudio realizado en la parte de diseño del pistón guía, en la cual se detalla que para soportar la fuerza producida por la presión de diseño 1.65MPa (240 psi), se necesita un espesor señalado a continuación:

- Espesor superior mínimo = 1mm
- Espesor lateral mínimo = 1 mm

Recordando que el estudio fue basado para fundición de aluminio, y que la camisa guía es de hierro fundido, se deduce que aplicando el mismo espesor para la camisa guía se obtendrá buenos resultados.

Además se debe considerar que este elemento será sometido a un proceso de mecanizado, por lo que su espesor será mayor a lo estipulado anteriormente. Así se determina un espesor general de **6mm**, en todas las partes de la camisa guía. Para garantizar esta hipótesis realizaremos un estudio de resistencia a la carga utilizando el software Cosmos aplicado al modelo y el espesor antes mencionado. Así tenemos.

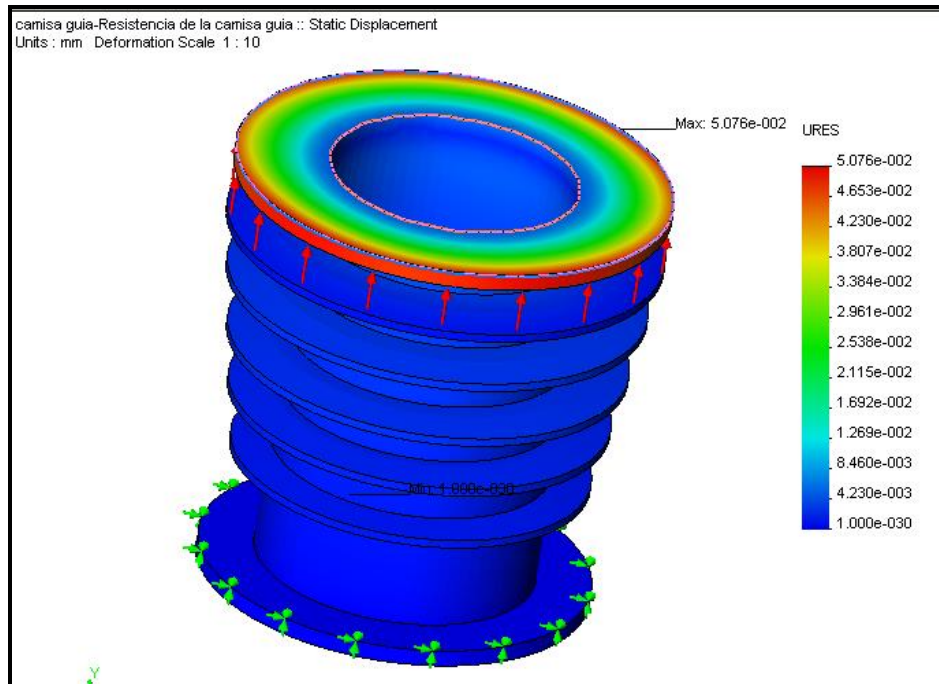
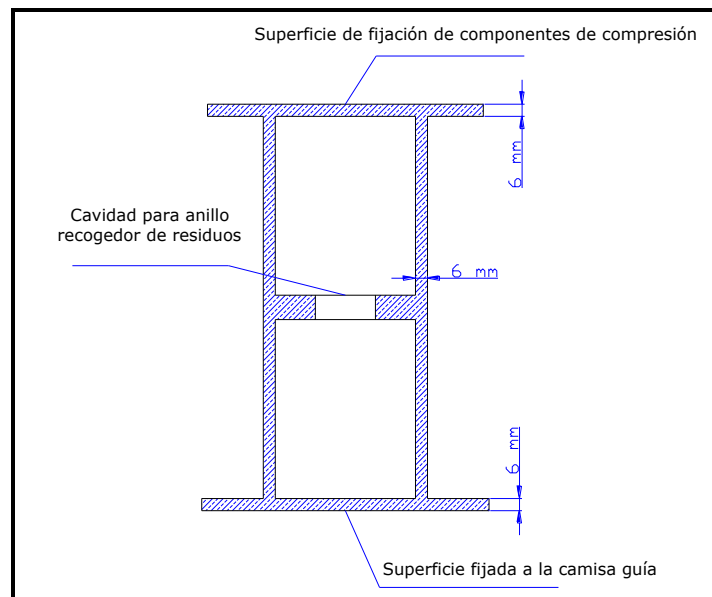


Figura 103. Desplazamiento producidas por las cargas sobre la camisa del pistón guía.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor. Las dimensiones finales de este componente están detalladas en los planos anexos al documento.

**Separador de camisas.-** Denominado también como espaciador. Con frecuencia estos componentes se proporcionan como elementos de acero, hierro fundido o aluminio. La geometría de los espaciadores varían para satisfacer la aplicación especificada. Un espaciador estándar, es un compartimiento único con aberturas grandes. Para los servicios no lubricados necesitan de un anillo para recoger residuos de lubricantes que pudiesen escapar desde el pistón guía hacia la camisa de trabajo. De igual manera para los servicios no lubricados se emplea espaciadores de mayor longitud que los servicios lubricados con el fin de asegurar un trabajo libre de contaminación en la cámara de compresión. En este caso particular se ha determinado la longitud igual a 200mm basándonos en otros modelos de compresores para oxígeno. Será fijado a la camisa guía mediante pernos de acero y contendrá en su parte superior roscados para el empernado de espárragos de acero en los cuales se guiarán y asegurarán los componentes de compresión. Además en la mitad de su longitud existirá la cavidad para el anillo recogedor de residuos lubricantes antes mencionado.

De igual manera que en el caso de camisa guía, el espesor general de este componente será de **6mm** y el material será fundición de aluminio. A continuación se muestra el modelo general del separador de camisas. Para garantizar esta hipótesis realizaremos un estudio de resistencia a la carga utilizando el software Cosmos aplicado al modelo y el espesor antes mencionado. Así tenemos.



*Figura 104. Esquema general de espaciador de camisas.*

A continuación realizaremos un estudio de resistencia a la carga utilizando el software Cosmos aplicado al modelo y el espesor antes mencionado.

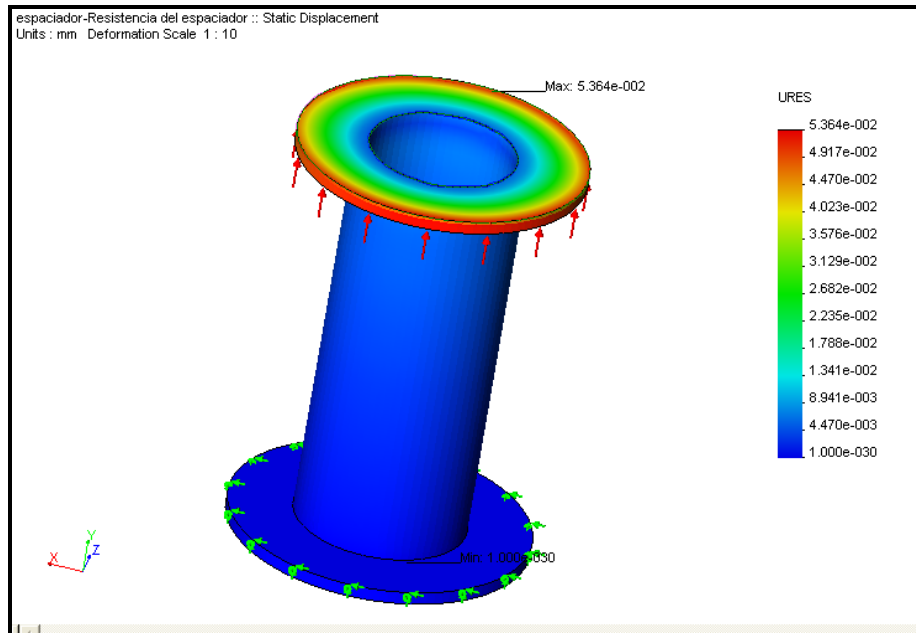
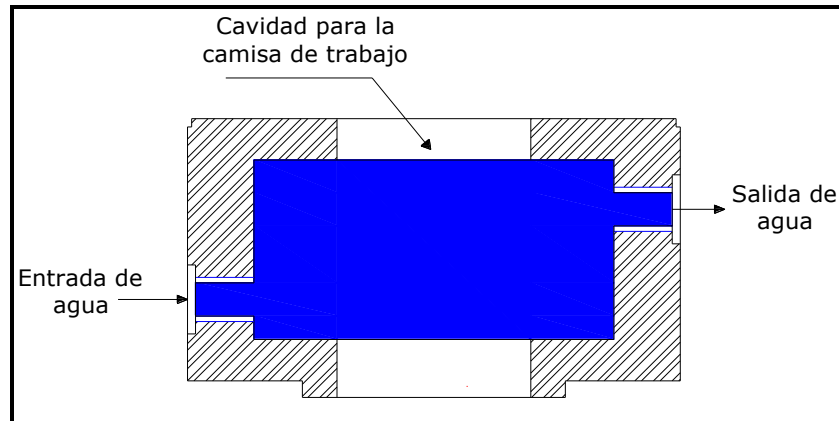


Figura 105. Desplazamiento producido por las cargas sobre el espaciador de camisas.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor. Las dimensiones finales de este componente están detalladas en los planos anexos al documento.

**Porta camisa de trabajo.-** Es el componente utilizado para contener la camisa de compresión, en este tipo de compresor se la utiliza como elemento de refrigeración mediante dos formas de disipación de calor, la primera mediante ranuras o aletas poco pronunciadas y la otra es la circulación de agua forzada o refrigerante, la función de disipar calor al cilindro y además reducir la temperatura del gas de admisión generara un mejor clima de operación en las válvulas. Por otro lado la porta camisa llena de refrigerante mantendrá una temperatura más homogénea a través del cilindro y reducirá los puntos calientes que pueden ocasionar una expansión térmica dispereja y una deformación indeseable del cilindro. Su funcionamiento se detalla en la siguiente figura:



*Figura 106. Esquema general del porta camisa de trabajo.*

La presión de agua que circula dentro de la porta camisa de trabajo tiene una presión promedio de 0.2MPa (30 psi). El material de este componente es acero el cual luego de la fabricación será sometido a un proceso de nitrurado para evitar la corrosión producida por la circulación de agua dentro de ella. Las dimensiones de este componente serán detalladas en los planos anexos.

**Análisis y cálculo del número de pernos necesarios para la sujeción de las partes de compresión.** Un factor importante a considerar es el número de pernos necesarios para la sujeción de los componentes de compresión (montados en el block). Para entender este parámetro se detalla a continuación un esquema de los componentes antes mencionados con las cargas máximas que soportan.

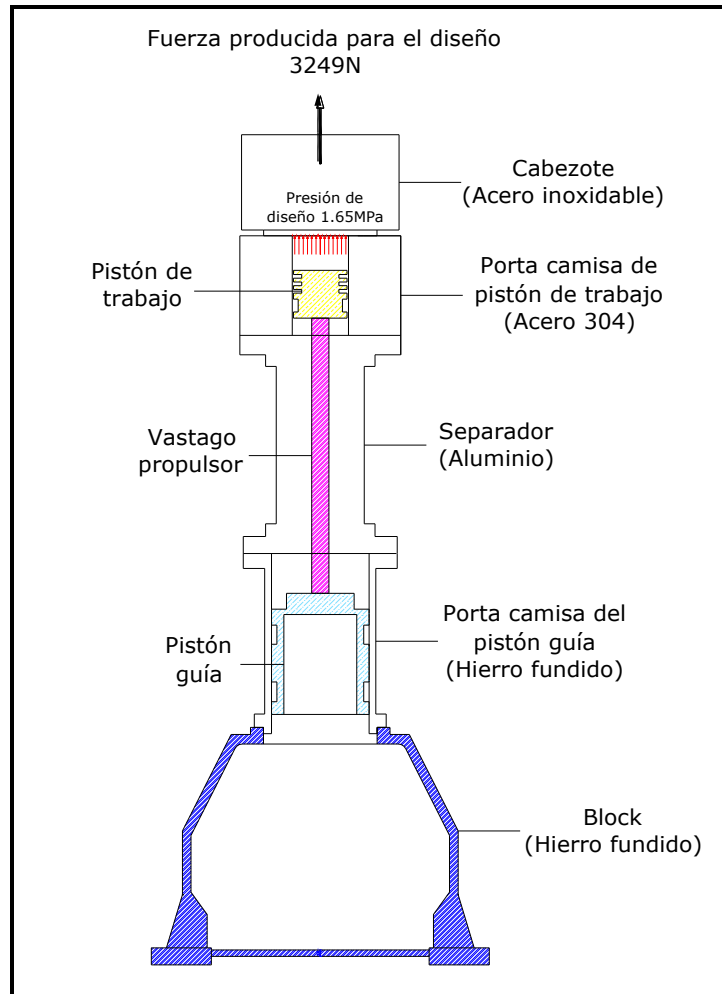


Figura 107. Esquema general de los componentes del compresor.

Una vez mostradas las partes y las fuerzas que soportan los componentes, tenemos que determinar la parte más crítica de todas ellas para así con estas características determinar el número de pernos necesarios.

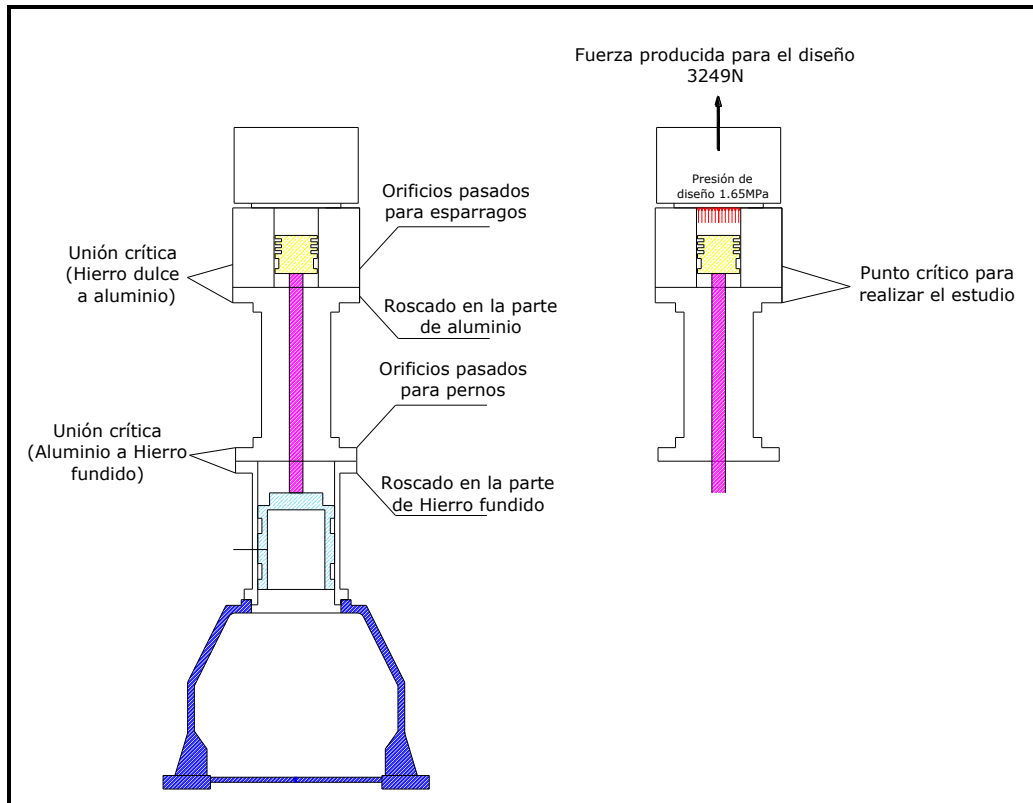


Figura 108. Esquema de las uniones existentes en los componentes de compresión y detalles del material de las mismas.

Como se puede observar en el esquema anterior la unión más crítica es la que fija el porta camisa de trabajo (Acero) con el separador (Aluminio), además es ahí en donde se produce la compresión del oxígeno.

Para este cálculo planteamos un diámetro de perno que físicamente quede de acuerdo a los demás componentes a sujetar. Siendo este igual a **9.5mm (3/8" UNC)** y realizamos una comprobación de resistencia de los materiales, considerando la fuerza de tracción que soportarán en condiciones de presión de diseño (3249N (**730.42 lbf**)) producidas por 1.65MPa (**240psi**), la tensión de ajuste de los mismos y la resistencia del material en la cual se realicen las roscas.

Las cargas existentes en este sector son representadas en la siguiente figura:



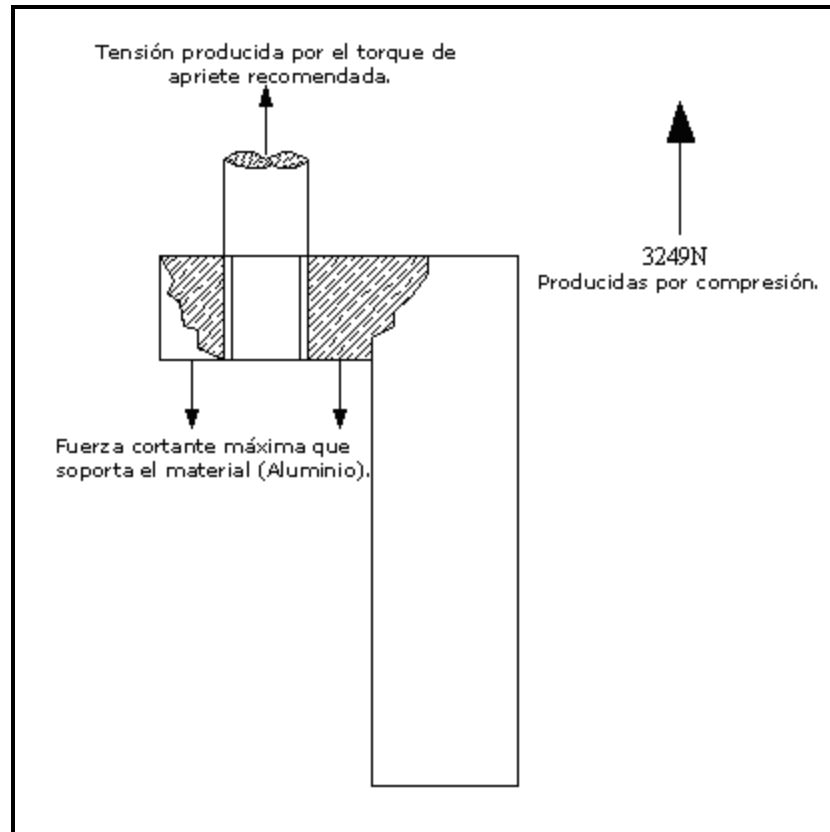


Figura 109. Esquema general de las cargas en la unión más crítica.

Ahora procederemos a determinar el número de pernos necesarios para ajustar estos componentes, calculando a la vez las cargas antes esquematizadas y caracterizando el tipo de pernos a utilizar.

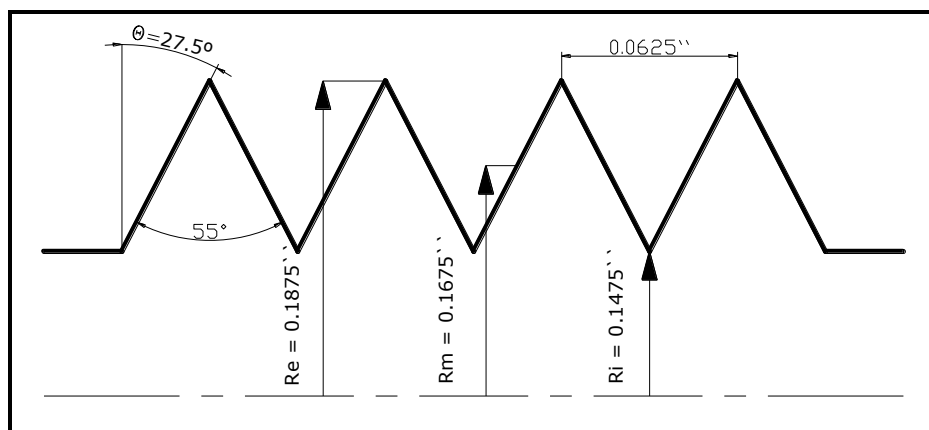


Figura 110. Características de la rosca 3/8'' UNC-16.

**Denominación : 3/8" UNC-16**

$$\phi_e := 0.375\text{in} \quad \textit{Diametro exterior}$$

$$\phi_i := 0.295\text{in} \quad \textit{Diametro interior}$$

$$\phi_m := 0.335\text{in} \quad \textit{Diametro medio}$$

$$P := 0.0625\text{in} \quad \textit{Paso de la rosca}$$

$$\theta := 27.5\text{deg} \quad \textit{Ángulo de helice}$$

El primer paso es determinar la altura necesaria de la rosca mediante la *ecuación 2.25, 2.26* para pernos normalizados de diámetro 3/8" UNC-16. Para eso tenemos:

$$H := \frac{1}{2} \cdot \phi_i$$

$$H = 3.746\text{mm} \quad H = 0.147\text{in} \quad \textit{Altura necesaria para la rosca.}$$

Luego determinamos la carga máxima que soporta la rosca considerando que el material más crítico es aluminio.

$$\sigma_c := 58.610^6\text{Pa} \quad \textit{Esfuerzo cortante permisible para el aluminio.}$$

$$\eta := 4 \quad \textit{Coeficiente de seguridad.}$$

$$H = 3.746\text{mm} \quad \textit{Altura de la rosca.}$$

$$\phi_e = 9.525\text{mm} \quad \textit{Diámetro exterior de la rosca.}$$

$$A := H \cdot (\pi \cdot \phi_e)$$

$$A = 112.109\text{mm}^2 \quad \textit{Área transversal sujeta a corte.}$$

$$F_m := \frac{\sigma_c \cdot A}{\eta}$$

$$F_m = 1.642 \times 10^3 \text{ N} \quad \textit{Fuerza permisible máxima que soporta la rosca en el cuerpo de aluminio.}$$

Ahora hallamos la carga que soporta la rosca debido al torque de apriete recomendado para pernos normalizados, considerando que las roscas son de aluminio. Existen dos métodos recomendados para este cálculo. Así tenemos:

**Primer método o aproximado (ecuación 2.21).**

$T_{ar} := 11.25 \text{bf} \cdot \text{in}$       *Torque de apriete recomendado para pernos 3/8" UNC-16 de aluminio.*

$$F_{ap} := \frac{T_{ar}}{0.2 \phi_e}$$

$F_{ap} = 150 \text{bf}$       *Fuerza axial producida por el torque de apriete recomendado para pernos 3/8" UNC-16 de aluminio.*  
 $F_{ap} = 667.233 \text{N}$

**Segundo método, por momento de la rosca del perno (ecuación 2.22, 2.23, 2.27 2.28).**

$\mu_c := 0.25$       *Coefficiente de rozamiento del collar de la rosca, en el lado cargado*

$\mu := 0.15$       *Coefficiente de rozamiento entre la rosca del tornillo y la tuerca.*

$\theta = 27.5 \text{deg}$       *Ángulo de la hélice.*

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{A_v}{\pi \cdot \phi_i}\right)$$

$\alpha = 3.858 \text{deg}$       *Ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio.*

$$\theta_n := \text{atan}(\tan(\theta) \cdot \cos(\alpha))$$

$\theta_n = 27.447 \text{deg}$       *Ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial medido en un plano normal a la hélice de la rosca en el radio medio.*

$$F_{ap2} := \frac{T_{ar}}{r_m \left( \tan(\alpha) + \frac{\mu}{\cos(\theta_n)} \right) + \mu_c \cdot r_m}$$

$F_{ap2} = 138.066 \text{bf}$       ó       $F_{ap2} = 614.148 \text{N}$

Como se observa los métodos tienen un valor muy similar, pero trabajaremos con el valor promedio.

$$FAP := \frac{Fap + Fap2}{2}$$

$$FAP = 144.033 \text{bf} \quad \text{ó} \quad FAP = 640.69 \text{IN}$$

Una vez obtenidos las magnitudes de las cargas el esquema de fuerzas queda de la siguiente manera:

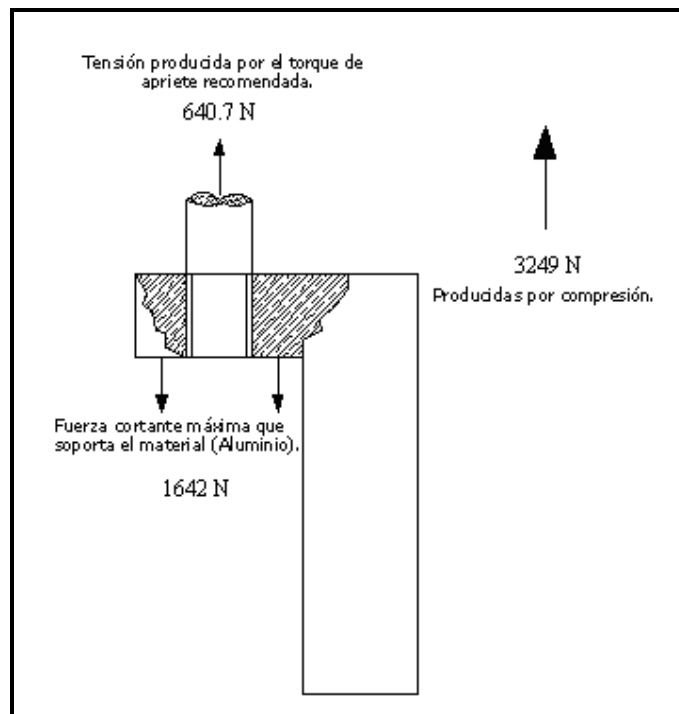


Figura 111. Cargas existentes en el sector de ajuste de las partes de compresión.

