

**UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
"Carlos Rafael Rodríguez".
Facultad de Ingeniería**



TRABAJO DE DIPLOMA

Tesis presentada en opción al título de Ingeniero Mecánico

Diseño de sistema de lubricación para el motor eléctrico del Compresor 4ГM16-56/15 de la Refinería Cienfuegos S.A.

Autor: Carlos Alberto Rodríguez Sueiro

Tutor (es): Ms. C. Jorge Luis Cabrera Sánchez

Ing. Alejandro Elías Suárez

"Año 64 de la Revolución"

Cienfuegos, 2022

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



**UNIVERSIDAD
DE CIENFUEGOS**
CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ

Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez" como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano
Nombre y Apellidos. Firma

Firma del Tutor
Nombre y Apellidos. Firma

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellidos. Firma.

PENSAMIENTO

“La ciencia puede divertirnos y fascinarnos, pero es la ingeniería la que cambia el mundo.”

Isaac Asimov

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, porque han sido mi guía, mi apoyo y mi ejemplo en la vida, por todo su sacrificio.

A toda mi familia por darme todo el apoyo necesario para formarme en lo que soy hoy.

A mis compañeros de estudio que a lo largo de la carrera me han dado su apoyo incondicional en los momentos difíciles.

A los que han compartido conmigo estos cinco años de universidad por su amistad, por momentos compartidos, momentos estos, que en su mayoría felices.

A mis tutores, al Ing. Alejandro Elías Suárez y al Ms. C. Jorge Luis Cabrera Sánchez por sus conocimientos y su apoyo en el transcurso de ese trabajo.

A todos los profesores de la carrera por la atención y la paciencia hacia mí.

A todos los que me ayudaron de una forma u otra para que este trabajo se realice, gracias por su tiempo, por haberse puesto a mi disposición, por brindarme su ayuda con una amabilidad excepcional.

Muchas Gracias

DEDICATORIA

Dedicar es engrandecer el ama, por eso este trabajo va dedicado todos los que de una forma u otra han puesto su mano en mi formación profesional.

- ✚ En especial a mis padres por estar cada minuto pendientes a mis prioridades y brindarme el amor y la confianza para sentirme seguro.
- ✚ A mi abuela por toda la tolerancia y el amor que me ha tenido en estos largos años de estudiante.
- ✚ A mi hermano por ser mi amigo incondicional y mi hombro protector.
- ✚ A todos aquellos maestros y profesores que me hicieron crecer.
- ✚ A mi familia por entenderme y ayudarme.
- ✚ A los amigos que siempre dieron su apoyo.
- ✚ A la vida por darme esta oportunidad.

RESUMEN.

La presente investigación se realizó en la Refinería Cienfuegos S.A. con el objetivo de diseñar un sistema de lubricación para el motor eléctrico del Compresor 4ГM16-56/15, perteneciente a la planta para la Reformación Catalítica o S – 200. Actualmente el Compresor 4ГM16-56/15 cuenta con un sistema de lubricación de aceite manual para el motor eléctrico soviético modelo SDKP2-18-56-18TV2, el cual es calificado como un método ineficiente, por lo que nos damos a la tarea de diseñar un sistema de lubricación aprovechando el sistema de lubricación del Compresor 4ГM16-56/15. Para esto se realiza una revisión bibliográfica para determinar las posibles variantes que puedan ser aplicadas para dicho diseño, además se aplicó una metodología de cálculo para un intercambiador de calor tipo serpentín, como el análisis hidráulico del sistema para determinar la carga, la eficiencia y el flujo como principales parámetros de operación que permitan disminuir la temperatura del aceite. Se elaboró un análisis de costos directos e indirectos en donde se obtuvo el costo de los principales componentes del sistema de lubricación de aceite.

Palabras Claves:

Compresores, sistema de lubricación, serpentín, aceite.

SUMMARY.

This research was carried out at the Cienfuegos S.A. Refinery. with the objective of designing a lubrication system for the electric motor of the Compressor 4ГM16-56/15, belonging to the plant for Catalytic Reforming or S - 200. Currently the Compressor 4ГM16-56/15 has an oil lubrication system manual for the soviet electric motor model SDKP2-18-56-18TV2, which is qualified as an inefficient method, so we give ourselves the task of designing a lubrication system taking advantage of the lubrication system of the 4ГM16-56/15 Compressor. For this, a bibliographical review is carried out to determine the possible variants that can be applied for said design, in addition, a calculation methodology was applied for a serpentine type heat exchanger, such as the hydraulic analysis of the system to determine the load, the efficiency and the flow as main operating parameters that allow to reduce the temperature of the oil. An analysis of direct and indirect costs was prepared where the cost of the main components of the oil lubrication system was obtained from.

Keywords:

Compressors, lubrication system, coil, oil.

Índice

INTRODUCCIÓN.....	10
1. CAPÍTULO I. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	13
1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA REFINERÍA CIENFUEGOS S.A.	13
DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROCESO EN LA SECCIÓN 700 “COMPRESORES”	14
<i>En la Sección 200 o Reformación Catalítica</i>	16
<i>En la sección 300-1 o Hidrofinación de Diésel</i>	18
1.2. COMPRESORES EN LOS PROCESOS DE REFINACIÓN DE PETRÓLEO	21
<i>Clasificación de los compresores</i>	21
1.3. COMPRESORES RECIPROCANTES	21
<i>Compresor de Hidrógeno 4ГM16-56/15</i>	23
<i>Fallas de compresores.</i>	24
1.4. SISTEMAS DE LUBRICACIÓN DE ACEITE.	28
1.4.1. <i>Bombas industriales</i>	31
<i>Tipos de bombas que se utilizan en los sistemas de lubricación de aceite.</i>	32
<i>Bombas de engranajes</i>	33
1.4.2. <i>Intercambiadores de calor</i>	34
<i>Intercambiador de calor tipo serpentín.</i>	38
CONCLUSIONES PARCIALES.	40
2. CAPÍTULO II. DISEÑO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN PARA EL MOTOR ELÉCTRICO.....	40
2.1. INTRODUCCIÓN AL CAPÍTULO.....	40
2.2. <i>Características del sistema de lubricación de aceite del motor eléctrico del Compresor de Hidrógeno 4ГM16-56/15</i>	42
2.3. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL COMPRESOR 4ГM16-56/15.	43
2.4. CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO SERPENTÍN.....	44
2.4.1. <i>Metodología de diseño del intercambiador de calor tipo serpentín.</i>	46
2.4.2. <i>Resultados de la Metodología de Diseño del intercambiador de calor tipo serpentín</i>	51
2.5. DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DE ACEITE.....	53
2.6. DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE LUBRICACIÓN PARA EL MOTOR ELÉCTRICO DEL COMPRESOR 4ГM16-56/15 (C-01-202-B).....	61
CONCLUSIONES PARCIALES	62
3. CAPÍTULO III. FACTIBILIDAD ECONÓMICA	64
3.1. LOS PRINCIPALES ELEMENTOS DEL COSTO DE PRODUCCIONES EXPRESADAS EN FORMA MONETARIA SON:	64
3.1.1. <i>Gastos en materiales.</i>	64

3.1.2.	<i>Gastos en salarios</i>	66
3.1.3.	<i>Costos generados por el consumo de energía eléctrica</i>	66
3.1.4.	<i>Total, de Gastos Directos</i>	67
3.1.5.	<i>Total, de Gastos Indirectos</i>	67
3.2.	GASTO GENERAL DE FABRICACIÓN	67
3.3.	VALORACIÓN ECONÓMICA	68
	CONCLUSIONES PARCIALES	69
	CONCLUSIONES	70
	RECOMENDACIONES	71
	BIBLIOGRAFÍA	72
	ANEXOS 1. BÚSQUEDA BIBLIOGRÁFICA	75
	ANEXOS 2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DE ACEITE	83
	ANEXOS 3. PLANOS	88

INTRODUCCIÓN.

La Refinería Cienfuegos S.A. tiene como objetivo social las actividades de refinación de hidrocarburos y manufactura de productos; compra, almacenamiento, procesamiento, distribución y comercialización de hidrocarburos y productos derivados; transporte de petróleo y sus derivados por vía marítima, fluvial y terrestre dentro y fuera del territorio cubano, mediante naves de su propiedad o fletadas a tal efecto.

Dentro de las unidades de proceso se cuenta con la sección 700, compresores de hidrógeno, la que es vital para el desarrollo de los procesos de refinación, particularmente para los de Hidrotratamiento de nafta, diésel, turbo y de Reformación Catalítica ya que el hidrógeno es indispensable para las reacciones de eliminación de contaminantes de las distintas fracciones del combustible que se refine, permitiendo obtener mejores especificaciones de calidad en los productos para su uso y comercialización cumpliendo los requisitos establecidos por CUPET y en la Refinería Cienfuegos S.A.

La planta de Reformación Catalítica o Sección 200, tiene como objetivo principal la obtención de catalizado con el índice de octano entre 83 – 95, utilizado como componente de la gasolina de alto octanaje. La materia prima es fracción 70 – 180 °C que se hace reaccionar con gas hidrogenado circulante y gas hidrogenado fresco procedente del reformador en la unidad de hidrofinación de nafta; con el objetivo de disminuir el contenido de azufre y nitrógeno hasta 0.5 ppm y la eliminación de compuestos oxigenados e insaturados en la nafta de alimentación al reformador. Esta nafta hidrofinada se hace reaccionar con hidrógeno en presencia de catalizador polimetálico teniendo lugar las reacciones de deshidroisomerización de nafténicos, de isomerización de parafinas dando como resultado un incremento de la concentración de hidrocarburos aromáticos e isoparafínicos con la correspondiente elevación del número de octano (RON) y la obtención de gasolina.

En la S-300-1 o unidad de Hidrotratamiento de diésel, turbo, está destinada para refinar con hidrógeno la fracción de diésel de destilación directa de petróleo 180 – 350 °C obteniendo un producto con 0.2 % de azufre, así como la fracción 120 – 260 °C de turbo combustible. Para ello el circuito tecnológico permite la hidrofinación de dichas fracciones con gas hidrogenado circulante y gas hidrogenado fresco proveniente de la S-200.

Los compresores recíprocos (C-01-202-A/B/C) respectivamente son máquinas que forman parte del proceso de refinación de la Refinería Cienfuegos S.A. Son los encargados de la compresión del hidrógeno, pilar fundamental para la obtención de los

productos en la Refinería Cienfuegos S.A., las fallas que se producen en estos equipos pueden cortar el tiempo de vida útil, disminuir el rendimiento y comprometer la operación.

El sistema de lubricación original del motor del compresor se compone por un carter (cuerpo de chumacera) donde se almacena el líquido lubricante y un disco de bronce que gira en función de las revoluciones del árbol del compresor y lubrica los elementos de la chumacera. Este se llenaba por la parte superior (de forma manual) y recircula el mismo aceite en el interior mezclando las partículas de acero del disco de lubricación con el aceite y con temperaturas por encima de 60 grados, siendo la máxima temperatura que debe puede alcanzar para un buen funcionamiento del mismo.

Este sistema se daña con frecuencia, ya que, al existir una lubricación ineficiente, aumenta la temperatura de los elementos que contactan por fricción sacándolo de los parámetros de operación con la posterior rotura de los componentes y la paralización del equipo.

Uno de los problemas en los últimos años que ha impactado negativamente en los procesos de refinación, ha sido las recurrentes fallas de los compresores recíprocos para hidrógeno por averías del sistema de lubricación de aceite para el motor eléctrico, quedando fuera de servicio los compresores (C-01-202 B y C-01-202 C) debido a los escasos de aros de lubricación y cojinetes de deslizamiento (tejas) en el motor eléctrico, tanto como las dificultades para la importación, quedando solo uno de estos en funcionamiento (C-01-202 A), esto provoca que fuera imposible continuar con la compresión de hidrógeno, lo que ha conllevado a la búsqueda de soluciones a dicha problemática que permita la continuidad de las operaciones de refinación.

Problema de investigación:

Las averías producidas en la chumacera del motor eléctrico del compresor de hidrógeno 4FM16-56/15, motivadas por insuficiencia en el diseño de su sistema de lubricación, provocan recurrentes salidas de servicio del compresor. afectando el proceso productivo de la Refinería Cienfuegos S.A.

Hipótesis:

Si se diseña un nuevo sistema, utilizando presión de aceite para la lubricación de la chumacera en el motor eléctrico del compresor, se podrá mejorar su fiabilidad y estabilidad en las operaciones durante el servicio.

Objetivo General:

Diseñar un nuevo sistema de lubricación de aceite para el Motor eléctrico del Compresor 4ГM16-56/15 de la Refinería Cienfuegos S.A.

Objetivos Específicos:

- Realizar una búsqueda bibliográfica acerca de los Compresores como también diseños de sistemas de lubricación para los mismos.
- Diseñar un nuevo sistema de lubricación para el motor aprovechando el actual sistema de circulación de aceite del compresor.
- Evaluar la factibilidad e impacto económico del nuevo sistema de lubricación diseñado.

1. CAPÍTULO I. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Los compresores de hidrógeno son equipos importantes para la refinación de petróleo y debe garantizarse que funcionen de manera confiable durante el proceso. Con la madurez gradual de la tecnología industrial, los tipos y aplicaciones de los compresores de hidrógeno son cada vez más abundantes. Uno de los requisitos para el buen funcionamiento de un compresor está dado en el sistema de lubricación. Este capítulo se centrará en el estudio del compresor de hidrógeno, así como en los diferentes diseños de sistemas de lubricación de aceite de los compresores.

1.1. Descripción general de la Refinería Cienfuegos S.A.

La refinería de petróleo Cienfuegos S.A, ubicada al norte de la bahía de Cienfuegos es una de las grandes inversiones que iniciaron en la década del 80 con la colaboración de la desaparecida Unión Soviética su etapa de proyección micro localización y movimiento de tierra se inició en el periodo comprendido entre 1977 – 1983 y su construcción y montaje se realizó entre 1983-1990. Se puso en marcha en marzo de 1991 y a partir de 1997 se decide pasar la refinería a la fase de conservación de sus instalaciones tecnológicas e integrar la planta a la unidad básica comercializadora de combustibles de Cienfuegos. El 11 de abril del año 2006 como parte de los proyectos de la Alternativa Bolivariana para los Pueblos de nuestra América fue creada la empresa mixta PDVCUPET S.A. Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” se materializa así uno de los acuerdos firmados por los comandantes Fidel Castro Ruz y Hugo Rafael Chávez Frías. Se elige Cienfuegos por sus características geográficas al ubicarse en el centro sur del país y contar con una bahía de bolsa al norte de la cual es posible desarrollar un complejo industrial integral. (Saavedra Pérez, 2022)

El incremento en el consumo de bienes y servicios de la sociedad actual ha conllevado a una sobre explotación de los recursos naturales. La extracción de crudo se ha incrementado y la disminución de este recurso ha propiciado la aplicación de técnica de fracking con la correspondiente afectación ambiental. Otras vías para la solución de esta necesidad ha sido la extracción y posterior mejoramiento de crudo pesados. La disminución de los crudos ligeros de mayor calidad y los crudos medios ha conllevado a la producción de mezclas de crudos pesados mejorados con crudos ligeros y manteniendo los grados API. (Saavedra Pérez, 2022)

Las refinerías son diseñadas para un determinado tipo de crudo, ya sea, ligero, medio o pesado, de ahí el esquema de refinación a emplear y las características específicas del equipamiento. (Saavedra Pérez, 2022)

La Refinería Cienfuegos fue diseñada por el instituto del petróleo de la antigua URSS para la refinación de un crudo medio de 28 API. Tras la reactivación de la refinería en

2007 y la constitución de la empresa mixta Cuenpetrol con Venezuela se comenzó a emplear una mezcla de Crudo Mesa-Merey 88 – 12 con API 28. (Saavedra Pérez, 2022)

El proceso de refinación de la Refinería Cienfuegos S.A. se lleva a cabo bajo el esquema que se muestra en la siguiente figura 1.1

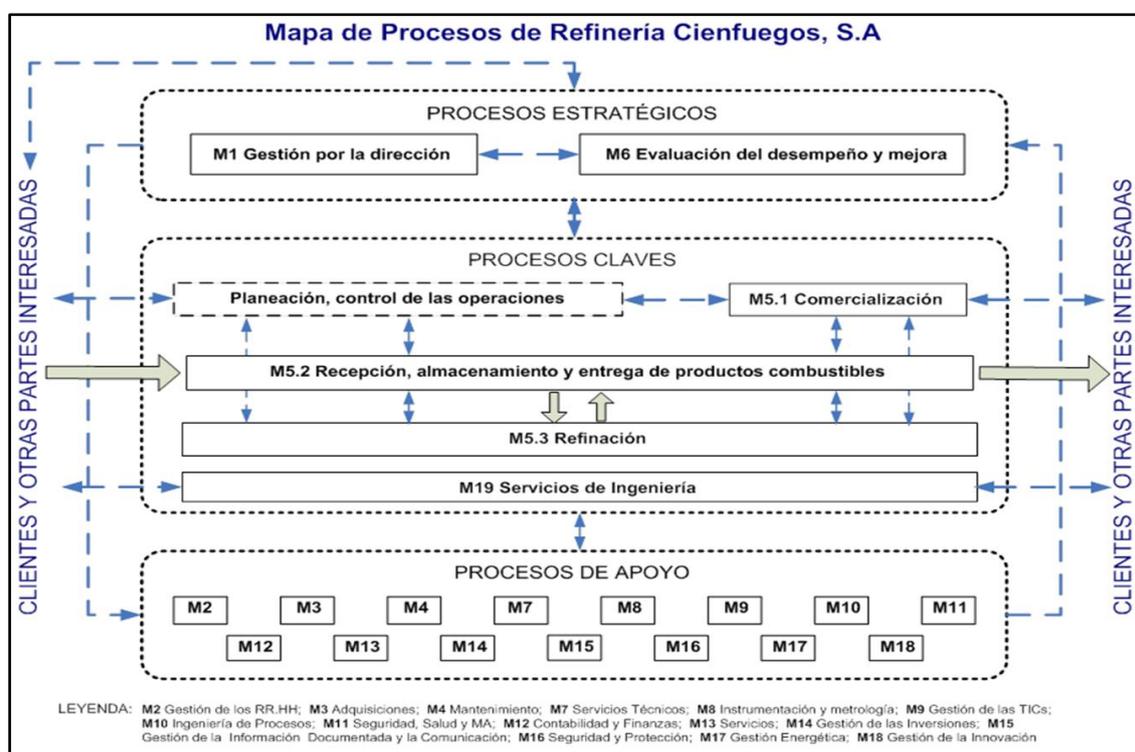


Figura 1.1 Esquema general de proceso de la Refinería Cienfuegos S.A. (Saavedra Pérez, 2022)

Descripción general del proceso en la Sección 700 “Compresores”.

La Sección 700 o sala de compresores es vital para el desarrollo de los procesos catalíticos, en la Refinería Cienfuegos S.A., está relacionado con los procesos de Hidrofinación de Diésel o S – 300 – 1 y el de Reformación Catalítica o S – 200. (Saavedra Pérez, 2022)

La S-300-1 está destinada para refinar con hidrógeno la fracción de destilación directa de petróleo de 180 a 350 °C obteniendo un producto con 0.2 % de azufre. Para ello el circuito tecnológico permite la hidrofinación de dicha fracción con gas hidrogenado circulante y gas hidrogenado fresco proveniente de la S-200. (Saavedra Pérez, 2022)

La planta de Reformación Catalítica, (Sección 200), tiene como objetivo principal la obtención de catalizado debutanizado con el índice de octano no inferior a 83. La materia prima es fracción 70 – 180 °C que se hace reaccionar con gas hidrogenado circulante y gas hidrogenado fresco procedente de reformador en la unidad de hidrofinación de

nafta; con el objetivo de disminuir el contenido de azufre y nitrógeno hasta 0.5 ppm y la eliminación de compuestos oxigenados e insaturados en la nafta de alimentación al reformador. Esta nafta hidrofinada se hace reaccionar con hidrógeno en presencia de catalizador polimetálico teniendo lugar las reacciones de deshidroisomerización de nafténicos, de isomerización de parafinas dando como resultado un incremento de la concentración de hidrocarburos aromáticos e isoparafínicos con la correspondiente elevación del Número de octano (RON) y la obtención de gasolina. (Saavedra Pérez, 2022)

En los procesos de hidrofinación el aumento del volumen de hidrógeno en circulación y la presión contribuye a elevar la velocidad de reacción y a disminuir la cantidad de coque sobre el catalizador en el reactor. En reformación disminuye la formación de coque garantizando un mayor ciclo de operación entre regeneraciones. (Saavedra Pérez, 2022)

En los bloques de Hidrofinación de Diésel y de Nafta el proceso se desarrolla con recirculación del gas hidrogenado en el rango de 220 a 300 Nm³ de gas hidrogenado por m³ de materia prima. La necesidad en hidrógeno se satisface por el gas hidrogenado que se desprende durante el proceso de reformación catalítica de la gasolina y llega al bloque de refinación con hidrógeno previamente comprimido por los compresores C-01-203A, C-01-203B, en cantidad necesaria para la marcha del proceso. (Saavedra Pérez, 2022)

La concentración de hidrógeno en el gas circulante puede variar de 75 a 85 % volumétrico, lo que depende de la naturaleza de la materia prima y del grado de desgaste del catalizador de la reformación. (Saavedra Pérez, 2022)

Descripción del proceso tecnológico donde intervienen los compresores:

- Los compresores C-301A/B corresponden a las S – 300 – 1 para la Hidrofinación de Diésel
- Los compresores C-201A/B corresponden a las S – 200 para la Hidrofinación de Nafta.
- Los compresores C-202A/B/C corresponden a las S – 200 para la Reformación Catalítica.
- Los compresores C-203A/B que corresponden a las S – 200 para Reformación Catalítica, constituyen los compresores de refuerzo para el envío del gas hidrogenado fresco a las unidades de hidrofinación.

