UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTÍN DE AREQUIPA

FACULTAD DE INGENIERÍA DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

LA TESIS TITULADA:

MEJORA DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE UN CONJUNTO DE BOMBAS

TESIS PRESENTADA POR EL BACHILLER: JOSHIMAR HASSAN IQUIRA CASTILLO

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERIO MECÁNICO

ASESOR: MG. MANUEL CALLO CONTO

AREQUIPA – PERÚ

2019

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a todos aquellos que ayudaron a forjar mi camino, mis padres, hermanas, docentes, amigos y a ti; ya que son los cimientos de mi camino, todos y cada uno de ustedes destinaron tiempo no solo para ayudarme sino también para brindarme enseñanzas invaluables que servirán toda mi vida.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por haberme dado la oportunidad y la voluntad para poder lograr mis objetivos.

A mi Familia y a Elizabeth, por apoyarme y creer en mí, por ayudarme a crecer y hacer quien soy, por sus valores que siempre he admirado, por su apoyo incondicional, por sus incontables consejos que me han permitido ser una persona de bien y, sobre todo, por su amor.

A mis Amigos, que participaron directa o indirectamente en la elaboración de esta tesis.

A los Ingenieros, por su gran apoyo, consejos y motivación para la culminación de mi carrera y para la elaboración de esta tesis.

RESUMEN

Los sistemas de bombeo en las industrias tienen diferentes particularidades, lo mas complejo es mejorara sistemas que ya vienen trabajando con deficiencias, lo cual implica un mayor consumo de energía, es el hecho de que las cuatro bombas de la instalación presentan sucesivas fallas en sus sellos mecánicos. Al parecer, un proyecto mal elaborado tiene agobiado al sistema de forma intermitente. La condición de operación se sitúa en una región de baja eficiencia de las bombas, constituyendo un factor preponderante en la reducción de los intervalos entre fallas. Se propondrán cambios en la configuración de la instalación y en el número de bombas, buscando lograr una mayor eficiencia operativa

El desarrollo del estudio tuvo una fase inicial el diagnostico de la operatividad de una unidad industrial que produce películas usadas en la fabricación de vidrios para el sector vehicular.

Palabras claves: Energía, bombas, fallas, operatividad, industrial

ABSTRACT

Pumping systems in industries have different characteristics, the most complex is to improve systems that are already working with deficiencies, which implies a greater energy consumption, is the fact that the four pumps of the installation have successive failures in their seals mechanics Apparently, a poorly prepared project has overwhelmed the system intermittently. The operating condition is located in a region of low efficiency of the pumps, constituting a preponderant factor in the reduction of the intervals between failures. Changes will be proposed in the configuration of the installation and in the number of pumps, seeking to achieve greater operational efficiency

The development of the study had an initial phase the diagnosis of the operation of an industrial unit that produces films used in the manufacture of glasses for the vehicular sector.

Keywords: Energy, pumps, faults, operability, industrial

CONTENIDO

DEDICATORIA ii
AGRADECIMIENTO iii
RESUMEN iv
ABSTRACT v
CONTENIDO vi
LISTA DE TABLAS viii
LISTA DE FIGURAS ix
CAPÍTULO I 1
ANTECEDENTES 1
1.1. DEFINICION DEL PROBLEMA 1
1.2. JUSTIFICACIÓN 1
1.3. ALCANCES 2
1.4. ESTADO DEL ARTE 2
1.5. OBJETIVOS 2
1.6. HIPOTESIS 3
CAPÍTULO II 4
PRINCIPIOS TEORICOS DEL SISTEMA. 4
2.1. INTRODUCCION 4
2.2. MÉTODO APLICADO 7
2.3. EL SISTEMA DE CALEFACCIÓN POR ACEITE TÉRMICO 8
2.4. SISTEMA DE BOMBAS 13
CAPÍTULO III 18
DESCRIPCION DEL EL SISTEMA EXISTENTE 18
3.1. INTRODUCCION 18
3.2. SELLOS MECÁNICOS 22
3.2.1. FUNCIONAMIENTO 23
3.2.2. SISTEMAS O PLANES DE SELLADO 24
3.3. FLUIDO DE TRABAJO 27
3.3.1. APLICACIONES 28
3.3.2. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS 28
3.3.3. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD 29
3.4. BOMBAS 29
3.4.1. DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LAS BOMBAS 30