Calculando el número de pernos necesarios de la siguiente manera:

$$Fm = 1.643 \times 10^3 \text{ N} \quad \text{Fuerza permisible máxima que soporta la rosca en el cuerpo de aluminio.}$$

$$FAP = 640.69 \text{IN} \quad \text{Fuerza promedio producida por el torque de apriete recomendado.}$$

$$Trs := Fm - FAP$$

$$Trs = 1.002 \times 10^3 \text{ N} \quad \text{Tensión restante permisible en la rosca de aluminio.}$$

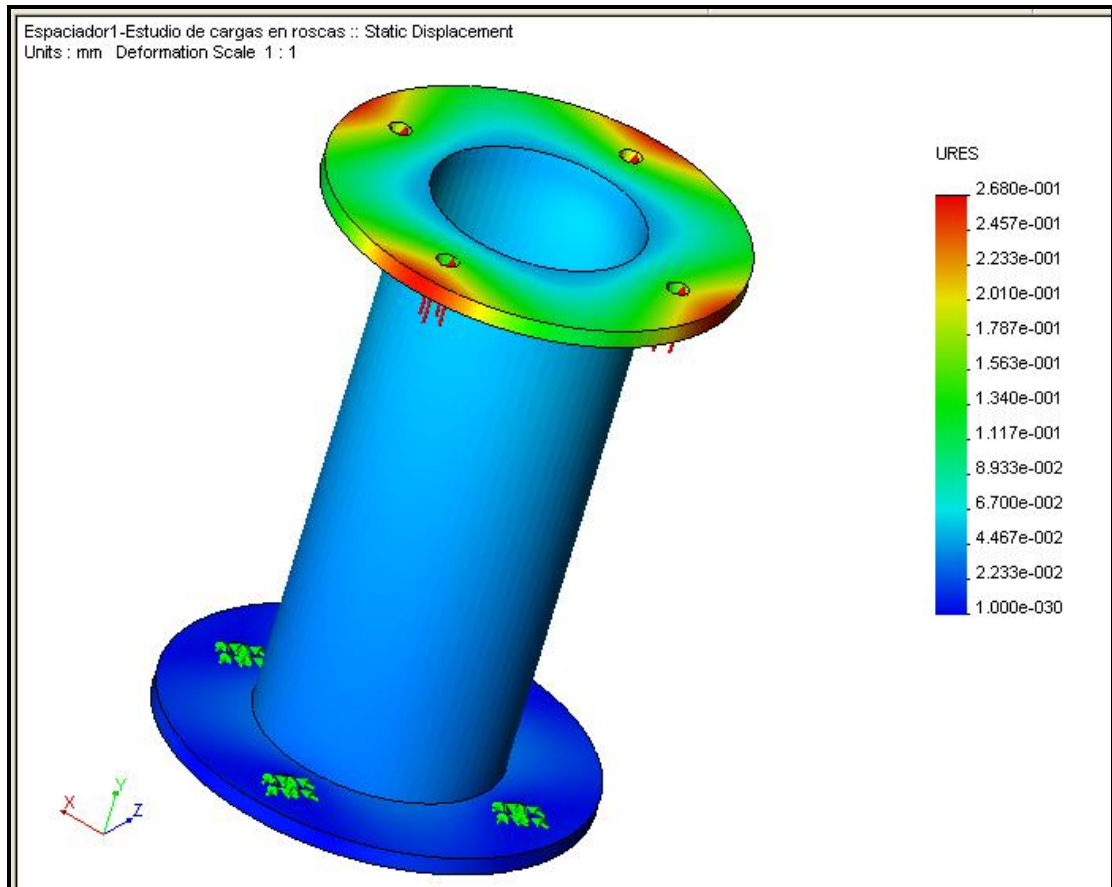
$$Fc := 3249 \text{N} \quad \text{Fuerza producida por la compresión del compresor en el cabezal.}$$

$$Np := \frac{Fc}{Trs}$$

$$Np = 3.243 \quad \text{Número de pernos necesarios.}$$

Como se puede observar se necesitan más de tres pernos para soportar la carga de compresión, quedando como resultado el uso de 4 pernos 3/8" UNC-16.

A continuación se realizará un análisis de resistencia del material con el número de pernos calculados utilizando el Software Cosmos.



Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor.

Las dimensiones finales de este componente están detalladas en los planos anexos al documento.

**Manzana del cigüeñal.-** Es el componente del compresor donde se asegura el cigüeñal y se permite la libre rotación del mismo mediante el ajuste en dos rodamientos de bolas. Estos rodamientos están separados el uno del otro una distancia de 78 mm entre centros.

Por las dimensiones del cigüeñal (antes determinadas) se realiza una pre-selección de rodamientos los cuales son: 6308 cuyo diámetro exterior es 100mm. (Más adelante se realizará la comprobación de cargas).

El material de este componente es fundición gris y a partir del análisis de carga producidas por el cigüeñal se determinará el espesor mínimo necesario para soportarlas. A continuación se detalla de forma general las dimensiones y la carga más representativa.

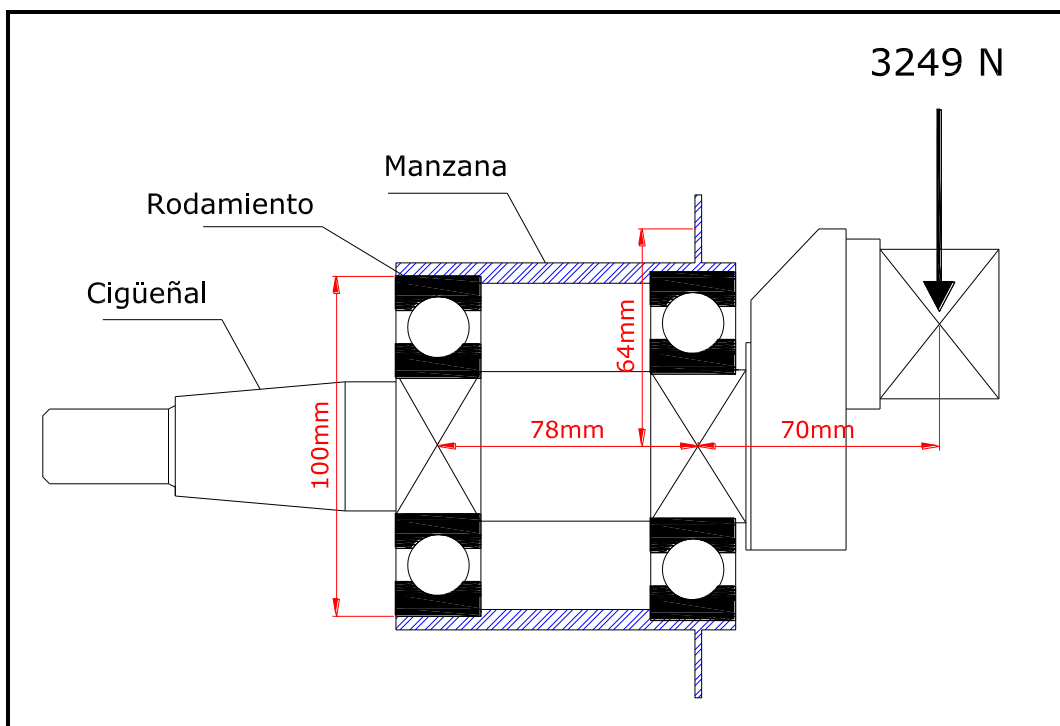


Figura 113. Diagrama general de dimensiones y cargas aplicadas en la manzana del cigüeñal.

Para determinar el espesor necesario de la manzana del cigüeñal consideraremos las reacciones producidas por la carga del cigüeñal a través de sumatoria de momentos. La reacción máxima será empleada en el análisis. Para encontrar este valor hacemos referencia en el siguiente esquema donde se detalla las reacciones antes mencionadas.

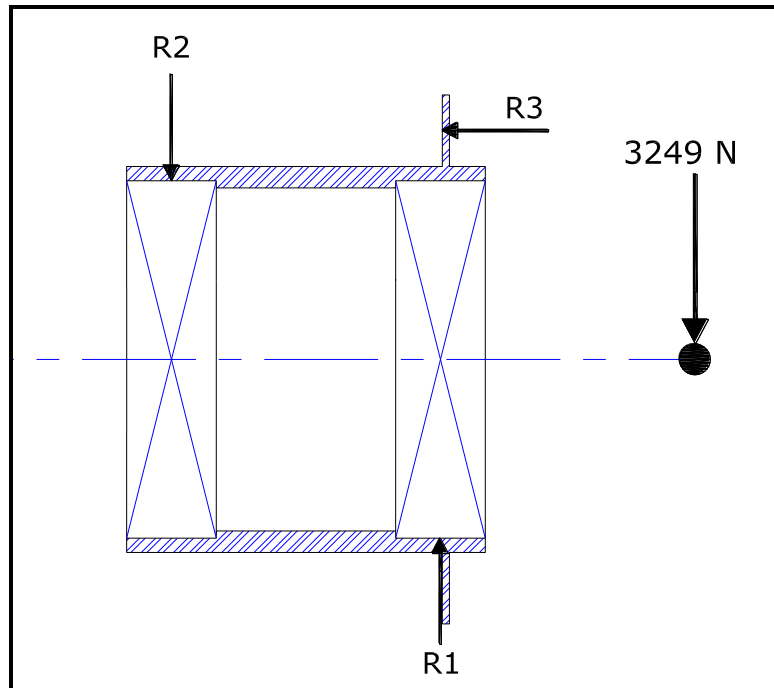
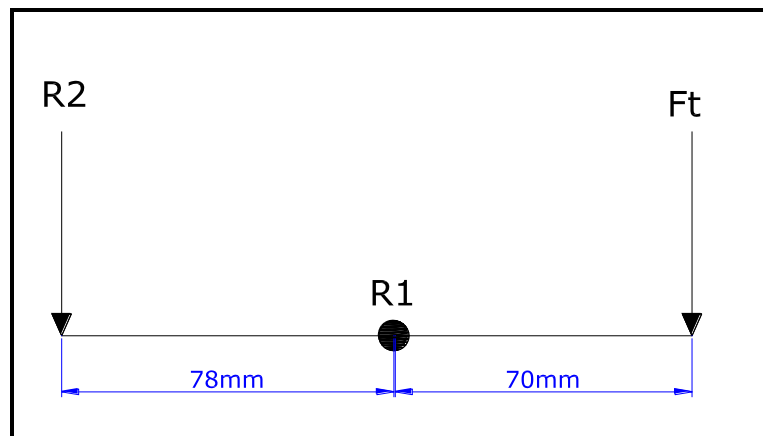


Figura 114. Diagrama general de reacciones producidas por la carga del cigüeñal.

Ahora procederemos a determinar las reacciones de manera separada.

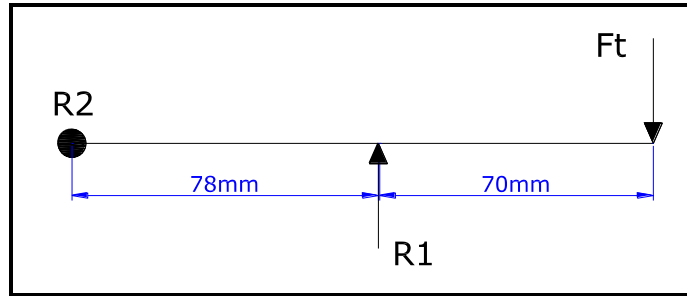


$$\sum MoR1 = Ft(70mm) + R2(78mm) = 0$$

$$R2 = \frac{3249N(70mm)}{78mm}$$

$$R2 = \frac{227430N \times mm}{78mm}$$

$$R2 = 2915.77N$$

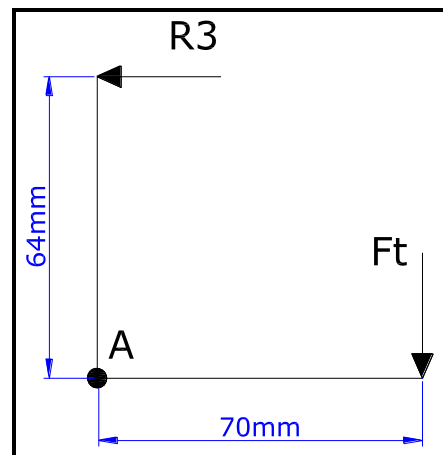


$$\sum MoR2 = -Ft(148mm) + R1(78mm) = 0$$

$$R1 = \frac{3249lbf(148mm)}{78mm}$$

$$R1 = -\frac{480852N \times mm}{78mm}$$

$$R1 = 6164.77N$$



$$\sum MoA = -Ft(70mm) + R3(64mm) = 0$$

$$R3 = \frac{3249N(70mm)}{64mm}$$

$$R3 = \frac{227430 \times mm}{64mm}$$

$$R3 = 3553.6N$$

Conocidos los valores de las reacciones determinamos el espesor mínimo necesario para el siguiente caso. En la figura siguiente se detalla el espesor a calcular.



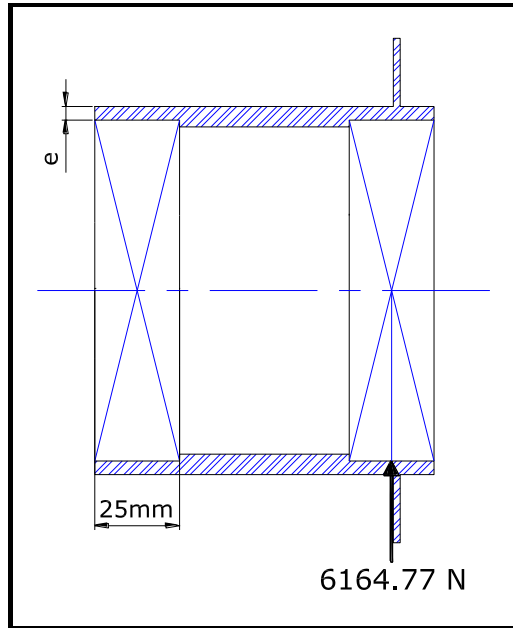


Figura 115. Esquema general de carga sobre la manzana del cigüeñal y punto de espesor a calcular.

$F_{max} := 6164.88\text{N}$  **Reacción máxima producida en la manzana del cigüeñal.**

$\mu_s := 4$  **Coefficiente de seguridad.**

$L_r := 25\text{mm}$  **Longitud lateral del rodamiento.**

$$A := \frac{F_{max} \mu_s}{\sigma}$$

$A = 0.139\text{in}^2$     o     $A = 89.414\text{mm}^2$  **Sección mínima para soportar la carga.**

$$e := \frac{A}{L_r}$$

$e = 3.577\text{mm}$  **Espesor del cuerpo de la manzana del cigüeñal.**

De acuerdo a lo calculado anteriormente se determina un espesor mínimo equivalente a 4mm. Para las paredes en donde apoyados los rulimanes.

El cálculo anterior determinó el espesor mínimo para los apoyos de los rodamientos siendo necesario realizar un cálculo referente al espesor del cuerpo lateral de la manzana del cigüeñal, la cual es fijada al block mediante pernos. Según observaciones realizadas en otros compresores de similares condiciones el número de pernos necesarios varía entre cuatro y seis en nuestro caso utilizaremos seis pernos de acero 3/8 UNC-16. Para calcular el espesor lateral necesario determinamos una altura lateral de acuerdo al diámetro del perno seleccionado y la reacción producida (R3) por la carga del cigüeñal. Para mejor entendimiento de lo mencionado usamos los siguientes esquemas.

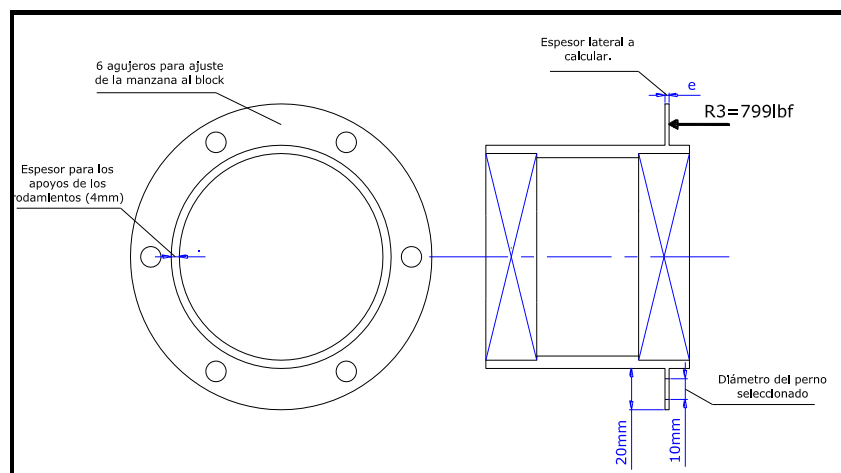


Figura 116. Esquema general de carga sobre la manzana del cigüeñal y punto de espesor lateral a calcular.

Procedemos a determinar el espesor mínimo necesario, basados en la reacción producida en esta parte de la manzana y en la sección sometida a este esfuerzo.

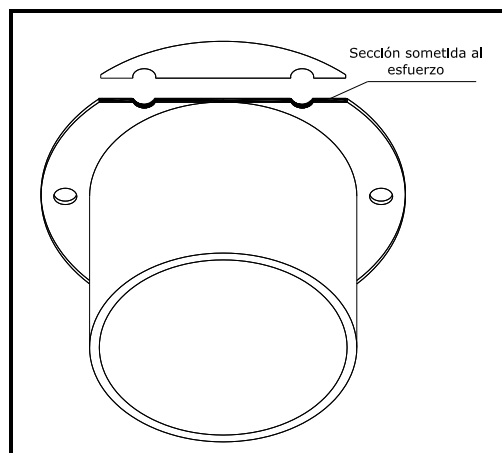


Figura 117. Esquema del área sometida al esfuerzo lateral.

$\sigma := 275.7910^6 \text{ Pa}$       *Límite de fluencia para la fundición gris..*

$R_{\text{max}} := 3554.1 \text{ N}$       *Reacción máxima producida.*

$\mu_s := 4$       *Coefficiente de seguridad.*

$L := 100 \text{ mm}$       *Longitud sometida a esfuerzo.*

$$A := \frac{R_{\text{max}} \mu_s}{\sigma}$$

$A = 0.08 \text{ in}^2$       o       $A = 51.548 \text{ mm}^2$       *Sección mínima para soportar la carga.*

$$e := \frac{A}{L}$$

$e = 0.515 \text{ mm}$       *Espesor del cuerpo de la manzana del cigüeñal.*

Como se mencionó anteriormente este componente se someterá a mecanizado por lo que se deberá optar por un espesor mayor final. A continuación se realizará un análisis de resistencia de material con los espesores calculados mediante el uso de Software Cosmos.

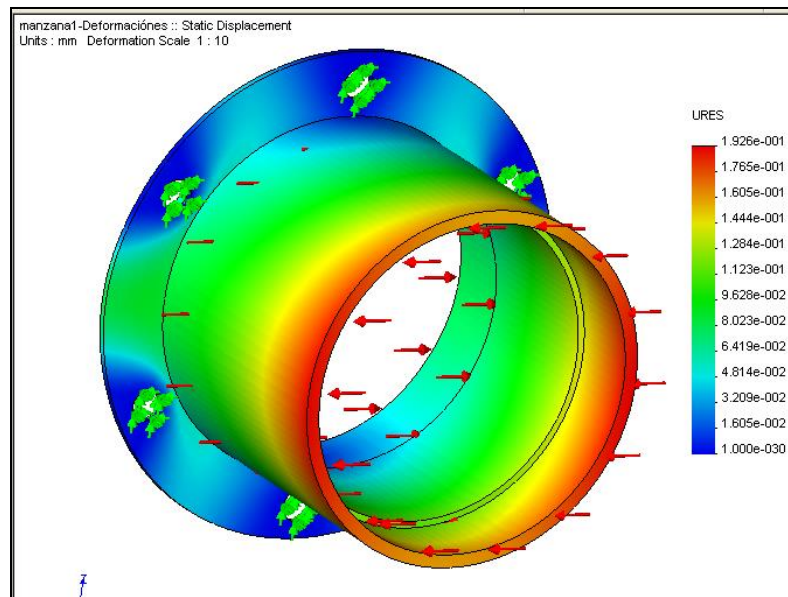


Figura 118. Deformaciones de la manzana del cigüeñal sometida a esfuerzos de trabajo.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor. Las dimensiones finales de este componente están detalladas en los planos anexos al documento.

### **Diseño de las partes de compresión.**

**Pistón de trabajo.-** Es el elemento principal del compresor, el diámetro será igual a 50mm, como se menciona anteriormente será de bronce SAE-64 debido a que estará sometido a condiciones de trabajo de alta oxidación, inexistencia de lubricación, fricción, temperatura y carga, siendo ideal para este tipo de trabajo. En otro tipo de consideraciones y en la mayoría de las aplicaciones, el material más usado es el hierro fundido. Pero en casos medicinales se debe evitar la corrosión de las partes internas, siendo justificado el uso del bronce.