En la Sección 200 o Reformación Catalítica

La materia prima (nafta de destilación directa fracción 70 – 180 °C) viene de la sección 100 o del área de tanques al tambor D-01-201 desde donde es conducida para la bomba P-01-201/R para mezclarse con el gas hidrogenado circulante suministrado por los compresores de pistón C-01-201 A y C-01-201 B. (Ramos, 2018)

El tambor de materia prima D-201, se encuentra presurizado a 3.5 kgf/cm², con gas de estabilización que viene (línea 218/2) del tambor de reflujo de T-202 (D-203). Dicha presión, es regulada por el control de presión PIC-002. Este control actúa en la opción de rango compartido sobre, a válvula de control PV-022-1 (presurización), ubicada en la línea 218/2, que está en la entrada del mismo y sobre la válvula de control PV-002-2, que ubicada a la salida de dicho tambor hacia el sistema de gas combustible. (Ramos, 2018)

La bomba de inyección de materia prima (P-201/R), succiona la fracción 70 – 180 °C desde el tambor D-201, por la línea 122/3 y la descarga (línea (122/6) para mezclarse con gas hidrogenado circulante, suministrado (línea 212/2) por el compresor (C-201/R) a un flujo de 17450 a 21150 N m³/h (normal), a una temperatura de 70 °C y una presión de 38 kgf/cm², por la línea 122/6, para ir al nudo mezcla. Esta mezcla circula por el espacio intertubular del tren de intercambiadores de calor 1, 2, 3 E-01-201 donde se calienta hasta a (250 a 310) °C, con el flujo de retorno de la mezcla producto-gas del reactor R-01-201. (Ramos, 2018)

En el reactor R-01-201, a temperatura de (265 a 340) °C y presión de (35 a 40) kgf/cm² y en presencia del catalizador de aluminio, níquel y molibdeno, tiene lugar la hidrogenación de los compuestos sulfurosos y nitrosos, con desprendimiento del hidrógeno sulfurado, amoníaco y agua, así como también el hidrocraqueo parcial con desprendimiento del gas hidrocarbonado. (Ramos, 2018)

Del reactor la mezcla de gas y producto se dirige al espacio tubular en los intercambiadores de calor 1, 2, 3 E-01-201, la que luego se enfría en los enfriadores A-01-203 y E-01-207 hasta una temperatura de (40 a 45) °C, que llega al separador B-01-201. En el separador B-01-201 tiene lugar la separación del producto hidrogenado inestable del gas hidrogenado en circulación, que retorna a través del B-01-202 en la entrada de los compresores C-01-201 A/B, donde se comprime y se envía al triángulo de mezclado donde se mezcla con la materia prima de la planta. El gas hidrogenado que alimenta el sistema de refinación con hidrógeno viene del bloque de Reformación, que es suministrado por los compresores C-01-203 A/B, a través del enfriador E-01-210 y el separador B-01-206 a la tubería de mezcla de gas y producto ante el enfriador por

agua E-01-207. El exceso del gas hidrogenado proveniente de la reformación se conduce por los compresores C-01-203 A/B. Para impedir que el líquido penetre en el compresor, se instaló el separador B-01-203. El nivel del separador se mantiene por el regulador LIC-18, que descarga periódicamente el producto inestable al D-01-201. (Ramos, 2018)

Por el esquema tecnológico del proceso está previsto también la posibilidad de aumentar la concentración del gas hidrogenado sobrante desprendido durante el proceso de reformación. Con este fin, el gas sobrante de reformación, después de comprimirse por los compresores C-01-203 A/B, se mezcla con la materia prima de la planta, la fracción 70 – 180 °C, conducida por las bombas P-01-201/R. La mezcla de gas y gasolina enfriada en el E-01-210 viene para separarse al separador B-01-206, de donde el gas hidrogenado se dirige al bloque de refinación preliminar con hidrógeno, mientras la nafta se mezcla con el gas hidrogenado suministrado por los compresores C-01-201 A/B. (Ramos, 2018)

El producto inestable viene del separador B-01-201, después de calentarse en el intercambiador de calor E-01-202 a 160 – 165 °C a la torre T-01-201. El producto hidrogenado estable, del fondo de la torre T-01-201 circula por el intercambiador E-01-202 donde comunica su calor al producto hidrogenado inestable y llega a la entrada de la bomba P-01-204/R. El producto hidrogenado estable se dirige por la bomba P-01-204/R para mezclarse con el gas circulante del proceso de reformación suministrado por los compresores 1,2 C-01-202 A/B. (Ramos, 2018)

La mezcla de gas y materia prima calentada en los intercambiadores de calor 1, 2, 3 E-01-203 por el flujo de mezcla gas y producto desde el reactor R-01-04, entra en el horno F-01-203/1 para calentarse hasta la temperatura de reacción y entrar a los reactores R-01-202, R-01-203, R-01-204. La mezcla de gas y producto se dirige del reactor R-01-204 a los intercambiadores de calor 1, 2, 3 R-01-203 para calentar la mezcla de gas y materia prima del proceso de reformación. Luego se enfría consecutivamente en los refrigeradores por aire 1, 2 A-01-204, en el refrigerador por agua E-01-208 y con la temperatura de 40 a 45 °C, llega al separador B-01-204, donde la mezcla se divide en gas de hidrogenado y producto catalizado inestable. El gas hidrogenado se dirige del separador B-01-204, si fuera necesario, a la torre de adsorción 1, 2 T-01-203 que operan compresores 1,2 C-01-202 A/B, llega al separador B-01-210 y luego al sistema de reformación para mezclarse con el producto hidrogenado estable. La cantidad sobrante de gas hidrogenado desprendido en el proceso de reformación es conducida a la entrada de los compresores de refuerzo C-01-203 A/B. La fase líquida, el producto

catalizado inestable, se conduce por la bomba P-01-205 del separador B-01-204 a la torre de estabilización T-01-202 a través del intercambiador de calor E-01-204. El producto catalizado estable pasa de la parte inferior de la torre de estabilización por el espacio tubular del intercambiador E-01-204, donde entrega su calor al producto catalizado inestable, se enfría en los enfriadores A-01-205 y E-01-209 y se evacua de la planta como componente de la gasolina para los tanques. (Ramos, 2018)

En el proceso de reformación catalítica al conducir el ciclo de operación se realiza la regeneración oxidante del catalizador de reformación. En dicho proceso se emplea como gas circulante nitrógeno, se adiciona al oxígeno y percloroetileno obteniéndose gases de combustión y cloro. Esta mezcla se recircula durante el proceso de quema. En la reactivación del catalizador se recircula nitrógeno con contenido de oxígeno y cloro elevados. La relación de gas circulante durante la regeneración es de $500 \text{ Nm}^3/\text{m}^3$ de catalizador. Durante este proceso los compresores se operan en régimen alternativo de operación. (Ramos, 2018)

En la sección 300-1 o Hidrofinación de Diésel

El proceso de Hidrofinación de combustible diésel y turbo se describe abajo refiriéndose a las reacciones de hidrogenación moderada, por las cuales los compuestos de azufre, oxígeno y nitrógeno se transforman a la presencia de hidrógeno y catalizador en los hidrocarburos desprendiéndose hidrocarburo, agua y amoníaco, mientras que las olefinas se convierten en hidrocarburos más estables de series parafínica o nafténica según su naturaleza en la materia prima. (Ramos, 2018)

La velocidad relativa y profundidad de las reacciones depende de las condiciones del proceso, las propiedades fisicoquímicas de la materia prima, tipo y estado del catalizador que se usa.

La materia prima (fracción $180 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$) llega del parque o directamente de la sección 100 al tambor de materia prima D-OI-301, desde donde y a través del filtro 1, 2V-01-301 pasa a la succión de la bomba de materia prima P-01-301 (P-01-301R) y luego se mezcla con el gas recirculante rico en hidrógeno alimentado por los compresores de pistón C-01-301 A/B. La mezcla de materia prima con gas se calienta en los intercambiadores de calor 1, 2,3 E-01-301 por el flujo caliente de una mezcla de productos con gas hasta una temperatura de $300 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$, después sigue calentándose en el horno tubular F-01-301 a la temperatura de $360 - 400 \text{ }^\circ\text{C}$ y pasa al reactor R-01-301. (Ramos, 2018)

En el reactor tendrá lugar una hidrogenación de los compuestos sulfurosos contenidos en la materia prima con formación del ácido sulfhídrico, así como un hidrocracking

parcial con formación del gas hidrocarbúrico y fracciones livianas de gasolina. La mezcla de productos con gas al salir del reactor R-01-301 entrega su calor en los intercambiadores de calor 1, 2, 3 E-01-301, luego se enfría en el enfriador de aire 1,2 A-01-301 y en el enfriador de agua E-01-303 hasta la temperatura de 45 °C, seguidamente pasa al separador de alta presión B-01-301, donde se separan el hidrogenado inestable y el gas circulante rico en hidrógeno. A través del separador B-01-301 se descarga también el agua de lavado de los enfriadores por aire 1,2 A-01-301, que se lavan con agua químicamente depurada, con lo que se previene la deposición de sales amónicas en los tubos. (Ramos, 2018).

El gas circulante impuro rico en hidrógeno se envía del separador B-01-301 a la torre de absorción T-01-302 para limpiarlo de H₂S con una solución de metilendioxietilamfetamina (MDEA) al 40 % alimentada a la parte superior de la torre de absorción con ayuda de la bomba P-01-304 (P-01-304R). El gas circulante purificado se envía a través del separador B-01-303 para los compresores C-01-301 A y el C-01-301 B respectivamente para luego mezclar con materia prima. Para mantener la concentración de hidrógeno en el gas recircula a un nivel del 65 % volumétrico, como mínimo, el gas fresco rico en hidrógeno se alimentará continuamente de la sección 200 para la entrada de los compresores C-01-301 A/B. El hidrogenado inestable pasa del separador de alta presión B-01-301 al separador de baja presión B-01-302, donde al bajar la presión hasta 8 kgf/cm² se desprende una parte del gas disuelto (gas hidrocarbúrico). El gas hidrocarbúrico se envía del separador B-01-302 a la torre de absorción T-01-303 para la depuración de H₂S con una solución MDEA al 40 %. La solución de amina se suministra al absolvedor T-01-303 por la bomba P-01-305 (P-01-305R), desde el tambor D-01-302, el gas purificado pasa a la red de gas combustible. El hidrogenado inestable del separador de baja presión B-01-302, bajo la presión de 8 kgf/cm² se envía a los intercambiadores 1, 2, 3, 4 E-01-302, en los cuales se calienta hasta 220 – 250 °C por el calor del combustible estable y luego se suministra a la torre de estabilización T-01-301, donde de él se separan el gas hidrocarbúrico y gasolina. El régimen de temperatura se mantiene en la torre, circulando su producto inferior a través de la caldera termosifónica E-01-312 calentada por una mezcla de productos con gas procedente del reactor R-01-302. (Ramos, 2018)

La fracción estable hidrotratada 180 – 350 °C de la parte inferior de la torre de estabilización con ayuda de la bomba P-01-302 (P-01-302R), va al horno F-01-302, donde se calienta hasta una temperatura de 330 -350 °C y se retorna a la torre para mantener el régimen de temperatura, el exceso del combustible diésel estable se evacúa de la instalación a través de los intercambiadores de calor 1, 2, 3, 4 E-01-302 y del

enfriador de aire A-01-302 con la temperatura de 55 °C en la salida. Los vapores de gasolina y el gas hidrocarbúrico, se sacan de la parte superior de la torre de estabilización T-01-301 y se envían al condensador – enfriador de aire 1, 2 A-01-303, donde los mismos se condensan y se enfrían hasta 60 °C y después siguen enfriándose en el enfriador de agua E-01-305 hasta 45 °C. (Ramos, 2018)

Para evitar la corrosión con H₂S una solución de inhibidor de corrosión al 2 % será alimentada a la entrada al enfriador de aire 1, 2 A-01-301 con ayuda de la bomba dosificadora P-01-310 desde el tanque D-01-304. Los productos enfriados del enfriador de agua E-01-305 pasan al separador B-01-305, donde se separa el gas hidrocarbúrico, el agua y la gasolina. Parte de la gasolina se toma del separador por la bomba P-01-303, P-01-303R, y se suministra como reflujo a la parte superior de la torre T-01-301. El gas hidrocarbúrico se envía a la torre de absorción T-01-304 para separar H₂S con una solución MDEA al 40 % alimentada a la parte superior de la torre de absorción con ayuda de la bomba P-01-305 (P-01-305R) desde el D-01-302. A la torre T-01-304 se suministra también el gas hidrocarbúrico desde el separador B-306. (Ramos, 2018)

Para suprimir la corrosión por hidrógeno sulfurado en la torre T-01-301 se alimenta la solución de inhibidor de corrosión con las bombas P-308, P-309 desde el tanque D-01-304. La gasolina del separador B-01-305 en exceso, conjuntamente con la que es separada en el tambor B-01-03 van a la descarga de la bomba P-01-303 y enviados a tanques intermedios o a la S-200, en dependencia de sus características. El ácido sulfhídrico acuoso del separador B-01-305 con ayuda de la bomba P-01-307 se envía a la línea de sulfurosos alcalinos. (Ramos, 2018)

La solución de MDEA saturada en las torres de absorción (amina rica) T-302 y T-303, se envía bajo su propia presión al separador de solución DEA saturada B-01-306 y la solución MDEA saturada de la torre de absorción T-01-304 se bombea al mismo separador con ayuda de la bomba P-01-306 (P-01-306R). En el separador B-01-306 se efectúa la separación entre la gasolina y la solución de aminas, desprendiéndose el gas hidrocarbúrico y la solución de amina rica es enviada por la propia presión del tambor separador B-01-306 hacia la planta regeneradora de aminas en el título 02. (Ramos, 2018)

Para evitar la formación de espumas en los absolvedores a la succión de las bombas P-01-304 y P-01-305 se suministra la solución antiespumante desde el tambor D-01-305 por la bomba dosificadora P-01-311. A este tanque se le suministra por la bomba P-01-312 la emulsión de antiespumante al 50% y la solución de amina, después de mezclados

estos componentes por la misma bomba son suministrados a los absolvedores. (Ramos, 2018)

1.2. Compresores en los procesos de refinación de petróleo

Un compresor es una máquina diseñada para aumentar la presión de cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tales como gases y vapores. La compresión se realiza mediante un intercambio de energía entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo realizado por el compresor es transferido al fluido aumentando su presión y energía cinética impulsándolo a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, estos son máquinas térmicas, ya que utiliza un fluido compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable.

Clasificación de los compresores

Los compresores manejan formas diferentes, tamaños y capacidades diversas y su configuración está basada dependiendo su aplicación. Los diferentes tipos de compresores se pueden catalogar en dos grupos, dependiendo el modo de compresión. (Pérez, 2019) (Ver Anexo 1.2.)

- **Compresores de Desplazamiento Positivo:** Son compresores de flujo intermitente, los cuales se dividen en reciprocantes y rotativos. (Calderon & Rivera, 2020)
- **Compresores Dinámicos:** Son máquinas rotatorias de flujo continuo. Estos compresores, se dividen de acuerdo al flujo que manejan en centrífugo (flujo radial) y axiales (flujo axial). (Calderon & Rivera, 2020)

Para los beneficios de este trabajo, interesan los compresores alternativos o reciprocantes de pistón.

1.3. Compresores Reciprocantes

Los compresores reciprocantes también son llamados alternativos, su funcionamiento es similar al de los motores de combustión interna, utilizan el movimiento alternativo del pistón dentro del cilindro con el fin de comprimir los gases o vapores que se encuentran en la cámara del cilindro a una presión más alta a la del ingreso. El ejemplo más simple

de estos tipos de compresores es el inflador de llantas de bicicleta. El inflador de llantas de bicicleta comprime el aire en un espacio pequeño a medida que el pistón se desplaza hacia arriba y abajo dentro del cilindro (Férrnandez, 2002).

Clasificación de compresores recíprocantes

(Caja Muñoz & Torres Díaz, 2018), clasifican los compresores recíprocantes en 3 grupos, el primero por el número de etapas, el segundo grupos por el modo de trabajo del pistón y por número y, por último, por la disposición de cilindros. En esta ocasión solo se verán los de mayor aplicación en industrias.

- Compresores recíprocantes número de etapas.
 - A. Por compresores de una etapa

Estos tipos de compresores realizan la compresión inicial y final en una sola etapa. Son compresores de baja potencia y se utilizan en lugares donde el caudal es limitado y las condiciones de servicio es periódica e intermitente, debido a que son compresores de baja potencia, la temperatura de salida de los gases comprimidos sitúa alrededor de los 180 °C, por lo que no es necesario refrigerarlos (Caja Muñoz & Torres Díaz, 2018).

B. Compresores de dos etapas

Estos tipos de compresores realizan la compresión inicial y final en dos etapas, comprimen gases en una primera etapa hasta una presión intermedia, esta presión es el ingreso de la segunda etapa obteniendo una presión final. Estos compresores son los más empleados en industrias por la su capacidad de comprimir grandes volúmenes en menor tiempo, debido a su capacidad las temperaturas de salida de los gases oscilan en 130 °C, en este caso los compresores son refrigerados por aire o agua (Férrnandez, 2002).

Los compresores recíprocantes para su funcionamiento óptimo cuentan con sistemas auxiliares, como el sistema de lubricación, el sistema de pre-lubricación, el sistema de enfriamiento, el sistema de accionamiento y el sistema de control.

Algunas ventajas de los compresores recíprocantes son:

- Pueden manejar presiones de alta por encima de 3500 psig.
- Más eficiencia comparativa para relaciones de presión mayores a 2.
- Se adaptan muy bien a los cambios de flujo.

Algunas desventajas son

- Más sensibles a la vibración
- Mayores problemas en las válvulas de flujo
- Los problemas de lubricación son más frecuentes que en los de tipo centrífugo.
- Requieren mayor esfuerzo de mantenimiento

Compresor de Hidrógeno 4ГM16-56/15

El papel del compresor de hidrógeno es muy importante en la Refinería Cienfuegos S.A. Una vez que un compresor de hidrógeno falla, puede provocar una parada de la instalación o incluso accidentes como fugas de gas, incendios y explosiones, lo que puede provocar importantes pérdidas económicas. (Anqing Bailian Compressors, LTD, 2021)

No hay nada que impida que la gente explore el hidrógeno. Como cualquier otro gas, se puede aumentar la presión del hidrógeno mediante compresores alternativos o centrífugos para cumplir con los requisitos de la operación del proceso. En cada aplicación típica, la forma de compresor que se utilizará debe estar determinada por el caudal de hidrógeno, la presión a aumentar y la presión. Al mismo tiempo, el uso de un compresor de hidrógeno también requiere un tipo diferente de compresor según el escenario de su aplicación (Anqing Bailian Compressors, LTD, 2021).

El principio de funcionamiento del Compresor de Hidrógeno 4ГM16-56/15.

El compresor de hidrógeno es un compresor alternativo que se basa en el movimiento alternativo del diafragma en la cabeza de la membrana para comprimir y transportar el gas. El diafragma del compresor consta de tres diafragmas, que se sujetan a lo largo de la periferia por el lado del aceite hidráulico y el lado del gas de proceso y forman el cabezal del diafragma. El diafragma se acciona hidráulicamente para realizar movimientos alternativos en la cabeza del diafragma para lograr la compresión y el suministro del gas. Es importante comprender el principio de funcionamiento de un compresor de hidrógeno para evitar errores de cálculo y facilitar el uso del compresor en caso de un problema en el trabajo de garantía (Anqing Bailian Compressors, LTD, 2021).

Características de funcionamiento del Compresor de Hidrógeno 4ГM16-56/15.

En primer lugar, el compresor de hidrógeno funciona de manera flexible, como lo muestra su amplio rango de presión de trabajo, la elección de diferentes tipos de bomba se puede obtener desde diferentes áreas de presión, ajustando la presión del aire de entrada, la presión del aire de salida se ajusta en consecuencia. En segundo lugar, el

compresor de hidrógeno es muy fácil de controlar, desde un simple control manual hasta un control completamente automático para cumplir con los requisitos. Tiene un diseño compacto, pocas piezas, pocas piezas de desgaste, alta confiabilidad y alta seguridad (Anqing Bailian Compressors, LTD, 2021).

Los compresores para el hidrógeno también llamados alternativos, su estructura de designación se basa, por ejemplo: 4G M10-48/2-57S UHL4, donde:

- 4 – número de filas.
- G – gas (medio comprimido).
- M10 – opuesto con fuerza alternativa para una fila – 10 t.
- 48 – capacidad volumétrica reducida a las condiciones de succión, m³/min.
- 2 – presión de succión absoluta, kgf/cm².
- 57 – presión de descarga absoluta, kgf/cm².
- UHL4 – versión climática según Norma GOST 15150.

La especificación del Compresor de Hidrógeno Modelo 4GM16-56/15-30 se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Especificación del Compresor para Compresión de Hidrógeno modelo 4GM16-56/15-30 (Lukyanenko, 2012) (Ver Anexo 1.3.)							
Tipo de Compresor	Medio Comprimido	Capacidad		Presión Absoluta (MPa)		Potencia Consumida, (kW)	Tipo de Motor
		(m ³ /min)	(Nm ³ /min)	succión	descarga		
4GM16-56/15-30	Gas de Hidrógeno	56	814	1.5	3.0	1720	Motor Eléctrico

Los compresores se pueden fabricar de acuerdo con los requisitos de las Normas GOST y API-618. Los compresores se fabrican con o sin cilindros lubricados y sellos de vástago, según los requisitos del cliente. Como accionamiento del compresor se pueden utilizar motores eléctricos síncronos, motores eléctricos asíncronos o motores de émbolo de gas.

Fallas de compresores.

(Eda, 2013), en su investigación clasifica las fallas en 3 factores, las cuales son fallas por factores humanos, factores técnicos y factores organizacionales.

a) Fallas ocasionadas por factores humanos

Las fallas más comunes por factores humanos son ocasionadas por operadores inexpertos, por operadores con exceso de confianza, por falta de capacitación o por distracciones de los mismos. Por lo general estas fallas ocasionan daños a los equipos

y máquinas durante su funcionamiento. Por otro lado, los supervisores o jefes de las operaciones también se encuentran involucrados indirectamente en el origen de las fallas, por no tener conocimientos sobre las limitaciones y restricciones de las máquinas (Eda, 2013).

En este caso es indispensable documentar la falla, describiéndola y detallando lo más explícito posible. Mantener o tener el historial de fallas es fundamental para un efectivo análisis de fallas.

b) Fallas ocasionadas por factores técnicos

(Eda, 2013), indica que las fallas ocasionadas por factores técnicos tienen múltiples orígenes, estas pueden ser por tiempo de vida útil, suministro de energía eléctrica, condiciones del área de trabajo, calidad de componentes y lubricantes que se utilizan para el mantenimiento y muchos más. Pero es muy importante que sean correctamente interpretadas para no estar incurriendo en terribles decisiones para el futuro de una máquina.

c) Fallas ocasionadas por factores organizacionales

Este tipo de fallas, son conocidas como síntomas de deficiencia estructural. Este tipo de fallas se encuentran localizadas en la estructura organizacional, debido a diferencias entre colaboradores o porque no todos tienen claros los objetivos, ambiciones y metas de la organización (Eda, 2013).

Fallas comunes del Compresor de Hidrógeno Modelo 4GM16-56/15-30

Los compresores reciprocantes son máquinas que forman parte del proceso de producción de la Refinería Cienfuegos S.A., las fallas que se producen en estos equipos pueden cortar el tiempo de vida útil, disminuir el rendimiento y comprometer la operación. Las fallas comunes de los compresores se pueden dividir en dos tipos según, en fallas del sistema mecánico y sistemas auxiliares.

Fallas en el sistema mecánico

❖ Fallas de rodamientos

La gran mayoría de máquinas rotativas, ya sean mecánicas o eléctricas utilizan rodamientos, siendo el componente más importante y el componente que más sufre desperfecciones. Las fallas por rodajes se han convertido en una de las principales causas de averías en los compresores. Existen muchos métodos para evitar y minimizar fallas y paradas inesperadas de máquinas por causa de los rodamientos, una de estos

métodos es el análisis de vibraciones y el comportamiento acústico como lo demuestran (Caja Muñoz & Torres Díaz, 2018) en su investigación de adquisición de fallas acústicas.

❖ Falla de válvulas

Otro de los componentes que fallan frecuentemente en los compresores son las válvulas de gas, en este caso de los compresores reciprocantes utilizan válvulas concéntricas. (Caja Muñoz & Torres Díaz, 2018) afirma que las averías y deterioro de las válvulas concéntricas representan el 36% de parada no programada de los compresores. Las válvulas de gas en buen estado son primordiales para el funcionamiento eficiente de los compresores, si estas se encuentran averiadas afecta directamente en la relación de compresión y consumo de energía.

Fallas en los sistemas auxiliares

❖ Fallas por golpe de líquidos

Como se sabe los líquidos no se pueden comprimir, sin embargo, en mucha ocasión estos líquidos llegan a la cámara de compresión ocasionando daños graves al equipo. Guaman afirma que estas fallas pueden suceder por válvulas de expansión mal dimensionada; regreso de refrigerante líquido, debido al flujo reducido de aire en el serpentín; regreso del refrigerante, ocasionado por la desigualdad en la distribución del aire en el evaporador; por la rotura de sellos de aceite y refrigerante, originado la dilución de aceite por mezcla y el retorno de aceite ocasionado por el mal dimensionamiento de las tuberías y componentes del sistema de lubricación. (Guaman, 2019)

❖ Fallas por problemas de lubricación

Dentro de los problemas más comunes de lubricación del compresor están la dilución del aceite debido a mezcla con refrigerante, es ocasionada por el deterioro de retenes, sellos o rotura, fisura de las camisas de refrigeración y rotura del serpentín del enfriador de aceite (Bitzer International, 2004).

La falta de lubricante en áreas importantes está relacionada con el desgaste excesivo de las piezas. Los problemas que afectan comúnmente la lubricación son:

Dilución del aceite:

Posiblemente, el problema más común de la lubricación es la dilución del aceite. Debido a que existe una gran afinidad del aceite con el refrigerante, durante los periodos de paro prolongados el aceite se puede diluir con el refrigerante, haciendo que ésta pierda gran parte de sus cualidades como lubricante. (Mundo hvac&r, 2021)

Pérdida de aceite:

Existen varios motivos que causan la pérdida de aceite de un compresor, algunos de ellos son: ciclaje corto, excesiva espumación de aceite y largos períodos de funcionamiento con carga mínima. (Mundo hvac&r, 2021)

Dicha pérdida de aceite impide que el cigüeñal reciba la lubricación o enfriamiento necesario, lo que causa una cantidad excesiva de calor y desgaste en los agujeros de las bielas. (Mundo hvac&r, 2021)

Viscosidad del aceite:

El sobrecalentamiento del compresor y el resultante del sobrecalentamiento del aceite provocan que éste pierda su viscosidad, haciéndolo incapaz de lubricar las partes móviles adecuadamente. (Mundo hvac&r, 2021)

❖ Fallas por contaminación de sistemas auxiliares

- Contaminación por humedad

La presencia de agua en forma de humedad en el sistema de lubricación puede ocasionar la formación de oxidación, corrosión, en las tuberías y componentes del sistema, además de la dilución del aceite (Bitzer International, 2004).

- Contaminación por suciedad

Agentes contaminantes como residuos de soldadura, empaquetaduras, selladores, siliconas, tierra, perjudican y alteran las propiedades químicas del aceite utilizado para la lubricación de los compresores. Estos agentes contaminantes muchas veces son producto de las malas prácticas de mantenimiento o instalación (Bitzer International, 2004).

- Contaminación por óxidos

Mayormente son producidos por cámaras de aire en el sistema de refrigeración, ocasionando el deterioro de las tuberías, intercambiadores de calor y el serpentín del Aero enfriador. En el sistema de lubricación es muy difícil presenciar oxidación por presencia de aire. (Bitzer International, 2004)

❖ Fallas por problemas eléctricos

El mayor problema en el sistema eléctrico del compresor es el recalentamiento y quemado del motor eléctrico, este quemado se puede dar por completo o parcialmente. Existen muchas posibles causas, entre estas se encuentran falla del relé de sobrecarga, falla del disyuntor del motor, caída de voltaje en una de las tres fases, bobinados en cortocircuito, bajo aislamiento de bobinado, rodamientos del motor deteriorados, problemas de enfriamiento. (Bitzer International, 2004)

Ya conocida las características de los Compresores Reciprocantes de Hidrógeno, así como sus principales fallas, el estudio del próximo epígrafe se centrará en los sistemas de lubricación de aceite, así como los componentes que lo integran.