El número de anillos de pistón (trabajo) será igual a 3 y además existirá un anillo de soporte. La longitud del pistón la determina el número de anillos de pistón (trabajo) y de soporte (Guía), siendo esta igual a 45mm aproximadamente, longitud en la cual se distribuirá los anillos antes mencionados, la altura de los anillos de trabajo será aproximadamente 1/10 (4mm) de la longitud total del pistón y del anillo de soporte será 3 veces la longitud de los anillos de trabajo (12mm), además los anillos de trabajo serán de sección cuadrada y el de soporte será de sección rectangular. En el siguiente esquema se detalla de forma general el pistón de trabajo:

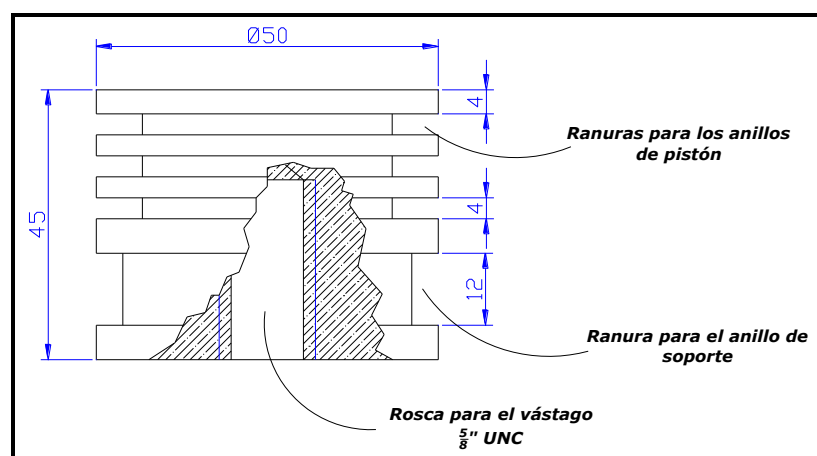
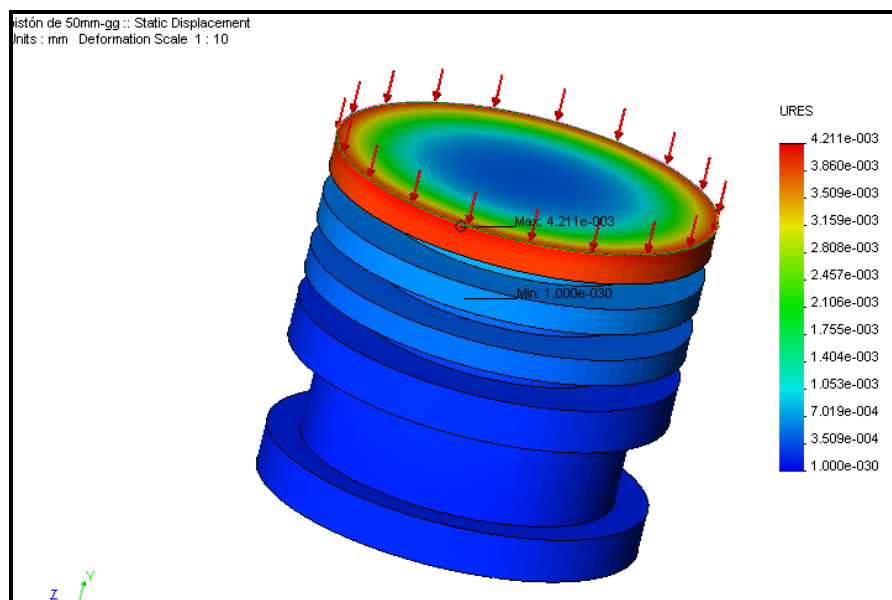


Figura 119. Dimensiones generales y características del pistón de trabajo.

Se debe considerar además que, el material de los anillos tiene poca elasticidad por ser fibras plásticas, haciéndose necesario el uso de expansores en los anillos de trabajo y por ende las ranuras destinadas a la ubicación de los anillos de trabajo deberán ser de mayor profundidad. En el anillo de soporte no es necesario el uso de expansor, ya que su función es solo la de evitar rozamiento directo entre el pistón y la camisa que lo contiene.

Sobre la resistencia de materiales, el pistón de trabajo es macizo y como ya es de conocimiento el bronce SAE-64 tiene alta resistencia para las condiciones de trabajo a las cuales será sometida. A continuación se hará un análisis mediante el Software Cosmos.



Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor. Las dimensiones finales de este componente están detalladas en los planos anexos al documento.

**Anillos de compresión y de soporte.-** En la mayoría de las unidades de compresión aplicadas a procesos medicinales están equipados con anillos de teflón (PTFE, Politetrafluoroetileno). Por lo general se emplean de 2 a 3 anillos de pistón (Trabajo) de una sola pieza, con corte diagonal y expansores.

Los anillos de soporte de PTFE se utilizan para muchas aplicaciones lubricadas como no lubricadas. Los anillos soportan el peso del pistón y del vástago y la presión de soporte de los anillos suele ser **0.7 Kg/cm<sup>2</sup> (101 psi.)**

En esta aplicación particular se comprimirá hasta una presión nominal de 0.82 MPa, pero el diseño se lo está efectuando a una presión equivalente a 2 veces a la presión nominal, esto es 1.65 MPa, haciéndose necesario el uso de **3 anillos de trabajo.**

También cabe mencionar que en el pistón guía irán ubicados anillos de soporte los cuales serán del mismo material que los anillos de trabajo, ya que presentan alta resistencia a la fricción y pueden trabajar con o sin lubricación.

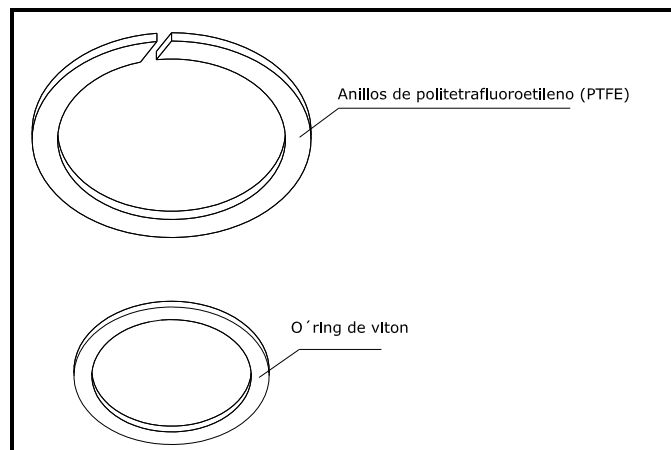


Figura 121. Esquema general de los anillos y o-rings del pistón de trabajo.

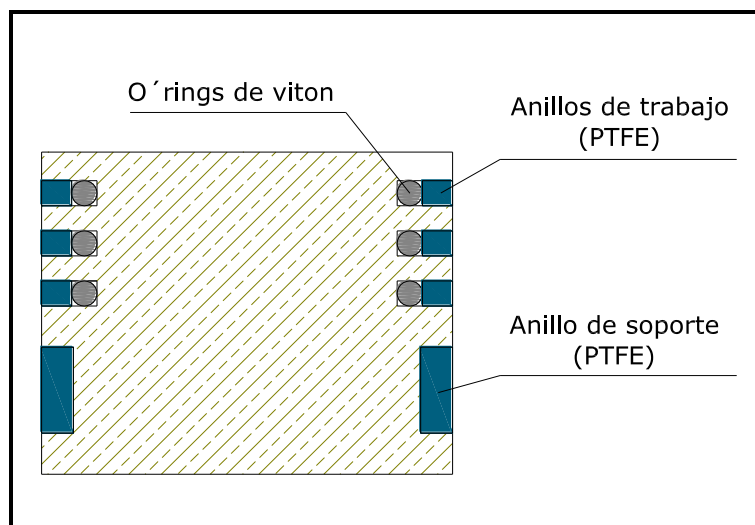


Figura 122. Esquema general del pistón, anillos y o-rings.

Las características del material y las dimensiones están detalladas en anexos.

***Expansores de anillos de compresión.***- Como se menciona anteriormente, el material de los anillos tiene poca elasticidad por ser fibras plásticas, haciéndose necesario el uso de expansores en los anillos de trabajo, estos expansores tienen que resistir temperaturas altas producidas por la compresión y en este caso corrosión producida por el oxígeno.

De acuerdo a nuestra necesidad se seleccionó **o'rings de vitton o de Nitrilo** los cuales son fibras plásticas y elásticas que presentan alta resistencia a lo mencionado y además se los encuentra en el mercado en una variedad de dimensiones y secciones con precios accesibles.

Estos elementos son ubicados debajo de los anillos de trabajo (observar figura anterior) teniendo en cuenta la tolerancia de ajuste que se dará contra la camisa del pistón. Las características del material y las dimensiones están detalladas en anexos.

***Grupo de válvulas.***- Este tipo de compresor llevará el gas a presiones medias por lo que no es necesario un grupo valvular complejo, debido a esta razón seleccionamos válvulas del tipo láminas que son muy usuales en compresores convencionales.

Las válvulas del compresor deben resistir las condiciones de trabajo antes mencionadas, son de fabricación dificultosa puesto que el material del cual están constituidas no existe en el mercado local. Por esta razón se adquirirá válvulas de acero inoxidable previamente construidas (de compresores de similares condiciones) y serán adaptadas al compresor en estudio. Pero previo a la adquisición se debe calcular el diámetro necesario de las válvulas para permitir el flujo libre del gas comprimido.

Para determinar los diámetros de succión y descarga del grupo valvular se lo realizará por medio del método del diámetro necesario para tuberías que conducen gas.

Primeramente determinamos el volumen específico del gas en admisión, mediante la ecuación 1.6:

$$W_n := 32 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \quad \text{Peso molecular del oxígeno.}$$

$$Z := 1.00403 \quad \text{Factor de compresibilidad.}$$

$$R := 1545 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{mol} \cdot \text{R}} \quad \text{Constantes de los gases.}$$

$$T_1 := 527.6 \text{R} \quad \text{Temperatura de succión.}$$

$$P_1 := 30 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad \text{Presión de admisión.}$$

$$V := \frac{Z \cdot R \cdot T_1}{144 P_1 \cdot W_n} \quad \text{Volumen específico del gas en succión.}$$

$$V := 5.92 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \quad V = 0.37 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Seguidamente se denotará el flujo másico:

$$Q := 180.22 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad \text{Caudal de succión del compresor.}$$

$$V := 0.37 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \text{Volúmen específico.}$$

$$W := \frac{Q}{V}$$

$$W = 3.831 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

*Flujo másico.*

$$W = 30.407 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$



Por último determinamos el diámetro mínimo necesario para el flujo del gas, mediante la ecuación 2.37.

$$V := 0.37 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \text{Volúmen específico.}$$

$$W := \frac{Q}{V}$$

$$W = 3.831 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo másico.}$$

$$P1 = 2.04 \text{ latm} \quad \text{Presión de admisión en Atmosferas.}$$

$$\phi := \sqrt{\frac{W}{116(P1)^{0.87}}}$$

$$\phi := 4.214 \text{ mm}$$

Para conocer el diámetro final necesario de la entrada y salida de flujo en el cabezal de compresión nos basamos en el menor diámetro necesario de la tubería siendo este equivalente a 4.327mm, considerando un coeficiente de seguridad de 2 que garantice un paso libre del fluido desde la succión hasta la expulsión, siendo este igual a:

$$\mu_s := 3 \quad \text{Coeficiente de seguridad}$$

$$\phi_v := \phi_l \cdot \mu_s$$

$$\phi_v = 12.98 \text{ lmm}$$

$$\phi_v = 0.51 \text{ lin} \quad \text{Diámetro recomendado para flujo del oxígeno}$$

**Camisa de trabajo.-** Para compresores de usos especiales debe diseñarse el cilindro para la capacidad, presión, temperatura y propiedades del gas (estas condiciones fueron analizadas con anterioridad) por lo que la camisa será de acero inoxidable (AISI: 304) en su interior se desplazará el pistón de trabajo cuyo diámetro es de 50 mm con una longitud de 45mm, estas dimensiones en conjunto con la carrera del pistón y la cámara de compresión necesaria determinarán la longitud total de la camisa de trabajo.

El espacio libre del cilindro (cámara de compresión) variará alrededor de entre el 4 y el 16% de la carrera del pistón. Con estos datos determinamos la longitud de la camisa de trabajo.

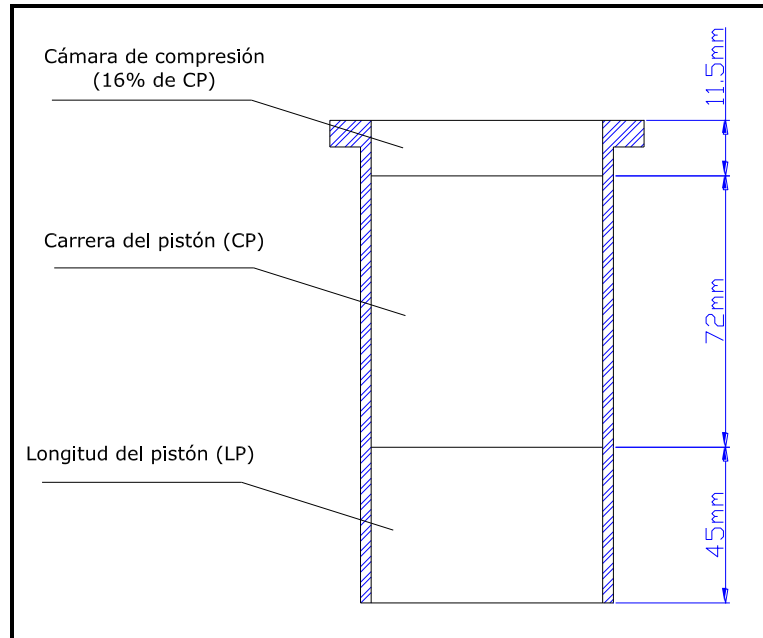


Figura 123. Parámetros para determinar la longitud de la camisa de trabajo.

$LP := 45\text{mm}$                       *Longitud del pistón de trabajo*

$CP := 72\text{mm}$                       *Carrera del pistón de trabajo.*

$CC := 0.16CP$

$CC = 11.52\text{mm}$                       *Cámara de compresión.*

$LTC := LP + CP + CC$

$LTC = 128.52\text{mm}$                       *Longitud total de la camisa de trabajo.*

En la parte superior de la camisa se incluirá una ranura para introducir en ella un o'ring de viton para evitar fugas de gas en la unión con el cabezote.

La prioridad de este estudio es estimar el espesor necesario del componente para asegurar la resistencia a las condiciones de trabajo. Para esto nos basamos en las tensiones tangenciales producidas por la presión de diseño sobre el material, sin tomar

en cuenta las tensiones longitudinales debido a que la camisa de trabajo no es un cilindro cerrado en sus extremos.

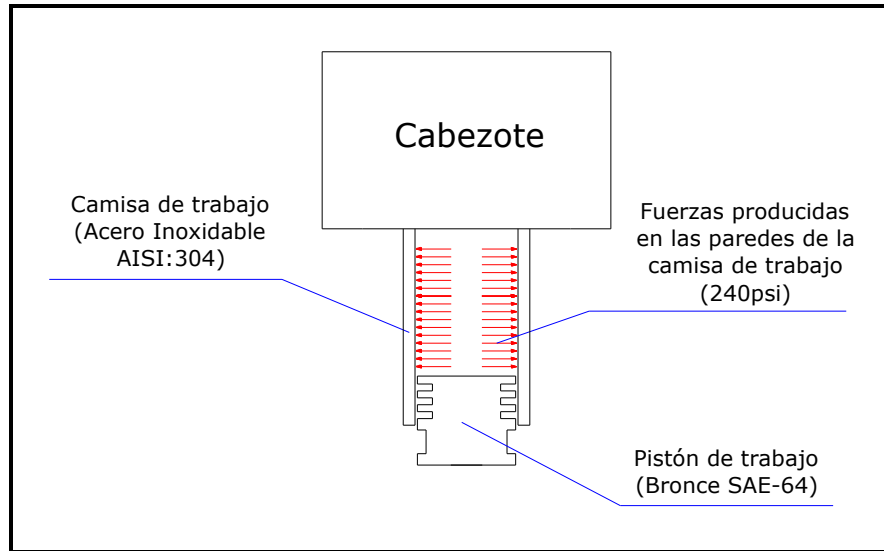


Figura 124. Tensiones producidas en la camisa de trabajo.

Las temperaturas producidas por el proceso de compresión no sobrepasan los 120 °C debido a la refrigeración, por lo que no son consideradas para el estudio. A continuación determinaremos el espesor mínimo necesario para la camisa, mediante la ecuación 2.17.

$$\sigma := 213.7310^6 \text{ Pa} \quad \text{Límite de fluencia del acero inoxidable AISI:304}$$

$$PT := 1.65410^6 \text{ Pa} \quad \text{Presión de diseño.}$$

$$\mu_s := 4 \quad \text{Coeficiente de seguridad para el Material.}$$

$$\mu_f := 2 \quad \text{Factor de seguridad para aumento de temperatura y fluctuaciones.}$$

$$R_c := 25 \text{ mm} \quad \text{Radio interno de la camisa de trabajo.}$$

$$e := \frac{PT \cdot R_c \cdot \mu_s \cdot \mu_f}{\sigma}$$

$$e = 1.548 \text{ mm} \quad \text{Espesor mínimo necesario.}$$

A continuación se hará un análisis mediante el Software Cosmos tomando en cuenta la presión de 1.65 MPa (240 psi) y una temperatura del material de 200 °C.

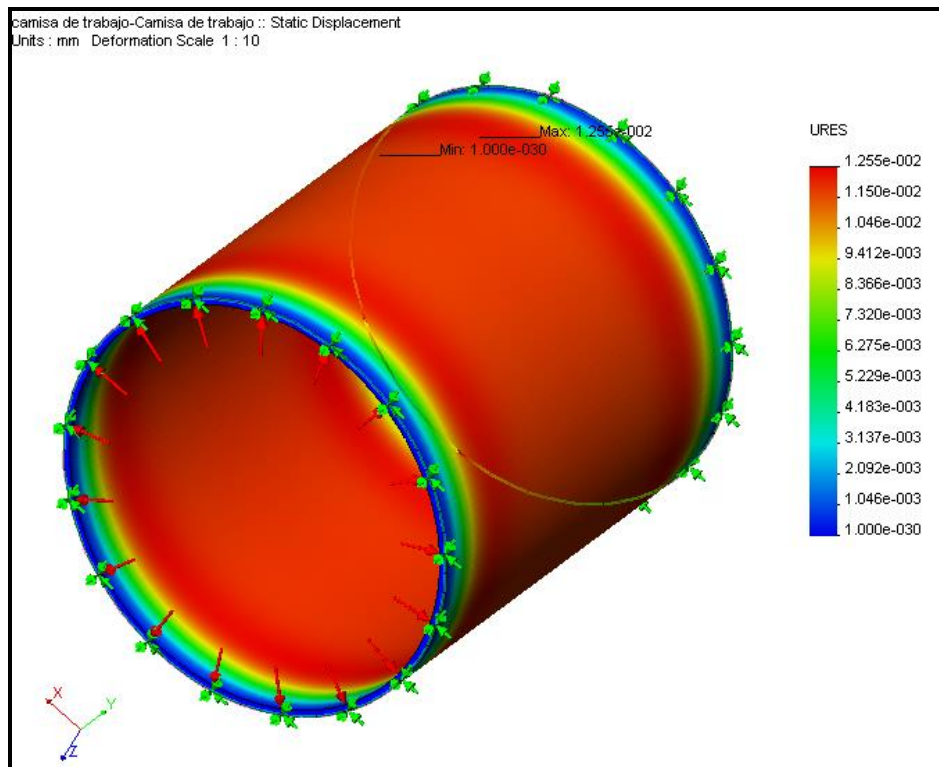


Figura 125. Deformaciones de la camisa de trabajo sometido a condiciones de trabajo.

Como se puede observar las deformaciones producidas por las cargas son muy leves, comprobándose así la resistencia del elemento del compresor.

Se debe considerar un espesor mayor final debido a que la fabricación de este componente será mediante mecanizado en torno y evitar posibles recalentamientos del material. Las dimensiones finales están detalladas en los planos anexos al documento.

**Cabezote.-** En aplicaciones especiales como comprimir oxígeno las temperaturas promedio del gas de descarga exceden los 80 °C, es común tener cabezas de cilindros enfriados por agua, las cuales son conectadas al refrigerante que circula al exterior de la camisa de trabajo. En nuestro caso el cabezal del compresor será de acero inoxidable (AISI: 304) y permitirá la disipación de calor a través de agua forzada y aletas radiales poco pronunciadas. A continuación se esquematizará de forma general las partes que

conforman el cabezal y luego se realizará un estudio de resistencia de materiales para la parte sometida a la presión de trabajo, mediante la ecuación 2.17.

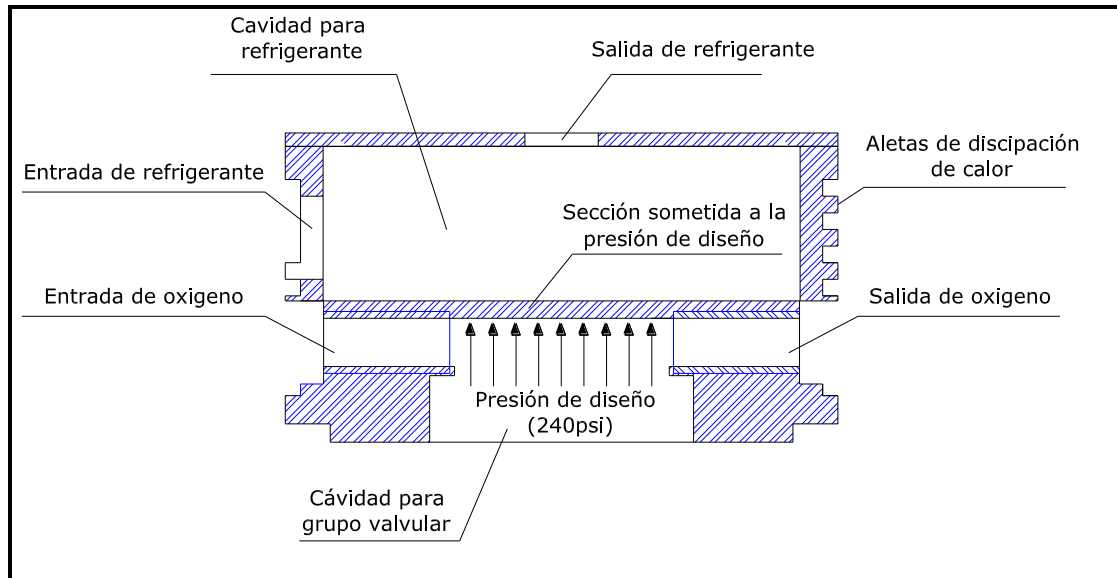


Figura 126. Características y partes que componen el cabezal de compresión.

$\sigma := 213.7310^6 \text{ Pa}$       **Límite de fluencia del acero inoxidable AISI:304**

$PT := 1.65410^6 \text{ Pa}$       **Presión de diseño.**

$\mu_s := 4$       **Coefficiente de seguridad para el Material.**

$\mu_f := 2$       **Factor de seguridad para aumento de temperatura y fluctuaciones.**

$R_c := 25 \text{ mm}$       **Radio interno de la camisa de trabajo.**

$$e := \frac{PT \cdot R_c \cdot \mu_s \cdot \mu_f}{2\sigma}$$

$e = 0.774 \text{ mm}$       **Espesor mínimo necesario.**

Las dimensiones finales de este componente serán detalladas en los planos anexos.

### *Diseño de otras partes.*

Hasta aquí se realiza el diseño de las partes constructivas, siendo necesario dimensionar, seleccionar y comprobar mediante las condiciones de trabajo los componentes de complemento del compresor como lo son:

**Rodamientos.-** Sobre los rodamientos a utilizar en el compresor nos basamos en las dimensiones de las partes móviles y las cargas existentes en las mismas, todas estas determinadas con anterioridad.

En el cuadro siguiente se detalla lo mencionado y se hace una comparación de carga aplicada frente a carga permitida por rodamientos seleccionados a nuestro criterio. Cabe mencionar que ninguna articulación o parte móvil existen cargas axiales referentes al eje del rodamiento por lo que todos son rodamientos de bolas de carga radial.

<i>Ubicación.</i>	<i>Cargas (lbf)</i>	<i>Número de revoluciones por minuto.</i>	<i><math>\Phi</math> interior calculado. (mm)</i>	<i>Rodamiento seleccionado.</i>	<i><math>\Phi</math> int. del rod. selec. (mm)</i>	<i><math>\Phi</math> ext. del rod. Selec. (mm)</i>
Manzana del cigüeñal.	2913.6	600	33.33	6308	40	90
Manzana del cigüeñal.	6164.9	600	33.33	6309	45	100
Brazo de biela (junta con cigüeñal).	3249	600	33.33	6208	40	80
Brazo de biela (junta con pistón guía.)	3249	-	10.07	6203	17	40

*Tabla 6. Ubicación de los rodamientos existentes en el compresor y caracterización de los mismos de acuerdo a sus dimensiones y carga.*

**Elementos de ajuste (pernos, tuercas, espárragos).**- Los pernos que fijarán las diversas partes del compresor serán de acero negro y acero inoxidable para asegurar la resistencia a las cargas aplicadas. Además consigo serán montadas con rodela planas y de presión. En la tabla siguiente se hace el detalle de todos los pernos existentes en el compresor.