1.4. Sistemas de lubricación de aceite.

Una de las claves en el rendimiento industrial es el mantenimiento de las máquinas y sus motores, de manera que se consuma la menor energía posible y se produzca más con menos. Es por ello que el cuidado de la vida útil de estos elementos es fundamental para el éxito de las industrias a mediano y largo plazo, lo cual se logra al utilizar los mejores productos para cada proceso. Si bien la lubricación es más conocida en el área de los motores de autos, con piezas móviles, la realidad es que la lubricación se ocupa en la mayoría de los procesos industriales. En este sentido, los aceites cumplen funciones imprescindibles. (Grupo Acura, 2021)

La lubricación es un proceso por medio del cual se facilita el contacto de manera fluida entre dos o más superficies, ya que es natural que se produzcan ciertos rozamientos, como parte del movimiento. En este sentido, el lubricante ayuda a que no se produzca calor ni se desgasten las piezas que entran en contacto. La lubricación permite darle fuerza, funcionalidad y limpieza a equipos y maquinarias a nivel industrial. Además, la lubricación protege a los equipamientos, evita deformaciones y malos funcionamientos, y reduce la corrosión para evitar la inutilidad de las máquinas de manera irreversible. Una de las señales sobre que la pieza o equipo cuenta con un buen sistema de lubricación o lubricante es la ausencia de sonido mientras está activo. (Grupo Acura, 2021)

Los sistemas de lubricación por circulación de aceite están diseñados para lubricar y refrigerar rodamientos sometidos a grandes tensiones en máquinas de casi cualquier tamaño. Además, el aceite de retorno filtra y elimina las partículas de desgaste de los puntos de fricción, al tiempo que evita los daños por corrosión al eliminar el aire y el agua de los rodamientos. Por lo tanto, es necesario un flujo continuo de aceite. Los sistemas incluyen una amplia gama de soluciones llave en mano. Tienen un mantenimiento sencillo y cuentan con un diseño modular que puede ampliarse

fácilmente. Un sistema de suministro de aceite distribuye el lubricante a las válvulas de ajuste con ajustes individuales. Los caudales pueden controlarse de forma visual o electrónica. Están disponibles sistemas de monitoreo con una función de lectura de caudales y niveles de advertencia individuales para un enfoque de mantenimiento más predictivo. Los sistemas de lubricación por circulación de aceite se utilizan en la industria petroquímica y en muchas otras industrias. (Grupo Acura, 2021)

Las funciones y beneficios principales de los sistemas de lubricación son:

- Reducir la fricción y el rozamiento entre las piezas.
- Extender la vida útil de la maquinaria, evitando hacer constantes gastos de inversión en este tipo de equipos.
- Disminuir pérdidas energéticas, que al mismo tiempo hacen gastar tiempo y dinero.
- Absorber el calor (refrigerar), lo que evita desgastes y cortocircuitos, previniendo errores en los procesos y respuestas de la maquinaria.
- Ahorrar energía y consumo de combustible y lubricante, siempre que estos sean de buena calidad.
- Prevenir la oxidación de las piezas y la formación de depósitos con partículas.
- Transmitir la fuerza de mejor manera.
- Aumentar la productividad con resultados óptimos.

Estos beneficios aplican también a otro tipo de componentes, como las bombas, los motores, rodamientos, entre otros. (Grupo Acura, 2021)

Tipos de sistemas de lubricación

Existen dos tipos generales: manual y automático. El sistema manual consiste en que el lubricante se repone periódicamente a través de un engrasado con pistola o bomba manual. Con este sistema se deben monitorear y activar todos los procesos: el almacenamiento, la dosificación, etiquetado, análisis y aplicación de lubricantes. Su costo es menor al automático, pero la ventaja es que con este último la inversión se amortiza muy rápido (después de ser instalado). Los costos de mano de obra se reducen y el tiempo de inactividad y vida útil de los componentes aumenta. (Grupo Acura, 2021) (Ver Anexo 1.4.)

En este caso, no es necesario detener la maquinaria para re lubricar, ya que con el sistema automático se activa mientras está en funcionamiento. Esto aumenta la eficiencia y la distribución, ya que, al hacerlo en movimiento, la cantidad de grasa que

fluye no contamina y se coloca de mejor manera en todos los rodamientos. (Grupo Acura, 2021)

La integración de sensores inteligentes permite monitorear las fallas de la máquina y actuar de manera preventiva. Por su parte, el sistema de lubricación automática centralizada es una forma eficaz de aumentar la disponibilidad de las máquinas, ya que suministra la cantidad de lubricación adecuada, con frecuencia correcta, minimizando la fricción y el desgaste, optimizando al mismo tiempo rodamientos y maquinaria. (Grupo Acura, 2021)

La lubricación alarga la vida útil y evita fallas en equipos industriales. Estos sistemas pueden lubricar máquinas individuales o plantas enteras, ya que tienen la capacidad de reponer el lubricante de forma correcta y precisa en los puntos donde se requiere. (Grupo Acura, 2021)

Los sistemas de circulación de aceite constan de los siguientes componentes:

- Una unidad de suministro de aceite
- Un dispositivo de control
- Uno o varios dispositivos de monitoreo
- Uno o varios dispositivos dosificadores de flujo
- Uno o varios depósitos colectores
- Tuberías y accesorios

A la hora de planificar un sistema de lubricación, las condiciones ambientales se deben determinar primero. Se debe definir correctamente la cantidad de puntos de lubricación, las contrapresiones en los puntos de lubricación, el rango de temperatura de funcionamiento, la energía de accionamiento de la bomba de alimentación, el control y el monitoreo, etc. También se debe prestar atención a la información sobre los rodamientos o los puntos de lubricación. Deben sumarse todas las cantidades medidas por los dispositivos dosificadores del sistema por margen de seguridad y pérdida de ampliación y compresibilidad. (Grupo Acura, 2021)

El motor eléctrico del compresor 4FM16-56/15 (C-01-202-B) necesita una buena lubricación para rendir correctamente y alargar su vida útil todo lo posible. La fricción constante somete a un serio desgaste a muchas de sus piezas, que deben estar permanentemente lubricadas para evitar un deterioro acelerado y averías como el conocido gripaje. La temperatura idónea del aceite para la lubricación es de 60 °C, temperatura donde se logran las mejores propiedades del aceite. (Grupo Acura, 2021)

De hacer circular el lubricante por las diferentes partes del motor se encarga la bomba de aceite.

1.4.1. Bombas industriales

Cada vez es más frecuente el uso de las bombas dentro de la industria actual. Cuando llegue el momento de escoger el tipo de bomba más adecuado, tener éxito en la elección va a depender de distintos factores tales como la criticidad del proceso, de las horas necesarias de bombeo o de los datos físicos del bombeo, esto es, del tipo de fluido a bombear, de su caudal, presión, temperatura, elevación entre otros.

Definición de bomba industrial y su funcionamiento.

Por bomba industrial se entiende una máquina que transforma la energía mecánica que absorbe de un motor eléctrico, térmico, u otros, y la transfiere a un fluido como energía hidráulica, lo cual permite que el fluido sea transportado de un lugar a otro, a un nivel o a diferentes niveles. (InoxMIM, 2021)

El funcionamiento de una bomba industrial es sencillo: el tubo de entrada de la bomba aspira el agua y luego es impulsada por un motor que utiliza bobinas e imanes para crear un campo magnético y así lograr que el impulsor gire de manera consecutiva.

Existen dos grandes grupos de bombas industriales: en primer lugar, tenemos las dinámicas, entre las que se encuentran las centrífugas, las periféricas y las especiales; y, en segundo lugar, tenemos las de desplazamiento positivo, que las podemos agrupar en reciprocantes y rotatorias. (InoxMIM, 2021) (Ver Anexo 1.5.)

Clasificación de las bombas:

- Bombas de Desplazamiento Positivo:

Este tipo de bombas industriales guían al fluido que se desplaza a lo largo de toda su trayectoria, el cual está contenido entre el elemento impulsor y la carcasa o el cilindro. Tienen una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye volumen (impulsión) Las bombas de desplazamiento positivo son todos los tipos de bombas rotativas e incluyen bombas de engranajes, tornillo/husillo, paletas giratorias y pistones. (Ksb Bombas Intur, 2003)

- Bombas Rotatorias:

Estas bombas industriales son las que descargan un flujo continuo, aunque generalmente se les considera como bombas para líquidos viscosos, también pueden

manejar casi cualquier líquido que esté libre de sólidos abrasivos. Son máquinas que desarrollan presión transportando líquidos en trayectoria definida en una sola dirección. En esta categoría se podrían incluir alguna de las bombas mencionadas anteriormente, aunque habitualmente se usa este término para hablar de bombas de engranajes internos o externos. (Ksb Bombas Intur, 2003)

- Bombas Centrífugas:

Estas bombas son las más utilizadas en la industria química y las más eficaces para la manipulación de fluidos que lleven en suspensión partículas sólidas. La bomba centrífuga es un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. De mecánica a hidráulica. (Ksb Bombas Intur, 2003)

Las industrias químicas y de procesos utilizan bombas centrífugas para aplicaciones tales como pinturas, productos químicos, productos petroquímicos, productos farmacéuticos, hidrocarburos, celulosa, producción de alimentos, bebidas y refinado de azúcar, etc. (Ksb Bombas Intur, 2003)

- Bombas Recíprocas o Alternativas:

En estas bombas el fluido se desplaza mediante movimiento alternativo, al moverse en un sentido succiona y en el sentido inverso expulsa. El tipo de bomba más conocido con esta clasificación son las de diafragma. (Ksb Bombas Intur, 2003)

Tipos de bombas que se utilizan en los sistemas de lubricación de aceite.

Existen distintos tipos de bombas de aceite:

- Bomba de engranajes

Es capaz de suministrar una gran presión, incluso abajo régimen del motor. Está formada por dos engranajes situados en el interior de la misma, toma movimiento una de ellas del árbol de levas y la otra gira impulsada por la otra. Lleva una tubería de entrada proveniente del cárter y una salida a presión dirigida al filtro de aceite. (InoxMIM, 2021)

- Bomba de lóbulos

También es un sistema de engranajes, pero interno. Un piñón (rotor) con dientes, el cual recibe movimiento del árbol de levas, arrastra un anillo (rodete) de cinco dientes entrantes que gira en el mismo sentido que el piñón en el interior del cuerpo de la bomba,

aspira el aceite, lo comprime y lo envía a una gran presión. La holgura que existe entre las partes no debe superar las tres décimas de milímetro. (InoxMIM, 2021)

- Bomba de paletas

Tiene forma de cilindro, con dos orificios (uno de entrada y otro de salida). En su interior se encuentra una excéntrica que gira en la dirección contraria de la dirección del aceite, con dos paletas pegadas a las paredes del cilindro por medio de dos muelles (las paletas succionan por su parte trasera y empujan por la delantera). (InoxMIM, 2021)

El sistema de lubricación de aceite del compresor de hidrógeno 4ГМ16-56/15 cuenta con una bomba de engranaje Modelo 100Т 4.1 GOST 15107-79, esta última se pretende emplear en el nuevo sistema de lubricación de aceite del motor eléctrico. Siendo así, se caracterizan y estudian las bombas de engranajes para conocer su funcionamiento y aporte al nuevo sistema de lubricación. (InoxMIM, 2021)

Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes son un tipo de bombas industriales especialmente utilizadas para el bombeo de fluidos con un elevado grado de viscosidad, o que, por su composición, pueden resultar nocivos para el medio ambiente. Son un tipo de bomba de desplazamiento positivo, es decir, se caracterizan por guiar el fluido a lo largo de toda la instalación, manteniendo un flujo suave proporcional a la velocidad a la que giran sus engranajes o ruedas dentadas.

Funcionamiento de una bomba de engranajes

Las bombas de engranajes basan su funcionamiento en el aprovechamiento de la fuerza de sus engranajes para transferir fluidos. Los engranajes actúan con la carcasa de la bomba, creando una fuerza de succión en la entrada que hace que el fluido sea aspirado. Una vez dentro de la carcasa no puede pasar entre los engranajes porque están entrelazados entre sí. Esta situación hace que se reduzca el volumen para que el fluido sea arrastrado y finalmente expulsado a una presión superior a la que ha entrado dentro de la cavidad.

Tipos de bombas de engranajes

Existen dos tipos de bombas de engranajes que se diferencian en el tipo de engranaje que utilizan.

Bombas de engranajes externos: Compuesta por dos engranajes idénticos entrelazados entre sí. Uno de los engranajes es accionado mediante un motor y ejerce la fuerza suficiente para mover el otro engranaje creando así la fuerza de succión necesaria para el correcto funcionamiento. (Borges, 2019) (Ver Anexo 1.6.)

Bomba de engranajes internos: Las bombas de engranajes internos son excepcionalmente versátiles. Este tipo de bombas tienen un engranaje interno el cual está dentro de un segundo engranaje externo. (Cátedra de Cultura Científica de la UPV/EHU, 2020) (Ver Anexo 1.7)

El engranaje interno cuenta con un eje impulsado por un motor y dientes que sobresalen hacia afuera, lo que unido a que el engranaje externo tenga los dientes a la inversa, se produce un efecto similar al explicado anteriormente, en el que el fluido es movido desde la entrada hacia la salida de la bomba, obteniéndose una presión superior gracias a la fuerza de los engranajes. (Cátedra de Cultura Científica de la UPV/EHU, 2020)

Principales ventajas de las bombas de engranajes.

- Tienen un funcionamiento sencillo, con muy pocas partes móviles lo que hace que se produzca menor desgaste que con otro tipo de bombas industriales. Son más fáciles de reparar y su mantenimiento es menos complejo. (Harsel Blog, 2018)
- Su tamaño es más reducido, por lo que son más fáciles de transportar y requieren menos mano de obra para su instalación. (Harsel Blog, 2018)
- Son el tipo de bombas más recomendadas para fluidos de alta viscosidad, lo que las convierte esenciales en industrias como la petroquímica o los asfaltos.
- Permiten controlar eficazmente el bombeo ya que el caudal de bombeo es proporcional a la velocidad de giro de la bomba. (Harsel Blog, 2018)

Una vez conocida las características y funcionamiento de las bombas de engranajes, el nuevo sistema de lubricación de aceite para el motor eléctrico del compresor debe constar de un intercambiador de calor para reducir aún más la temperatura del aceite suministrado del Sistema de Lubricación del compresor. En eso se centrará el estudio en el próximo epígrafe.

1.4.2. Intercambiadores de calor

La selección del tipo de intercambiador de calor que mejor se ajusta al servicio de interés, se basa exclusivamente en consideraciones técnicas y económicas, que fijan la opción ganadora en términos de servicio prolongado y satisfactorio con menores costos iniciales y de operación. Hay casi un número ilimitado de alternativas en la selección de

equipos de transferencia de calor para un determinado proceso, pero solo uno es el mejor diseño.

En la industria química entre otras, se utilizan intercambiadores de calor de diferentes tipos, por lo tanto, elegir el equipo de transferencia de calor más adecuado es una gran labor que tiene que realizar el ingeniero de proceso. Para esto, se debe tener una idea del tipo de trabajo de intercambio que hace falta, para los fluidos en cuestión y las condiciones de operación. Este examen permite determinar el tipo de intercambiador de calor que, a priori, es más conveniente para dicha aplicación. Adicionalmente, deben establecerse cuáles son las condiciones de operación imperantes en el proceso. Las condiciones de operación más importantes son los flujos, las temperaturas, presiones de operación y las limitaciones de caída de presión en el sistema. Se toman en cuenta los tipos de materiales del equipo, características de ensuciamiento, peligrosidad y agresividad química de las corrientes, entre otras. Con esto se puede estimar el área de transferencia de calor; una vez calculada el área necesaria, se puede estimar el costo aproximado de las distintas alternativas posibles. De allí en adelante, influirán consideraciones económicas como la posibilidad de construir el equipo en vez de comprarlo; el espacio disponible, esto debido a que, en plantas ya instaladas, los espacios para instalarlos pueden ser muy reducidos, etc.

A continuación, se presentan varios tipos de intercambiadores de calor más usados en los sistemas de lubricación de aceite, de acuerdo a su tamaño (superficie de transferencia) y aplicación.

- **Intercambiadores de tubo en espiral.**

Los intercambiadores de tubo en espiral consisten en un serpentín o grupo de ellos concéntricos enrollados en espiral se utilizan generalmente cuando el requerimiento de área es pequeño, menos de 2 m². Se pueden utilizar tanto para calentamiento como enfriamiento, así como para condensación o vaporización, por su amplio rango de operación de presión y temperatura. No se recomienda cuando el fluido que circula por el interior del tubo es incrustante. (Carrizales, 2011)

Entre sus características se incluye el flujo a contracorriente, eliminación de las dificultades de la expansión diferencial, velocidad constante y compactación. Se utiliza en los procesos en lotes ya sea agitado o sin agitar, para calentar o enfriar líquidos que son procesos típicos de estado inestable en los que ocurren cambios discontinuos de calor con cantidades específicas de material. Otra aplicación importante es la de enfriar gases a alta presión. (Carrizales, 2011) (Ver Anexo 1.8.)

Intercambiador de doble tubo o tubos concéntricos.

Estos intercambiadores de calor generalmente vienen en unidades llamadas horquillas. El intercambiador de doble tubo o tubos concéntricos es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándares, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo. Este tipo de intercambiador de calor puede estar formado por uno o más tubos pequeños contenidos en un tubo de diámetro más grande. Al tubo externo se le llama anulo. (Carrizales, 2011) (Ver Anexo 1.9.)

Cuando se trata de áreas pequeñas ($< 50 \text{ m}^2$) puede pensarse en intercambiadores de doble tubo, aunque estos resultan más voluminosos y costosos que los de carcasa y tubo, para áreas similares de intercambio. Otra situación donde es conveniente usar intercambiadores de doble tubo es en el caso en que uno de los fluidos, o ambos, se encuentran a muy alta presión; es más fácil impedir las fugas en el intercambiador de doble tubo que en el de carcasa y tubos. (Carrizales, 2011)

Por la misma razón, los intercambiadores de doble tubo resultan convenientes cuando se manejan gases muy difíciles de contener (tal como el H_2) o fluidos tóxicos. Dado que estos intercambiadores son relativamente fáciles de limpiar, son también adecuados cuando los fluidos que circulan por el interior del tubo son muy sucios o muy corrosivos. Se puede utilizar tanto para calentamiento como enfriamiento, pero no son recomendables para condensación o vaporización.

Las desventajas de estos intercambiadores de calor es la pequeña superficie de transferencia de calor contenida en una horquilla simple, cuando se necesita mayor superficie, se requiere un gran número de ellas. Esto requiere considerable espacio. Los gastos para el mantenimiento son muy altos. (Carrizales, 2011)

Intercambiadores de placa y armazón: los intercambiadores de placa y armazón consisten en un bastidor con placas recambiables y juntas de estanqueidad de caucho, sin elementos de soldadura. Las placas están preformadas de acuerdo a un diseño de corrugación que facilita el intercambio térmico entre los fluidos caliente y frío. (Carrizales, 2011) (Ver Anexo 1.10.)

Las características salientes de los Intercambiadores de placas son las siguientes:

- Son compactos: Con una gran superficie de intercambio y las placas en conjunto proporcionan una mayor eficiencia térmica requiriendo menor espacio de instalación. (Carrizales, 2011)

- Alto rendimiento térmico: Precisión de intercambio y mayor superficie de intercambio térmico, los circuitos funcionan a contra corriente y el resultado es una gran transferencia térmica. (Carrizales, 2011)
- Seguridad: Ausencia de contaminación entre circuitos debido al sellado independiente de ambos mediante las juntas de estanqueidad. El área intermedia ventea a atmósfera en caso de rotura o desgaste de juntas, evitando así la no deseada contaminación interior. (Carrizales, 2011)
- Ensuciamiento mínimo: Debido a su diseño auto limpiante de las placas.
- Expansibilidad y durabilidad: Posibilidad de ampliación de placas para el futuro incremento del rendimiento térmico en planta y renovación de efectividad con el cambio de placas. (Carrizales, 2011)
- Juntas de caucho natural o sintético, incrustadas a presión. Pueden ser también de Elastómeros: Goma nitrilo, Neopreno etc. Estas juntas tienen una doble función: Conducir los líquidos a través del cambiador y hacer el cierre del intercambiador. (Carrizales, 2011)
- Fácil limpieza, permite una apertura y cierre fácil y rápido para limpieza mecánica. (Carrizales, 2011)
- Puede manejar diferentes fluidos como: Agua libre de oxígeno en calefacciones hasta líquidos corrosivos como lejías, ácidos y agua de mar. (Carrizales, 2011)
- Mínima corrosión y desgaste de materiales. (Carrizales, 2011)

Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Son los más importantes y numerosos en la industria y con las consideraciones de diseño mejor definidas. Se adaptan a flujos monofásicos y bifásicos, altas y bajas presiones, altas y bajas temperaturas y fluidos corrosivos o no. Son además compactos y eficientes, y sus altas velocidades mejoran la velocidad de transferencia del calor. (Carrizales, 2011) (Ver Anexo 1.11.)

Un intercambiador de coraza y tubo típico con tubos de 25.4 mm de diámetro posee un valor de $\beta = 130 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Es decir, este tipo de intercambiador se utiliza cuando el área de intercambio requerida es menor a 700 m^2 . Los intercambiadores del tipo de carcasa y tubos constituyen la parte más importantes de los equipos de transferencia de calor sin combustión en las plantas de procesos químicos (aun cuando se está haciendo cada vez mayor hincapié en otros diseños) (Carrizales, 2011).

En general, el intercambiador carcasa y tubos, consiste en una serie de tubos lineales colocados dentro de un tubo muy grande llamado carcasa o casco. Las consideraciones de diseño están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association

(TEMA) que especifican con detalle los materiales, métodos de construcción, técnicas de diseño y sus dimensiones. (Carrizales, 2011)

Existen muchas variedades de este tipo de intercambiador; las diferencias dependen de la distribución de configuración de flujo y de los aspectos específicos de construcción.

Pueden manejar presiones superiores a 400 kg/cm^2 , los fluidos que pueden manejar son gases o líquidos, incluyendo cambios de fase. Dependiendo del tipo de intercambiador puede manejar fluidos limpios, sucios e incrustantes. Satisfacen las mayores exigencias, por ejemplo, recuperación de calor a partir de gases de escape de máquinas de combustión, como motores de gas, diésel o aceites pesados, grandes diferenciales de temperatura en la industria química y refinerías. Para tratamientos térmicos de líquidos y también para la refrigeración de gases o aire y como condensador de vapor. Refrigeración/calefacción de varios medios a alta presión. Utilización por ejemplo como productor de vapor (Carrizales, 2011).

A pesar de la multitud de tipos de intercambiadores y sus aplicaciones, puede comprobarse que con tres tipos básicos de diseño se pueden cumplir prácticamente todas las necesidades de transferencia de calor en los procesos (Carrizales, 2011).

Intercambiador de calor tipo serpentín.

En los intercambiadores de calor de coraza y tubo en espiral se pueden emplear arreglos de espirales planas o espirales helicoidales. En el intercambiador de coraza y tubos en espiral plana, el fluido caliente ingresa por el centro del elemento en espiral y fluye hacia la periferia, mientras el flujo del fluido frío entra por la periferia y viaja hacia el centro. Los coeficientes de transferencia de calor son altos en ambos lados debido a la acción contracorriente, lo que puede llevar a unos requisitos de superficie del 20% o menos que los de intercambiadores de coraza y tubos rectos. Minton presenta procedimientos de diseño para este tipo de intercambiadores que ofrecen varias ventajas sobre los intercambiadores de calor de coraza y tubos rectos: el flujo secundario causado por la fuerza centrífuga aumenta la transferencia de calor, son compactos y el flujo no es afectado por obstáculos (lo cual los hace ideales para calefacción y refrigeración de líquidos viscosos y lodos), experimentan menos suciedad y son relativamente más fáciles de limpiar; pero aunque son generalmente más costosos que los intercambiadores de coraza y tubos rectos con la misma superficie de transferencia de calor, tienen más eficiencia térmica y menor costo de mantenimiento, lo que trae como resultado una opción más rentable. (Minton, 1971) (Ver Anexo 1.12.)

El arreglo de intercambiador de calor de coraza y tubo helicoidal; puede ser en dos disposiciones: (a) con núcleo vacío, en donde la coraza rodea la hélice exclusivamente,

y (b) de tipo tanque, en donde la hélice está inmersa en el fluido que circula a través de la coraza. (Ver anexo 1.13.) Es posible encontrar dispositivos que trabajan a contracorriente o con flujo paralelo, o bien, con orientación vertical u horizontal, dependiendo de las necesidades particulares y de la disponibilidad de espacio; algunos estudios han tratado los efectos de estas posibilidades. Una variación importante de este tipo de aplicaciones es el intercambiador de calor de tubos en espiral en reservorios térmicos, durante décadas pasadas ha habido un rápido crecimiento de interés en el uso de estos a fin de lograr la recuperación rápida de calor de alta calidad, los reservorios térmicos almacenan el calor presente en un medio conveniente y relativamente barato (como el agua) para la optimización de su uso y la disminución de las reservas de combustible para la calefacción; sus beneficios incluyen: reducción del tamaño de las calderas, mayor eficiencia en su funcionamiento y nivelación de carga en las horas pico de demanda. (Ardila Marín & Hincapié Zuluaga, 2012) (Ver Anexo 1.14.)

Intercambiadores de tubos concéntricos en espiral

La disposición de intercambiadores de calor de tubos concéntricos se encuentra en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, calderas, condensadores, pre-calentadores o post-enfriadores de fluidos; igualmente es posible encontrar dicha disposición de tubos en espiral helicoidal que consta de un tubo interior por donde fluye comúnmente el fluido caliente y un tubo exterior que forma una región anular a través de la cual fluye, generalmente en contracorriente, el fluido frío; son aplicables diversas combinaciones de fluidos. (Ardila Marín & Hincapié Zuluaga, 2012) (Ver Anexo 1.15.)

La circulación del fluido frío en las regiones de la coraza cercanas a la espiral, en los intercambiadores de calor de coraza y tubo en espiral, es pobre; este problema puede evitarse mediante el uso de una configuración de tubos concéntricos en espiral helicoidal. El diseño de un intercambiador de calor de doble tubo helicoidal requiere definir los coeficientes de transferencia de calor para los dos lados del tubo, la tasa de flujo en el tubo helicoidal y en el espacio anular, junto con las temperaturas deseadas en la entrada y la salida. (Ardila Marín & Hincapié Zuluaga, 2012)

Otras características disponibles

Otras de las diferentes disposiciones posibles: (a) tubo torsionado, (b) membrana helicoidal y (c) hélice rectangular. (Ardila Marín & Hincapié Zuluaga, 2012) (Ver Anexo 1.16.)

Es común encontrar modificaciones o características especiales que buscan incrementar las prestaciones o el rendimiento de los intercambiadores de calor de tubo

en espiral, bien sea plana o helicoidal, por ejemplo: El torsionado proporciona una mayor superficie para una longitud dada de tubo y crea una acción de mezcla turbulenta que da lugar a una transferencia de calor muy alta a través de las paredes del tubo. Los intercambiadores de calor de tubo en espiral con pared torsionada muestran incrementos del 80-100% en la tasa de transferencia de calor debido al movimiento adicional giratorio que genera fenómeno de vórtice; la membrana helicoidal mostrada en la Figura 14(b) se utiliza para sistemas de recuperación de calor residual debido a su alto coeficiente global de transferencia de calor y configuración compacta; la combinación de tubos rectos con tramos curvos permite gran versatilidad de diseño y adaptación a diferentes espacios disponibles en conveniencia con las necesidades de diseño y las ventajas de cada una de estas disposiciones. (Ardila Marín & Hincapié Zuluaga, 2012)

Conclusiones parciales.

- Como resultado de la búsqueda bibliográfica se logró recopilar toda la información necesaria acerca de los sistemas de lubricación de aceites para compresores.
- Se decide utilizar el intercambiador de tubo en espiral o serpentín para el diseño del sistema de lubricación de aceite para motor eléctrico del compresor por su bajo costo constructivo, la disponibilidad de área con la que se cuenta, menos de 2 m², como también el fluido a circular por el interior de los tubos no es incrustante.
- Se decide implementar la bomba de engranajes con la que cuenta el sistema de lubricación de aceite ya que está dentro de las características idóneas para nuestro sistema de lubricación.

2. CAPÍTULO II. DISEÑO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN PARA EL MOTOR ELÉCTRICO.

2.1. Introducción al capítulo.

El estudio de este capítulo se centrará en el diseño del nuevo sistema de lubricación de aceite para el motor eléctrico, llevándose a cabo a través de la metodología de diseño de un intercambiador de calor tipo serpentín referenciada en el Kern, como

analizar el nuevo diseño de tuberías a partir de los estudios y referencias de la asignatura Mecánica de los Fluidos.

Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor	m ²
A _{serp}	Área de sección transversal del serpentín	m ²
B	Diámetro exterior del cilindro interior	m
C _A	Coeficiente de arrastre	Adimensional
C _p	Calor específico	J/kg.K
d _i	Diámetro interior del serpentín	m
d _e	Diámetro exterior del serpentín	m
D _h	Diámetro promedio de la hélice	m
D _i	Diámetro interior del cilindro exterior	m
D _{ih}	Diámetro interior de la hélice	m
D _{eh}	Diámetro exterior de la hélice	m
D _{eq}	Diámetro equivalente de la coraza	m
e	Espesor del tubo serpentín	m
E	Factor	m
f	Factor de fricción	Adimensional
G	Velocidad másica	kg/m ² .s
h _i	Coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua basado en el diámetro interior del serpentín para el tubo recto	W/m ² .K
h _{i0}	Coeficiente pelicular de transferencia de calor basado en el diámetro exterior del serpentín	W/m ² .K
h _{ic}	Coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua corregido para el tubo enroscado	W/m ² .K
h _o	Coeficiente pelicular de transferencia de calor del fluido que circula por la coraza	W/m ² .K
H	Altura	m
k	Conductividad térmica	W/m.K
L _{serp}	Longitud del serpentín	m
m	Caudal másico	kg/s
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	K
n	Número real de vueltas del serpentín	Adimensional
N	Número teórico de vueltas del serpentín	Adimensional
p	Paso	m

Pr	Número de Prandtl	Adimensional
ΔP	Caída de presión	Pa
q	Caudal volumétrico	m ³ /s
Q	Calor intercambiado	W
Re	Número de Reynolds	Adimensional
t	Temperatura del fluido frío	K
Δt	Diferencia de temperatura corregida	K
T	Temperatura del fluido caliente	K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	kcal/h.m ² .°C
v	Velocidad	m/s
V _a	Volumen del ánulo	m ³
V _{flujo}	Volumen disponible para el flujo en el ánulo	m ³
V _{serp}	Volumen ocupado por el serpentín	m ³

Símbolos griegos

ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad	kg/m.s

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
aceite	Aceite
agua	Agua

2.2. Características del sistema de lubricación de aceite del motor eléctrico del Compresor de Hidrógeno 4ГМ16-56/15

El sistema de lubricación original del motor eléctrico del compresor 4ГМ16-56/15 (C-01-202-B) consiste en un disco de bronce, este se acopla al extremo del árbol de transmisión de potencia y toma el aceite de un cárter (cuerpo de chumacera) que contiene un nivel del líquido de lubricación. Este sistema ha generado un nivel de inseguridad en la operación de los compresores de la sección 700 al sacar de operación indistintamente a estos equipos tan necesarios y con componentes tan caros.

Primeramente, el cojinete de deslizamiento arranca sin lubricación lo que provoca que los arranques de este componente se realicen sin encontrarse en los parámetros de operación recomendados por el fabricante, este cojinete de deslizamiento modelo "Chumacera V-2 Tejas partidas horizontalmente ТКП160, con las superficie interior rellena con material antifricción babbit para Cojinetes de deslizamiento (chumaceras) para Motores Eléctricos modelo SDKP2-18-56-18TV2 (СДКП2-18-56-18ТВ2) y modelo

SDKP2-18-43-18TV2 (СДКП2-18-43-18TB2) fabricados en correspondencia con la norma ТУ 16-512.333-79 para compresores de gas hidrogenado modelo 4M16-22.4/23-64T; 4ГМ16-56/15-30CM1T y 2ГМ16-20/42-60 CM2T.”Se importa con un precio de 8850 euros (contrato marco) y tenía que ser sustituido con frecuencia por desgaste debido a la mala lubricación.

La compra del disco de bronce (Aros de lubricación para cojinete de deslizamiento (chumacera) tipo PK 250x250 (ПК 250x250) para Motores Eléctricos fabricados en correspondencia con la norma ТУ 16-512.333-79, modelo SDKP2-18-56-18TV2 (СДКП2-18-56-18TB2) y modelo SDKP2-18-43-18TV2 (СДКП2-18-43-18TB2) de compresores de gas hidrogenado modelo 4M16-22.4/23-64T; 4ГМ16-56/15-30CM1T.) elemento que también se importa con un costo de 670 euros (lleva 2 de este tipo), elemento que llegó a destruirse en ocasiones en menos de un mes de operación y que provoca la salida del compresor, en ocasiones dañando el árbol de potencia o las tejas del cojinete .

Si se observa el compresor como un todo en su conjunto, se puede decir que la falla de cualquiera de sus elementos deja inoperante al equipo que trae consigo el impacto en cuanto a la obtención de productos claros al restarle seguridad a las operaciones que necesiten de estos equipos.

2.3. Características del sistema de lubricación del Compresor 4ГМ16-56/15.

Aprovechando las características del sistema de lubricación del compresor 4ГМ16-56/15 se diseñará el nuevo sistema de lubricación para el motor de dicho compresor. Por lo que es necesario conocer los componentes que lo integran.

Intercambiador de placa (enfriador de aceite) ТПР-0,3-4-1-7-11 (Cx7/8).

Bloque de Recirculación de Aceite БЦС-5; Medio de Intercambio: Aceite – Agua; Presión del aceite = 6 Kgf/cm²; Presión del agua = 4 Kgf/cm²; Temperatura del Aceite 55 – 60 °C; Temperatura del Agua 30 – 40 °C; Presión de diseño 10 Kgf/cm²; Diferencia de presión entre las placas 6 Kgf/cm².

- Elementos (cartuchos) de Filtro de malla 0,04 AC 42-54; Dy=23 mm; P=6,3 Kgf/cm². С703.00. (Сетчатый фильтр)
- Paquetes de filtros unidos por sistema roscado, para el filtrado del aceite, filtrado grueso de partículas hasta 0,04 mm.
- Bomba de engranaje con motor eléctrico para el Sistema de Lubricación de los compresores Modelo 4GM16-56/15-30CMIT y 4M16-22,4/23-64T (C-202 y C-203 respectivamente).

- Bomba de engrane Modelo 100T 4.1 GOST 15107-79; Medio: Aceite con Viscosidad de 35 a 80 cSt a 50°C, para el Sistema de recirculación de aceite Modelo BTSC-5 (БТC-5) de compresores modelo 4GM16-56/15-30CMIT y 4M16-22,4/23-64T. Caudal 9.6 m³/h (160 Lts/min); Presión Máxima. 6 kgf/cm².
 - Motor Eléctrico BAO 42-4 OST 16.0510.016-74; Versión M101; B4T5; Potencia N=5.5 kW; Voltaje V=440v; 60 Hz; R.P.M=1740
- Arandela de perno de la tuerca del patin (V2)
 - Anillo tacón del cigüeñal plano C-01-202C/04.04.0595 compresores de hidrógeno 4ГM16-56/15-30CMIT Y 4M16-22,4/23-64T (el anillo consta de dos semianillos, que se fijan a ambos lados de la biela de conexión (un semianillo a cada lado de la biela) y cumplen la función de las tapas de los cojinetes de deslizamiento)

2.4. Cálculo del intercambiador de calor tipo serpentín.

En el presente epígrafe se lleva a cabo el diseño de un Intercambiador de Calor Serpentín (ICS) para realizar el enfriamiento de una corriente de aceite de circulación 100 ya que el intercambiador de placas presente en el sistema de lubricación del Compresor 4ГM16-56/15 no está enfriando el aceite a la temperatura recomendada. También se determina la caída de presión de ambos fluidos y se comparan los valores obtenidos con el límite máximo establecido por el proceso para este parámetro. Por último, se determina la influencia del incremento de dos variables iniciales (caudal másico de alimentación y temperatura de entrada del aceite de circulación 100) sobre cuatro parámetros de diseño del ICS, los cuales son: coeficiente global de transferencia de calor; área de transferencia de calor, número de vueltas del serpentín y altura del intercambiador.

La tabla 2.2. hace referencia a los datos de proceso necesarios para el diseño del intercambiador de calor tipo serpentín.

Tabla 2.2. Datos de Proceso

Fluido	Variable	Nomenclatura	valor
Aceite	Flujo volumétrico (q)	m ³ /h	9.6
Aceite	Temperatura de entrada (T ₁)	°C	59
	Temperatura de salida (T ₂)	°C	57
Agua	Temperatura de entrada (t ₁)	°C	30
	Temperatura de salida (t ₁)	°C	40

Aceite	factor de ensuciamiento (R_{H_2O}) (Cao, 2010)	$m^2 \cdot K/W$	0.0001
Agua	Factor de ensuciamiento (R_{aceite}) (Cengel & Ghajar, Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y aplicaciones., 2011)	$m^2 \cdot K/W$	0.000176

La temperatura de salida del agua de enfriamiento no deberá exceder los 40 °C, ya que esa agua se utiliza en otros procesos petroquímicos de la empresa.

Para ello se dispone de los siguientes datos para el serpentín:

- Diámetro exterior del cilindro referencia (B): 0.124 m.
- Diámetro interior del cilindro exterior (Di): 0.1936 m.
- Diámetro interior del serpentín (di): 16 mm = 0,016 m.
- Diámetro exterior del serpentín (de): 20 mm = 0,020 m.
- Diámetro promedio de la hélice (Dh): 0.164 m.

La figura 2.1. muestra las dimensiones antes mencionadas del diseño del intercambiador de calor tipo serpentín.

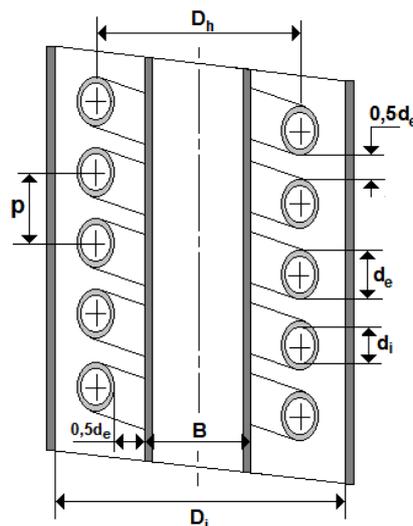


Figura 2.1. Dimensiones para el diseño del intercambiador de calor tipo serpentín.

Se ubicará el aceite de circulación 100 por el interior del serpentín, mientras que el agua circulará por el ánulo o coraza. El material del serpentín será acero inoxidable 304, tendrá una conductividad térmica (k_t) de $14 \frac{W}{m \cdot K}$ (Perry & Green, 2008). La caída de presión del fluido que circula por la coraza y del fluido que circula por el interior del serpentín no deberá exceder los $P_{agua} = 4 \text{ Kgf/cm}^2 = 392266 \text{ Pa}$ y $P_{aceite} = 6 \text{ Kgf/cm}^2 = 588399 \text{ Pa}$, respectivamente.

Temperatura promedio de cada fluido

Determinar la temperatura promedio de cada fluido mediante las ecuaciones (2.1) y (2.2).

Aceite de circulación 100:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{59 + 57}{2} = 58^\circ\text{C} = 331 \text{ K} \quad (2.1)$$

Agua de enfriamiento:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30 + 40}{2} = 35^\circ\text{C} = 308 \text{ K} \quad (2.2)$$

Propiedades termofísicas de los fluidos

La Tabla 2.1 muestra los valores de las diferentes propiedades termofísicas de ambos fluidos tomadas de (Perry & Green, 2008) y (Cengel & Ghajar, Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y aplicaciones., 2011), las cuales fueron determinadas a la temperatura promedio de cada corriente calculadas en el acápite anterior.

Tabla 2.1

Propiedad	Unidades	Aceite	Agua
Calor específico (Cp)	(J/kg K)	2036	4178
Densidad (ρ)	(kg/m ³)	866.8	994.1
Viscosidad (μ)	(kg/m.s)	0.084	$7.2 \cdot 10^{-4}$
Conductividad térmica (k)	(kcal/h.m.°C)	0.1416	0.623

Fuente: Elaboración propia

2.4.1. Metodología de diseño del intercambiador de calor tipo serpentín.

El diseño del intercambiador de calor de serpentín se efectuó mediante el empleo de correlaciones y ecuaciones publicadas fundamentalmente en (Kern, 1999) (Perry & Green, 2008).

Calcular el flujo másico del aceite mediante la ecuación (2.3).

$$m_{aceite} = \rho_{aceite} \cdot Q_{aceite} \quad (2.3)$$

Donde:

m_{aceite} - Es el flujo másico del aceite (kg/s)

ρ_{agua} - Densidad del aceite (kg/m³)

Q_{aceite} - Caudal volumétrico del aceite (m³/s)

De esta manera, primeramente, se determina el calor intercambiado en el sistema y el caudal másico requerido de agua de enfriamiento, a través de las ecuaciones (2.4) y (2.5), respectivamente.

$$q = m_{aceite} \cdot Cp_{aceite} \cdot (T_1 - T_2) = m_{agua} \cdot Cp_{agua} \cdot (t_2 - t_1)$$

$$q = m_{aceite} \cdot Cp_{aceite} \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.4)$$

$$m_{agua} = \frac{q}{Cp_{agua} \cdot (t_2 - t_1)} \quad (2.5)$$

Donde:

q - Calor total transferido o carga térmica (W)

m_{agua} - Es el flujo másico del agua (kg/s)

m_{aceite} - Es el flujo másico del aceite (kg/s)

Cp_{agua} - Calor específico del agua (J/kg K)

Cp_{aceite} - Calor específico de la Vinaza (J/kg K)

T- Temperatura del aceite (K)

t- Temperatura del agua (K)

Determinar el paso, el diámetro interior de la hélice y el diámetro exterior de la hélice mediante las ecuaciones (2.6), (2.7) y (2.8) respectivamente.

$$p = 1,5 \cdot d_e \quad (2.6)$$

$$Di_h = B + d_e \quad (2.7)$$

$$De_h = B + 2 \cdot d_e + d_e \quad (2.8)$$

Donde:

p – Paso del serpentín m

B – Diámetro exterior del cilindro referencia m

d_e - Diámetro exterior del serpentín m

Di_h – Diámetro interior de la hélice m

De_h – Diámetro exterior de la hélice m

Calcular la longitud necesaria del serpentín y el volumen ocupado por el serpentín a través de las ecuaciones (2.9) y (2.10) respectivamente.

$$L_{serp} = N \cdot \sqrt{\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{D_h}{2}\right)^2 + p^2} \quad (2.9)$$

$$V_{serp} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_e^2 \cdot L_{serp} \quad (2.10)$$

Donde:

L_{serp} – Longitud necesaria del serpentín m

V_{serp} – Volumen ocupado por el serpentín m^3

N - Número real de vueltas del serpentín m

D_h – Diámetro promedio de la hélice m

Estas ecuaciones se dejan en función de N.

Calcular el volumen del ánulo y el volumen disponible para el flujo en el ánulo mediante las ecuaciones (2.11) y (2.12) respectivamente.

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (D_i^2 - B^2) \cdot p \quad (2.11)$$

$$V_{flujo} = V_a - V_{serp} \quad (2.12)$$

Donde:

V_a – Volumen del ánulo m³

V_{flujo} – Volumen disponible para el flujo en el ánulo m³

D_i – Diámetro interior del cilindro exterior

Calcular el diámetro equivalente de la coraza y la velocidad másica del fluido que circula por la coraza (agua), mediante las ecuaciones (2.13) y (2.14).

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot V_{flujo}}{\pi \cdot d_e \cdot L_{serp}} \quad (2.13)$$

$$G_{agua} = \frac{m_{agua}}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \left((D_i^2 - B^2) - (De_h^2 - Di_h^2)\right)\right]} \quad (2.14)$$

Donde:

D_{eq} - Diámetro equivalente de la coraza m

G_{agua} - Velocidad másica del fluido que circula por la coraza kg/m².s

Determinar el número de Reynolds del agua y el número de Prandtl del agua; mediante las ecuaciones (2.15) y (2.16).

$$Re_{agua} = \frac{D_{eq} \cdot G_{agua}}{\mu_{agua}} \quad (2.15)$$

$$Pr_{agua} = \frac{Cp_{agua} \cdot \mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (2.16)$$

Donde:

Re_{agua} - Número de Reynolds del agua

Pr_{agua} - Número de Prandtl del agua

μ_{agua} - Viscosidad dinámica del agua (kg/m.s)

k_{agua} - Conductividad térmica del agua (W/m.K)

Determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua mediante la ecuación (2.17)

$$h_0 = 0,6 \cdot \frac{k_{agua}}{D_{eq}} \cdot Re_{agua}^{0,5} \cdot Pr_{agua}^{0,31} \rightarrow \rightarrow \text{Válida para } 50 < Re < 10000 \quad (2.17)$$

Donde:

h_0 - coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua (W/m².K)

Determinar el área de sección transversal del serpentín a través de la ecuación (2.18)

$$A_{serp} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (2.18)$$

Donde:

A_{serp} - Área de sección transversal del serpentín

d_i - Diámetro interior del serpentín

Calcular la velocidad del aceite; el número de Reynolds del aceite y el número de Prandtl del aceite a través de las ecuaciones (2.19), (2.20) y (2.21) respectivamente.

$$v_{acet} = \frac{Q_{acet}}{A_{serp}} \quad (2.19)$$

$$Re_{acet} = \frac{d_i \cdot v_{acet} \cdot \rho_{acet}}{\mu_{acet}} \quad (2.20)$$

$$Pr_{acet} = \frac{Cp_{acet} \cdot \mu_{acet}}{k_{acet}} \quad (2.21)$$

Donde:

v_{acet} - Velocidad del aceite m/s

Q_{acet} - Caudal volumétrico del aceite m³/s

Re_{acet} - Número de Reynolds del aceite

Pr_{acet} - Número de Prandtl del aceite

ρ_{acet} - Densidad del aceite kg/m³

μ_{aceite} - Viscosidad dinámica del aceite (kg/m.s)

k_{aceite} - Conductividad térmica del aceite (W/m.K)

Calcular del coeficiente pelicular de transferencia de calor del aceite basado en el diámetro interior del serpentín para el tubo recto (h_i) a través de la ecuación (2.22).

$$h_i = \frac{k_{acet}}{d_i} \cdot 0,023 \cdot Re_{acet}^{0,8} \cdot Pr_{acet}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_{acet}}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (2.22)$$

Donde:

μ_p - Viscosidad dinámica del aceite a la temperatura de la pared (kg/m.s)

$T_p = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

$\mu_p = 0.36 \text{ (kg/m.s)}$

Calcular el coeficiente pelicular de transferencia de calor del aceite corregido para el tubo enroscado (h_{ic}) y el coeficiente pelicular de transferencia de calor basado en el diámetro exterior del serpentín (h_{io}) mediante las ecuaciones (2.23) y (2.24) en orden.

$$h_{ic} = h_i \cdot \left[\left(\frac{\mu_{acet}}{\mu_p}\right)^{0,14} + 3,5 \cdot \left(\frac{d_i}{D_h}\right) \right] \quad (2.23)$$

$$h_{io} = h_{ic} \cdot \left(\frac{d_i}{d_e}\right) \quad (2.24)$$

Determinar el espesor del tubo serpentín; el coeficiente global de transferencia de calor y la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT) para un arreglo de flujo contracorriente; mediante las ecuaciones (2.25), (2.26) y (2.27) respectivamente.

$$e_t = \frac{d_e - d_i}{2} \quad (2.25)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + \frac{e_t}{k_t} + R_{\text{agua}} + R_{\text{aceite}}} \quad (2.26)$$

$$MLDT = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}} \quad (2.27)$$

Donde:

e_t – espesor del tubo m

k_t – Conductividad térmica del tubo (W/m.K)

U – coeficiente global de transferencia de calor (W/m².K)

MLDT – Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura K

R_{agua} - factor de ensuciamiento para el agua (m².K/W)

R_{aceite} – factor de ensuciamiento para el aceite (m².K/W)

Calcular la diferencia de temperatura corregida (Δt); el área de transferencia de calor requerida (A) y el número teórico de vueltas del serpentín (N), a través de las ecuaciones (2.28) (2.29) y (2.30) respectivamente.

Para hallar el factor de diferencia de temperatura primero se hayan los valores R y S .