*Tabla 7. Tabla de características de los pernos necesarios para el compresor.*

<i>Descripción.</i>	<i>Cantidad.</i>	<i>Diámetro.</i>	<i>Roscado.</i>	<i>Longitud.</i>	<i>Material.</i>
Pernos.	14	3/8"	3/8" UNC-16.	1"	Acero inoxidable.
Tuercas.	8	-	3/8" UNC-16	-	Acero inoxidable.
Espárragos	4	3/8"	3/8" UNC-16	10"	Acero inoxidable.
Rodelas planas.	18	3/8"	-	-	Acero inoxidable
Rodelas de presión.	18	3/8"	-	-	Acero inoxidable
Tuerca de ajuste de polea conductora.	1	-	7/8" UNC-14	-	Acero inoxidable
Tuerca de ajuste del vástago (varilla propulsora).	1	-	5/8" UNC-11	-	Acero inoxidable
Rodela de polea conductora.	1	7/8"	-	-	Acero inoxidable

**Sellos y empaquetadura.-** Estos componentes son fibras sintéticas elásticas capaces de soportar altas temperaturas y presiones, como elementos de nuestra máquina son las encargadas de sellar los pasos de fluido de un sector a otro en diferentes condiciones.

*Tabla 8. Tabla de características de los sellos necesarios para el compresor.*

<i>Ubicación.</i>	<i>Sección circular. (mm)</i>	<i>Materia l.</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Función</i>	<i>Condiciones de trabajo.</i>		
					<i>Temp. Max. (°C)</i>	<i>Presión. MPa (psi)</i>	<i>Fluido a sellar</i>
Junta, tapa de cabezote con cabezote.	2.5	Nitrilo	1	Sellado de refrigerante del cabezote.	100	0.34 (50)	Agua
Junta cabezote con porta válvula.	1.5	Viton	1	Evitar fugas en succión y descarga	140	0.82 (120)	Oxígeno
Junta cabezote con porta válvula.	2	Viton	1	Evitar desde la cámara de compresión hasta el exterior.	140	0.82 (120)	Oxígeno
Junta camisa de trabajo con cabezote.	2.5	Viton	1	Evitar fugas desde la cámara de compresión hacia el exterior.	140	0.82 (120)	Oxígeno
Junta camisa de trabajo con porta camisa de trabajo.	3	Nitrilo	4	Evitar fugas de refrigerante.	100	.034 (50)	Agua
Expansores de los anillos del pistón de trabajo.	3.5	Viton	4	Ayudar al sellado de los anillos sobre la camisa de trabajo.	140	0.82 (120)	Oxígeno

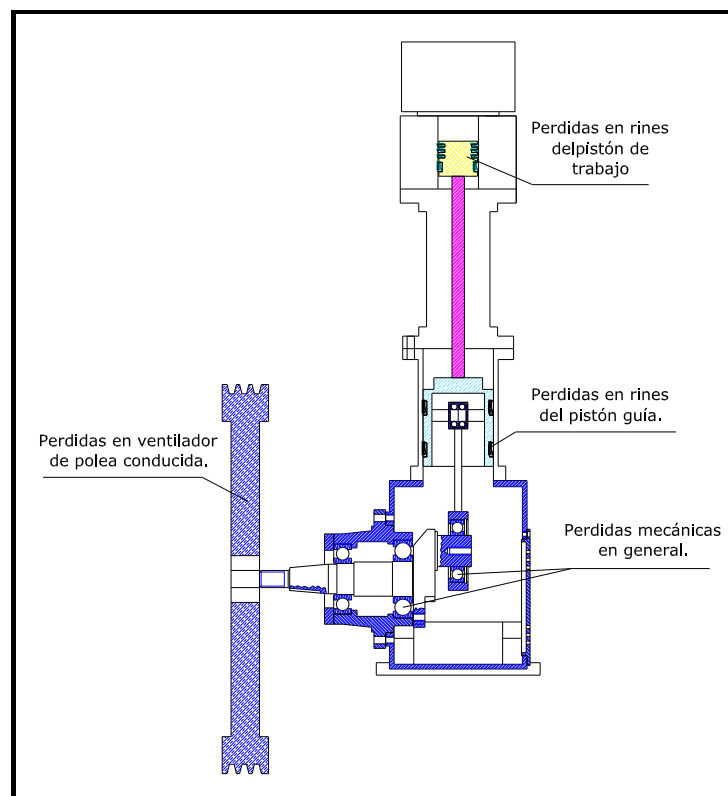


## ***ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE POTENCIA EN EL COMPRESOR.***

Este ítem hace referencia al cálculo de pérdidas de potencia del compresor basados en las condiciones de trabajo siguientes:

- Fuerza de fricción producida por los anillos de trabajo en la camisa de compresión.
- Fuerza de fricción producida por los anillos de soporte en la camisa guía
- Potencia de pérdida por el ventilador conformado en la polea de transmisión.

La figura siguiente localiza el sector en donde se producen las pérdidas de potencia antes mencionadas.



*Figura 127. Sectores donde se generan las pérdidas de potencia en el compresor.*

***Potencia disipada por la fuerza de fricción producida por los anillos de trabajo en la camisa de compresión.***-El objetivo aquí planteado es calcular la energía por unidad de tiempo disipada durante el desplazamiento del pistón de trabajo, la cual se supone será transmitida al gas en forma de calor para los análisis de refrigeración necesaria, pero

para el caso de análisis de pérdida de potencia será considerada como parte de la eficiencia mecánica del sistema.

El modelo se basa en el concepto de funcionamiento de los aros de pistón que se utilizan en compresores como en motores de combustión interna. Así tenemos el siguiente esquema:

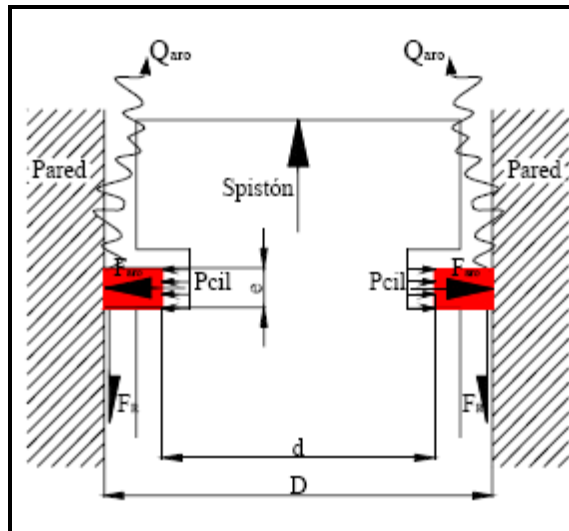


Figura 128. Esquema general del pistón, anillos de trabajo, paredes del cilindro y el calor disipado por anillos del pistón.

En el cálculo de la fuerza normal sobre el aro ( $F_{aro}$ ) se tiene en cuenta la presión interna máxima del cilindro 0.827 MPa (120 psi), despreciando la presión variable producida en los instantes de admisión ya que es muy baja respecto a las condiciones reales de trabajo.

La energía disipada por cada aro es directamente proporcional a la fuerza de rozamiento entre los anillos de trabajo y los anillos y a la velocidad lineal que se desplaza el pistón. Sobre la velocidad de avance del pistón se debe recalcar que no depende del sentido de avance sino solamente la magnitud.

Con estas consideraciones calculamos las pérdidas de potencia (ecuación 2.49, 2.50, 2.51, 2.52).

$$P_c := 0.82710^6 \text{ Pa} \quad \textit{Presión nominal del cilindro}$$

$$N_{at} := 4 \quad \textit{Número de anillos de trabajo.}$$

$$\phi_{cm} := 50 \text{ mm} \quad \textit{Díametro interno de la camisa.}$$

$$e_a := 4 \text{ mm} \quad \textit{Espesor del anillo.}$$

$$\mu_r := 0.2 \quad \textit{Coeficiente de rozamiento cinemático entre los anillos de trabajo y la camisa, seco.}$$

$$C_a := 72 \text{ mm} \quad \textit{Carrera del pistón de trabajo.}$$

$$F_r := 10 \text{ Hz} \quad \textit{Frecuencia del pistón}$$

$$V_p := 2 \cdot C_a \cdot F_r$$

$$V_p = 1.44 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \textit{Velocidad lineal del pistón.}$$

$$\phi_{int} := \phi_{cm} - 2 \cdot e_a$$

$$\phi_{int} = 0.042 \text{ m} \quad \textit{Díametro interior del anillo de trabajo.}$$

$$A_{int} := \pi \cdot \phi_{int} \cdot e_a$$

$$A_{int} = 5.278 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad \textit{Área interior del anillo de trabajo.}$$

$$F_{ar} := P_c \cdot A_{int}$$

$$F_{ar} = 436.676 \text{ N} \quad \textit{Fuerza sobre los anillos de trabajo producidas por presión nominal del cilindro}$$

$$P_{dis} := F_{ar} \cdot \mu_r \cdot V_p$$

$$P_{dis} = 113.186 \text{ W} \quad \textit{Potencia disipada por fricción por anillo de trabajo.}$$

$$P_{TD} := P_{dis} \cdot N_{at}$$

$$P_{TD} = 452.746 \text{ W} \quad \textit{Potencia total disipada debido a la fricción entre anillos de trabajo y la camisa.}$$

Esta pérdida de potencia será tomada en cuenta para el dimensionamiento de la fuente motriz del compresor.

**Potencia disipada por la fuerza de fricción producida por los anillos de soporte en la camisa guía.-** El objetivo al igual que en el caso anterior es calcular la energía por unidad de tiempo disipada durante el desplazamiento del pistón guía, la cual se supone será transmitida al cuerpo de la camisa que lo contiene en forma de calor para los análisis de refrigeración necesaria, pero para el caso de análisis de pérdida de potencia será considerada como parte de la eficiencia mecánica del sistema.

El modelo se basa en el concepto la presión ejercida por cada anillo de soporte sobre la superficie de la camisa. La presión se la calcula mediante un análisis de interferencia de radios ya que los anillos tienen un ajuste por contracción de 0.2mm respecto al diámetro. En este caso se considera que la presión disminuye el diámetro de los anillos de soporte y no afecta en ningún sentido a la camisa que los contiene. La disminución de radio en los anillos de soporte es igual a la interferencia inicial entre los radios. Una vez calculada la presión se procederá a encontrar la potencia disipada como en el caso de los anillos de trabajo, mediante la ecuación 2.19, 2.49, 2.50, 2.51, 2.52. Así tenemos:

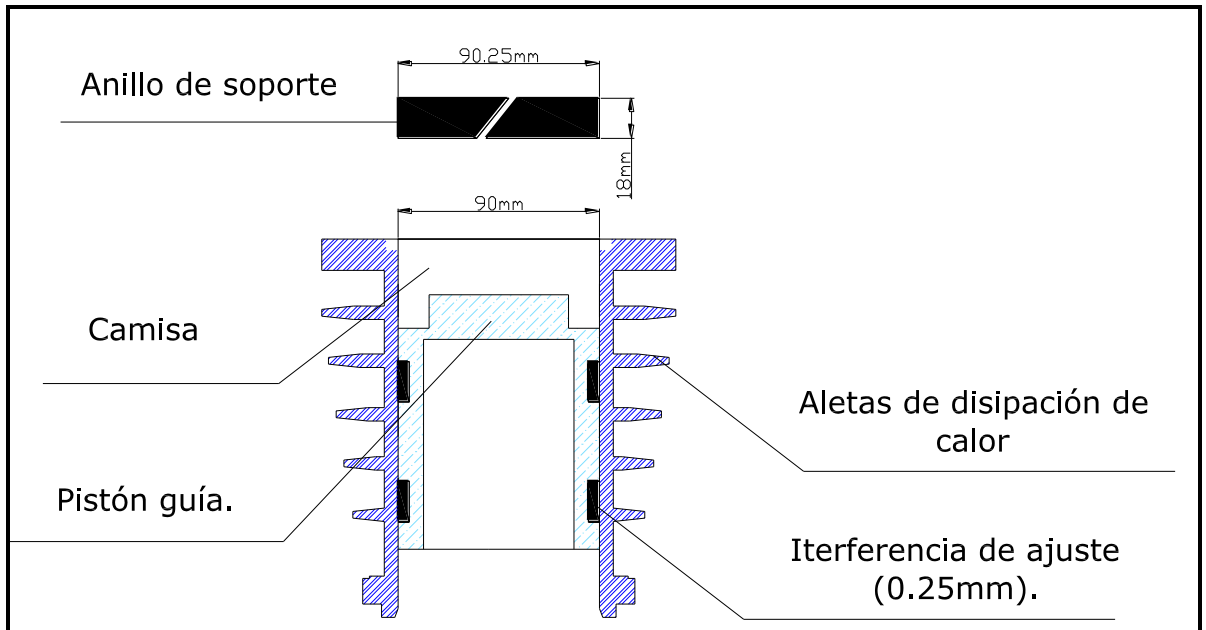


Figura 129. Esquema general del pistón guía, anillos de soporte, paredes del cilindro.

$$E := 7138 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

*Módulo de elasticidad de los anillos de soporte (PTFE).*

$$N_{as} := 2$$

*Número de anillos de soporte.*

$$e_a := 5\text{mm}$$

*Espesor del anillo.*

$$h_a := 18\text{mm}$$

*Altura del anillo.*

$$\phi_{ext} := 90\text{mm}$$

*Díametro exterior de los anillos comprimidos.*

$$V_p := 1.44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

*Velocidad lineal del pistón guía.*

$$\mu_r := 0.1$$

*Coefficiente de rozamiento cinemático entre los anillos de soporte y la camisa, con lubricación.*

$$P := \frac{4R_{inf} \cdot E \cdot e_a}{\phi_{ext}^2}$$

$$P = 1.728 \times 10^5 \text{ Pa}$$

o

$$P = 25.068 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

*Presión ejercida sobre un anillo de soporte.*

$$\phi_{int} := \phi_{ext} - 2 \cdot ea$$

$$\phi_{int} = 0.08m \quad \text{Diámetro interior del anillo de trabajo.}$$

$$A_{int} := \pi \cdot \phi_{int} \cdot ha$$

$$A_{int} = 4.524 \times 10^{-3} m^2 \quad \text{Área interior del anillo de soporte.}$$

$$F_{aro} := P \cdot A_{int}$$

$$F_{aro} = 781.906N \quad \text{Fuerza sobre la camisa producidas por los anillos de soporte.}$$

$$P_{dis} := F_{aro} \cdot \mu_r \cdot V_p$$

$$P_{dis} = 112.594W \quad \text{Potencia disipada por fricción por anillo de trabajo.}$$

$$PTD := P_{dis} \cdot N_{as}$$

$$PTD = 225.189W \quad \text{Potencia total disipada debido a la fricción entre anillos de soporte y la camisa.}$$

Esta pérdida de potencia será tomada en cuenta para el dimensionamiento de la fuente motriz del compresor.

**Potencia de pérdida por el ventilador conformado en la polea de transmisión.**- Otra pérdida importante de la potencia en el compresor es la producida por la polea ventilador que se utiliza para refrigerar la camisa guía. Se calculará la potencia consumida mediante la estimación de potencia para ventiladores helicoidales, mediante ecuación 2.46, 2.47, 2.48.

$$\omega := 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad angular de la polea}$$

$$\phi_{ext} := 0.45m \quad \text{Diámetro exterior de las aspas del ventilador.}$$

$$\delta_a := 1.1774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad del aire a 20°C}$$

$$f := 2.2 \quad \text{Coeficiente para paletas curvas.}$$

$$\mu := 0.3 \quad \text{Rendimiento para ventiladores.}$$

$$V_p := \omega \cdot \frac{\phi_{ext}}{2} \cdot 0.8$$

$$V_p = 11.309 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad de salida del aire.}$$

$$h_1 := \left( \frac{V_p}{2.8f} \right)^2$$

*Presión a crear por el ventilador.*

$$h := 5.26710^{-4} \text{ atm} \quad h = 53.368 \text{ Pa}$$

$$Q := \left( \frac{\phi_{ext}}{1.3} \right)^2 \cdot V_p$$

$$Q = 1.355 \frac{m^3}{s} \quad \text{Caudal del aire.}$$

$$P := \frac{Q \cdot h}{\mu}$$

$$P = 241.066 \text{ W} \quad \text{Potencia total pérdida por el ventilador.}$$

### ***ESTIMACIÓN DE POTENCIA PARA EL COMPRESOR.***

El requisito de potencia de cualquier compresor se relaciona con el ciclo teórico mediante la eficiencia de compresión, la cual ha sido basada en pruebas de máquinas anteriores. La eficiencia de compresión es la relación de los caballos de potencia teóricos del gas sobre los reales y, tal como se emplea en la industria, no incluye las pérdidas por fricción mecánica. Estas pérdidas se agregan más tarde, ya sea al emplear una eficiencia mecánica o al sumar las pérdidas mecánicas reales determinadas con anterioridad. Por lo general los compresores de desplazamiento positivo tienen eficiencias mecánicas de entre 88 al 95%, dependiendo de las características y aplicación. La eficiencia de compresión ( $\eta_c$ ) varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, la mayoría de autores sobre estudio de compresores recomienda emplear un valor de 0.85 como un primer intento para el servicio lubricado, reduciendo un 0.05 adicional para el servicio no lubricado de un solo efecto o ambos. Todas estas consideraciones influyen significativamente sobre la potencia real.

El cálculo de potencia más utilizado en años anteriores fue el del ciclo Isotérmico, para luego ser remplazado por el ciclo Adiabático el cual representa de una manera más fiel lo que en realidad sucede en el proceso de construcción del compresor.

Una vez conocidas las condiciones de trabajo a las cuales estará sometido el compresor, debemos determinar la potencia necesaria para el funcionamiento adecuado.

En este caso lo calcularemos mediante tres consideraciones: Potencia mecánica, potencia considerando un ciclo isotérmico y como ciclo adiabático. Para con estos resultados hacer la estimación de potencia final.

**Potencia mecánica.-** Hace referencia a la demanda mecánica de potencia, basada en el torque máximo producido por la presión nominal ejercida sobre el pistón y transmitida de forma directa al codo del cigüeñal y la velocidad de rotación. Esta potencia fue calculada en el diseño del cigüeñal obteniendo el siguiente resultado.

$$T = 41.43N \times m \quad \text{ó} \quad 366.6lb \times pulg \quad (\text{Momento torsor})$$

$$\omega = 600RPM \quad \text{ó} \quad 62.83 \frac{rad}{seg} \quad (\text{Velocidad angular})$$

$$P = 3.49HP \quad (\text{Potencia calculada})$$

A la potencia anterior falta sumar las pérdidas y considerar los rendimientos, mecánico y de eficiencia de compresión. Así tenemos:

$$P_m := 2600W \quad \text{Potencia mecánica calculada}$$

$$P_{pt} := 452.75W \quad \text{Potencia disipada en el pistón de trabajo.}$$

$$P_{pg} := 225.19W \quad \text{Potencia disipada en el pistón guía.}$$

$$P_v := 241.3W \quad \text{Potencia de pérdida en la polea ventilador.}$$

$$\eta_m := 0.9 \quad \text{Rendimiento mecánico.}$$

$$P_{Tm} := \frac{(P_m + P_{pt} + P_{pg} + P_v)}{\eta_m}$$

$$P_{Tm} = 3.91 \times 10^3 W \quad \text{o} \quad P_{Tm} = 5.242ehp \quad \text{Potencia total mecánica.}$$



**Potencia Isotérmica.-** La compresión Isotérmica se basa en la hipótesis que afirma que la temperatura del gas no incrementa (permanece constante) durante el proceso de compresión. Para que esto suceda se necesita la extracción de todo el calor generado en la camisa de trabajo. Este análisis es de tipo termodinámico y se basa en las propiedades del gas a comprimir y del flujo másico en admisión (denotados en el cálculo para el dimensionamiento del grupo valvular) La necesidad de potencia para este tipo de análisis es citada mediante la *ecuación 1.14*:

$$W := 0.8 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \quad \text{ó} \quad W = 6.048 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo másico en admisión del oxígeno.}$$

$$M_w := 32 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \quad \text{ó} \quad M_w = 14.515 \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \quad \text{Peso molecular del oxígeno.}$$

$$P_1 := 0.20610^6 \text{ Pa} \quad \text{Presión en admisión.}$$

$$T_1 := 527.6 \text{ R} \quad \text{Temperatura del gas en admisión (20°C).}$$

$$P_2 := 0.82710^6 \text{ Pa} \quad \text{Presión de salida.}$$

$$Z_1 := 1.00403 \quad \text{Factor de compresibilidad.}$$

$$Z_2 := 1.00735 \quad \text{Factor de compresibilidad a 120psi.}$$

$$k := 1.401 \quad \text{Relación de calores específicos (Cp/Cv).}$$

$$R := 1545 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{mol} \cdot \text{R}} \quad \text{Constante de los gases ideales.}$$

$$r := 4 \quad \text{Relación de compresión.}$$

$$V_1 := \frac{Z_1 \cdot R \cdot T_1}{P_1}$$

$$V := 0.37 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \text{Volumen específico del gas.}$$

$$Q := W \cdot V$$

$$Q = 2.238 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \text{ó} \quad Q = 4.741 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de succión.}$$

$$\text{Piso} := P_1 \cdot Q \cdot \ln(r) \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot Z_1}$$

$$\text{Piso} = 642.716 \text{W} \quad \text{Potencia para proceso isotérmica.}$$

Como en el caso anterior a la potencia isotérmica le falta sumar las pérdidas y considerar los rendimientos.

$$\text{Piso} := 642.716 \text{W} \quad \text{Potencia isotérmica calculada}$$

$$P_{pt} := 452.75 \text{W} \quad \text{Potencia disipada en el pistón de trabajo.}$$

$$P_{pg} := 225.19 \text{W} \quad \text{Potencia disipada en el pistón guía.}$$

$$P_v := 241.3 \text{W} \quad \text{Potencia de pérdida en la polea ventilador.}$$

$$\eta_m := 0.9 \quad \text{Rendimiento mecánico global.}$$

$$\eta_c := 0.8 \quad \text{Rendimiento del proceso de compresión.}$$

$$P_{Tn} := \frac{\frac{\text{Piso}}{\eta_c} + P_{pt} + P_{pg} + P_v}{\eta_m}$$

$$P_{Tn} = 1.913 \times 10^3 \text{W} \quad \text{o} \quad P_{Tn} = 2.564 \text{ehp} \quad \text{Potencia total necesaria.}$$

**Potencia adiabática.-** La compresión Adiabática (isentrópica), se obtiene cuando se considera que no hay adición ni extracción de calor al gas durante la compresión, es casi imposible lograr una compresión adiabática exacta ya que siempre existe pérdida o ganancia de calor. Las máquinas de desplazamiento positivo en nuestros días se

comparan siempre contra el ciclo adiabático el cual representa de una manera más fiel lo que realidad sucede en el compresor. La necesidad de potencia para este tipo de analisis es citada mediante la *ecuación 1.13*:

$$P_1 = 2.068 \times 10^5 \text{ Pa} \quad \textit{Presión en admisión.}$$

$$Q = 2.235 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \textit{Caudal de succión.}$$

$$Z_1 := 1.00403 \quad \textit{Factor de compresibilidad.}$$

$$Z_2 := 1.00735 \quad \textit{Factor de compresibilidad a 120psi.}$$

$$k := 1.401 \quad \textit{Relación de calores específicos (Cp/Cv).}$$

$$r := 4 \quad \textit{Relación de compresión.}$$

$$P_{adb} := P_1 \cdot Q \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) \cdot \left[ r^{\left( \frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right] \cdot \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \right)$$

$$P_{adb} = 787.999 \text{ W}$$

Como en el caso anterior a la potencia adiabática le falta sumar las pérdidas y considerar los rendimientos.

$$P_{adb} := 787.999 \text{ W} \quad \textit{Potencia adiabática calculada}$$

$$P_{pt} := 452.75 \text{ W} \quad \textit{Potencia disipada en el pistón de trabajo.}$$

$$P_{pg} := 225.19 \text{ W} \quad \textit{Potencia disipada en el pistón guía.}$$

$$P_v := 241.3 \text{ W} \quad \textit{Potencia de pérdida en la polea ventilador.}$$

$$\eta_m := 0.9 \quad \textit{Rendimiento mecánico global.}$$

$$\eta_c := 0.8 \quad \textit{Rendimiento del proceso de compresión}$$

$$P_{Tn} := \frac{\frac{P_{adb}}{\eta_c} + P_{pt} + P_{pg} + P_v}{\eta_m}$$

$$P_{Tn} = 2.116 \times 10^3 \text{ W} \quad \text{ó} \quad P_{Tn} = 2.836 \text{ ehp} \quad \textit{Potencia total necesaria.}$$

***Determinación de la fuente de Potencia.***- Una vez calculada la potencia necesaria para las diferentes condiciones de funcionamiento se puede diferenciar su magnitud. Las más importantes son la adiabática y la mecánica por lo que la potencia de la fuente motriz será determinada mediante el promedio de estas dos.