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 0.2 \quad S = \frac{t_1 - t_2}{T_1 - t_1} = 0.34$$

$$\Delta t = MLDT \cdot F_t \quad (2.28)$$

El serpentín de un solo paso por coraza se le considera como **intercambiador 1 – 2**. (Kern, 1999)

Donde $F_t = 0,975$ (Kern, 1999) **Ver Anexo 2.4.**

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta t} \quad (2.29)$$

$$N = \frac{A}{\left[\pi \cdot d_e \cdot \left(\frac{L_{\text{serp}}}{N} \right) \right]} \quad (2.30)$$

El número real de vueltas del serpentín (n) se determinará simplemente redondeando el valor de N obtenido mediante la ecuación (30) hacia el próximo número entero superior.

$$n \cong 17$$

Determinar la altura de cilindro necesaria para acomodar el número real de vueltas del serpentín (H) mediante la siguiente ecuación (2.31).

$$H = n \cdot p + d_e \quad (2.31)$$

Caída de presión

La caída de presión se determinará mediante el empleo de correlaciones publicadas en (Andrzejczyk & Muszyński, 2016). De esta manera, la velocidad del agua (v_{agua}); el factor E; el factor de fricción del fluido que circula por el interior del serpentín (f_{aceite}) y el coeficiente de arrastre (C_A) se determinan mediante las ecuaciones (2.32), (2.33), (2.34) y (2.35).

$$v_{agua} = \frac{G_{agua}}{\rho_{agua}} \quad (2.32)$$

$$E = D_h \cdot \left[1 + \left(\frac{p}{\pi \cdot D_h} \right)^2 \right] \quad (2.33)$$

$$f_{acet} = \left[\frac{0,3164}{Re_{aceite}^{0,25}} + 0,03 \cdot \left(\frac{d_i}{E} \right)^{0,5} \right] \cdot \left(\frac{\mu_{aceite(p)}}{\mu_{aceite}} \right)^{0,27} \quad (2.34)$$

$$C_A = \frac{0,3164}{Re_{agua}^{0,25}} \cdot \left[1 + 0,095 \cdot \left(\frac{d_e}{D_h} \right)^{0,5} \cdot Re_{agua}^{0,25} \right] \quad (2.35)$$

Por último, la caída de presión del fluido que circula por la coraza (agua) se determina mediante la ecuación (2.36), mientras que la caída de presión del fluido que circula por el serpentín (aceite de circulación 100) se calcula a partir de la ecuación (2.37).

$$\Delta P_{agua} = C_A \cdot \frac{H}{D_{eq}} \cdot \frac{v_{agua}^2 \cdot \rho_{agua}}{2} \quad (2.36)$$

$$\Delta P_{aceite} = f_{aceite} \cdot \frac{L_{serp}}{d_i} \cdot \frac{v_{aceite}^2 \cdot \rho_{aceite}}{2} \quad (2.37)$$

2.4.2. Resultados de la Metodología de Diseño del intercambiador de calor tipo serpentín

La siguiente tabla (Tabla 2.2) muestra los resultados obtenidos durante el diseño del intercambiador de calor de serpentín.

Tabla 2.2 Resultados alcanzados durante el diseño del intercambiador de calor de serpentín.

Variable	Unidad	Valor
Calor intercambiado (q)	W	9412.29
Flujo másico de aceite (m_{acet})	kg/s	2.31
Paso (p)	m	0.03

Diámetro interior de la hélice (D_{ih})	m	0.144
Diámetro exterior de la hélice (D_{eh})	m	0.184
Longitud necesaria del serpentín (L_{serp})	m	$7.18 \cdot 10^{-1}N$
Volumen ocupado por el serpentín (V_{serp})	m^3	$2.26 \cdot 10^{-4} \cdot N$
Volumen del ánulo (V_a)	m^3	$5.20 \cdot 10^{-4} \cdot N$
Volumen disponible para el flujo en el ánulo (V_{flujo})	m^3	$2.95 \cdot 10^{-4} \cdot N$
Diámetro equivalente de la coraza (D_{eq})	m	$2.62 \cdot 10^{-2}$
Velocidad másica del agua (G_{agua})	$kg/m^2 \cdot s$	31.92
Número de Reynolds del agua (Re_{agua})	-	1159.63
Número de Prandtl del agua (Pr_{agua})	-	4.83
Coefficiente de transferencia de calor del agua (h_0)	$W/m^2 \cdot K$	17819.28
Área de sección transversal del serpentín (A_{serp})	m^2	$2.01 \cdot 10^{-4}$
Velocidad del aceite (v_{aceite})	m/s	13.26
Número de Reynolds del aceite (Re_{aceite})	-	2189.77
Número de Prandtl del aceite (Pr_{aceite})	-	1207.80
Coefficiente de transferencia de calor del aceite basado en el diámetro interior del serpentín para el tubo recto (h_i)	$W/m^2 \cdot K$	812.02
Coefficiente de transferencia de calor del aceite corregido para el tubo enroscado (h_{ic})	$W/m^2 \cdot K$	939.61
Coefficiente de transferencia de calor basado en el diámetro exterior del serpentín (h_{i0})	$W/m^2 \cdot K$	751.70
Espesor del tubo serpentín (x_t)	m	0.002
Coefficiente global de transferencia de calor (U)	$W/m^2 \cdot K$	553.92
Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (MLDT)	K	22.76
Diferencia de temperatura corregida (Δt)	K	22.197
Área de transferencia de calor requerida (A)	m^2	$7.65 \cdot 10^{-1}$
Número teórico de vueltas del serpentín (N)	-	16.96
Número real de vueltas del serpentín (n)	-	17
Altura de cilindro necesaria para acomodar el número real de vueltas del serpentín (H)	m	0.53

Fuente: Elaboración propia

Tomando en cuenta los resultados de la **Tabla 2.2**, se puede concluir que el ICS tendrá un coeficiente global de transferencia de calor de $553.92 \text{ W/m}^2 \cdot K$, un área de transferencia de calor de $7.65 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2$, un número real de vueltas del serpentín igual a 17, y una altura total de 0.53 m.

Caída de presión

La Tabla 2.3 muestra los resultados obtenidos con respecto a la caída de presión calculada para ambas corrientes.

Tabla 2.3 Resultados de la caída de presión para ambos fluidos

Variable	Unidad	Valor
Velocidad del agua (v_{agua})	m/s	0.0368
Factor E	m	0.1646
Factor de fricción del aceite (f_{aceite})	-	0.0824
Coeficiente de arrastre (CA)	-	0.065
Caída de presión del aceite (ΔP_{aceite})	Pa	281968.293
Caída de presión del agua (ΔP_{agua})	Pa	0.884

Fuente: Elaboración propia.

Considerando los resultados obtenidos en las ecuaciones (2.36) y (2.37) de la Tabla 2.3 se concluye que tanto la corriente de aceite de circulación 100 como la de agua de enfriamiento presentan resultados caída de presión inferiores al límite máximo permisible establecido por el proceso (588399 Pa para el aceite y 392266 Pa para el agua de enfriamiento).

2.5. Diseño preliminar del sistema de circulación de aceite.

Entrada a la chumacera

Datos:

- Longitud de tramos rectos = 9966.59 mm = 9.96659 m
- Altura geométrica del Punto 1 (Z_1) = 0 m
- Altura geométrica de Punto 2 (Z_2) = 1394.79 mm = 1.39479 m
- Diámetro nominal de la tubería 1' (D_n) = 30 mm = 0.030 m
- Diámetro interior de la tubería 1' (D_i) = 25.4 mm = 0.0254 m
- $Q = 9.6 \text{ m}^3/\text{h} = 0.00267 \text{ m}^3/\text{s}$

Las propiedades del aceite se toman a la temperatura media calculada en el epígrafe anterior.

- $T = 58^\circ\text{C}$
 - $\mu = 0.084 \text{ kg/m.s}$
 - $\rho = 866.8 \text{ kg/m}^3$
- Accesorios
 - Entrada
 - Reducido de 2' a 1'
 - 4 llaves de bola de 1' (totalmente abiertas)
 - T de 1' (con salida bilateral)
 - 4 T de 1' (flujo en línea recta)

- Nudo de 1'
- 3 unión universal de 1'
- 2 reducido de 20 mm a 1'
- Codo de 1'
- Perdidas en curvas = 14
- Curva de 180 grados
- Material ambas tuberías: acero comercial
- Interviene el intercambiador de calor Serpentin que intercambia calor y provoca pérdidas de temperatura y presión

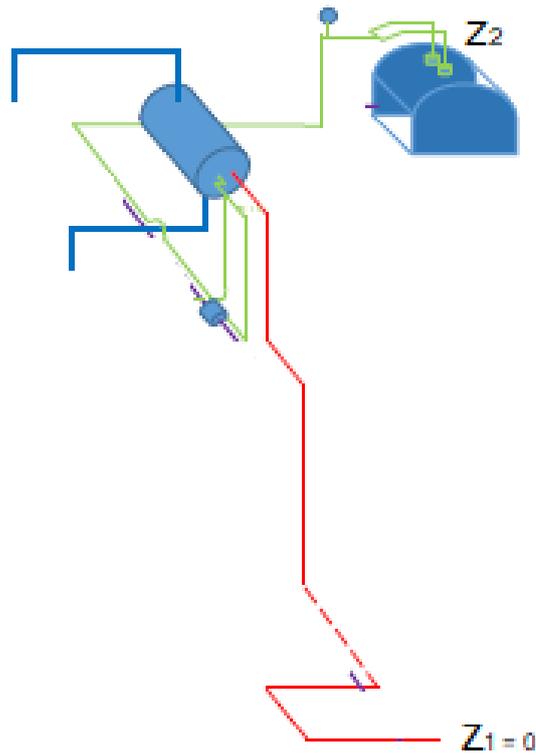


Fig. 2.2. Esquema del sistema de distribución de aceite para el motor del compresor

Aplicar la ecuación (2.38) de Bernoulli para el sistema de referencia indicado:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + H_b - q' = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum_1^2 h_{f \text{ total}} \quad (2.38)$$

$$P_2 = P_1 = P_{atm}$$

$$z_1 = 0$$

$$z_2 = 1.39479 \text{ m}$$

$$V_1 = 1.32 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 5.26 \text{ m/s}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 866.8 \text{ kg/m}^3$$

La carga que provoca el intercambiador de calor se calcula mediante la ecuación (2.39)

$$q' = \frac{\Delta P_{\text{aceite}}}{m \cdot g} \quad (2.39)$$

Donde:

ΔP_{aceite} - Caída de presión del aceite Pa

m - Flujo másico del aceite kg/s

g - gravedad m/s²

$$q' = \frac{\Delta P_{\text{aceite}}}{g \cdot \rho} = \frac{281968.293 \text{ Pa}}{866.8 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 33.16 \text{ m}$$

Por lo tanto, despejando la carga del sistema (H_b) tenemos la ecuación (2.40):

$$H_b = q' - \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum_1^2 h_f \quad (2.40)$$

Calcular las pérdidas totales a través de la ecuación (2.41)

$$\sum_2^1 h_f = \sum_1^2 h_{f\text{tramo_recto}} + \sum_1^2 h_{f\text{accesorio}} \quad (2.41)$$

Donde:

$\sum_2^1 h_f$ - pérdidas totales

$\sum_1^2 h_{f\text{tramo_recto}}$ - perdidas en tramos rectos

$\sum_1^2 h_{f\text{accesorio}}$ - perdidas en accesorios

Determinar las pérdidas de los tramos rectos a través de la ecuación (2.42)

$$\sum_1^2 h_{f\text{tramo_recto}} = \lambda \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.42)$$

Donde:

λ - coeficiente de fricción Adimensional

L - longitud de la tubería m

d - diámetro interior de la tubería m

V - velocidad del fluido por el interior del tubo m/s

g - gravedad m/s²

Determinar el coeficiente de fricción (λ)

Calcular el número de Reynolds mediante la ecuación 2.43

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (2.43)$$

Donde:

Re – número de Reynolds Adimensional

ρ – densidad del fluido kg/m³

μ – viscosidad dinámica del fluido kg/m.s

d – diámetro interior de la tubería m

V – velocidad del fluido por el interior del tubo m/s

Del aceite para circulación 100 se tiene las siguientes propiedades a temperatura media:

- T = 58°C
- $\mu = 0.084 \text{ kg/m.s}$
- $\rho = 866.8 \text{ kg/m}^3$

De la ecuación de continuidad

$$Q = A * V$$

$$V_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{0.00267 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi * (0.0254\text{m})^2}{4}} = 5.26 \text{ m/s}$$

Sustituir y calcular en número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{866.8 \text{ kg/m}^3 * 5.26 \text{ m/s} * 0.0254 \text{ m}}{0.084 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 1379.382624$$

Estamos en presencia de régimen flujo laminar ya que $Re < 2300$.

El factor de fricción para el régimen laminar se determina mediante la ecuación (2.44)

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.44)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0.046$$

Expresión de la pérdida en función del caudal

$$\sum_1^2 h_{f \text{ tramo_recto}} = \frac{\lambda \cdot L_{\text{tub rectas}} \cdot v^2}{2 \cdot d_s \cdot g} = \frac{0.046 * 9.96659\text{m} * (5.26 \text{ m/s})^2}{2 * 0.0254\text{m} * 9.81 * \frac{\pi^2 * (0.0254\text{m})^4}{16}}$$

$$\sum_1^2 h_{f \text{ tramo_recto}} = 3614052.583 Q^2$$

Calcular las pérdidas en los accesorios a través de la ecuación (2.45).

$$\sum_1^2 h_{f \text{ accesorio}} = \sum_1^2 \xi_s * \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.45)$$

Donde:

$\sum_1^2 h_{f_{accesorio}}$ – pérdidas en los accesorios	Adimensional
$\sum_1^2 \xi_s$ – sumatoria de los coeficientes de pérdidas de los accesorios	Adimensional
V_s – velocidad del fluido por el interior del tubo	m/s
g – gravedad	m/s ²

Las pérdidas en los accesorios se reflejan en la tabla 2.4. (Cengel, Cimbala, & M., *Mécanica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones*, 2019)(Ver Anexos 2.6. y 2.7.)

Accesorios	ξ (por accesorio)	ξ (total)
Entrada	0.5	0.5
Reducido de 2' a 1'	0.2	0.2
4 llaves de bola de 1'	0.05	0.2
T de 1' (con salida bilateral)	2	2
4 T de 1' (flujo en línea recta)	0.9	3.6
Nudo de 1'	0.08	0.08
3 unión universal de 1'	0.1	0.3
2 reducido de 20 mm a 1'	0.15	0.3
Codo de 1'	0.9	0.9
Pérdidas en curvas	0.378	5.292
Curva de 180 grados	1.5	1.5
Salida	1	1

$$\sum \xi_{accesorios} = 15.872$$

Sustituir valores en la ecuación (2.45)

$$\sum_1^2 h_{f_{accesorio}} = 15.872 * \frac{Q^2}{2 * 9.81 * \frac{\pi^2 * (0.0254m)^4}{16}} = 3150779.583Q^2$$

Sustituir en la ecuación (2.41) de las pérdidas totales:

$$\sum_2^1 h_f = \sum_1^2 h_{f_{tramo_recto}} + \sum_1^2 h_{f_{accesorio}}$$

$$\sum_1^2 h_f = 3614052.583Q^2 + 3150779.583 Q^2$$

$$\sum_1^2 h_f = 6764832.166Q^2$$

Sustituir en la ecuación (2.40) de Bernoulli:

$$H_b = q - \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum_1^2 h_f$$

$$H_b = 33.16m - \frac{1.32 \text{ m/s}^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + z_2 + \frac{5.26 \text{ m/s}^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 6764832.166Q^2$$

$$H_b = 35.88 \text{ m} + 6764832.166 Q^2$$

La tabla 2.5 muestra los valores para la construcción de la curva característica del sistema, reflejando cuanto varia la carga dinámica respecto al caudal.

Tabla 2.5. Valores para la construcción de la curva característica del sistema de tuberías.			
Q (m ³ /h)	Q (m ³ /s)	Hb estática (m)	Hb dinámica (m)
0	0	35.88	35.88
9.6	0.00266667	35.88	83.98
19.2	0.00533333	35.88	228.30
28.8	0.008	35.88	468.83
38.4	0.01066667	35.88	805.57
48	0.01333333	35.88	1238.51
57.6	0.016	35.88	1767.68
67.2	0.01866667	35.87803744	2393.047065
76.8	0.02133333	35.87803744	3114.627359
86.4	0.024	35.87803744	3932.421365
96	0.02666667	35.87803744	4846.426558

Representación de la carga estática y dinámica del sistema de tuberías.

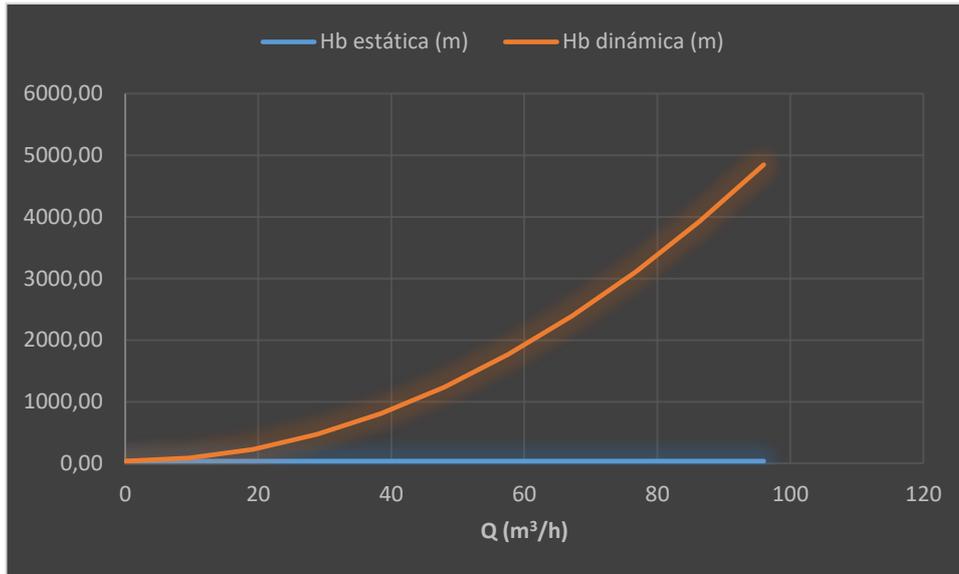


Gráfico 2.1. Curva característica del sistema de tuberías.

Datos

- $Q = 9.6 \text{ m}^3/h = 0.00266667 \text{ m}^3/s = 2.6667 \text{ l/s}$
- $H = 83.92772062 \text{ m}$

La presión demandada en el sistema se calcula mediante la ecuación (2.46)

$$P_b = \rho \cdot g \cdot H_b \quad (2.46)$$

$$P_b = \rho \cdot g \cdot H_b = 866.8 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 83.93 \text{ m} = 713663.23 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

El Gráfico 2.2. muestra una curva característica de funcionamiento para una bomba rotatoria de desplazamiento positivo.

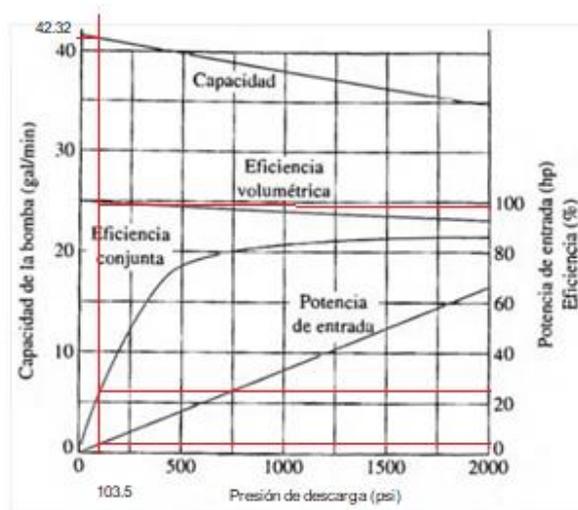


Gráfico 2.2. Curva característica de funcionamiento para una bomba rotatoria de desplazamiento positivo.

Determinación de la potencia consumida por la bomba a través de la ecuación (2.47).

La ecuación 2.47 evidencia que la potencia es directamente proporcional a la carga y el flujo, teniendo en cuenta esto y conociendo la teoría de tuberías en paralelo planteada por Robert L. Mott, donde existe una relación entre cargas y flujo, se puede determinar el flujo real que finalmente transitará por esta línea en caso de utilizarse la misma bomba en ambos sistemas.

$$N_b = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (2.47)$$

Donde:

Q – Flujo del aceite	m ³ /s
H – carga total del sistema de tuberías	m
η – eficiencia de la bomba	%
g – gravedad	m/s ²

La relación planteada anteriormente se puede utilizar para determinar cuánto representa la carga del sistema de lubricación del motor y cuanto flujo dejaría de recibir el sistema de lubricación de los cojinetes de deslizamiento del compresor.

Como no se conoce la carga del sistema actual, pero si la potencia a la que opera la bomba (5.5 kW), se utiliza la ecuación 2.47 y se calcula la potencia necesaria para un mismo valor de flujo (9.6 m³/h).

$$N_b = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} = \frac{866.8 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.00267 \text{ m}^3/\text{s} * 83.92772062 \text{ m}}{1000 * 0.85}$$

$$N_b = 1.90 \text{ kW}$$

Esta potencia representa un 34.5 % de la potencia de la bomba actualmente, entonces se puede decir que la carga del sistema actual es 65.5 % mayor que la del sistema planteado. Si ambas líneas se colocan en paralelo, por la que conduce el fluido hasta los cojinetes del compresor existe 65.5 % de la carga total, entonces por esta transitará el 34.5 % del flujo total.

Si lo anterior ocurre, se estima un flujo de 3.31 m³/h en la línea del compresor y 6.29 m³/h en la línea de la chumacera del motor.

Al afectar la entrada del flujo de aceite al compresor, estimado en más de un 60 %, es necesario analizar soluciones como podrían ser, la compra de una segunda bomba que alimente solo a la chumacera del motor, o valorar con Servicios Técnicos Dinámicos hasta que valores de flujo es permisible disminuir la lubricación al compresor y la necesidad real de lubricante en la chumacera. Esta segunda opción necesita un

rediseño del sistema, al ser necesario disminuir el diámetro interno de las tuberías del nuevo diseño, disminuyendo caudal y la entrada de aceite al intercambiador.

2.6. Diseño del nuevo sistema de lubricación para el motor eléctrico del Compresor 4FM16-56/15 (C-01-202-B)

El sistema se compone de un circuito de aceite que circula por una tubería de 1", llega a la parte superior del cárter y se divide buscando que mayor área sea cubierta por el líquido lubricante. En la parte inferior se succiona el aceite que se asienta con un tubo de 1¹/₄" como lo muestra la figura 2.2.



Figura 2.2. Entrada y salida de aceite del cárter (cuerpo de chumacera) para lubricación.

Fuente: Elaboración propia

Este aceite llega a un depósito de donde se succiona nuevamente por una bomba, pasa por un filtro y luego por un intercambiador de placas como lo muestra la figura 2.3.



Figura 2.3 Depósito de aceite, motor, filtro e intercambiador de placas.

Fuente: Elaboración propia.

Se muestra el serpentín, próximo paso en la recirculación de fluido que en su parte frontal cuenta con la entrada y salida de aceite y en la superior e inferior entrada y salida de agua como lo muestra la figura 2.4. El intercambiador de calor tipo serpentín se agrega al resto del sistema por donde circula el aceite y el líquido de enfriamiento por el exterior del tubo serpentín. Se muestra el serpentín ya fabricado y emplazado en el área.



Figura 2.4. Serpentín fabricado y emplazado en el área.

Fuente: Elaboración propia

Otra ventaja de la lubricación controlada es que se puede realizar concentrada en zonas específicas, mientras que la recirculación de aceite y el enfriamiento evitan elevadas temperaturas de trabajo que provocan que el aceite lubricante pierda propiedades.

Se agregó en el cárter (cuerpo de chumacera) un visor que permite observar la lubricación en el interior de la chumacera como se muestra en la figura 2.5.



Figura 2.2 Visor para observar el proceso de lubricación.

Fuente: Elaboración propia

Conclusiones parciales

- El nuevo sistema de lubricación alargará la vida útil del elemento “Chumacera V-2” Tejas partidas horizontalmente ТКП160, para compresores de gas

hidrogenado modelo 4ГM16-56/15-30CM1T que se importa con un precio de 8850 euros y tenía que ser sustituido con frecuencia por desgaste debido a la mala lubricación por lo que aumenta la seguridad operacional de los compresores del título 700.

- El nuevo sistema de lubricación elimina la importación del disco de bronce o aros de lubricación para cojinete de deslizamiento para Motores Eléctricos de compresores de gas hidrogenado modelo 4ГM16-56/15-30CM1T y evita el desgaste del árbol de potencia al no necesitar dichos aros de lubricación.
- Evita paradas prolongadas como la ocurrida durante un año, que llegó a detener la producción al romperse dos de los compresores y no tener piezas para la sustitución de los aros de lubricación dañados.

3. CAPÍTULO III. FACTIBILIDAD ECONÓMICA

El costo de fabricación es la expresión monetaria de los gastos de producción, es decir los gastos en que la Empresa incurre durante la elaboración de la producción.

La determinación y evaluación de este costo facilita las posibles soluciones a un diseño determinado permitiendo la selección de aquel diseño que brinde mayor beneficio productivo con el mínimo de gastos, por ello dentro de la mentalidad de un diseñador debe estar el costo como un elemento de vital importancia.

Dentro de los costos de producción se incluyen: los gastos de materiales empleados en la producción, los gastos en salarios, el costo de la energía consumida y los gastos indirectos.

Por medio del costo se expresa la eficiencia en el trabajo, además de ser un indicador generalizador de la calidad, que sirve como índice principal para medir el buen funcionamiento de una Empresa en la utilización de los recursos disponibles, al comparar la producción obtenida y la magnitud de los gastos incurridos en la misma.

3.1. Los principales elementos del costo de producciones expresadas en forma monetaria son:

- Gastos en materiales utilizados en la fabricación del sistema de lubricación.
- Los gastos en salario de los trabajadores.
- El valor de la energía consumida.
- Los costos indirectos.