PTM:= 3910W                      *Potencia calculada en consideración mecánica.*

PTAD:= 2006W                      *Potencia calculada en consideración adiabática.*

$$PFM := \frac{PTM + PTAD}{2}$$

$$PFM = 2.958 \times 10^3 \text{ W}$$

$$PFM = 3.965 \text{ ehp} \quad \text{Potencia de la fuente motriz}$$

La fuente motriz tendrá una potencia de **4 HP**.

### ***SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.***

El sistema de refrigeración para este tipo de compresor es muy importante, ya que no tiene ningún tipo de lubricación en sus partes de compresión. Y por que la temperatura de suministro de oxígeno de uso medicinal no debe sobrepasar los 40°C. Muchos autores recomiendan el empleo de un sistema de enfriamiento cerrado. El propósito de enfriar el cilindro, es igualar sus temperaturas y evitar la acumulación de calor producida por el proceso de compresión y por la fricción entre los anillos de trabajo y la camisa. En este compresor existen dos sectores en los cuales se genera calor: el primero es en donde se realiza el proceso de compresión y el segundo es en la camisa guía.

En la parte de compresión hay incremento de temperatura por el aumento de presión del gas y por fricción. Y en la camisa guía solo existe incremento de temperatura por la fricción de los anillos de soporte. Con estas consideraciones calculamos la cantidad de calor generado en las partes antes mencionadas.

**Determinación del calor generado en la camisa de trabajo.**- El objeto de este estudio es definir la ganancia de calor producida y plantear la hipótesis que toda esta energía es captada por el gas en compresión para luego dimensionar el equipo de refrigeración necesario. Así tenemos:

- **Incremento de temperatura (ganancia de energía en el gas) por compresión.**- Para este caso tomamos en cuenta la *ley de Amonton (ecuación 1.3)*, la cual expresa la relación entre la temperatura y la presión de un gas, considerando que se trata de un proceso real.

$$P_1 := 0.20610^0 \text{ Pa} \quad \textit{Presión del gas en admisión.}$$

$$P_2 := 0.82710^6 \text{ Pa} \quad \textit{Presión del gas en escape.}$$

$$Z := 1.004 \quad \textit{Factor de compresibilidad}$$

$$\eta_c := 0.9 \quad \textit{Corrección del proceso de compresión}$$

$$T_2 := T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^Z$$

$$T_2 = 80.32\text{C} \quad \textit{Temperatura del gas en compresión (160 °C).}$$

$$\Delta T_1 := T_2 - T_1$$

$$\Delta T_1 = 60.32\text{C} \quad \textit{Incremento de Temperatura.}$$

- **Incremento de temperatura (ganancia de energía en el gas) por fricción de los componentes de compresión.-** Para este caso tomamos en cuenta el calor disipado por los anillos de trabajo y lo adjudicamos de forma directa al gas en proceso. En la parte de analisis de pérdidas del compresor ya estimamos la potencia disipada por estos componentes, ahora debemos hallar el incremento de temperatura en el oxígeno.

$$E := 452.75W \quad \text{Energía disipada por los anillos de fricción}$$

$$m := 0.006055 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Flujo másico en admisión.}$$

$$C_p := 920.3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \quad \text{Calor específico del oxígeno.}$$

$$\Delta T := \frac{E}{m \cdot C_p}$$

$$\Delta T = 81.248\text{C} \quad \text{Incremento de temperatura en el oxígeno.}$$

Ahora calculamos el incremento de temperatura total en el oxígeno y la energía que representa.

$$\Delta T := \Delta T_1 + \Delta T_2$$

$$\Delta T = 141.568\text{C} \quad \text{Incremento total de temperatura en el oxígeno.}$$

$$E_T := m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$E_T = 788.878W \quad \text{Energía a disipar}$$

$$E_T = 678.52 \text{ KCal/H} \quad \text{ó} \quad E_T = 47.3 \text{ KJ/min}$$

Este valor de energía es el que se tendrá que disipar con el sistema de refrigeración del cabezal para asegurar una salida del oxígeno en un rango adecuado.

**Determinación del calor generado en la camisa guía.-** Al igual que en el caso anterior el objeto de este estudio es definir la ganancia de calor producida por la fricción de los anillos de soporte del pistón guía (calculada en pérdidas de potencia) y plantear la hipótesis que toda esta energía es captada por el cuerpo de la camisa, el cual es de hierro fundido y según su forma tendrá una masa aproximada de 5.5 kg Así tenemos:

$$E = 225.19W \text{ ó } E = 13.52 \text{ kJ/min}$$

$$m = 5.5 \text{ kg}$$

$$C_p = 352 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

***Energía disipada por los anillos de soporte.***

***Masa de la camisa de guía.***

***Calor específico de la fundición de hierro.***

***Incremento de temperatura por minuto***

Este valor de energía es el que se tendrá que disipar con el sistema de refrigeración por la polea-ventilador.

***Dimensionamiento del sistema de refrigeración.-*** Una vez conocidos los valores de energía a disipar en las partes generadoras de calor, procedemos a caracterizar los sistemas de refrigeración necesarios en cada caso.

En el primer punto (Camisa de trabajo) tenemos una considerable cantidad de energía a disipar y por razones de requerimiento del sistema se debe evacuar hasta un 50% del calor incrementado en el oxígeno, por lo que es necesario hacer uso de un sistema de agua forzada en circuito cerrado, con un sistema intercambiador de calor (radiador) para asegurar que la temperatura en el refrigerante no aumente en largas jornadas de trabajo.

La selección de este sistema se lo hizo por comparación con otros compresores de oxígeno, para luego realizar un ensayo de eficiencia. Los detalles de este sistema y del ensayo están descritos a continuación:

***Cálculo de la capacidad de disipación de calor del intercambiador utilizado.*** El presente estudio sirve para determinar la capacidad de refrigeración del sistema intercambiador de calor adquirido, basado en pruebas de funcionamiento acoplado al compresor en estudio. Previo a su instalación final.

Las partes de este sistema son las siguientes:

- Reservorio de refrigerante (agua) con capacidad de 22.8 litros (6 galones).
- Intercambiador de calor rectangular de 50 x 20 cm de origen nacional.
- Bomba centrífuga de ½ Hp marca Pedrollo, modelo PK-60.

- 2 Ventiladores marca Tidar de 3600 rpm, diámetro de acción 15cm.
- Manguera multipropósito negra de ½” para conexiones.

El intercambiador de calor es de tubos de aluminio paralelos (área interna del tubo =  $36\text{mm}^2$ ) con aletas del mismo material. En su interior fluirá agua precalentada por el proceso de flujo a través del exterior de la camisa de trabajo del compresor en condiciones nominales de operación. Se instaló los ventiladores de 35W ajustados a la superficie del radiador para generar flujo cruzado de aire. Las fotografías siguientes demuestran partes del equipo.





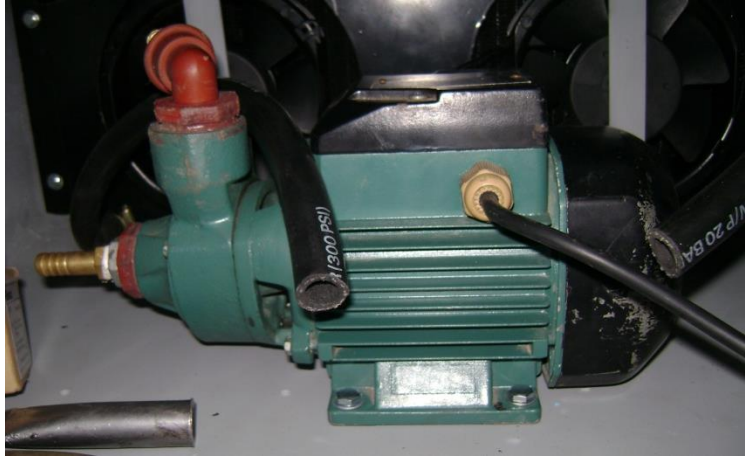


Figura 130. Fotografías de los diversos componentes del sistema de refrigeración.

Las condiciones de prueba son las siguientes:

- Reservorio de refrigerante de 23 litros de capacidad.
- Refrigerante utilizado: agua.
- Temperatura inicial del refrigerante: 18 °C.
- Temperatura inicial del aire: 20 °C.
- Tiempo promedio por prueba: 8 min.
- Número de pruebas: 6.
- Flujo másico total de los ventiladores: 0.11 Kg/s.

En la circulación de agua se realizó mediciones determinando un caudal de circulación de agua igual a 10 litros/minuto a una presión de 0.31MPa (45 psi).

***Resultados obtenidos:***

- Incremento de temperatura promedio por prueba, en el agua del reservorio: 2°C.
- Incremento de temperatura promedio por prueba, en el aire de salida del radiador: 2°C.

Con los datos anteriores calculamos la capacidad de disipación de calor mencionada:

$$E = \left( \frac{Cap_{reserv} \times \Delta T_{H2O} \times Cp_{H2O}}{t_{prueba}} \right) + (m_{flujo\ aire} \times \Delta T_{aire} \times Cp_{aire})$$

$$E = \left( \frac{22.8Kg \times 2^{\circ}C \times 4.226 \frac{KJ}{Kg \times ^{\circ}C}}{8\ min} \right) + \left( 6.6 \frac{Kg}{min} \times 2^{\circ}C \times 1.0055 \frac{KJ}{Kg \times ^{\circ}C} \right)$$

$$E = 24 \frac{KJ}{min} + 13.2 \frac{KJ}{min}$$

$$E = 37.2 \frac{KJ}{min}$$

El calor ganado por el gas en el compresor (*calor adquirido por el gas por el proceso de compresión y calor producido por rozamiento entre los anillos de compresión y la camisa de trabajo*) tiene un valor calculado igual a 47.33 KJ/min. Pero se debe considerar que este es un proceso acumulativo de energía.

Luego del análisis del equipo de enfriamiento seleccionado se obtiene que, este disipa inicialmente más del 70% del calor generado en el cabezal, siendo un rango seguro de enfriamiento. Además se debe considerar que una refrigeración excesiva podría producir condensación, lo cual no es bueno para el sistema.

En el segundo caso de necesidad de refrigeración (camisa guía), no existe una considerable emisión de calor, pero es importante disiparla y evitar recalentamiento de los anillos de soporte en largas jornadas de trabajo, para esto en el diseño de componentes se optó por incluir aletas de disipación de calor en la camisa guía y una polea ventilador que dirija el viento generado hacia ella, asegurando así un funcionamiento adecuado en estas partes y haciendo innecesario un estudio profundizado sobre este sistema de refrigeración. En el siguiente esquema se generaliza lo mencionado anteriormente:

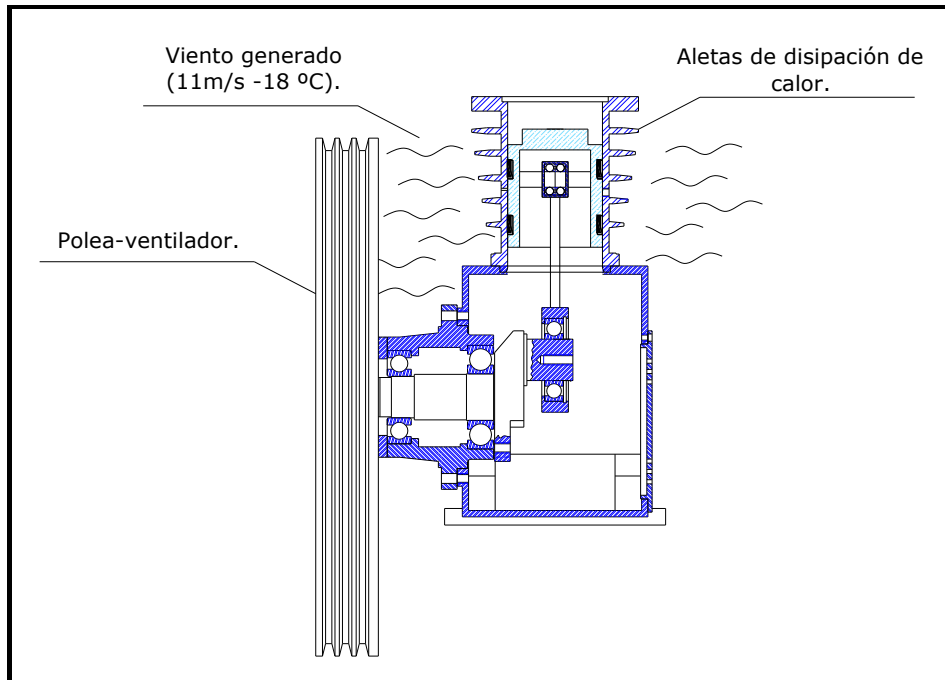


Figura 131. Esquema del sistema de refrigeración en la camisa guía.

### ***DIMENSIONAMIENTO DE PARTES Y ESQUEMATIZACIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL Y ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO.***

El conjunto compresor tendrá las siguientes cargas eléctricas:

1. Motor trifásico de 4Hp de 1750rpm (Fuente motriz).
2. Bomba centrífuga monofásica (220V) de ½ Hp (Circulación de refrigerante).
3. 2 Ventiladores monofásicos (220V) de 35W (Enfriamiento de radiador).

Además debe cumplir las siguientes condiciones de operación:

1. Arranque y parada manual de la fuente motriz.
2. Parada automática al alcanzar la presión de llenado del tanque de reserva 0.827 MPa (120 psi).
3. Arranque automático cuando la presión del gas en el tanque de reserva este a la par con la presión nominal de la red 0.413 MPa (60 psi).
4. Arranque y parada manual de los ventiladores y bomba centrífuga utilizados en el sistema de refrigeración.

5. Arranque automático de los ventiladores y bomba centrífuga cuando re-arranque el compresor.
6. Retardo a la parada de los ventiladores y bomba centrífuga cuando haya parada automática del compresor, para asegurar enfriamiento de partes compresión.

Con estos datos se presenta el esquema eléctrico de fuerza y mando siguiente:

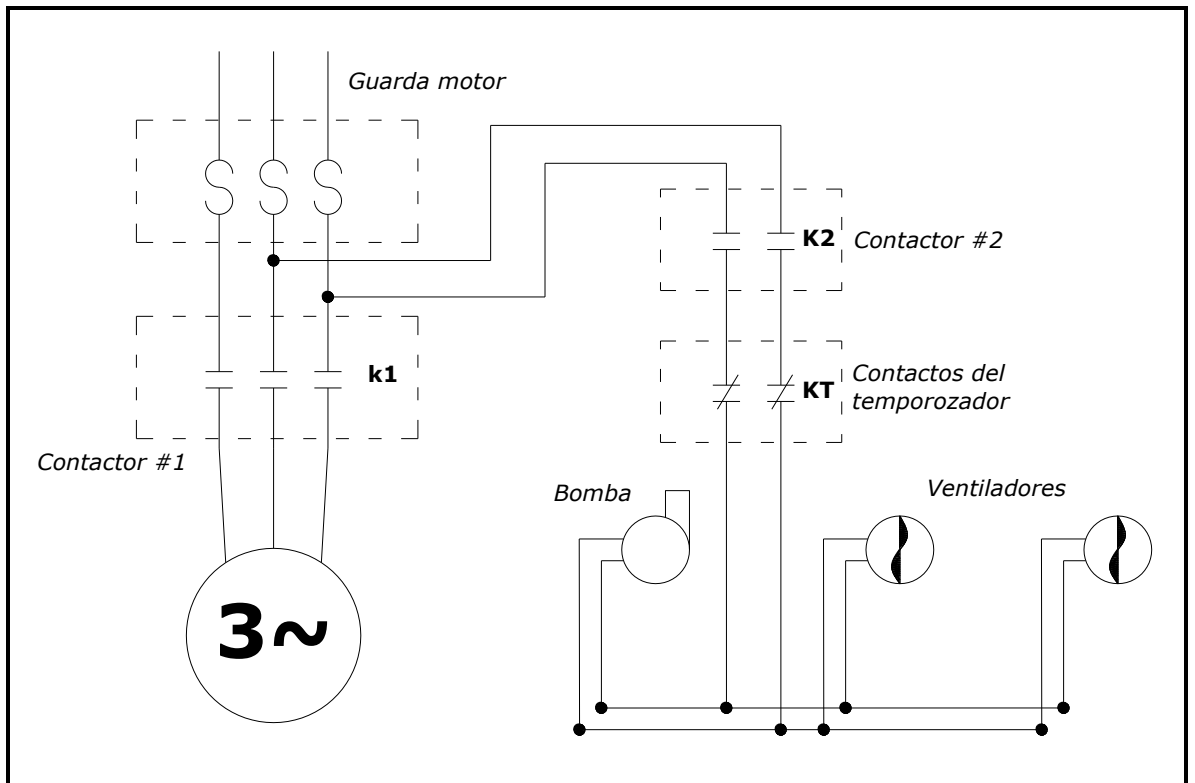


Figura 132. Esquema eléctrico de fuerza.

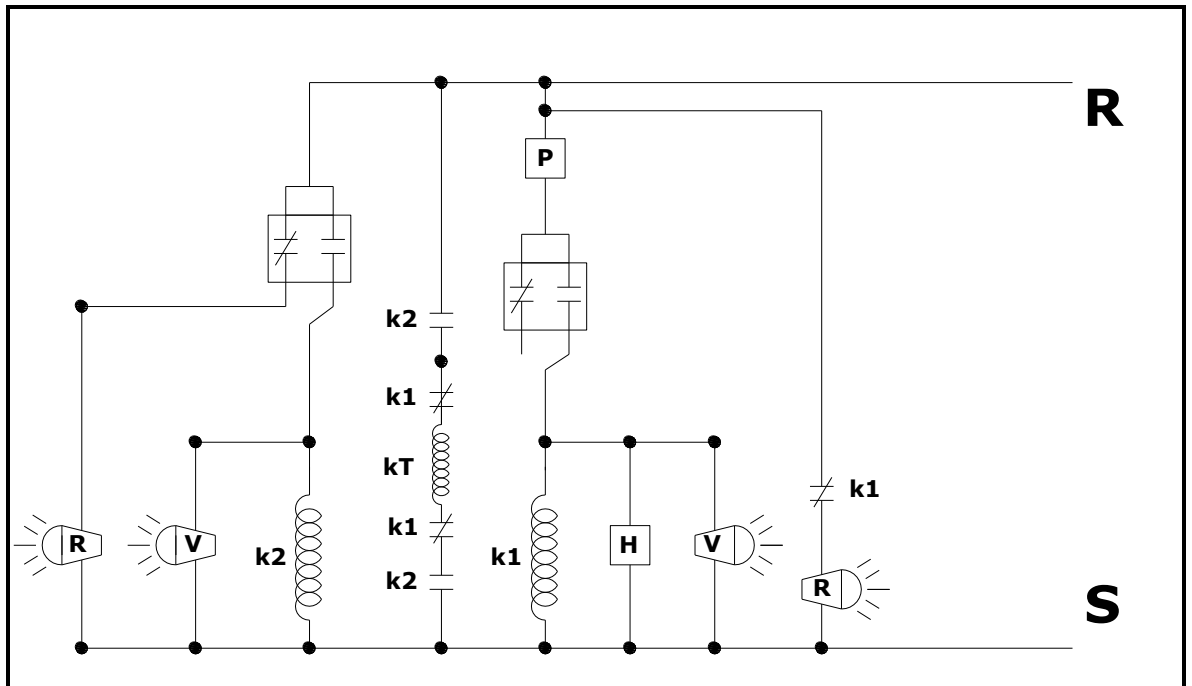


Figura 133. Esquema eléctrico de mando

Debido a las cargas y condiciones mencionadas tendrá los siguientes accesorios de accionamiento y control eléctrico:

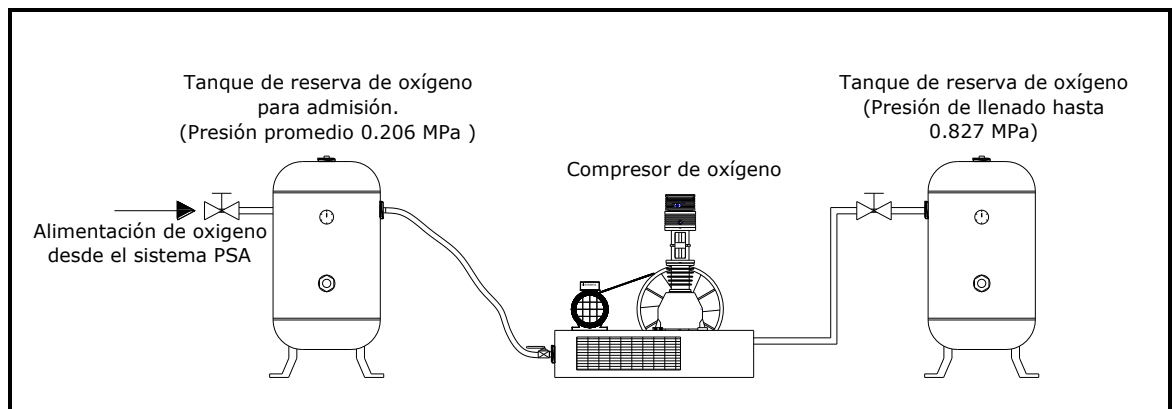
1. Presóstato de rango  $\leq 0.27$  MPa (40 psi) en arranque y 1.03MPa (150 psi) en parada con contactos normalmente cerrados, monofásico (220V – 5A).
2. 2 Switch con contacto normalmente cerrado (NC) y normalmente abierto (NO) (220V – 3A).
3. 2 Luces piloto de encendido color Verde (220V).
4. 2 Luces piloto de parada color Rojo (220V).
5. Un temporizador con rango 1-30min, armado con dos contactos de trabajo normalmente cerrados (10A) y bobina de 220V.
6. Relé térmico (guarda motor) trifásico con rango de 17 – 24 A en 220V.
7. Contactor trifásico para motor de 4 Hp, 220V-13A. (Nominales), con tres contactos auxiliares normalmente cerrados (NC) y bobina 220V.
8. Contactor monofásico, 220V-8A (Nominales), con dos contactos auxiliares normalmente abierto (NO) y bobina 220V.

En las conexiones del motor de 4Hp se utilizará cable tetrapolar 10 AWG, en las conexiones de los equipos de refrigeración se utilizará cable gemelo 12 AWG y en las conexiones del circuito de mando se utilizará cable flexible 16 AWG. Por último, todo el equipo deberá tener la conexión a tierra.

### ***DIMENSIONAMIENTO DE PARTES Y ESQUEMATIZACIÓN DEL CIRCUITO DE FLUJO DE OXÍGENO Y REFRIGERANTE.***

El conjunto compresor tendrá los siguientes circuitos de flujo:

***Circuito de flujo de oxígeno.-*** Desde la reserva en admisión pasando por el compresor, hasta la reserva de descarga. En el siguiente esquema se representa todo el circuito:



*Figura 134. Esquema general del sistema de flujo de oxígeno.*

Para la instalación de todo el sistema de flujo de oxígeno se utilizará neplos y acoples de bronce y/o acero inoxidable que son recomendados para las instalaciones medicinales, además se usará manguera del tipo no tóxica en admisión y cañería de acero inoxidable y/o cobre para la entrega de oxígeno.

El diámetro de los accesorios, mangueras y cañerías antes mencionados es 1/2", diámetro que se calculó con anterioridad en la parte del dimensionamiento de las válvulas. Las uniones roscadas serán del tipo NPT.