3.1.1. Gastos en materiales.

Este elemento del gasto, es el más importante y sobre el cual recae el mayor peso desde el punto de vista monetario. El mismo resume el valor de todos los materiales empleados en la fabricación del sistema de lubricación.

El gasto total de los materiales se determina teniendo en cuenta el precio de adquisición, su peso específico y el consumo de unidades. La Tabla 3.1 refleja estos gastos.

Tabla 3.1. Costo de los materiales.					
Elemento	Descripción	Costo del Material (\$/UM)	Cantidad	Peso Unitario	Costo
				UM	\$
Intercambiador de calor tipo serpentín					
Base de 430x210(mm)	Plancha acero inox AISI316 10 mm	906.87065	1	0.09	81.618359

Tornillo fijación M8	Acero inoxidable	0.784243	6	1	4.705458
Arandela M8	Acero inoxidable	0.343	6	1	2.058
Platina Vertical 185x410(mm)	Acero inox 10-12 mm AISI316	906.87065	1	0.07585	68.786139
Tapa trasera de 210 mm de Ø	Acero Inox. AISI316	906.870654	1	0.069	62.574075
Niple NPT 1"	Tubo acero inox. 1"	29.220526	2	1	58.441052
Carcasa de	Tubo acero inox. 8"	224.272333	1	0.55	123.34978
Brida Fija de 280 mm de Ø	Plancha Acero inox. 25 mm AISI316	704.45832	1	0.04	28.178333
Brida Ciega Móvil de 280 mm de Ø	Plancha Acero inox. 25 mm AISI316	704.45832	1	0.04	28.178333
Tornillo UNC 1/2" X13h	Acero inoxidable	1.201195	8	1	9.60956
Arandela UNC 1/2"	Acero inoxidable	0.067769	8	1	0.542152
Tuerca UNC 1/2"	Acero inoxidable	0.156346	8	1	1.250768
Universal ANSI 1"	Acero inoxidable	6.079801	1	1	6.079801
Niple ANSI 1"	Acero inoxidable	5.310909	1	1	5.310909
Codo ANSI 1"	Acero inoxidable	14.45	1	1	86.7
Subtotal					567.38272
Montaje (15%)					85.107408
Sistema de lubricación de aceite. (Entrada)					
Tubo 1"	acero	7.997763	9.96659	1	79.710425
Válvula de bola XV520P de Parker XV520P-8	Válvula de bola de latón	19.684558	5	1	98.42279
JIS B 2301 Codo de unión tipo F - Clase I 1"	Codo de unión	34.54	1	1	34.54
JIS B 2301 Unión tipo F - Clase II 1"	Unión	39.54	1	1	39.54
JIS B 2301 Tubo en T - Clase I 1"	Tubo en T	1.037113	5	1	5.185565
Manómetro	Equipo de medición	300.77	1	1	300.77

ANSI/ASME B16.15 Codo de rosca de 90 grad - Clase 125 1"	Codo de rosca de bronce fundido de 90° - Clase 125	32.674	2	1	65.348
DIN EN 10242 Unión macho y hembra de asiento cónico U12 1"	Unión	47.4856	2	1	94.9712
9 A-Lok - Tubo métrico de Parker 20 Umi	Unión	28.4972	1	1	28.4972
Reducido de 2">1"	accesorio	17.070588	1	1	17.070588
Subtotal					764.055768
Montaje (15%)					114.60837
Sistema de lubricación de aceite. (Salida)					
Tubo 1 ¹ / ₄ "	acero	8.506389	10.5	1	89.317085
Conector de salida 1 ¹ / ₄ "	Unión	10.88	1	1	10.88
Universal 1 ¹ / ₄ "	Unión	5.616545	1	1	5.616545
Visor de aceite		1834.451463	1	1	1834.4515
Nudo 1 ¹ / ₄ "	Unión	1.173	3	1	3.519753
Subtotal					1943.7848
Montaje (15%)					291.56773
TOTAL					3766.5068

3.1.2. Gastos en salarios.

El gasto en salarios depende de la categoría y el número de horas de trabajo de cada uno de los técnicos y obreros que participan en la producción. La Refinería Cienfuegos S.A. realiza su gasto salarial a partir de los gastos totales del MP 2 y el SIGI.

En los gastos salariales solamente interviene la fabricación de las piezas del intercambiador de calor tipo serpentín por talleres.

El gasto salarial del taller de maquinado es de \$ 884.20

El gasto salarial del taller de pailería es de \$1076.96

En total la fabricación de las piezas del intercambiador de calor tipo serpentín dio un monto de \$ 1961.16

3.1.3. Costos generados por el consumo de energía eléctrica.

Consumo de energía en una jornada de trabajo se calcula mediante la ecuación (3.2.)

$$C_E = C_e * k = N_m * h * k \quad (3.2.)$$

Dónde:

$$C_e = \text{Electricidad Consumida} \quad (\text{kW}\cdot\text{h})$$

$$N_m = \text{potencia demandada por el motor} \quad (\text{kW})$$

$$h = \text{cantidad de horas en la fabricacion de la pieza} \quad (\text{h})$$

En la Tabla 3.2 se da la relación de los equipos, el tiempo empleado y el gasto en energía de cada uno de ellos, así como el gasto total de energía.

Tabla 3.2. Costos generados por consumo de energía eléctrica.

Máquina de Herramienta	Potencia [N _m] (kW)	Tiempo Utilizado [h] (horas)	Energía [Ce] (kW-hr)	Costo de la electricidad [k] (\$/kWh)	Gato en energía [C _E] (\$)
Torno	10	5	50	2,7	135
Rectificadora	10	1	10	1,4	14
Máquina de soldar	8	0,3	2,4	1,1	2,64
Gastos totales en energía					151,64

3.1.4. Total, de Gastos Directos.

El total de Gastos Directos es igual a la suma de los Gastos en materiales, salarios y energía. Se tiene que:

Gastos en materiales: \$ 3766,51

Gastos en salarios: \$ 1961,16

Gasto en energía: \$ 151,64

Gastos directos = 3766,51 + 1961,16 + 151.64 = 5879.31 cup

3.1.5. Total, de Gastos Indirectos.

Los gastos indirectos son aquellos gastos en que incurre la Empresa producto de las Gestiones de Dirección, Administración, Servicios Generales, Transporte de Personal, Iluminación, etc. los cuales hay que cargárselos a los gastos de producción. Estos se estiman como regla como el 30 % de los Gastos Directos.

En este caso:

Gastos indirectos = 0.3 * gastos directos = 0.3 * 5879.31 = 1763.792051 cup

3.2. Gasto general de Fabricación.

El Costo de Fabricación es definitivamente la suma de los Gastos Directos más los Indirectos, o sea:

Costo de fabricacion = G. D + G. I = 5879.31 + 1763.79 = 7643.10 cup

3.3. Valoración económica

Los elementos que se describen a continuación son importados, estos son los que presentan desgaste y tienen que ser sustituidos con más frecuencia por la mala lubricación. Los códigos son extraídos del SIGI y los precios del contrato marco:

Elemento	Precio (Euros)	Cantidad	Total (Euros)
Discos de Lubricación	670 euros	2	1340
Tejas o Cojinetes de deslizamiento	8850 euros	1	8850
TOTAL			10190

El beneficio económico es el siguiente:

- 1- Se tiene en cuenta que, en un año de trabajo según el MPO, el compresor llegó a romperse en una ocasión cada mes y en otras 4 veces en un año, en todas las ocasiones se sustituyó los dos discos de lubricación. Tomando esto como referencia el valor de sustituir el elemento 4 veces en un año y el precio de 670 euros del contrato marco en un año la empresa tuvo que desembolsar y el país importar 5360 euros por concepto de aros de lubricación en un año; lo que equivale al cambio oficial según la tasa de cambio del Banco Central de Cuba a 128640 pesos en un año
- 2- Las tejas o cojinetes de deslizamiento son más resistentes, pero en un año, debido a la rotura de los aros se han tenido que sustituir al menos una vez con un costo según contrato marco de 8850 euros, lo que equivale a 212400 pesos en un año.
- 3- El total es de 341040 pesos en un año, si se tiene en cuenta que la fabricación del equipo tubo un monto salarial de 7643.10 pesos, en un año de funcionamiento sin presentar averías por este concepto, es decir se alarga la vida útil de los componentes de la chumacera se estaría hablando de un ahorro de 333396.90 pesos.
- 4- Si se tiene en cuenta que la sustitución se haga en los otros compresores restantes, el C-01-202 A y C se está hablando de 1000190.703 pesos que se dejarían de invertir sin afectar la calidad del proceso.

Utilizando el método de periodo simple de recuperación (PSRI) a partir de la ecuación (3.2.) se plantea que cualquier inversión que se recupere en un tiempo razonable (2 años o menos) será una inversión factible.

$$PSRI = \frac{\text{Inversión en capital}}{\text{Ahorros anuales netos}} \quad (3.2.)$$

Para el caso del diseño de lubricación de aceite para el motor eléctrico el PSRI es de 43.63, lo que quiere decir que luego de instalado el nuevo sistema, la inversión se

recupera en 1 mes y 13 días, por tanto, es una inversión factible económicamente según el método empleado.

Conclusiones parciales.

- El costo total de fabricación del sistema de lubricación de aceite para el motor eléctrico del compresor es de 7643.10 cup aproximadamente.
- Si se sustituye el del sistema de lubricación de aceite para el motor eléctrico del compresor se logran ahorrar alrededor de 333396.90 anuales. Con lo cual la inversión de la construcción del sistema de lubricación se logra en un mes y 13 días laborales, lo cual demuestra que es factible a la economía del país.
- Si sustituye el sistema de lubricación en los tres compresores para hidrogeno modelo 4GM16-56/15-30 se logran ahorrar alrededor de 1000190.703 en el mismo período de tiempo.

CONCLUSIONES

- Como resultado de la búsqueda bibliográfica se logró recopilar toda la información necesaria acerca de los sistemas de lubricación de aceites para compresores, que nos permitió seleccionar el intercambiador de tubo en espiral o serpentín para el diseño del mismo e implementar la bomba de engranajes con la que cuenta el sistema de lubricación de aceite del compresor.
- El nuevo sistema de lubricación alargará la vida útil del elemento “Chumacera V-2” o Tejas partidas horizontalmente ТКП160, para compresores de gas hidrogenado modelo 4ГМ16-56/15-30СМ1Т, que se importa con un precio de 8850 euros, aumentando de tal manera la seguridad operacional de los compresores del título 700
- Al afectar la entrada del flujo de aceite al compresor, fue necesario analizar soluciones, como podrían ser, la compra de una segunda bomba que alimente solo a la chumacera del motor, o valorar con Servicios Técnicos Dinámicos hasta que valores de flujo es permisible disminuir la lubricación al compresor y la necesidad real de lubricante en la chumacera.
- Se desarrollaron los planos de los componentes básicos del sistema de circulación de aceite presentados en los Anexos 3. (Planos) y un estimado de costo de implementación del proyecto de 7643.10 cup inferior al valor de las piezas de repuesto del mercado que es aproximadamente 341040 cup demostrando su rentabilidad.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda elaborar un plan de mantenimiento predictivo y un plan de emergencia para el sistema de enfriamiento de aceite lubricante para compresor de hidrógeno de forma que se pueda extender el periodo de vida útil de los componentes de dicho sistema y permita mantener la seguridad en el manejo del hidrógeno.
- Se recomienda la compra de una segunda bomba que alimente solo a la chumacera del motor o valorar con Servicios Técnicos Dinámicos hasta que valores de flujo es permisible disminuir la lubricación al compresor y la necesidad real de lubricante en la chumacera
- Sera importante realizar un análisis de estudio de la implementación de los diversos intercambiadores de calor como de placas y doble tubo al sistema de enfriamiento de aceite lubricante y comparar su desempeño con el sistema de enfriamiento de aceite lubricante.
- Aunque el trabajo desarrollado no cubre la refrigeración de todos los compresores con sistema de lubricación, se puede tomar como base de estudio para el desarrollo de futuros sistemas de enfriamiento para los compresores restantes de la empresa.

BIBLIOGRAFÍA

- Andrzejczyk, R., & Muszyński, T. (2016). Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness.
https://www.researchgate.net/publication/316341087_Performance_analyses_of_helical_coil_heat_exchangers_The_effect_of_external_coil_surface_modification_on_heat_exchanger_effectiveness
- China. Anqing Bailian Compressors, LTD. (2021). Bailian Compressors.
<https://www.bailian-compressors.com/>
- Ardila Marín, J. G., & Hincapié Zuluaga, D. A. (2012). Intercambiadores de calor de tubo en espiral. Revista UIS Ingenierías, 11(2), 12.
- Colombia. Bitzer International. (2004). Analisis de irregularidades en los compresores reciprocantes. Reino Unido.
<https://repositorioacademico.upc.edu.pe/handle/10757/624416?show=full&locale-attribute=es>
- Borges, I. R. (2019). Teoría de las máquinas. Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez.
- Caja Muñoz, F., & Torres Díaz, C. (2018). Adquisición de señales acústicas y de vibración para el diagnóstico de fallos en un compresor recíprocante de doble etapa. (Tesis de grado). Universidad Politécnica Salesiana.
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/16592>
- Calderon, N., & Rivera, M. (2020). Análisis de fallas de compresores recíprocantes de GNC, en el área de mantenimiento de la empresa Gas Comprimido del Perú S.A. Universidad Tecnológica de Perú.
<https://repositorio.utp.edu.pe/handle/20.500.12867/4097>
- Cao, E. (2010). Heat Transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies.
- Carrizales, R. (2011). Guía para seleccionar intercambiadores de calor. Revista Académica de Investigación, 11.
https://www.researchgate.net/publication/227433212_GUIA_PARA_SELECCIONAR_INTERCAMBIADORES_DE_CALOR

Cátedra de Cultura Científica de la UPV/EHU. (2020). 4.2. Rotativas de engranajes internos.

http://www.cienciasfera.com/materiales/tecnologia/tecno02/tema08/42_rotativas_de_engranajes_internos.html

Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y aplicaciones. (Cuarta ed.). The McGraw-Hill Companies.

Cengel, Y. A., Cimbala, & M., J. (2019). Mecánica de Fluidos. Fundamentos y aplicaciones (Cuarta ed.). McGraw-Hill Companies.

Eda, A. (2013). Analisis de fallas de una maquina extrusora de electrodos. https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1740/ING_528.pdf?sequence=1

Fernández, P. (2002). Compresores. Universidad de Cantabria. https://www.academia.edu/31795955/DEPARTAMENTO_DE_INGENIERIA_ELECTRICA_Y_ENERGETICA

España. Fluid engineering company. (2020). Fluideco: dosificación · Sampling · Ingeniería · Control. <https://fluideco.com/>

México. Grupo Acura. (2021). Sistemas de lubricación: aplicaciones, beneficios y consideraciones técnicas. <https://grupoacura.com/blog/sistemas-de-lubricacion/>

Guaman, B. A. (2019). Desarrollo de un modelo basado en datos a partir de señales de vibración para la detección de fallos en un compresor recíprocante de simple efecto doble etapa. (Tesis de Grado). Universidad Nacional Mayor de San Marcos. <https://cybertesis.unmsm.edu.pe/handle/20.500.12672/10361?show=full>

China. Harsel. (2018). Ventajas y desventajas de las bombas de engranajes. <https://www.harsle.es/Ventajas-y-desventajas-de-las-bombas-de-engranajes-id1234286.html>

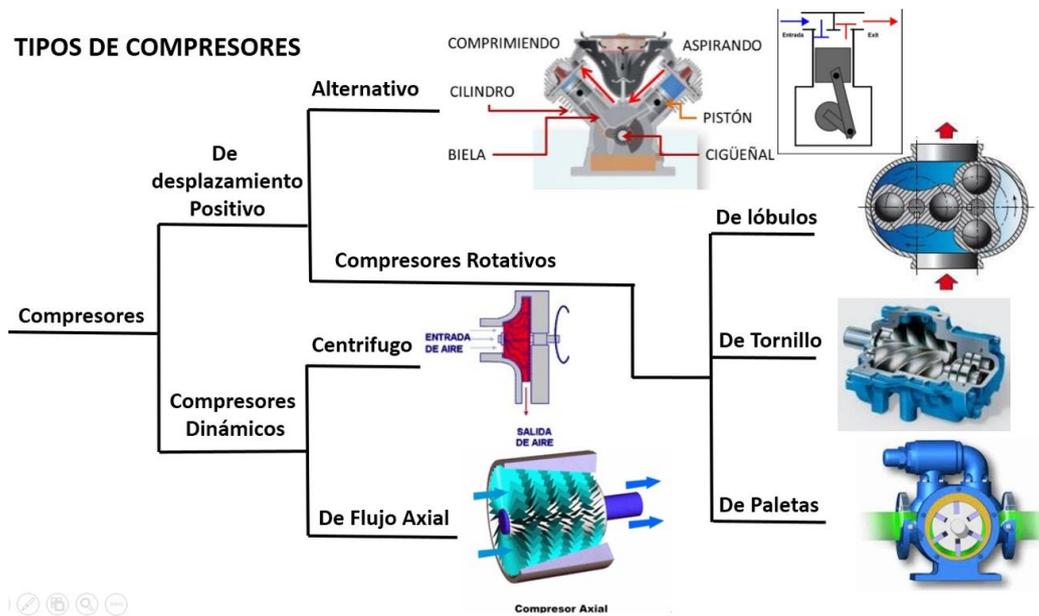
España. InoxMIM. (2021). Tipos de bombas industriales. <https://www.inoxmim.com/blog-c/tipos-de-bombas-industriales>

Kern, D. (1999). Procesos de Transferencia de Calor. ñ, México D.F, México: Compañía editorial continental S.A. de C.V.

Alemania. Ksb Bombas Intur. (2003). Bombas y Automatismos. <https://www.ksb.com/es-es>

- Lukyanenko, V. (2012). Frunze jsc "Smnpo - Ingeniería".
<https://frunze.com.ua/en/products/compressor-equipment/reciprocating-compressors/compressors-hydrogen/>
- España. Masferreteria. (2018). Tipos de compresores existentes.
<https://www.masferreteria.com/blog/tipos-de-compresores-usos/>
- Minton, P. (1971). Designing Spiral Tube Heat Exchangers. Process Heat Exchange Vol. 77. Chemical engineering.
<https://www.scirp.org/reference/ReferencesPapers.aspx?ReferenceID=1743707>
- México. Mundo hvac&r. (2021). El Compresor: Parte Fundamental en los Sistemas de Refrigeración. <https://www.mundohvacr.com.mx/2007/11/el-compresor-parte-fundamental-en-los-sistemas-de-refrigeracion/>
- Pérez, J. (2019). Curso de máquinas mecánicas: Tema 5 Compresores.
http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/Compresores/tipos_de_compresores.html
- Perry, R. H., & Green, D. W. (2008). Chemical Engineers Handbook. McGraw-Hill.
- Ramos, R. U. (2018). Manual de Operaciones. Sección 700 compresores. Planta Combinada. Refinería Cienfuegos S.A., Cienfuegos.
- Saavedra Pérez, N. (2022). Descripción de la Refinería Cienfuegos S.A.
- Saavedra Pérez, N. (2022). Descripción general del proceso en la Sección 700.
- Trading Economic. (2020). Cuba - Tasa de inflación.
<https://es.tradingeconomics.com/cuba/inflation-cpi>

ANEXOS 1. BÚSQUEDA BIBLIOGRÁFICA

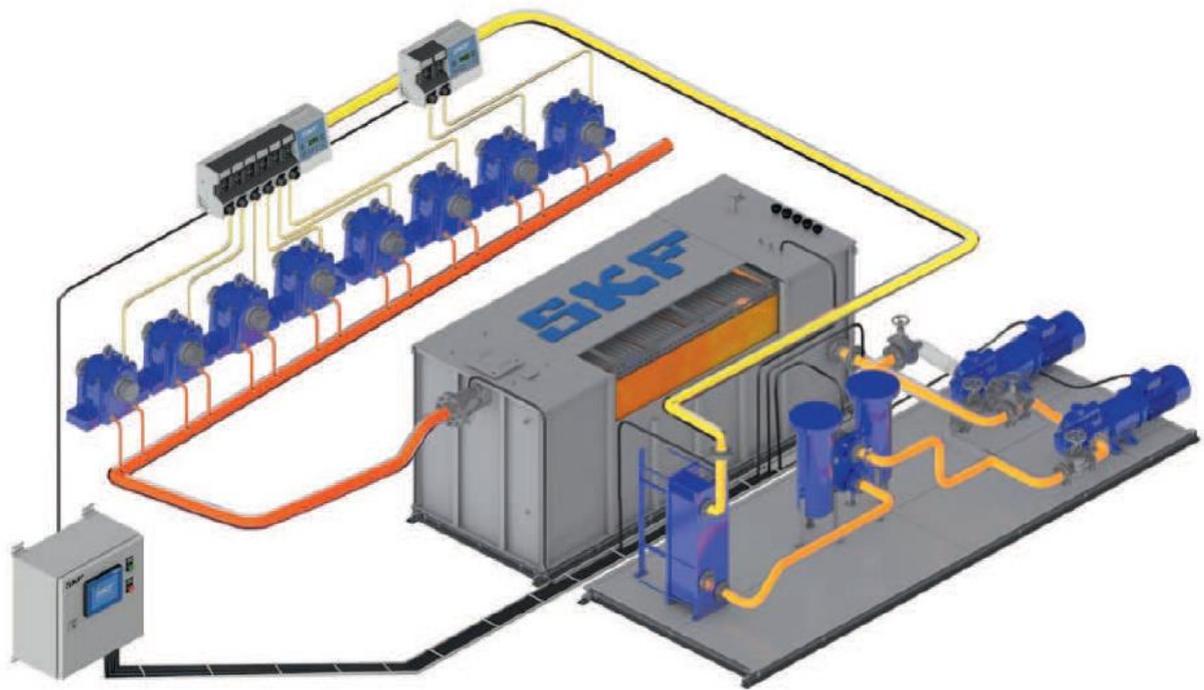


Anexo 1.2. Tipos de compresores existentes.

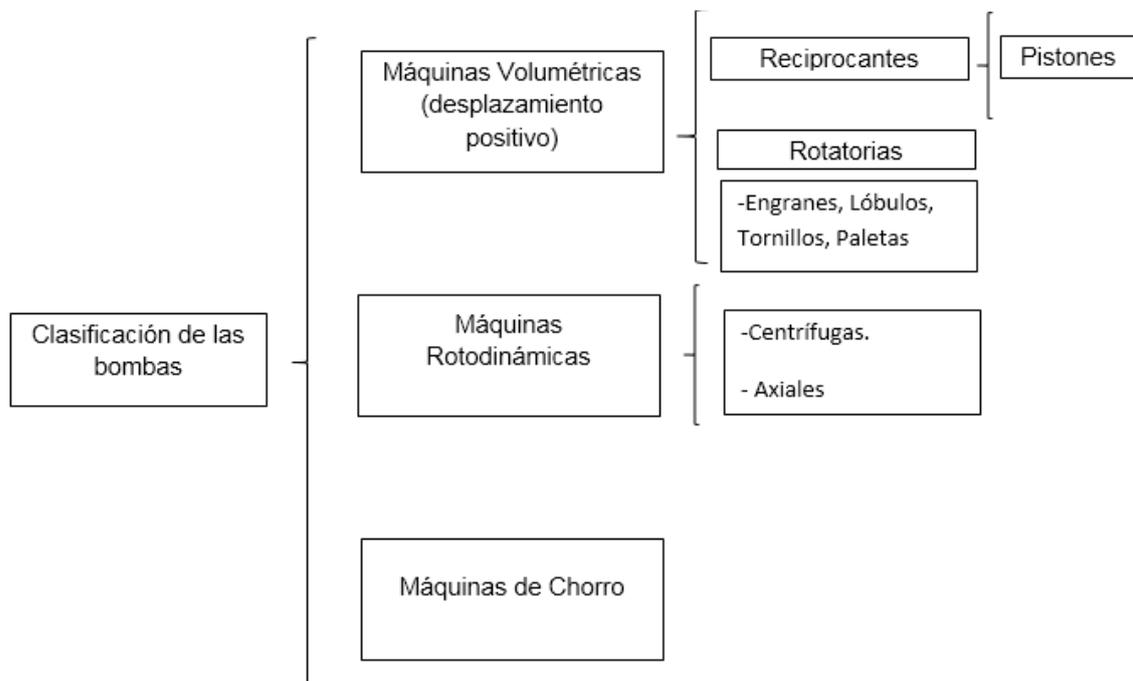
Fuente: (Pérez, 2019)



Anexo 1.3. Compresor de Hidrógeno modelo 4GM16-56/15-30

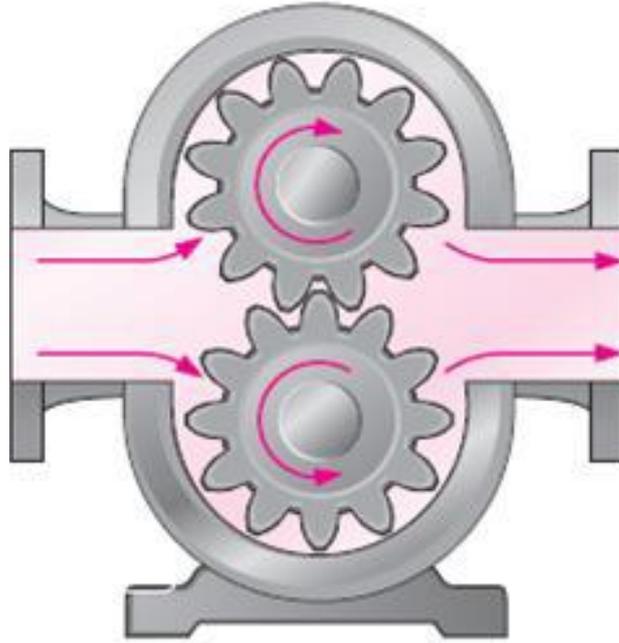


Anexo 1.4. Sistemas de lubricación por circulación de aceite

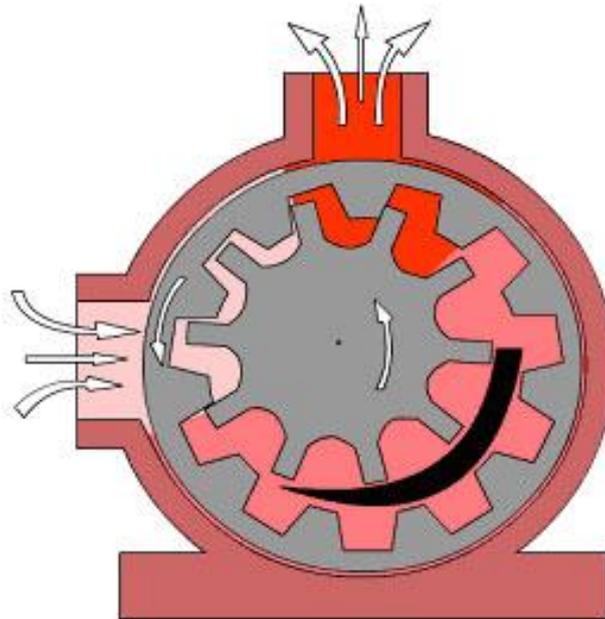


Anexo 1.5. Clasificación de las bombas.

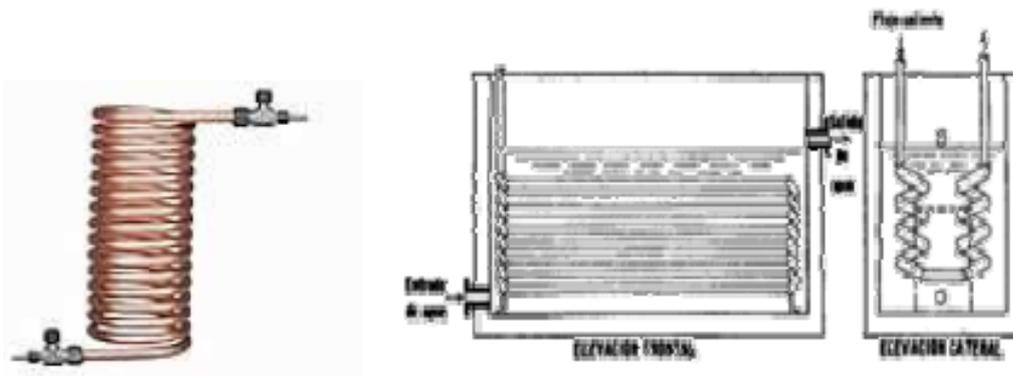
Elaborado por: Ing. Reinier Jiménez Borges (CEEMA) riborges@ucf.edu.cu



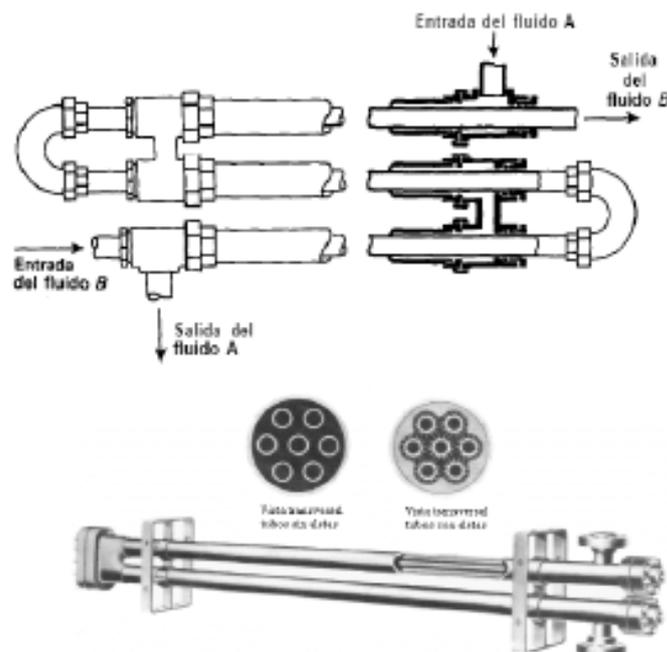
Anexo 1.6. Principio de funcionamiento de la bomba de engranaje externo. (Borges, 2019)



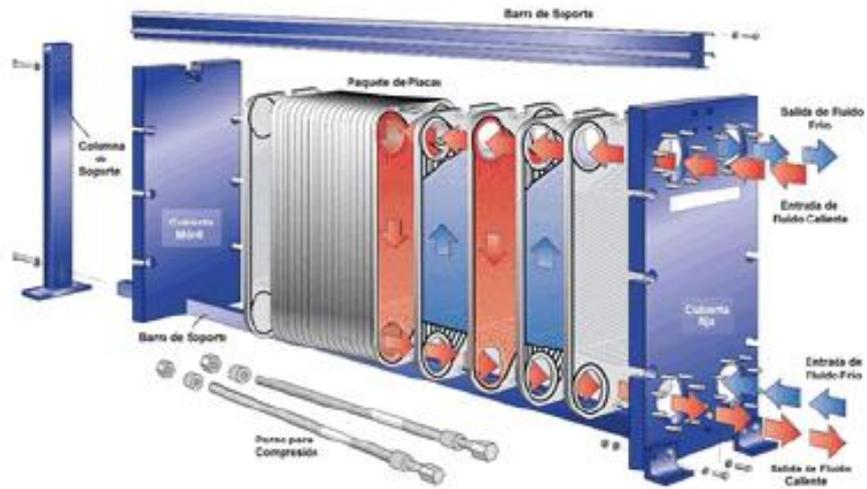
Anexo 1.7. Principio de funcionamiento de la bomba de engranaje interno. (Cátedra de Cultura Científica de la UPV/EHU, 2020)



Anexo 1.8. Intercambiador de calor de tubo en espiral.



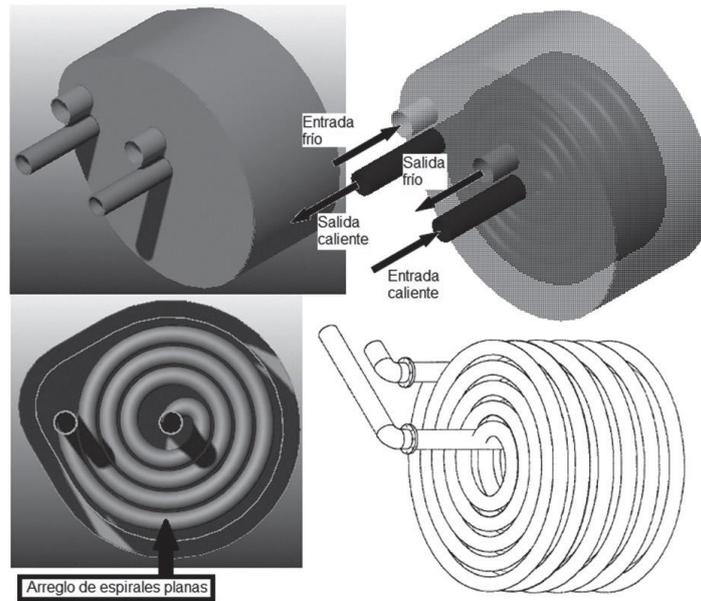
Anexo 1.9. Intercambiador de doble tubo o tubos concéntricos.



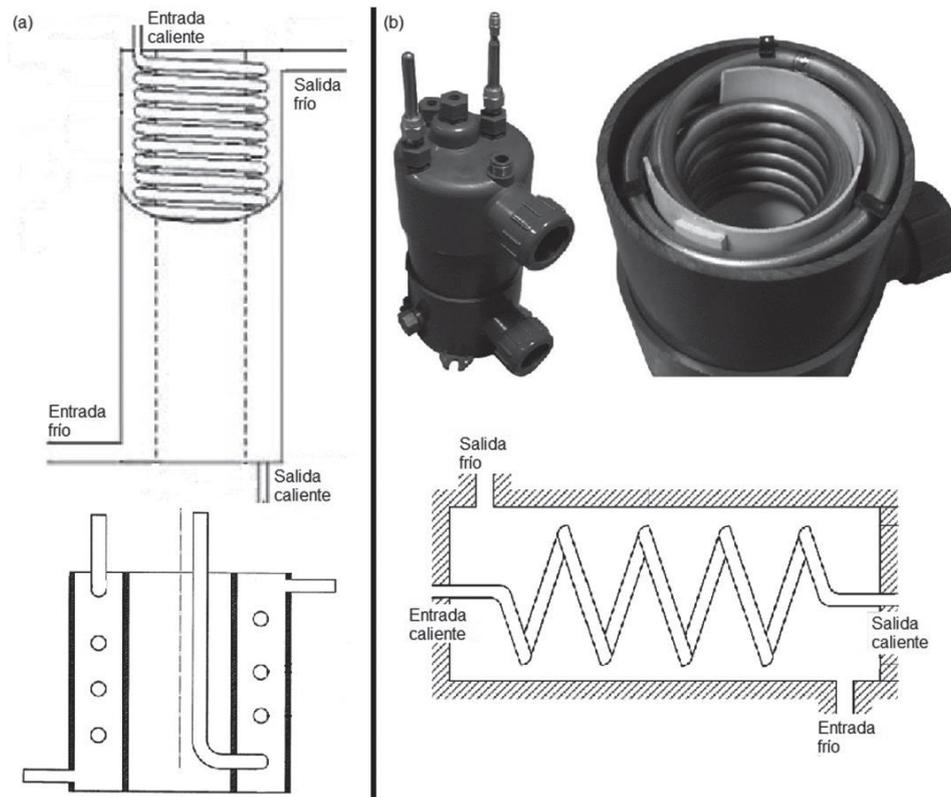
Anexo 1.10. Intercambiadores de placa y armazón



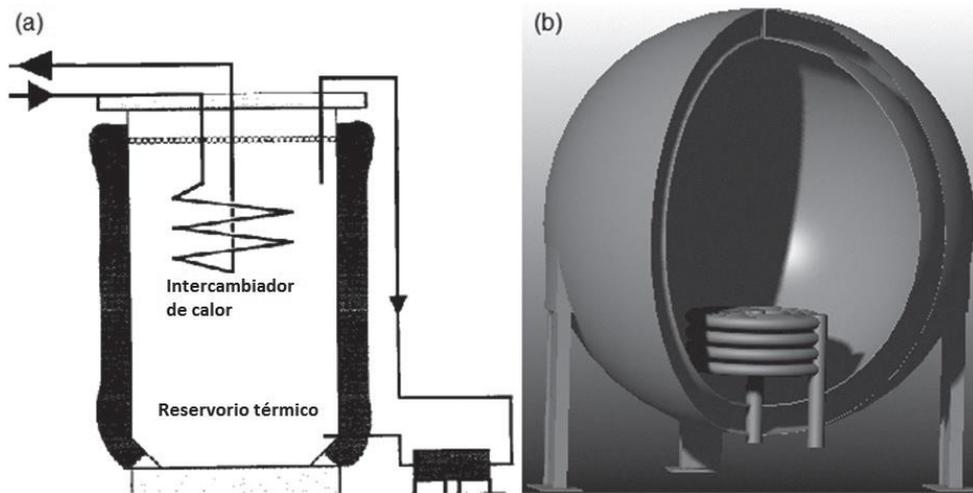
Anexo 1.11. Un ejemplo de Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.



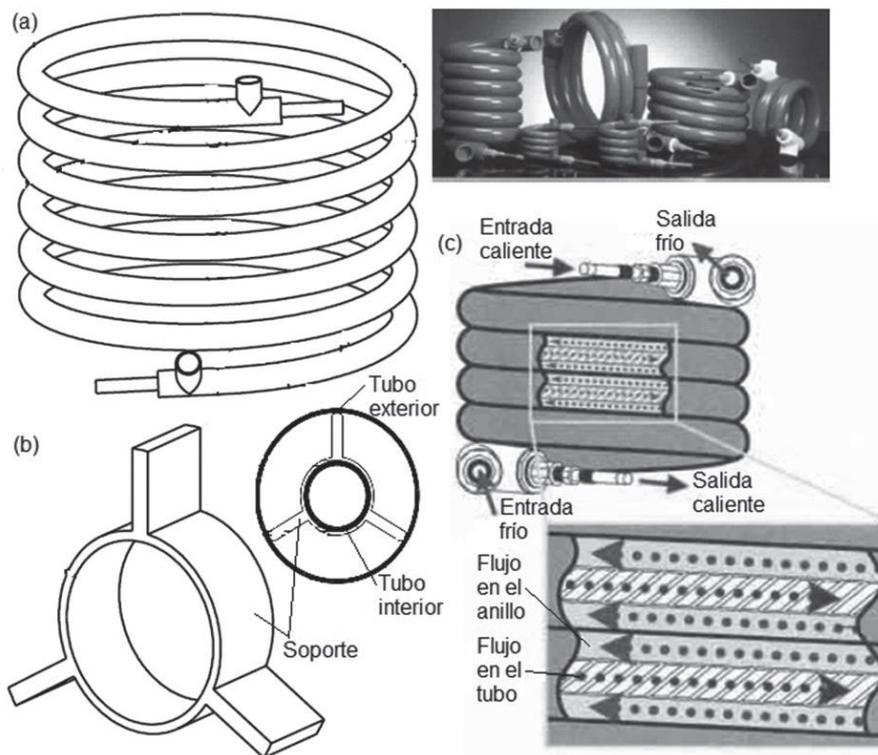
Anexo 1.12. Intercambiador de calor de coraza y tubos en espiral plana.



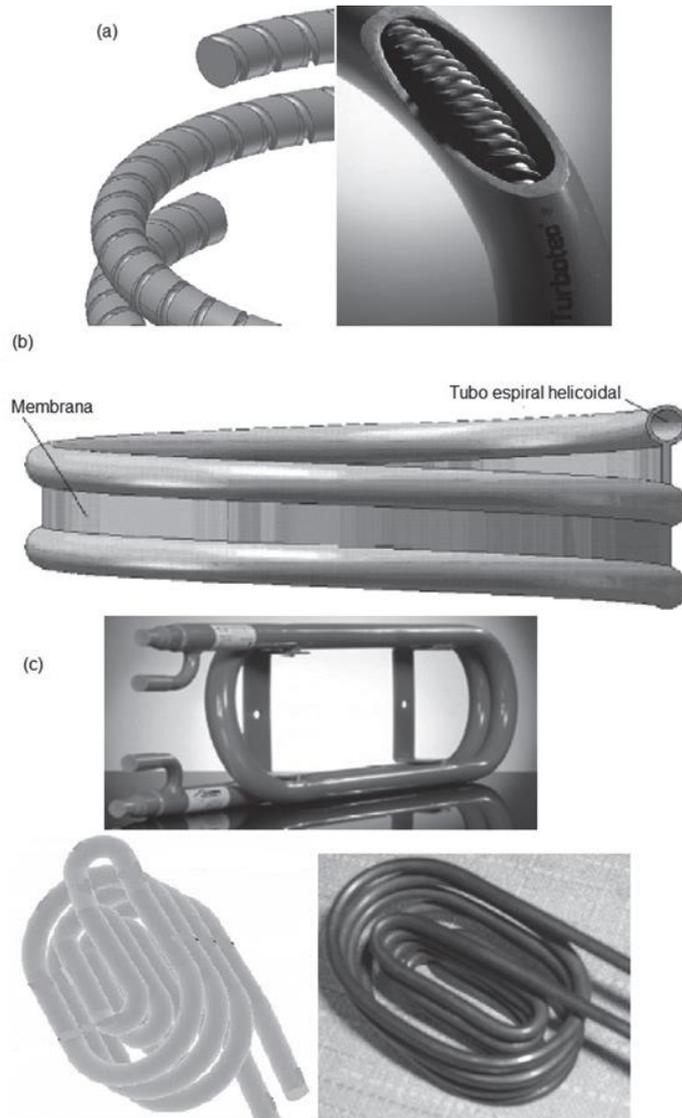
Anexo 1.13. Intercambiador de calor de coraza y tubos en espiral helicoidal.



Anexo 1.14. Intercambiador de calor de tubos en espiral en reservorio térmico (a) tanque cilíndrico - intercambiador superior, (b) tanque esférico - intercambiador inferior.



Anexo 1.15. Intercambiador de calor de tubos concéntricos en espiral (a) disposiciones y tamaños usuales, (b) soporte del tubo interno, (c) orientación del flujo a contracorriente.



Anexo 1.16. Características especiales disponibles.

ANEXOS 2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DE ACEITE

TABLA 11-2

Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Anexo 2.1. Factor de ensuciamiento para una unidad de área superficial.

TABLA A-13

Propiedades de líquidos

Temp., $T, ^\circ C$	Densidad, $\rho, kg/m^3$	Calor específico, $c_p, J/kg \cdot K$	Conductividad térmica, $k, W/m \cdot K$	Difusividad térmica, $\alpha, m^2/s$	Viscosidad dinámica, $\mu, kg/m \cdot s$	Viscosidad cinemática, $\nu, m^2/s$	Número de Prandtl, Pr	Coficiente de expansión volumétrica, $\beta,$ 1/K
<i>Aceite para motor</i>								
0	899.0	1797	0.1469	9.097×10^{-8}	3.814	4.242×10^{-3}	46 636	0.00070
20	888.1	1881	0.1450	8.680×10^{-8}	0.8374	9.429×10^{-4}	10 863	0.00070
40	876.0	1964	0.1444	8.391×10^{-8}	0.2177	2.485×10^{-4}	2 962	0.00070
60	863.9	2048	0.1404	7.934×10^{-8}	0.07399	8.565×10^{-5}	1 080	0.00070
80	852.0	2132	0.1380	7.599×10^{-8}	0.03232	3.794×10^{-5}	499.3	0.00070
100	840.0	2220	0.1367	7.330×10^{-8}	0.01718	2.046×10^{-5}	279.1	0.00070
120	828.9	2308	0.1347	7.042×10^{-8}	0.01029	1.241×10^{-5}	176.3	0.00070
140	816.8	2395	0.1330	6.798×10^{-8}	0.006558	8.029×10^{-6}	118.1	0.00070
150	810.3	2441	0.1327	6.708×10^{-8}	0.005344	6.595×10^{-6}	98.31	0.00070

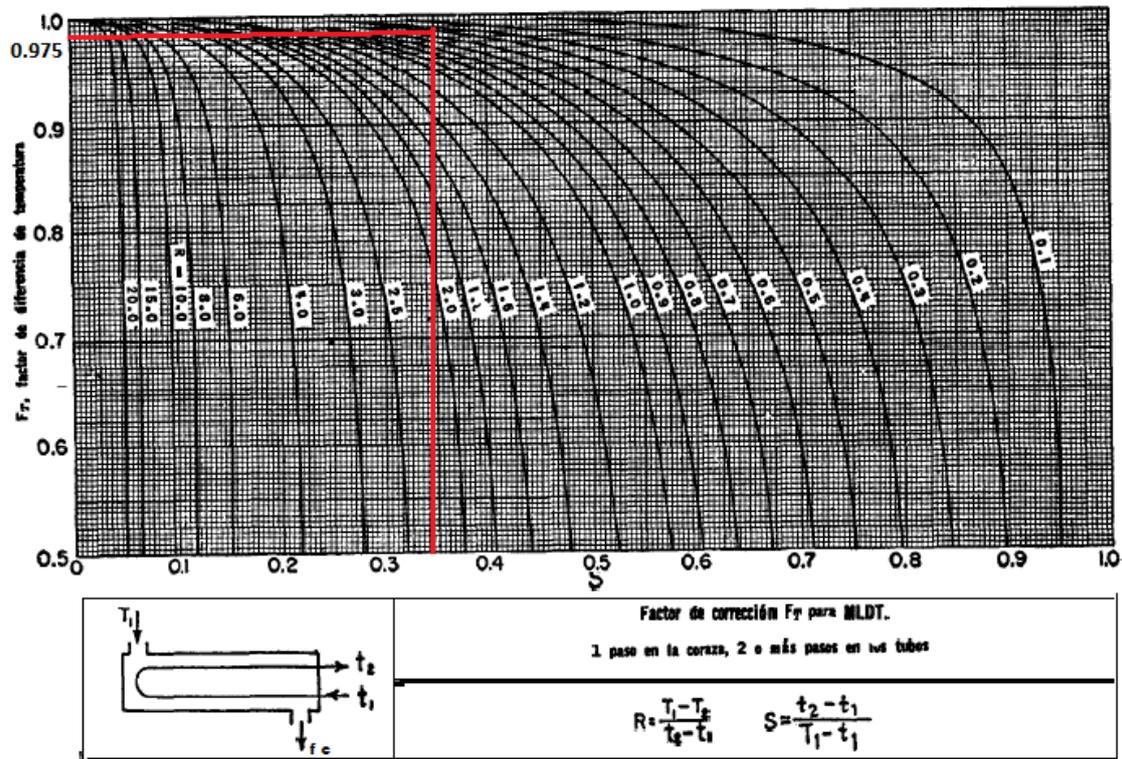
Anexo 2.2. Propiedades del aceite para la lubricación del motor a la temperatura media

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s	
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵

Anexo 2.3. Propiedades del agua a la temperatura media



Anexo 2.4. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2.

TABLA 8-2

Valores de rugosidad de tuberías comerciales nuevas*

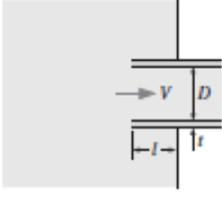
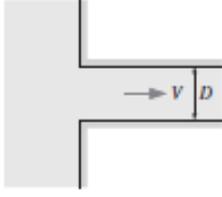
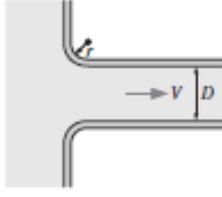
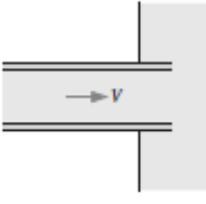
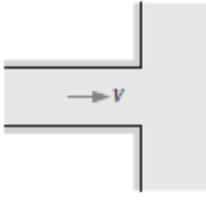
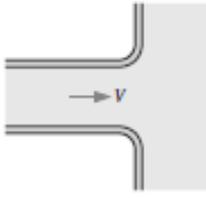
Material	Rugosidad ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule, alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

* La Incertidumbre en estos valores puede ser hasta ± 60 por ciento..

Anexo 2.5. Valores de rugosidad de tuberías comerciales nuevas

TABLA 8-4

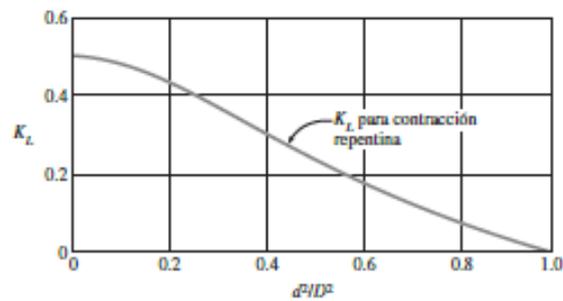
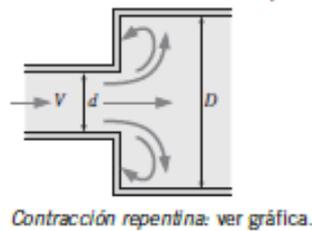
Coefficientes de pérdida K_L de varios accesorios de tubería para flujo turbulento (para usar en la relación $h_L = K_L V^2/(2g)$, donde V es la velocidad promedio en la tubería que contiene el accesorio)*

<p><i>Entrada de la tubería</i> Reentrante: $K_L = 0.80$ ($t \ll D$ y $l = 0.1D$)</p> 	<p><i>De borde agudo:</i> $K_L = 0.50$</p> 	<p><i>Redondeada</i> ($r/D > 0.2$): $K_L = 0.03$ <i>Ligeramente redondeada</i> ($r/D = 0.1$): $K_L = 0.12$ (véase figura 8-36)</p> 
<p><i>Salida de la tubería</i> Reentrante: $K_L = \alpha$</p> 	<p><i>De borde agudo:</i> $K_L = \alpha$</p> 	<p><i>Redondeada:</i> $K_L = \alpha$</p> 

Nota: El factor de corrección de energía cinética es $\alpha = 2$ para flujo laminar totalmente desarrollado, y $\alpha \approx 1.05$ para flujo turbulento totalmente desarrollado.