**Dimensionamiento del tanque de reserva.-** A continuación mediante la ecuación 2.40 hasta la 2.45 calculamos el volumen necesario del reservorio estimado para la red de oxígeno del Hospital basado en un número de paradas equivalente a 2 por hora, para este cálculo consideramos la variación de presión permisible, la presión promedio de operación en el tanque de reserva y el caudal de entrega del compresor.

$$P1 := 0.41310^6 \text{ Pa} \quad \textit{Presión de arranque automática del compresor.}$$

$$P2 := 0.82710^6 \text{ Pa} \quad \textit{Presión de parada automática del compresor.}$$

$$Pat := 0.6210^6 \text{ Pa} \quad \textit{Presión promedio en el tanque de reserva.}$$

$$Co := 1.41 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \textit{Caudal de entrega del compresor.}$$

$$\eta := 2 \quad \textit{Número de paradas del compresor en el lapso de una hora.}$$

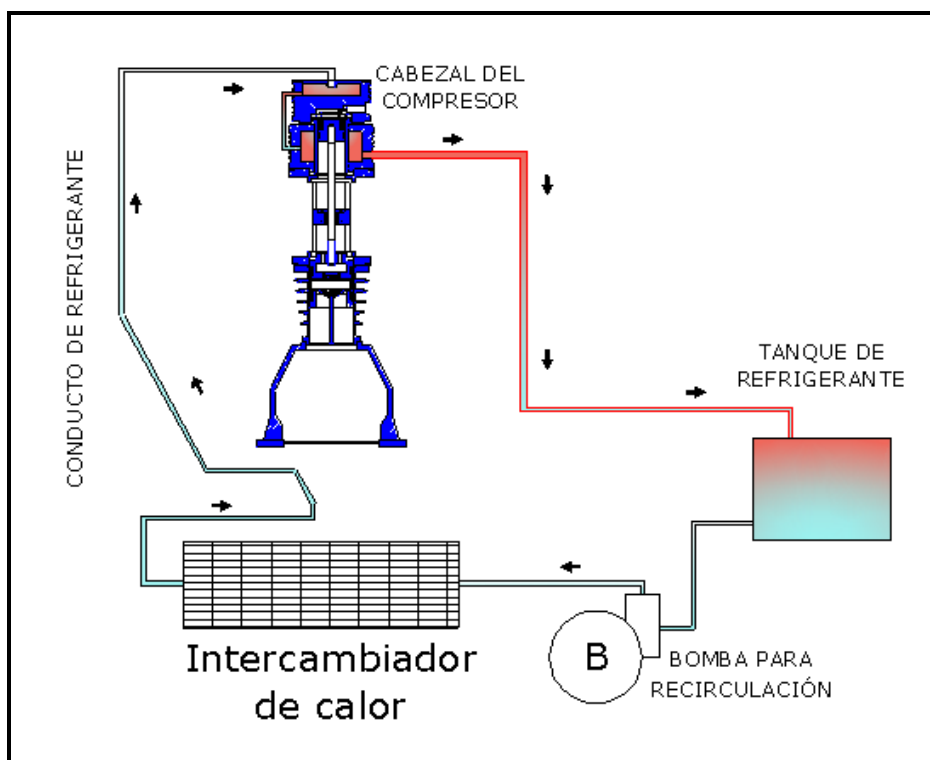
$$\Delta P := P2 - P1$$

$$\Delta P = 4.14 \times 10^5 \text{ Pa} \quad \textit{Caída de presión permisible.}$$

$$VR := \frac{15 \text{ min} \cdot Pat \cdot Co}{\eta \cdot \Delta P}$$

$$VR = 0.95 \text{ m}^3 \quad \text{ó} \quad VR = 950.21 \text{ liter} \quad \textit{Capacidad del reservorio.}$$

**Circuito de circulación de refrigerante.**- Desde y hasta la reserva de refrigerante pasando por el sistema de refrigeración. En el siguiente esquema se representa el circuito:



*Figura 135. Esquema general de flujo de refrigerante.*

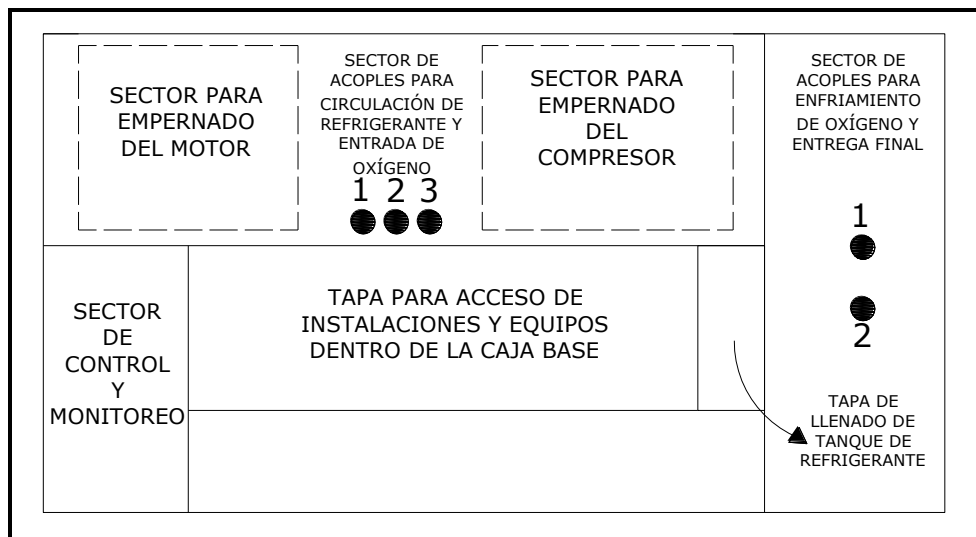
Para la instalación de todo el sistema de recirculación de refrigerante se utilizará neplos y acoples de bronce y/o HG que son recomendados para las instalaciones de uso de agua o refrigerante, además se usará manguera del tipo múltiple en todo el circuito.

El diámetro de los accesorios, mangueras y cañerías antes mencionados es  $\frac{1}{2}$ " , diámetro seleccionado de acuerdo al diámetro de descarga de la bomba instalada. Las uniones roscadas serán del tipo NPT.

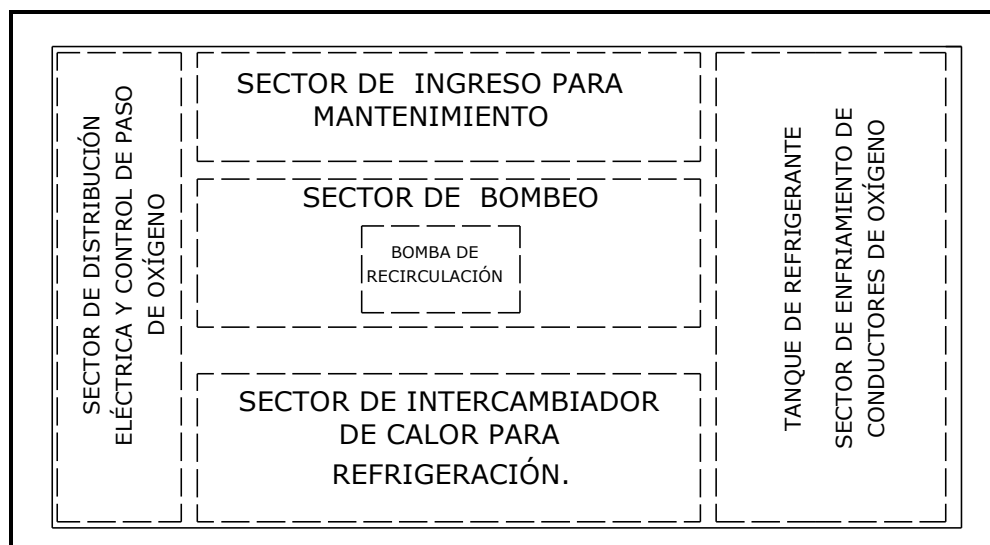


### ***DIMENSIONAMIENTO DE LA CAJA BASE DEL COMPRESOR.***

La caja del compresor tiene dos funciones; la primera es la de servir como base de sujeción del compresor con su fuente motriz y la segunda es la de brindar espacio para montar de forma interna todos los componentes, accesorios y demás partes que conforman los diferentes sistemas que existen en esta máquina. El material de la caja base será, plancha negra de hierro de ¼" para brindar seguridad y resistencia ante vibraciones producidas por la máquina en funcionamiento. De acuerdo a los varios sistemas hemos distribuido de la siguiente manera.



*Figura 136. Diagrama de distribución de las partes externas de la caja base del compresor.*



*Figura 137. Diagrama de distribución de las partes internas de la caja base del compresor.*

Quedando las siguientes dimensiones:

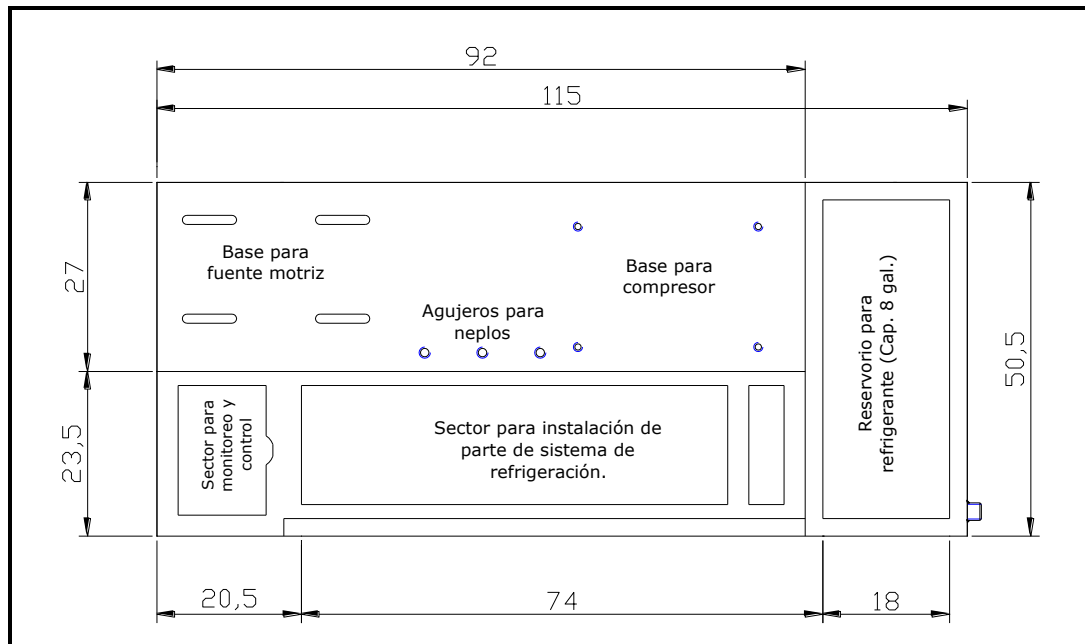


Figura 138. Dimensiones de la caja base del compresor.

### **PROCESO DE PRODUCCIÓN, MECANIZADO Y MONTAJE DE PARTES.**

Una vez determinada las características y los esquemas técnicos de todos los componentes del compresor procedemos a su fabricación y posterior montaje. En el compresor encontramos tres tipos de elementos, los cuales son:

1. Partes fundición de hierro y fundición de aluminio.
2. Partes de materiales existentes en el mercado.
3. Accesorios adquiridos en el mercado.

**Partes de fundición de hierro y fundición de aluminio.-** En el compresor existen muchas partes provenientes del resultado del proceso de fundición (block, cigüeñal, camisa guía, separador, polea conducida, entre otros), se logró obtener estas partes gracias a los servicios prestados por la empresa FUNDICOL, la cual previo a la entrega de planos técnicos de las partes deseadas realizó los moldes necesarios. Las piezas de origen de fundición fueron suministradas en estado en bruto, para luego ser sometidas al proceso de mecanizado (realizado por nosotros) dando las medidas finales necesarias.



*Figura 139. Algunas partes fundidas del compresor.*

***Partes de materiales existentes en el mercado.***- Existen varias partes del compresor que no son del proceso de fundición, sino que son resultado del proceso de mecanizado a partir de materiales en bruto existentes en el mercado (barras circulares, planchas de latón, barra perforada entre otras). Luego de la realización de los planos correspondientes se adquirió los materiales necesarios para su posterior proceso de fabricación.



*Figura 140. Algunas partes construidas a partir de materia prima adquirida en el mercado.*

El proceso de construcción de las partes mencionadas se las realizó mediante el uso de las siguientes máquinas herramientas como son:

- Torno
- Fresadora.
- Rectificadora de superficies.
- Rectificadora de cilindros.
- Prensa hidráulica.
- Taladro de pedestal.
- Soldadora.

Basados en un proceso sistemático de mecanizado para un correcto desarrollo constructivo de las piezas.

***Accesorios adquiridos en el mercado.***- Las partes que no se pueden construir mediante procesos convencionales por falta de material son adquiridas en el mercado para su posterior adaptación al compresor (O`rings, Válvulas, Accesorios hidráulicos, accesorios eléctricos, neoplos, empaquetaduras, entre otros).

Para el montaje de todas las partes construidas y adquiridas se consideró los ajustes y tolerancias necesarias en cada uno de los componentes para luego realizar las pruebas pertinentes.



*Figura 141. Compresor en proceso de montaje.*



*Figura 142. Compresor en proceso de montaje.*

## ***PRUEBAS Y RESULTADOS DEL FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR.***

Luego de comprobar el montaje de todos los componentes del equipo de compresión de oxígeno (mecánicos, eléctricos, hidráulicos) se procedió a monitorear su funcionamiento para determinar curvas y características de trabajo.

Para iniciar las pruebas de operación se iguala las presiones en admisión y escape del compresor a un valor de 0.41MPa (60psi), que es la máxima presión de entrega del sistema PSA, posteriormente se activa el sistema de refrigeración para luego activar el compresor.

Las pruebas consistieron en tomar datos de:

- Tiempos de llenado del tanque de distribución de oxígeno 0.227 m<sup>3</sup> (60 gal), desde los 0.413 MPa hasta 0.827 MPa.
- Temperatura de entrada y salida del oxígeno a diferentes presiones.
- Temperatura del refrigerante.

*Tabla 9. Datos del comportamiento del compresor sometido a trabajo nominal.*

<b>Pe</b>	<b>Ps</b>	<b>Temp. Ent.</b>	<b>Temp. Sal.</b>	<b>Temp. Vient. Rad.</b>	<b>Temp. Agua</b>	<b>Tiempo Ind.</b>	<b>Tiempo Llen.</b>	<b>Caudal</b>
MPa (psi)	MPa (psi)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(s)	(s)	lit/s
0.41 (60)	0.41 (60)	20	20,75	19	18	0	0	6.53
0.34 (50)	0.48 (70)	20	36,75	19	18	56	56	5.33
0.30 (46)	0.55 (80)	20	47	19	19	69	125	4.32
0.29 (43,5)	0.62 (90)	20	53,75	20	19	85	210	3.61
0.28 (41,5)	0.68 (100)	20	61,25	20	20	82	292	3.53
0.27 (40)	0.75 (110)	20	71,5	21	20	92,5	384,5	3.33
0.25 (37)	0.82 (120)	20	78	21	21	100,5	485	3

Con resultados de la tabla anterior se determina las curvas características de funcionamiento del compresor, como lo son:

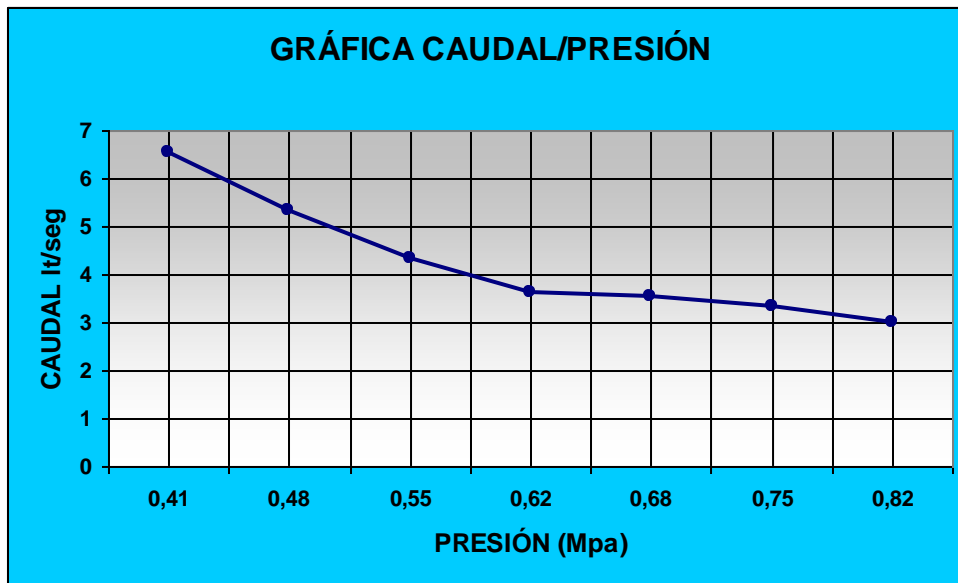


Figura 143. Curva Caudal-Presión del compresor en condiciones de trabajo.

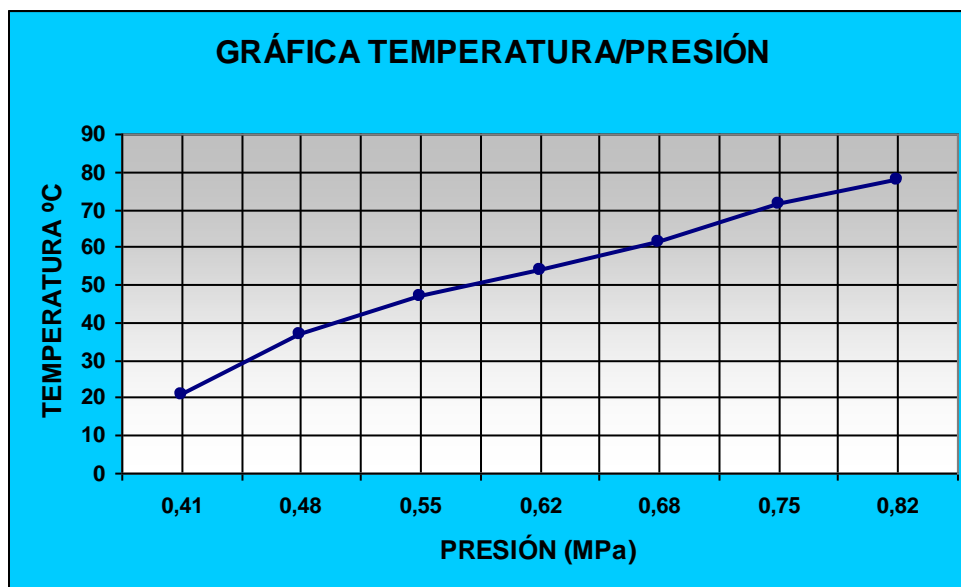


Figura 144. Curva Temperatura-Presión del compresor en condiciones de trabajo.

Como se puede observar en la curva Caudal-Presión, el compresor tiene un caudal equivalente a 3 lt/seg (380 SCFH), lo que significa que permitirá controlar su funcionamiento a través de un regulador de presión para un funcionamiento óptimo. Además las temperaturas máximas no exceden los 80°C lo que significa que el sistema de refrigeración esta funcionando de manera aceptable y la temperatura de entrega del gas no excede los rangos planteados en el diseño. Las características finales del compresor se encuentran detalladas en anexos.

## ***VII.- VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA-AMBIENTAL***

El equipo de compresión diseñado cumplirá una función importante como complemento de una red de oxígeno hospitalaria, hecho que aumenta el valor técnico de este equipo.

Este compresor es diseñado con bases y normas de otros compresores de similares características tratando de ajustarlo a nuestro medio. En la ciudad de Loja existen tres compresores de oxígeno, hecho que demuestra la particularidad de los mismos, debido a que su construcción y función no son comunes y por ende requiere de un correcto diseño e implementación.

Los materiales que conforman el compresor son de alta calidad asegurándose así un funcionamiento óptimo frente a las condiciones de operación, por este hecho el equipo tiene un costo considerado como elevado para un compresor común y corriente.

Dentro de estos materiales existe uno en particular que fue importado desde Colombia como lo es el Politetrafluoroetileno, adquirido en la empresa denominada Fluoroplásticos.

También se empleó fibras elastómeras como lo son el nitrilo y el viton, que tienen un costo no muy elevado, pero son de difícil adquisición.

La tecnología general de fabricación, fue basada principalmente en la creación de partes a través del proceso de fundición (hierro, acero y aluminio), previo a un modelado y esquematizado basado en el diseño mecánico de cada componente. Algunos elementos no pudieron ser elaborados a través de este proceso debido a las condiciones de trabajo a la cual iban a someterse, optando por construir las a partir de materia prima existente en el mercado, exclusivamente fueron accesorios de acero inoxidable, bronce y acero al carbono.

Todas las partes del compresor fueron construidas a partir de planos normalizados con sus respectivas tolerancias y especificaciones técnicas de manera sistemática en un proceso de mecanizado y elaboración, que demandó de varias máquinas-herramientas como lo son: Torno, fresadora, rectificadora de cilindros, rectificadora de bielas, rectificadora de cigüeñales, rectificadora de superficies planas, Prensa hidráulica,



taladro de pedestal, soldadora, dobladoras, cizalla y herramientas de mano. De modo que se recomienda basarse en los planos de los diversos elementos para construir o elaborar alguna pieza de recambia.

Existen accesorios de control, monitoreo y accionamiento también adquiridos en el mercado, como lo son suministros eléctricos, suministros de fluidos, motor, ventiladores, bomba centrífugos, entre otros.

El costo final del compresor, comparado con los existentes en el mercado internacional está por debajo del 50%, ya que debido a su complejidad y diseño tiene altos valores de adquisición de hasta \$16000 USD, esto también se debe al servicio que prestan y a la actualidad tecnológica que conlleva su instalación, siendo considerados equipos de alta tecnología.

No por esto se quiere decir que el equipo desarrollado en el proceso investigativo no cumpla con las funciones y características necesarias de operación, resaltando un funcionamiento adecuado y versátil.

Los costos finales del equipo están detallados a continuación:

*Tabla 10. Costos de construcción del equipo de compresión de oxígeno*

<b>Detalle</b>	<b>Cant</b>	<b>V/unit</b>	<b>V/total</b>
<b>• Construcción de los componentes o partes mecánicas fundidas para el compresor.</b>			
○ Elaboración de modelos para fundición de hierro.			
▪ Carter.	1	250.00	250,00
▪ Camisa Guía.	1	200.00	200,00
▪ Manzana del Cigüeñal.	1	150.00	150,00
○ Elaboración de modelos para fundición de aluminio.			
▪ Separador de camisas.	1	90.00	90,00
▪ Polea ventilador.	1	120.00	120,00
▪ Pistón Guía	1	60.00	60,00
○ Elaboración de modelo para fundición de acero.			
▪ Cigüeñal.	1	150.00	150,00

○ Fundición de partes de hierro.			
▪ Carter.	1	150.00	150,00
▪ Camisa Guía.	1	60.00	60,00
▪ Manzana del Cigüeñal.	1	45.00	45,00
○ Fundición de partes de aluminio.			
▪ Separador de camisas.	1	45.00	45,00
▪ Polea Ventilador.	1	60.00	60,00
▪ Pistón Guía.	1	30.00	30,00
○ Fundición de partes de acero.			
▪ Cigüeñal	1	60.00	60,00
○ Mecanizado y acabado final de:			
▪ Carter.	1	85.00	85,00
▪ Camisa Guía.	1	70.00	70,00
▪ Manzana del Cigüeñal.	1	60.00	60,00
▪ Separador de camisas.	1	40.00	40,00
▪ Polea ventilador.	1	55.00	55,00
▪ Pistón Guía	1	40.00	40,00
▪ Cigüeñal.	1	70.00	70,00
<b>• Adquisición de materiales mecánicos necesarios para la construcción de diferentes partes del compresor mediante procesos de mecanizado, soldadura y corte.</b>			
○ Compra de barra circular perforada Timken T16V (160mm x 112 mm).	8.70 Kg	4.00	35,00
○ Compra de acero AISI 1045 redondo 120mm	3.90 Kg	2.50	9,75
○ Compra de acero AISI/SAE 304/LAM. Redondo 160 mm	16.00 Kg	8.80	140,80
○ Compra de soldadura UTP 6020 electrodo de 1/8"	1.00 Kg	5.00	5,00
○ Compra de soldadura 60-11 AGA electrodo de 1/8"	7.00 Kg	1.60	11,20
○ Compra de soldadura 60-13 AGA electrodo de 1/8"	7.00 Kg	2.00	14,00
○ Compra de soldadura 70-18 AGA electrodo de 1/8"	1.00 Kg	2.80	2,80
○ Nitruado de pieza de acero AISI 1045.	8.70 Kg	7.11	61,85
○ Compra de barra perforada Timken T16V (51mm x 35mm) x 35mm.	0.50 Kg	4.00	2,00
○ Compra de barra perforada Timken T16V (102mm x 72mm) x 27mm.	0.80 Kg	4.00	3,20
○ Compra de plancha de acero Timken T16V (125mm x 30mm x 9mm).	0.70 Kg	4.00	2,80
○ Compra de acero Norma AISI/SAE 304/LAM INOX.			
▪ Redondo 160 mm.	16.00 Kg	9.66	154,56

▪ Redondo 90 mm.	0.80 Kg	9.66	7,72
▪ Redondo 15.8 mm.	1.00 Kg	9.66	9,66
▪ Redondo 86 mm.	3 Kg	9.66	28,98
○ Compra de molibdeno/teflón/vidrio.			
▪ Redondo 91mm.	1 Kg	50.00	50,00
▪ Redondo 50 mm.	1 Kg	50.00	50,00
○ Compra de bronce SAE 64 redondo 50mm	1.5 Kg	53.00	79,50
○ Compra de O'ring de viton de 2.75mm de diámetro.	1 m	80.00	80,00
○ Compra de válvulas de acero inoxidable (1mm de espesor)	1	30.00	30,00
○ Compra de polea de 3 canales tipo A, diámetro 6.5 pulgadas.	1	40.00	40,00
○ Compra de plancha negra de ¼"	0.25	75.00	75,00
○ Compra de plancha negra de 3/8".	1	60.00	60,00
<b>• Adquisición de accesorios mecánicos, eléctricos e hidráulicos necesarios para el montaje de diferentes componentes del compresor. Así tenemos:</b>			
○ Compra de rulimanes:			
▪ 62-02 2RS	2	3.40	6,80
▪ 62-07 2RS	1	9.80	9,80
▪ 63-08 2RS	1	10.20	10,20
▪ 63-09 2RS	1	13.50	13,50
○ Compra de pernos:			
▪ Acero inoxidable 3/8" x 1 ½" UNC.	15	0.38	5,70
▪ Acero inoxidable ½" x 1 ½" UNC.	8	0.95	7,60
▪ Hierro ¼" x ¾" UNC	70	0.07	4,90
○ Compra de Radiador de 23" x 8"	1	220.00	220,00
○ Compra de conductos de radiador	1	60.00	60,00
○ Compra de protector de radiador.	1	45.00	45,00
○ Compra de ventiladores del radiador.	2	25.00	50,00
○ Compra de bomba de ½ HP monofásica.	1	35.00	35,00
○ Compra de manguera de ½" multipropósito.	10 m	2.25	22,50
○ Compra de abrazaderas para manguera de ½" inoxidables.	12	1.80	21,60
○ Compra de bronce dulce para neplos (hexagonal de 15/16" )	0.5 m	40.00	40,00
○ Compra de neplos 240143-8-8.	4	5.53	22,13
○ Compra de manguera PVTBF ½"	5 m	4.73	23,63
○ Compra de adaptadores 1015-4-4.	2	2.59	5,19
○ Compra de adaptadores 1025-6-8.	1	5.99	5,99
○ Compra de adaptadores 1028-6-6.	1	2.38	2,38
○ Compra de adaptador 1011-2-4	1	2.26	2,26
○ Compra de neplo 441-8-8	1	5.44	5,44

○ Compra de anillos 4424-8	6	0.58	3,49
○ Compra de adaptadores 202x8x6	2	2.20	4,40
○ Compra de mangos de hierro 105 x 8	2	0.56	1,12
○ Compra de manguera de PVTBF 1/4"	1.5 m	2.00	3,00
○ Socket PCAP-48	6	2.00	12,00
○ Prensado de mangueras de media	6	5.00	30,00
○ Compra de Motor de 5HP trifásico 220V marca SIEMENS.	1	285.00	285,00
○ Compra de guarda-motor de 5HP trifásico 220V marca SIEMENS.	1	45.00	45,00
○ Compra de de contactor de 5HP trifásico 220V marca SIEMENS.	1	34.00	34,00
○ Compra de temporizador de 1 a 10 min 110V – 5A marca SIEMENS.	1	42.00	42,00
○ Compra de cable tetrapolar #10AWG.	2 m	2.80	5,60
○ Compra de cuenta horas marca CAMSCO 220V.	1	14.00	14,00
○ Compra de una botonera completa parada arranque.	1	5.00	5,00
○ Compra de presostatos de parada.	3	30.00	90,00
○ Compra de manómetro de oxígeno de 0-100 psi.	1	24.00	24,00
○ Compra de manómetros de oxígeno de 0-200 psi.	2	24.00	48,00
○ Compra de tubo inoxidable de 3/8" sin costura.	2 m	6.00	12,00
○ Compra de cañería de cobre de 3/8" tipo K.	3 m	4.50	13,50
○ Compra de válvula check de esfera de 300 psi.	1	22.00	22,00
○ Compra de dobladora de cañería de 3/8".	1	35.00	35,00
<b>• Adquisición de cuchillas de corte o desbaste de materiales de acero.</b>			
○ Compra de cuchillas de widea para hierro fundido.	2	25.00	50,00
○ Compra de cuchillas de widea para acero inoxidable.	2	30.00	60,00
○ Compra de broca de 3/16" para acero inoxidable.	5	1.50	7,50
○ Compra de broca de 3/8" para acero inoxidable.	5	4.50	22,50
○ Compra de broca de 1/2" para acero 1018.	3	9.00	27,00
○ Compra de broca de 5/8" para acero 1018.	2	12.50	25,00
<b>• Alquiler de equipo industrial para realizar el mecanizado, soldado, frezado, prensado y corte de los diferentes accesorios mecánicos adquiridos.</b>			
○ Pago de alquiler de torno.	240 horas	1.00	240,00
○ Pago de alquiler de soldadora.	30 horas	1.00	30,00
○ Pago de alquiler de fresadora.	30 horas	1.00	30,00

<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Adquisición materiales para el acabado del equipo de compresión y de todos los elementos instalados:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Compra de masilla plástica.</li> <li>○ Compra de pintura fondo gris.</li> <li>○ Compra de pintura laca color verde.</li> <li>○ Compra de pintura laca color aluminio.</li> <li>○ Compra de lija para metal #120.</li> <li>○ Compra de lija para metal #400.</li> <li>○ Compra de diluyente para laca.</li> </ul> </li>   <li>• <b>Adquisición de los últimos componentes para puesta en marcha del compresor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Compra de bandas A-85 dentada.</li> <li>○ Compra de plancha de 1/20" negra de protector.</li> <li>○ Compra de malla para protector de 1/16" negra para protector.</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>2 Kg</li> <li>1 gal</li> <li>1 gal</li> <li>1 gal</li> <li>10</li> <li>10</li> <li>2 gal</li>   <li>3</li> <li>1</li> <li>1</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>12.00</li> <li>20.00</li> <li>24.00</li> <li>24.00</li> <li>0.60</li> <li>0.60</li> <li>6.00</li>   <li>5.50</li> <li>32.00</li> <li>42.00</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>24,00</li> <li>20,00</li> <li>24,00</li> <li>24,00</li> <li>6,00</li> <li>6,00</li> <li>12,00</li>   <li>16,50</li> <li>32,00</li> <li>42,00</li> </ul>
<b>TOTAL:</b>			<b>4888.05</b>

La evaluación sobre el impacto ambiental que producirá el compresor de oxígeno, se puede afirmar que es mínima, ya que su funcionamiento no produce ningún tipo de emisión de gas contaminante y por el hecho de ser no lubricado no origina desechos contaminantes, además en su proceso de construcción no se utilizó ningún tipo de químicos o sustancias perjudiciales para el medio ambiente.

## ***VIII.- CONCLUSIONES.***

Luego del desarrollo de todas las fases del presente proyecto, basados en los objetivos iniciales se puede concluir lo siguiente:

- El equipo de compresión de oxígeno desarrollado, puede operar bajo las condiciones de la red del hospital del IESS de Loja, e incluso en condiciones de mayor caudal y presión, en caso de existir las, siendo segura su aplicación como sistema de emergencia y evitar así en desabastecimiento de este gas.
- El equipo compresor diseñado en conjunto con todos sus sistemas seleccionados, presentaron buenos y confiables resultados de operación como complemento del sistema de generación y compresión de oxígeno. Pudiendo ser utilizado como sistema principal y así dar tiempo de parada a los compresores de llenado existentes en el hospital alargando su vida útil.
- El proceso de construcción de este tipo de compresor, se lo puede realizar en nuestro medio, obteniendo resultados razonables de trabajo y eficiencia.

## ***IX.- RECOMENDACIONES.***

- Antes de poner en funcionamiento el compresor de oxígeno, recomendamos revisar de manera minuciosa el manual de uso, operación y mantenimiento del equipo. (adjuntado en anexos).
- Cumplir con las normas de instalación y condiciones de trabajo para las cuales ha sido diseñado el compresor, detalladas en el manual antes mencionado.
- En caso del recambio de partes del compresor, asegurarse que tengan las dimensiones y características del material necesarias. (los planos técnicos están detallados en anexos).
- Para una mejor identificación de cada una de las partes del equipo, recomendamos hacer referencia al despiece existente en la ficha técnica del compresor. (Adjunta en anexos).
- Para futuros estudios, analizar la posibilidad de aplicaciones de este tipo de compresor en redes de otros gases importantes.

## **X.- BIBLIOGRAFÍA.**

### **Libros:**

- BEDFORD, Anthony; LIECHTI, Kenneth. 2002. Mecánica de materiales. Bogotá, Prentice Hall Hispanoamérica. 620P.
- BLOCH, Heinz. 1998. Guía práctica para la tecnología de los compresores. México, McGraw-Hill/Interamericana Editores SA. de CV. 518P.
- GREENE, Richard. 1988. Compresores. Selección, uso y mantenimiento. 2da Edición. México, McGraw-Hill/Interamericana de México SA. de CV. 292P.
- HALL, Allen; HOLOWENCO Alfred; LAUGHLIN Herman. 1988. Diseño de máquinas. 2da Edición. México, Shaum-McGraw-Hill. 344P.
- JIMENEZ, Luis. 1979. Manual de neumática. 3era Edición. Barcelona, Editorial Blume. 501P.
- NASH, William. 1992. Resistencia de materiales. 4ta Edición. México, Shaum-McGraw-Hill. 299P.
- ROLDÁN, José. 1995. Neumática, hidráulica y electricidad aplicada. 4ta Edición. Madrid, Editorial Paraninfo. 241P.

### **Tesis:**

- CABRERA SARMIENTO, Julio; SOLORZANO CASTILLO, Byron; 2009, *“Diseño y construcción de un compresor de oxígeno como complemento alternativo del sistema de generación y distribución de oxígeno del Hospital Manuel Y. Monteros del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS) de Loja.”*, (Tesis de Ingeniería en Electromecánica), Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja, AEIRNNR, 300p

### **Sitios web:**

- BOURGES, G; ELIACH, J; MEDINA, M. 2006. Modelización numérica de un compresor monocilíndrico de desplazamiento positivo. [en línea]. Santa Fé, Argentina. Asociación argentina de mecánica computacional. [<http://www.cimec.org.ar>], [Consulta: 10 enero del 2008].



- BOVE-AGsl. Plásticos y elastómeros. [en línea]. Características técnicas sobre nitrilo. [<http://www.cauchos-elastómeros.com>], [Consulta: 20 de noviembre del 2008].
- BOVE-AGsl. Plásticos y elastómeros. [en línea]. Características técnicas sobre politetrafluoroetileno, Nitrilo y Viton. [<http://www.cauchos-elastómeros.com>], [Consulta: 20 de noviembre del 2008].
- FERNÁNDEZ, Pedro. Compresores. [en línea]. Cantabria. Departamento de energía eléctrica y energética de la universidad de Cantabria. [<http://www.termica.webhop.info/>], [Consulta: 11 enero del 2008].
- FÍSICA NET. Software para determinación de factor de compresibilidad para mezcla de gases. [en línea]. [<http://www.fisicanet.com.ar>], [Consulta: 25 de marzo del 2008].
- IESMARENOSTRUM. Mecanismo biela manivela. [en línea]. [[http://www.iesmarenostrum.com/Departamento/Tecnología/macaneso/mecánica-basica/mecanismo/mec\\_biela-manivela.htm](http://www.iesmarenostrum.com/Departamento/Tecnología/macaneso/mecánica-basica/mecanismo/mec_biela-manivela.htm)], [Consulta: 18 de septiembre del 2008].
- KELLER, Martin Bachmann. Características de los pernos imperiales. [en línea].<http://www.vendo.com.pe/Accesorios/Características%20de%20pernos%20imperiales.htm>], [Consulta: 10 de septiembre del 2008].
- OGSÍ. Tecnología de absorción por presión. [en línea]. Característica de sistema de Generación de oxígeno PSA (Sistema de Adsorción por Presión) [<http://www.ogsi.com>], [Consulta: 10 de febrero del 2008].
- SKF, Rodamientos. [en línea]. Característica de los rodamientos de bolas. [<http://www.skf.com>], [Consulta: 15 de febrero del 2008].

***XI.- ANEXOS.***

**ANEXO 1. TABLA DE TORQUE DE AJUSTE RECOMENDADO PARA PERNOS DE VARIOS MATERIALES.**

*(Torque en seco, sin lubricación)*

Tamaño del perno	Acero inox. 18-8	Latón común	Latón al sílice	Aluminio 2024-T4	Acero inox. 316	Monel	Nylon
	<i>Unidades: libras-pulgada</i>						
1/4" - 20	6.3	5.1	5.7	3.8	6.6	7.1	1.3
1/4" - 28	7.8	6.4	7.3	4.8	8.3	8.8	1.7
5/16" - 18	11.0	8.9	10.3	6.7	11.5	12.4	2.9
5/16" - 24	11.8	9.7	10.9	7.2	12.3	13.3	
3/8" - 16	19.7	16.0	18.3	11.25	20.6	22.2	
3/8" - 24	21.6	17.7	20.0	13.1	22.6	24.5	
7/16" - 14	31.3	26.4	29.1	19.0	32.8	35.6	
7/16" - 20	33.3	29.8	30.9	20.2	34.8	37.6	
1/2" - 13	43.1	35.2	40.0	26.1	45.2	48.7	
1/2" - 20	45.1	36.9	41.8	27.3	47.1	51.1	
9/16" - 12	56.8	46.5	52.7	34.4	59.4	64.5	
9/16" - 18	62.7	51.3	58.1	38.0	65.6	71.3	
5/8" - 11	92.5	75.6	85.8	59.6	96.7	110.8	
5/8" - 18	103.7	84.7	96.2	66.5	108.4	123.5	
3/4" - 10	127.5	104.1	118.0	81.7	131.8	152.7	
3/4" - 16	124.2	101.7	115.2	79.8	129.8	149.2	
7/8" - 9	194.0	158.8	178.3	124.6	202.5	231.3	
7/8" - 14	193.2	157.9	177.5	124.2	201.7	229.6	
1" - 8	286.7	234.6	265.4	183.8	299.6	344.2	

**Nota: valores referenciales, sin lubricación, roscas nuevas.**

**ANEXO 2. CARACTERÍSTICAS DE FLUORELASTÓMERO - VITON**

<b>Resistencia a la tracción (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>	Goma Pura	85
	Con Carga Negra	110-200
<b>Límite de Dureza (Sh A)</b>		50 a 90
<b>Peso Específico (Material base)</b>		1.8
<b>Adhesión a Metales</b>		Regular a Buena
<b>Adhesión a telas</b>		Buena
<b>Resistencia al Desgarramiento</b>		Regular a Buena
<b>Resistencia a la Abrasión</b>		Buena
<b>Deformación por compresión</b>		Excelente
<b>Rebote</b>	Frío	Regular
	Caliente	Bueno
<b>Resistencia Dieléctrica</b>		Muy Buena
<b>Electro-aislamiento</b>		Bueno
<b>Permeabilidad a los Gases</b>		Muy Baja
<b>Acido resistencia</b>	Diluido	Buena a Excelente
	Concentrado	Excelente
<b>Resistencia a:</b>	Hinchamiento en Aceite Lubricante	Excelente
	Aceite y Gasolina	Excelente
	Aceites vegetales y animales	Excelente
	Higroscopocidad	Muy Buena
	Oxidación	Prominente
	Ozono	Prominente
	Envejecimiento a la luz solar	Prominente
	Envejecimiento en caliente	Prominente
	Bajas temperaturas	Regular a Buena
	Llama	Excelente

### ANEXO 3. CARACTERÍSTICAS NITRILO

<b>Resistencia a la tracción (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>	Goma Pura	Menos de 70
	Con Carga Negra	Más de 140
<b>Límite de Dureza (Sh A)</b>		40 a 95
<b>Peso Específico (Material base)</b>		1.00
<b>Adhesión a Metales</b>		Excelente
<b>Adhesión a telas</b>		Buena
<b>Resistencia al Desgarramiento</b>		Regular
<b>Resistencia a la Abrasión</b>		Buena
<b>Deformación por compresión</b>		Buena
<b>Rebote</b>	Frío	Bueno
	Caliente	Bueno
<b>Resistencia Dieléctrica</b>		Pobre
<b>Electro aislamiento</b>		Pobre
<b>Permeabilidad a los Gases</b>		Baja
<b>Acido resistencia</b>	Diluido	Buena
	Concentrado	Buena
<b>Resistencia a los disolventes</b>	Hidrocarburos Alifáticos	Excelente
	Hidrocarburos Aromáticos	Buena
	Solventes Oxigenados (cetonas)	Pobre
	Disolventes de lacas	Regular
<b>Resistencia a:</b>	Hinchamiento en Aceite Lubricante	Muy Buena
	Aceite y Gasolina	Excelente
	Aceites vegetales y animales	Muy Buena
	Higroscopocidad	Buena
	Oxidación	Buena
	Ozono	Regular
	Envejecimiento a la luz solar	Pobre
	Envejecimiento en caliente	Buena
	Bajas temperaturas	Regular a Buena
	Llama	Pobre

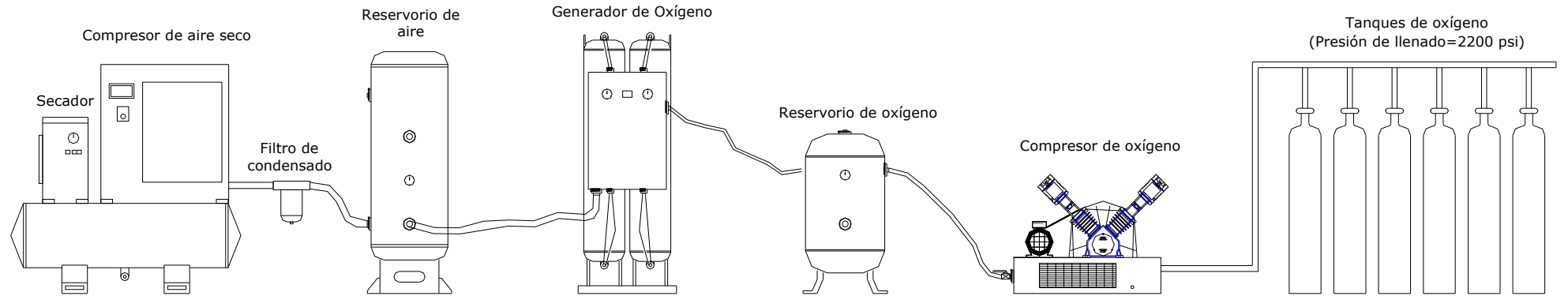
**ANEXO 4. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL PTFE  
(POLITETRAFLUOROETILENO)**

Autolubricante- Antiadherente	Resistente a casi todos los productos químicos		
Apto para alimentación	Bajo coeficiente de fricción		
Excelente propiedades dieléctricas	No Inflamable		
No Inflamable	Fisiológicamente inerte		
<i>Densidad</i>	DIN 53479	2.18	g/cm <sup>3</sup>
<i>Esfuerzo en punto de fluencia</i>	DIN 53 455	25	Mpa
<i>Alargamiento a la rotura</i>	DIN 53 455	500	%
<i>Modulo de elasticidad a la tensión</i>	DIN 53 457	700	Mpa
<i>Modula Elasticidad a la Torsión</i>	DIN 53 457		Mpa
<i>Dureza Penetración a la Bola 30s</i>	DIN 53 453	30	Mpa
<i>resistencia al Impacto</i>	DIN 53 453	No Rompe	Kj/m <sup>2</sup>
<i>Coeficiente dinámico de fricción</i>	-----	0.08-0.1	N/mm <sup>2</sup>
<i>Punto de fusión</i>	DIN 53 736	327	°C
<i>Temperatura transmisión vítrea</i>	DIN 53 736	-20	°C
<i>Temperatura Máxima periodos breves</i>		260	°C
<i>Temperatura máxima periodos largos</i>		260	°C
<i>Conductividad Térmica 23°C</i>		0.25	W(k.m)
<i>Conductividad calórica específica 23°C</i>		1	5(g.k)
<i>Coeficiente dilatación Lineal</i>		12	10*5.1k
<i>Coeficiente dieléctrico</i>	DIN 53 483	2.1	--
<i>Factor Disipación</i>	DIN 53 483	0.0002	--
<i>resistencia específica de paso</i>	DIN 53 483	>10* 18	--
<i>resistencia superficial</i>	DIN 53 482		Ohm*cm
<i>resistencia Dieléctrica - VDE 0303 T2</i>	DIN 53 481	48	Ohm
<i>resistencia a corrientes Parasitas - VDE 0303 T1</i>	DIN3 480	KB >600 KA >600	--