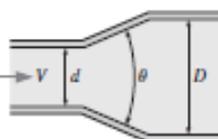
Expansión y contracción repentina (con base en la velocidad en la tubería de diámetro más pequeño)

Expansión repentina: $K_L = \alpha \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$

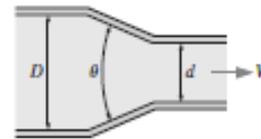


Expansión y contracción gradual (con base en la velocidad en la tubería de diámetro más pequeño)

- Expansión (para $\theta = 20^\circ$):*
- $K_L = 0.30$ para $d/D = 0.2$
 - $K_L = 0.25$ para $d/D = 0.4$
 - $K_L = 0.15$ para $d/D = 0.6$
 - $K_L = 0.10$ para $d/D = 0.8$

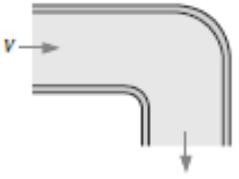
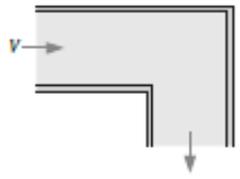
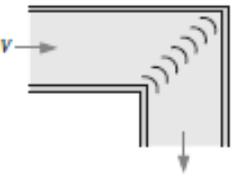
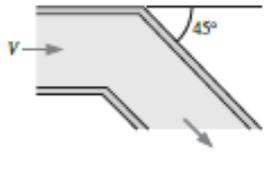
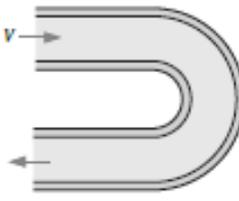
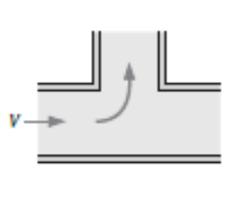
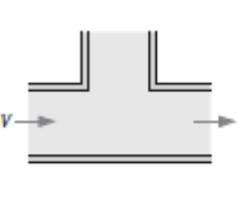
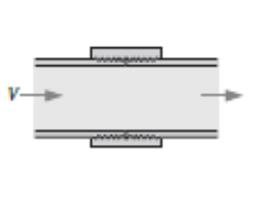


- Contracción:*
- $K_L = 0.02$ para $\theta = 30^\circ$
 - $K_L = 0.04$ para $\theta = 45^\circ$
 - $K_L = 0.07$ para $\theta = 60^\circ$



Anexo 2.6. Pérdida de carga en accesorios

TABLA 8-4 (CONCLUSIÓN)

<p><i>Codos y ramificaciones</i> Codo suave de 90°: Embridado: $K_L = 0.3$ Enroscado: $K_L = 0.9$</p> 	<p>Codo esquinado de 90° (sin álabes directores): $K_L = 1.1$</p> 	<p>Codo esquinado de 90° (con álabes directores): $K_L = 0.2$</p> 	<p>Codo enroscado de 45°: $K_L = 0.4$</p> 	
<p>Codo de retorno de 180°: Embridado: $K_L = 0.2$ Enroscado: $K_L = 1.5$</p> 	<p>Conexión en T (flujo deriv.): Embridado: $K_L = 1.0$ Enroscado: $K_L = 2.0$</p> 	<p>Conexión en T (flujo en línea): Embridado: $K_L = 0.2$ Enroscado: $K_L = 0.9$</p> 	<p>Unión enroscada: $K_L = 0.08$</p> 	
<p><i>Válvulas</i> Válvula de globo, totalmente abierta: $K_L = 10$ Válvula de ángulo, totalmente abierta: $K_L = 5$ Válvula de bola, totalmente abierta: $K_L = 0.05$ Válvula de charnela: $K_L = 2$</p>				<p>Válvula de compuerta, totalmente abierta: $K_L = 0.2$ $\frac{1}{2}$ cerrada: $K_L = 0.3$ $\frac{1}{4}$ cerrada: $K_L = 2.1$ $\frac{3}{4}$ cerrada: $K_L = 17$</p>

* Éstos son valores representativos para coeficientes de pérdida. Los valores reales dependen principalmente del diseño y la fabricación de los accesorios y pueden diferir considerablemente de los valores dados (en especial para las válvulas). En el diseño final se deben usar los datos reales del fabricante.

Anexo 2.6. Pérdida de carga en accesorios (Conclusión)

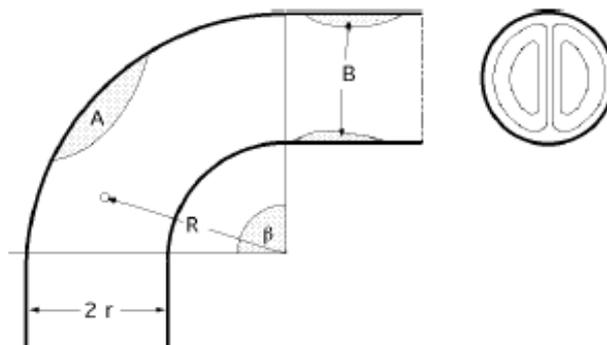
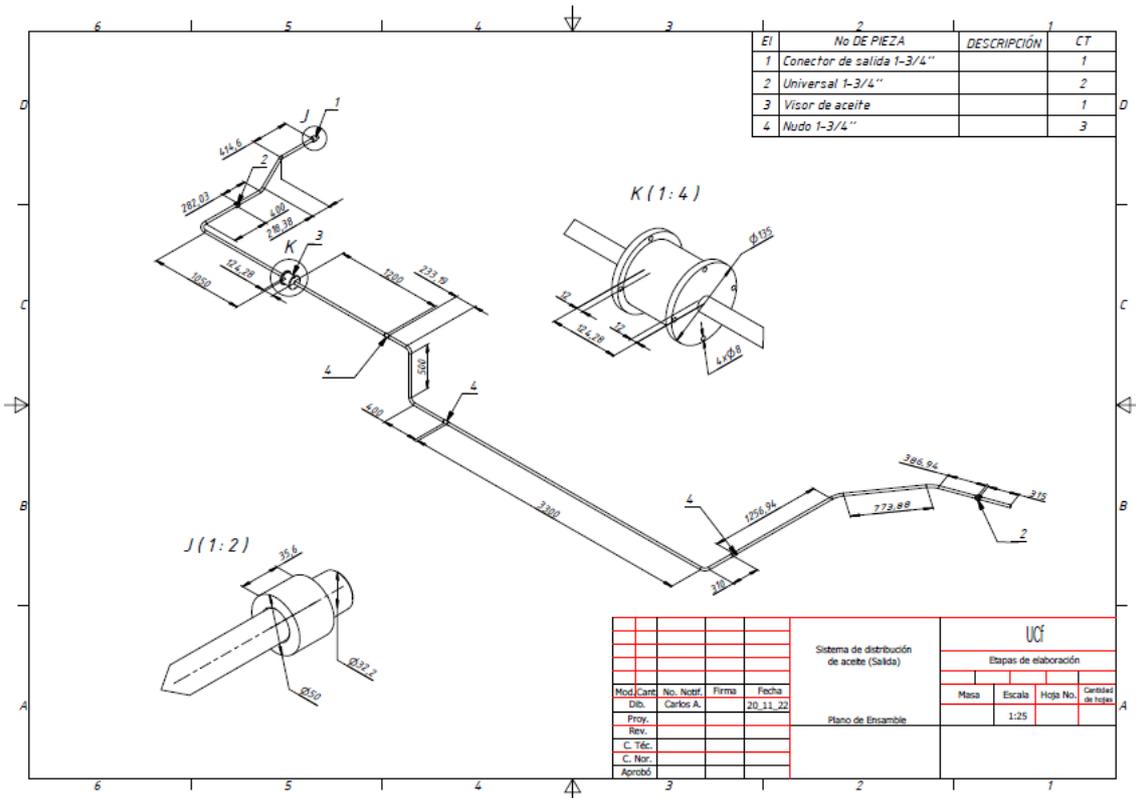


Fig IX.14

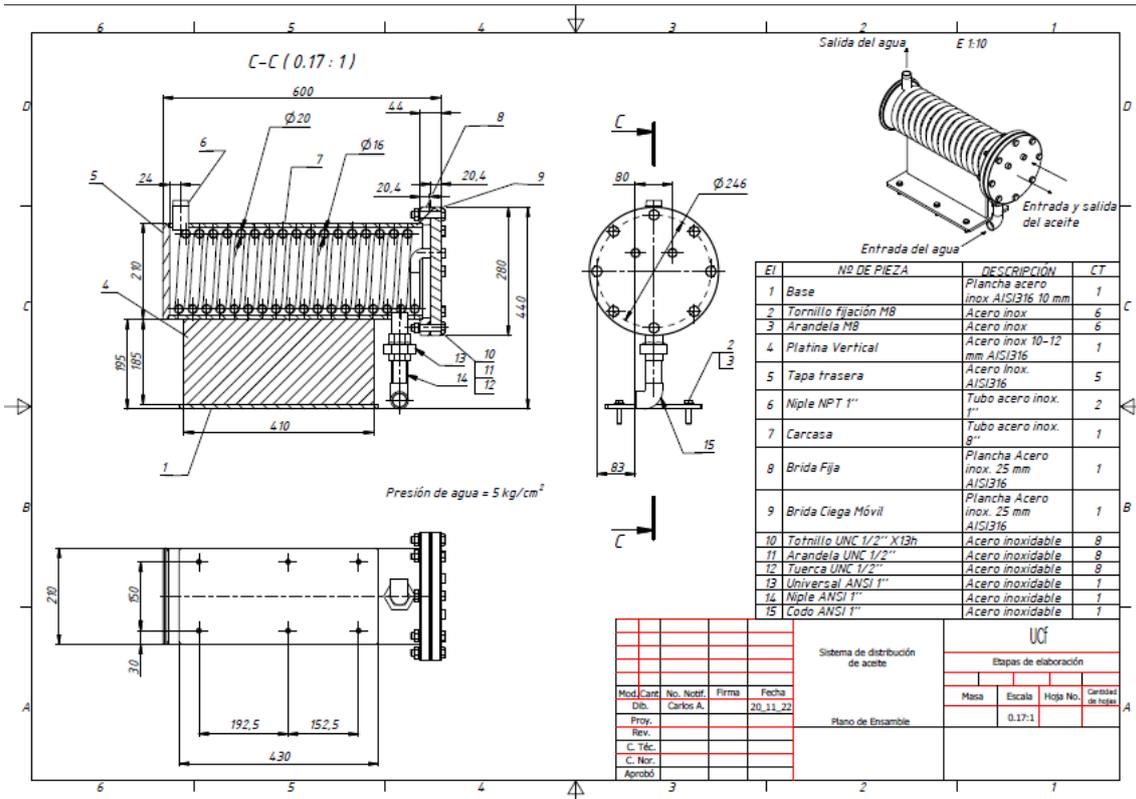
Tabla IX.6

r/R	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ		0,13	0,14	0,16	0,2	0,29	0,43	0,67	0,98	1,37

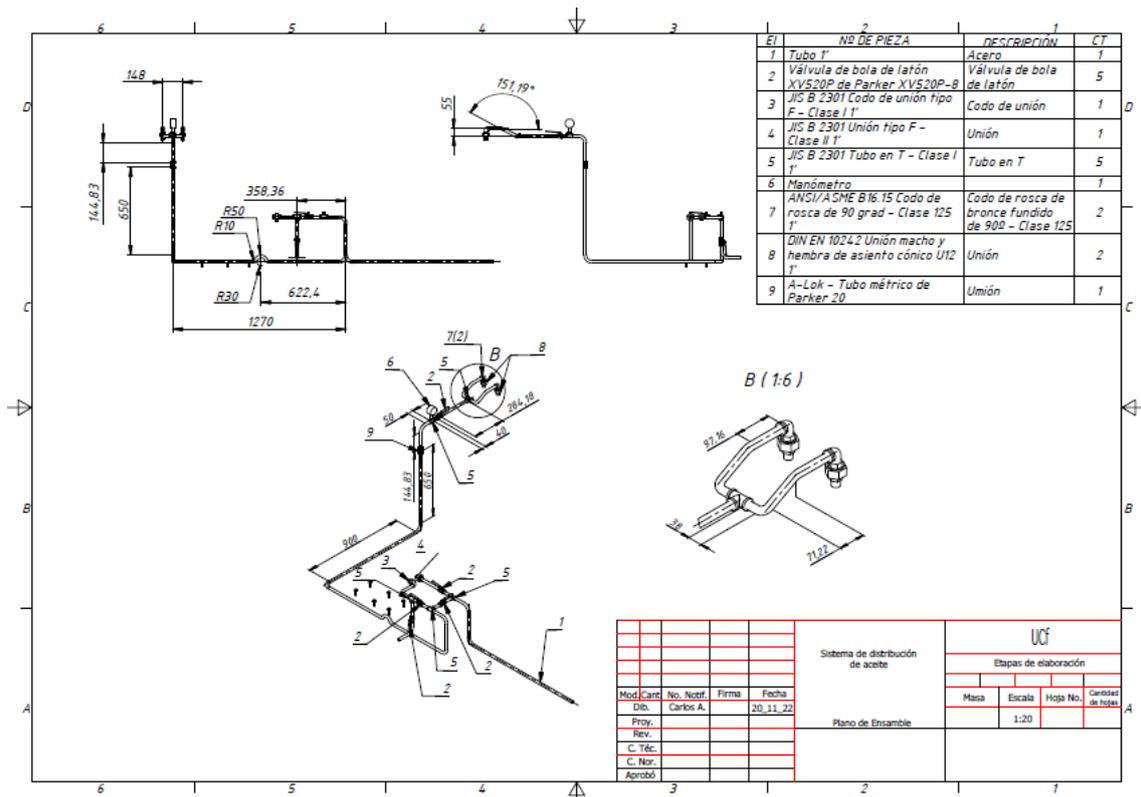
Anexo 2.7. Pérdida de carga en curvas para tubería circular



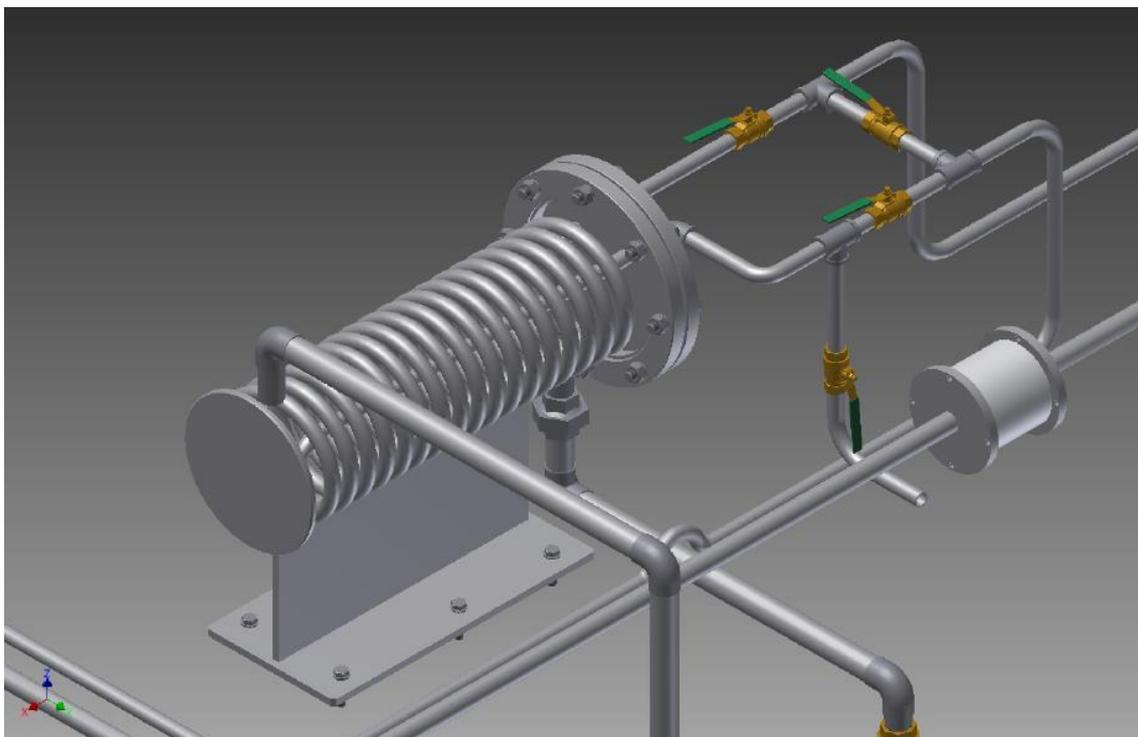
Anexo 3.3. plano del sistema de circulación de aceite (salida)



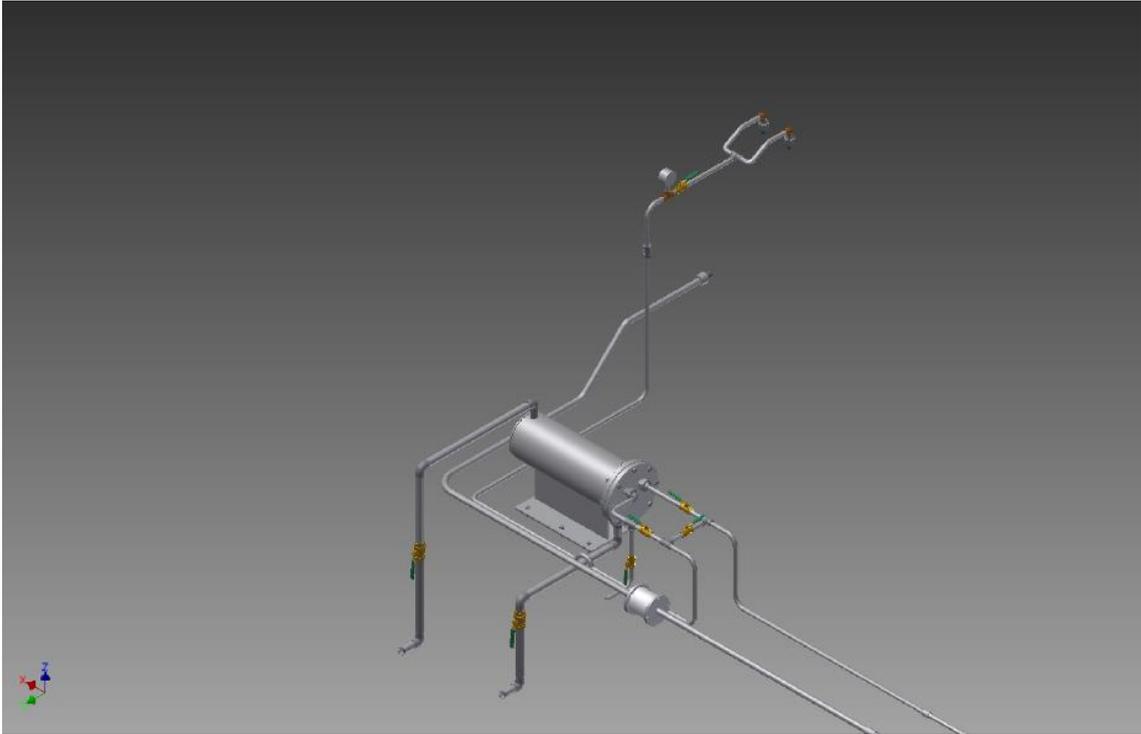
Anexo 3.4. Plano de ensamble del intercambiador de calor serpentin



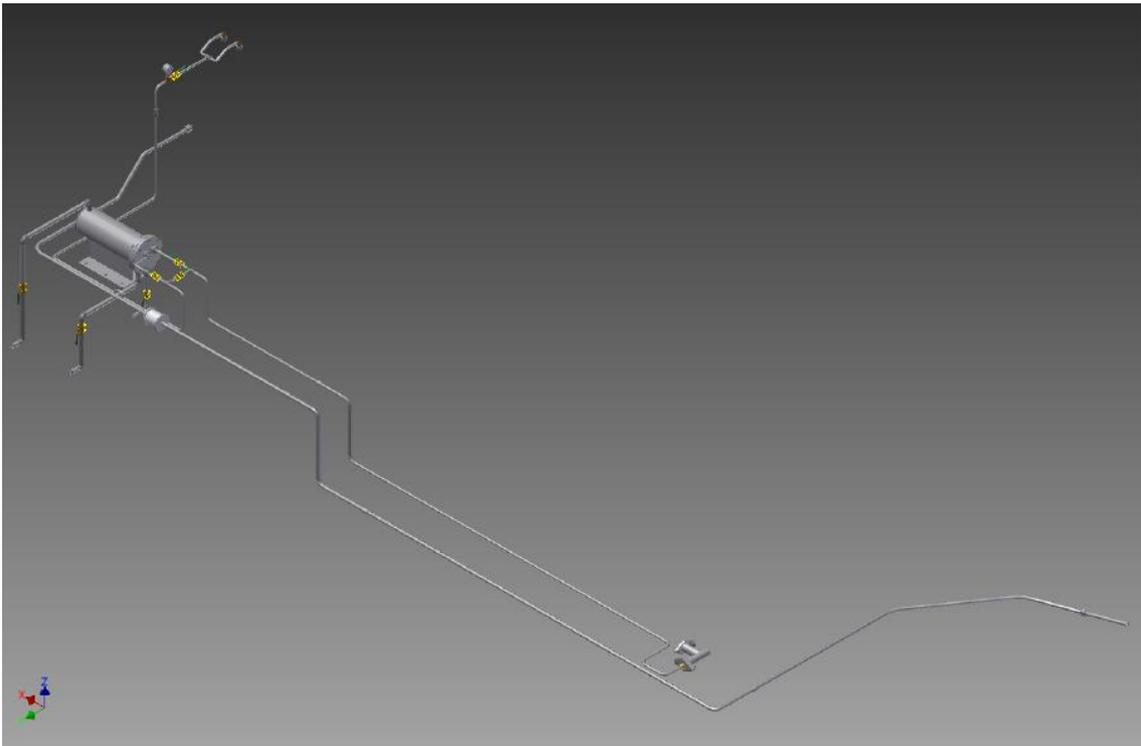
Anexo 3.5. Plano de ensamble del sistema de circulación de aceite



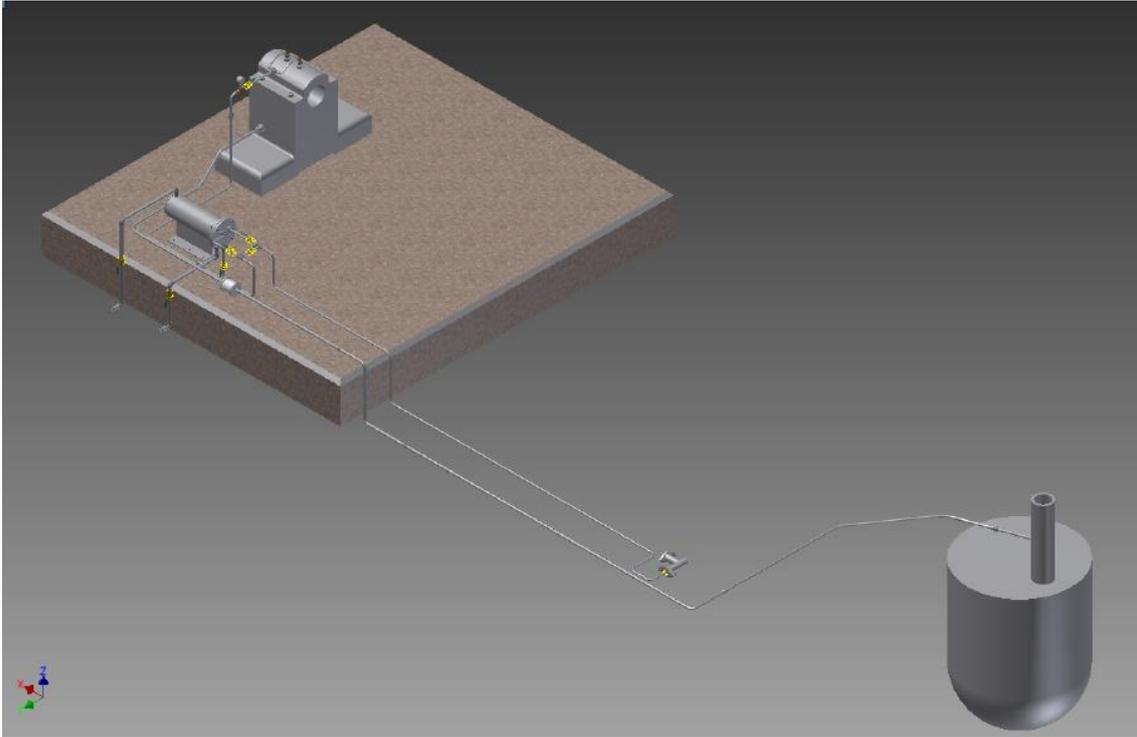
Anexo 3.6. Vía Isométrica del sistema de circulación de aceite (Serpentín)



Anexo 3.7. vista isométrica del plano de ensamble



Anexo 2.8. Vista isométrica del sistema de circulación de aceite completo



Anexo 2.9. Sistema de circulación de aceite montado en el área.