**ANEXO 5. CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS DE BOLAS DE LA  
SERIE 62 Y 63 DE S.K.F.**

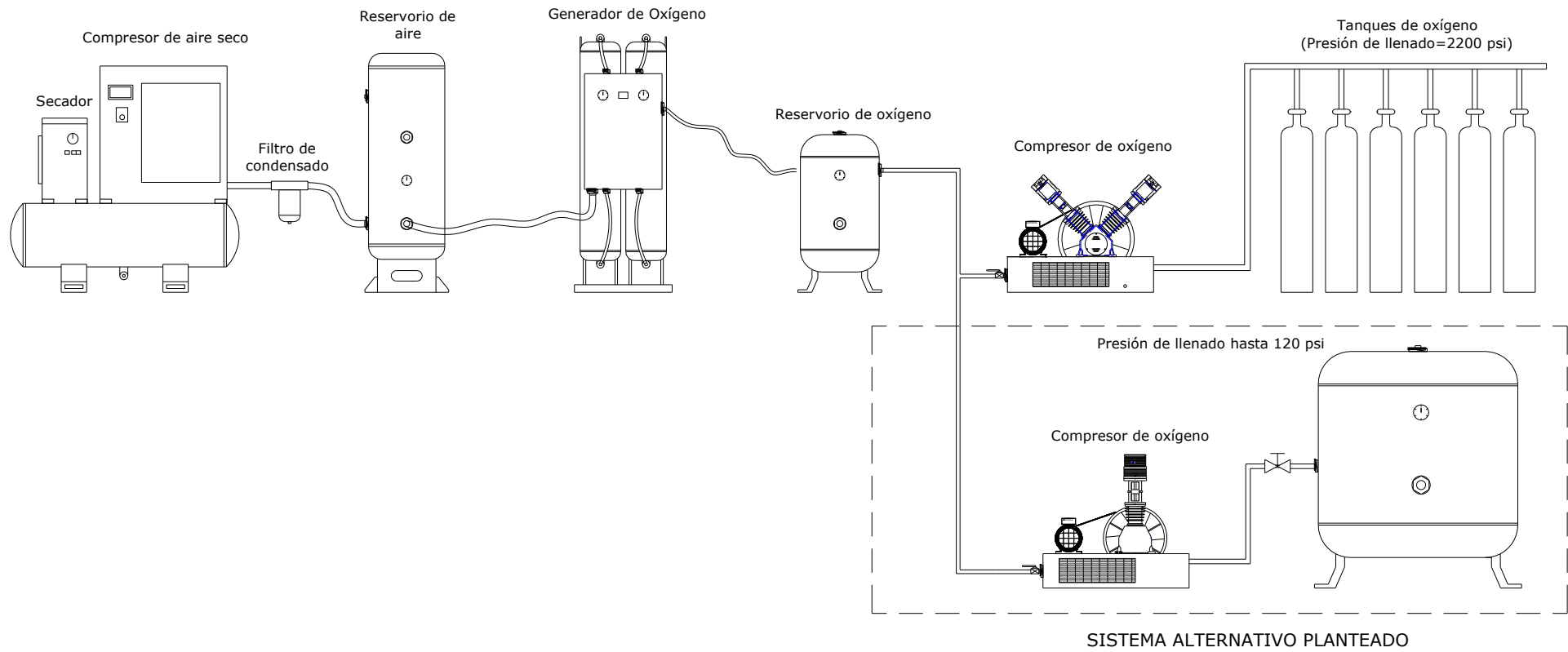
<b>Rod. Números.</b>	<b>Milímetros.</b>				<b>Capacidad de base en Kgf.</b>		<b>Velocidad máxima</b>
	<b><i>d</i></b>	<b><i>D</i></b>	<b><i>B</i></b>	<b><i>r</i></b>	<b><i>Estática Co</i></b>	<b><i>Dinámica C</i></b>	<b><i>Rpm</i></b>
<b>6200</b>	10	30	9	1	224	400	20000
<b>6201</b>	12	32	10	1	300	540	20000
<b>6202</b>	15	35	11	1	355	610	16000
<b>6203</b>	17	40	12	1	440	750	16000
<b>6204</b>	20	47	14	1.5	655	1000	13000
<b>6205</b>	25	52	15	1.5	710	1100	13000
<b>6206</b>	30	62	16	1.5	1000	1520	10000
<b>6207</b>	35	72	17	2	1370	2000	10000
<b>6208</b>	40	80	18	2	1600	2280	8000
<b>6209</b>	45	85	19	2	1830	2550	8000
<b>6210</b>	50	90	20	2	2120	2750	6000
<b>6300</b>	10	35	11	1	360	630	16000
<b>6301</b>	12	37	12	1.5	430	705	16000
<b>6302</b>	15	42	13	1.5	520	880	16000
<b>6303</b>	17	47	14	1.5	630	1060	13000
<b>6304</b>	20	52	15	2	765	1250	13000
<b>6305</b>	25	62	17	2	1040	1660	10000
<b>6306</b>	30	72	19	2	1460	2200	10000
<b>6307</b>	35	80	21	2.5	1760	2600	8000
<b>6308</b>	40	90	23	2.5	2200	3200	8000
<b>6309</b>	45	100	25	3	3000	4150	8000
<b>6310</b>	50	110	27	3	3550	4800	6000

**ANEXO 6. ESQUEMA DE PLANTA DE ENVASADO DE OXÍGENO INSTALADA.**





**ANEXO 7. ESQUEMA DE PLANTA PLANTEADO PARA RED DE OXÍGENO INSTALADA.**



## ANEXO 8. TECNOLOGÍA DE ABSORCIÓN POR PRESIÓN



**OGSI**

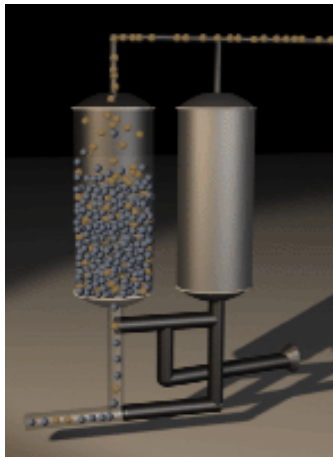
***Oxygen Generating Systems Int'l***

Si su empresa utiliza mas de un cilindro por semana, **OGSI** puede proveerle un generador que se pagará por si mismo en menos de dos años. Los generadores pueden variar por tamaño según los requisitos comenzando con dos pies cúbicos por hora (SCF/Hr) hasta 5000 SCF/Hr.

Conectando el generador **OGSI** a su suministro de aire (Sistemas con compresores de aire disponibles en **OGSI**) pueden producir oxígeno en demanda con ahorros considerables utilizando La Tecnología del Sistema de Adsorción por Presión (PSA).

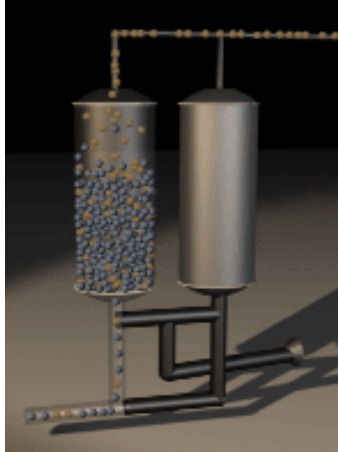
### **Primer Paso.**

El aire comprimido es alimentado a la primera cámara de tamiz molecular. El Nitrógeno es atrapado mientras que el Oxígeno es llevado a través del sistema.



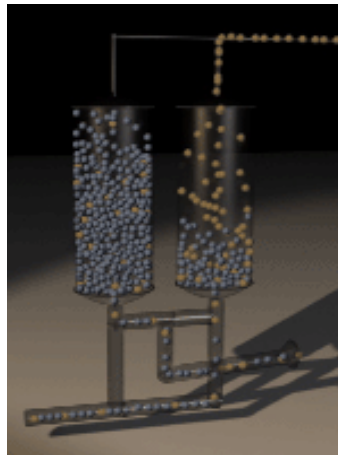
### **Segundo Paso.**

Cuando el primer matiz esta saturado de Nitrógeno, el flujo del aire se dirige al segundo tamiz



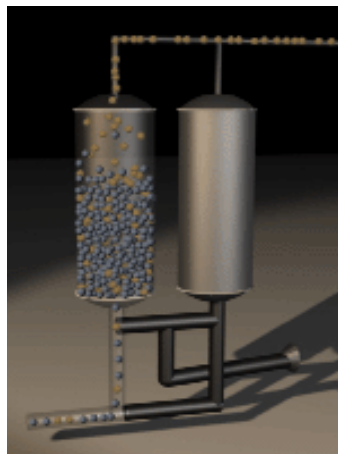
**Tercer Paso.**

Mientras la segunda cama separa del Oxígeno del Nitrógeno, el primer tamiz libera el Nitrógeno hacia la atmósfera.



**Cuarto Paso.**

De nuevo el aire comprimido alimentado a la primera cama de tamiz molecular y este proceso es repetido continuamente. De esta forma un flujo constante de Oxígeno es producido.



El aire que respiramos contiene un 78% de nitrógeno, un 21% de oxígeno, .9% de argón y el balance está en otros gases. El oxígeno es separado del aire utilizando la tecnología PSA. El proceso se centraliza alrededor de una malla molecular conocida como Zeolita.

A altas presiones la maya absorbe o atrae el nitrógeno y a bajas presiones lo evacua o lo libera. El generador **OGSI** consiste de dos tanques llenos con cedazo. Mientras la alta presión de aire (Cerca de 70 psi) es alimentada dentro del primer tanque, atraviesa el cedazo y Nitrógeno es adsorbido. El remanente de Oxígeno y Argón son enviados a un tanque de almacenamiento.

Solo antes de que el primer tanque quede completamente saturado con Nitrógeno, el aire alimentado es enviado a un segundo tanque que repite el proceso anterior. El primer tanque es entonces ventilado a la atmósfera liberando el nitrógeno desde el cedazo. Para completar la regeneración del primer tanque, una pequeña cantidad de oxígeno es utilizada para purgarla. El proceso se completa una y otra vez hasta que la demanda de oxígeno sea obtenida. Bajo condiciones normales de operación, que incluyen el uso de aire seco por separación, el cedazo durará indefinidamente.

La productividad de un Generador PSA es dependiente de la pureza del oxígeno requerido. Un generador puede producir significativamente más oxígeno al 90% de pureza que lo que puede a 95.4%, con un pequeño aumento relativo en el aire alimentado.

Por medio de un PLC o algún otro microprocesador controlador, es práctico en generadores más grandes para que el usuario cambie los ciclos del columpio. La pureza y los niveles del flujo pueden ser seleccionados y optimizados basados en las variables cambiantes de la demanda.

## ***ANEXO 9. ESPECIFICACIONES DE LOS GENERADORES DE OXÍGENO MARCA OGS I***

## Generator Specifications for 93% Oxygen Purity

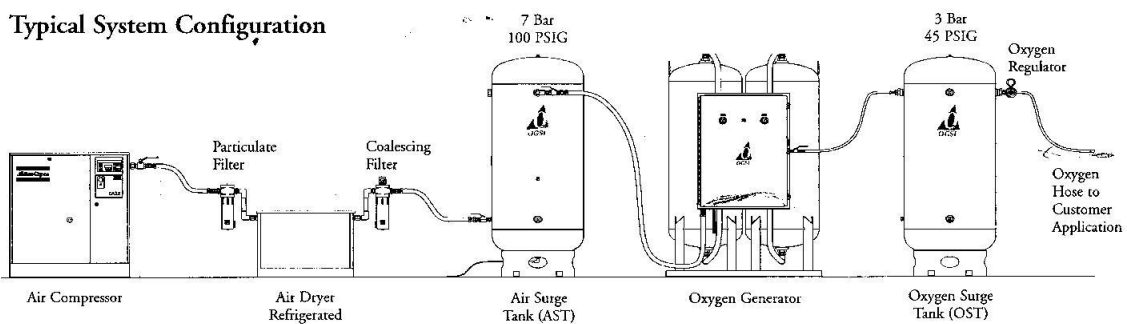
Model	O2 Output			Average Inlet Air Required (CFM@90 psig)	Dimensions (inches)			Weight (lbs)	Standard Tank Size (Gallons)
	(SCF/HR)	(Nm <sup>3</sup> /Hr)	Liters/Min (LPM)		Width	Depth	Height		
OG-25	25	0.7	12	6	16"	13"	51"	190	60
OG-50	50	1.4	24	12	20"	14"	63"	275	60
OG-75	75	2.1	35	17	22"	21"	69"	310	60
OG-100	100	2.8	47	22	24"	24"	69"	600	60
OG-175	175	5.0	83	32	26"	25"	72"	775	80
OG-250	250	7.1	118	45	30"	25"	81"	1,100	120
OG-375	375	10.6	177	68	36"	30"	84"	1,350	120
OG-500	500	14.2	236	88	46"	36"	89"	1,800	120
OG-650	650	18.4	307	118	55"	44"	84"	3,600	200
OG-750	750	21.2	354	133	55"	48"	91"	4,000	400
OG-1000	1,000	28.3	472	175	55"	48"	121"	4,250	400
OG-1250	1,250	35.4	590	225	60"	50"	126"	4,500	400
OG-1500	1,500	42.5	708	280	75"	57"	102"	9,500	660
OG-2000	2,000	56.6	944	425	75"	57"	125"	10,000	660
OG-2500	2,500	70.8	1,180	575	88"	66"	150"	11,300	660
OG-3000	3,000	85.0	1,416	625	88"	66"	150"	12,750	1060
OG-4000	4,000	113.3	1,888	800	95"	77"	169"	14,000	1550
OG-5000	5,000	141.6	2,360	1000	95"	77"	169"	16,750	1550

Please refer to OGSi's website [www.ogsi.com](http://www.ogsi.com) for more detailed specifications.

### Specification Notes

- All pressure vessels are designed to meet ASME code (Section VIII, Div. 1)
- Electrical components and connections meet CE standards.
- Medical systems are built to conform to USP monograph and CSA Std. (PSA O<sub>2</sub> 93%), and ISO 10083
- 120 VAC @ 60 Hz or 220 VAC @ 50 Hz input power options available.
- Generators include an oxygen storage tank, output pressure regulator and connecting oxygen hose.

### Typical System Configuration



### Also Available From OGSi

- OG-15 self-contained generator
- Cylinder Filling Plants

## ANEXO 10. PROPIEDADES TÉRMICAS DE FLÚIDOS UTILIZADOS EN EL ANÁLISIS

## OXIGENO

Temperatura °K	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor específico $c_p$ kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,9918	0,9479	7,77	1,95	0,00903	0,0239	0,815
150	2,6190	0,9178	11,49	4,39	0,01367	0,0569	0,773
200	1,9559	0,9131	14,85	7,59	0,01824	0,1021	0,745
250	1,5618	0,9157	17,87	11,45	0,02259	0,1579	0,725
300	1,3007	0,9203	20,63	15,86	0,02676	0,2235	0,709
350	1,1133	0,9291	23,16	20,80	0,03070	0,2968	0,702
400	0,9755	0,9420	25,54	26,18	0,03461	0,3768	0,695
450	0,8652	0,9567	27,77	31,99	0,03828	0,4609	0,694
500	0,7801	0,9722	29,91	38,34	0,04173	0,5502	0,697
550	0,7096	0,9881	31,97	45,05	0,04517	0,6441	0,700
600	0,6504	1,0044	33,92	52,15	0,04832	0,7399	0,704

## AGUA

Temperatura °C	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor específico $c_p$ J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ N.seg/m <sup>2</sup>	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Nº de Prandtl Pr	$\frac{g \beta}{\nu^2} \cdot 10^9$
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7	
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02	2,035
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0	0,658	4,34	8,833
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0	0,478	3,02	22,75
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22	46,68
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0	0,294	1,75	85,09
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0	0,247	1,45	
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24	
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,10	
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1,00	
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0	0,160	0,94	517,2
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0	0,150	0,89	
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0	0,143	0,87	
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87	
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4	0,135	0,92	
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02	1766

### **ANEXO 11. PROPIEDADES TÉRMICAS DEL OXÍGENO EN PRESIONES Y TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL COMPRESOR**

Para calcular el factor de compresibilidad de la mezcla (Z) complete los siguientes datos

Presión:  bar Temperatura:  °C

**Propiedades de la mezcla gaseosa**

k	=	1.4158	(Relación $C_p/C_v$ )
mol	=	0.031999 kg	(Masa molar)
$C_p$	=	29.472 J/mol K = 7.055 BTU/lb mol °R	(Calor específico a presión constante)
$C_v$	=	20.817 J/mol K = 4.983 BTU/lb mol °R	(Calor específico a volumen constante)
R	=	8.6550 J/mol K = 2.0720 BTU/lb mol °R	(Constante de los gases para la mezcla)
$sT_c$	=	154.58 K = 278.24 °R	(Temperatura pseudocrítica)
$sP_c$	=	50.43 bar = 731.24 psi	(Presión pseudocrítica)
$sT_r$	=	189.65	(Temperatura pseudoreducida)
$sP_r$	=	10.20	(Presión pseudoreducida)
$s\rho_r$	=	0.0145	(Densidad pseudoreducida)
Z	=	1.00475	(Factor de compresibilidad)

[Ver fundamento teórico para el cálculo](#)

Datos extraídos de Matheson "Gas Data Book"

Autor: Ricardo Santiago Netto

Para calcular el factor de compresibilidad de la mezcla (Z) complete los siguientes datos

Presión:  bar Temperatura:  °C

**Propiedades de la mezcla gaseosa**

k	=	1.4158	(Relación $C_p/C_v$ )
mol	=	0.031999 kg	(Masa molar)
$C_p$	=	29.472 J/mol K = 7.055 BTU/lb mol °R	(Calor específico a presión constante)
$C_v$	=	20.817 J/mol K = 4.983 BTU/lb mol °R	(Calor específico a volumen constante)
R	=	8.6550 J/mol K = 2.0720 BTU/lb mol °R	(Constante de los gases para la mezcla)
$sT_c$	=	154.58 K = 278.24 °R	(Temperatura pseudocrítica)
$sP_c$	=	50.43 bar = 731.24 psi	(Presión pseudocrítica)
$sT_r$	=	225.55	(Temperatura pseudoreducida)
$sP_r$	=	18.41	(Presión pseudoreducida)
$s\rho_r$	=	0.0219	(Densidad pseudoreducida)
Z	=	1.00730	(Factor de compresibilidad)

[Ver fundamento teórico para el cálculo](#)

Datos extraídos de Matheson "Gas Data Book"

Autor: Ricardo Santiago Netto

## BÖHLER A 604



**Tipo de aleación:** C 0.05 máx. Si 0.50 Mn 1.40 Cr 19.00 Ni 10.0 %

Color de identificación: Azul  
Estado de suministro: Apagado  
Acabado: Pulido H9

Equivalencia  
AISI: 304  
DIN: X5CrNi18-10  
No. Mat. 1.4301

### PROPIEDADES:

Acero inoxidable austenítico al cromo - níquel con bajo contenido de carbono. Resistente a la corrosión intercris-  
talina hasta 300 °C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones  
alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo. Muy apropiado para embutir. Fácil mecanizado.

### EMPLEO:

En las industrias alimenticias-tales como la cervecera, lechera, azucarera, camaronera, donde las normas exigen  
el uso de acero inoxidable. Fábricas de jabones, ceras y grasas comestibles. Utensilios domésticos y de hotelería.  
Industria farmacéutica.

### TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1050 – 750 °C
Apagar: al agua, espesor > 2 mm al aire.	1040 – 1100 °C

Los aceros austeníticos son susceptibles a endurecer durante el maquinado y presentar magnetismo. Por ello,  
las herramientas deberán estar perfectamente afiladas y firmemente sujetas. La profundidad de corte no debe ser  
muy pequeña.

### PROPIEDADES MECÁNICAS

Producto	Dimensiones mm	Límite de fluencia N/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>
Barras	≥ 160	220	520
	> 160 ≤ 250		



## SOLDADURA DE UNIÓN

Electrodo recomendado: UTP 316 L - 16

### MEDIDAS EN STOCK:

ACERO	GEOMETRÍA	DIMENSIONES (mm)	PESO / METRO (kg)
A 200	redondo	20.00	2.48
A 200	redondo	22.00	3.00
A 200	redondo	25.00	3.88
A 200	redondo	32.00	6.35
A 200	redondo	38.00	8.96
A 200	redondo	40.00	9.93
A 200	redondo	50.00	15.51
A 200	redondo	55.00	18.77
A 200	redondo	60.00	22.34
A 200	redondo	70.00	30.40
A 200	redondo	90.00	50.26
A 200	redondo	120.00	89.35
A 200	redondo	140.00	121.61
A 200	redondo	150.00	139.60

ACERO	GEOMETRÍA	ESPESOR (mm)
A 200	lámina	6.00
A 200	lámina	8.00
A 200	lámina	10.00
A 200	lámina	12.00
A 200	lámina	15.00

ANEXO 13. CARACTERISTICA DEL BRONCE SAE 64 (IVAN BOHMAN)



**IVAN BOHMAN C.A.**

**BRONCE SAE 64**  
**Calidad BS 1400 LB - 22**

**GENERALIDADES:** Bronce al plomo-estaño. Muy buenas cualidades antifricción, para trabajos de cargas y presiones altas con alta velocidad. Es necesario tener un buen sistema de lubricación.

**ANÁLISIS TÍPICO %**

	<b>Cu</b>	<b>Sn</b>	<b>Pb</b>
<b>SAE 64</b>	80%	10%	10%

**APLICACIONES**

Bujes y piezas de usos severos como: equipo caminero, prensas, máquinas herramientas, laminadores, etc. Aplicaciones donde se exige resistencia a la corrosión. Puede estar en contacto con aceros bonificados (705-709), pero no con materiales de alta dureza.

**Dureza de suministro:** Mínimo 75 HB.

**MEDIDAS EN STOCK**

**REDONDO**

<b>mm</b>	<b>PESO APROX. kg/m</b>
21	3,1
26	4,8
41	11,8
51	18,2
61	26,0
71	35,7
81	46,4
102	73,6
122	105,4
152	163,5

**BARRA PERFORADA**

<b>mm</b>	<b>PESO APROX. kg/m</b>
41X19	9,4
51X24	14,5
62X39	15,9
81X39	36,0
102X48	57,8
122X58	82,2
152X98	97,5

**ANEXO 14. CARACTERÍSTICA DE LA BARRA PERFORADA 147M (IVAN BOHMAN)**



**147M**  
**Barra perforada**

**GENERALIDADES:** Nuestra barra perforada proviene de las acerías Vallourec & Mannesmann, de Francia, principales productores europeos de barra perforada de alta calidad. El tubo mecánico que importamos es analizado con precisión y posee un bajo contenido de inclusiones no-metálicas que permiten obtener:

- Elevada y uniforme capacidad de maquinado.
- Elevada resistencia a la fatiga.
- Propiedades uniformes de tratamiento térmico.
- Elevada soldabilidad.
- Bajo peso por metro.

Acero microaleado de alta resistencia para aplicaciones más exigentes. A pesar de su alta resistencia, este acero puede ser mecanizado y soldado fácilmente con soldadura AWS E-7018. Puede también ser cementado, templado y sometido a revenido.

**ANÁLISIS TÍPICO %**

	C	Si	Mn	V
147M	0.18	0.30	1.50	0.08

**EQUIVALENCIAS**

AFNOR	20MnV6
DIN	St E-460
ASTM	A381

**PROPIEDADES MECÁNICAS:**

<b>Barra perforada. 147 M</b>	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm <sup>2</sup>	44-48
Resistencia a la tracción, kg/mm <sup>2</sup>	63-66
Elongación, AS	20
Reducción de área, Z	63
Dureza de suministro, HB	215

**APLICACIONES:**

La barra perforada se puede utilizar en la fabricación de bocines, pistas, para empatar funda de eje trasero de los automotores, columnas de taladros, ejes estriados huecos, anillos, etc.

**TRATAMIENTO TÉRMICO:**

- Normalizado:** 900-920 °C. Enfriamiento al aire.
- Alivio de tensiones:** 550-600 °C. Mantenimiento durante 2 horas. Luego enfriamiento en el horno o al aire libre.
- Temple y revenido:** 900-920 °C en agua y luego revenido a 500 °C por una hora.
- Cementación:** 850-950 °C. Temperatura de endurecimiento 780-830 °C. Enfriamiento en aceite.
- Durezas logradas:** 58-60 HRC.
- Revenido:** Entre 150 y 200 °C.

**MEDIDAS DE STOCK**

mm	PESO APROX. kg/m	mm	PESO APROX. kg/m
32x16	4.9	95x59	34.8
32x20	4.0	95x63	31.8
36x16	6.6	95x67	28.6
36x20	5.7	100x56	42.9
40x20	7.6	100x63	38.9
45x20	10.3	100x80	21.0
50x25	12.1	106x56	51.7
50x32	9.7	106x63	46.0
50x36	7.9	106x80	31.0
56x28	15.2	112x63	54.9
63x32	18.7	112x80	39.7
63x40	15.1	112x90	30.0
71x36	23.7	118x63	63.6
71x45	19.5	118x80	47.9
71x56	12.8	125x71	66.8
75x40	25.7	125x90	47.9
75x45	22.7	132x71	79.1
75x50	19.7	132x106	40.5
80x40	30.6	140x80	84.6
80x45	28.0	150x80	102.8
80x50	24.6	160x90	112.1
85x45	32.6	170x118	97.4
85x55	27.1	180x125	109.4
90x50	31.2	200x140	133.9
95x50	41.6	200x180	187.1

***ANEXO 15. ESQUEMATIZACIÓN TÉCNICA DEL COMPRESOR PARA OXÍGENO.***

***ANEXO 16. MANUAL DE MANTENIMIENTO PARA EL COMPRESOR DE OXÍGENO.***