3.5. INSTALACIÓN....31
3.6. VÁLVULAS....31
3.7. CALEFACTORES....32
3.8. TANQUES DE EXPANSIÓN....33
3.9. COOLER....36
3.9.1. ANÁLISIS DE LA NECESIDAD DEL COOLER....37
CAPÍTULO IV....41
ANÁLISIS Y PROPUESTAS DE SOLUCIÓN....41
4.1. INTRODUCCION....41
4.2. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA A....45
4.3. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA B....47
4.4. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA C....48
4.5. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA D....49
4.6. ANÁLISIS DE LAS CURVAS DE LAS BOMBAS Y CONDICIÓN DE OPERACIÓN....52
4.7. CRITERIOS PARA LA CLASIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN....60
4.7.1. CRITERIO DEL CAUDAL DEL DISEÑO....60
4.7.2. CRITERIO DEL CAUDAL NORMAL DE OPERACIÓN....61
4.7.3. FACTOR DE MARGEN DEL NPSH....62
4.8. ANÁLISIS DE LA DEGRADACIÓN MECÁNICA Y ENERGÉTICA DE LAS BOMBAS....65
4.8.1. ANÁLISIS DE DEGRADACIÓN MECÁNICA....65
4.8.2. ANÁLISIS DE DEGRADACIÓN ENERGÉTICA DE LA INSTALACIÓN ACTUAL....66
4.9. EVALUACIÓN GENERAL DE LA INSTALACIÓN....71
CONCLUSIONES....73
BIBLIOGRAFÍA....74

LISTA DE TABLAS

TABLA Nº 1: CAUSAS DE FALLAS MECÁNICAS E HIDRÁULICAS EN BOMBAS 5
TABLA Nº 2: MTBF DE BOMBAS EN DIFERENTES REGIONES.....14
TABLA Nº 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS CALENTADORES.....32
TABLA Nº 4: DATOS OPERATIVOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA A ...42
TABLA Nº 5: DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA B 42
TABLA Nº 6: DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA C 43
TABLA Nº 7: DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA D 44
TABLA Nº 8: BOMBA B1.....55
TABLA Nº 9: BOMBA B2.....55
TABLA Nº 10: CAUDALES PARAMETRIZADOS EN FUNCIÓN DEL CAUDAL DEL BEP 57
TABLA Nº 11: ENERGÍAS DE ADMISIÓN DE LOS ARREGLOS.....58
TABLA Nº 12: CLASIFICACIÓN DE LAS ENERGÍAS DE ADMISIÓN.....59
TABLA Nº 13: CLASE DE ENERGÍA DE ADMISIÓN DE CADA ARREGLO 59
TABLA Nº 14: CRITERIO DEL CAUDAL DE DISEÑO 61
TABLA Nº 15: CRITERIO DEL FLUJO NORMAL DE OPERACIÓN 62
TABLA Nº 16: FACTOR DE MARGEN DE NPSH.....64
TABLA Nº 17: CLASIFICACIÓN FINAL DE LOS ARREGLOS.....64
TABLA Nº 18: DATOS DE LOS MOTORES DE LAS BOMBAS.....66
TABLA Nº 19: POTENCIA ÚTIL SUMINISTRADA AL FLUIDO.....67
TABLA Nº 20: CARGA Y POTENCIA MECÁNICA EN EL EJE DEL MOTOR 68
TABLA Nº 21: RELACIÓN POTENCIA DE EJE Y POTENCIA SUMINISTRADA AL FLUIDO.....69
TABLA Nº 22: NIVEL DE DEGRADACIÓN ENERGÉTICA EN CADA BOMBA.....69
TABLA Nº 23: PUNTUACIÓN EN LAS DOS FORMAS DE DEGRADACIÓN.....70
TABLA Nº 24: RESULTADO GENERAL DE DEGRADACIÓN.....70
TABLA Nº 25: CRITERIOS PARA EVALUACIÓN GENERAL.....71
TABLA Nº 26: EVALUACIÓN FINAL DE TODA LA INSTALACIÓN 72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema simplificado de la instalación. 9
Figura 2 - Curvas del sistema y de la bomba. (5) 11
Figura 3 - Relación entre eficiencia y MTBF. 13
Figura 4 - Efecto de la variación de la velocidad en el rotor.14)....14
Figura 5 - Unidad productora de films o interlayers (UPF). Fuente propia....19
Figura 6 - Corte transversal del UPF. Fuente propia 20
Figura 7 – Vista del interior de la *Unidad Productora de Films* (UPF). Fuente propia....20
Figura 8 - Vista frontal de la *Unidad Productora de Films* (UPF). Fuente propia....21
Figura 9 - Esquema del actual arreglo de las bombas. Fuente propia....21
Figura 10 - Conjunto de sellado. (10) 23
Figura 11 - Planes API Plan 65, API Plan 52 y API Plan 53B. (fuente propia) 27
Figura 12 - Esquema de sellado. Fuente propia 27
Figura 13 - Tanques de expansión de la instalación. 35
Figura 14 - Control Split Range. 39
Figura 15 - gráfico del control split range. (11)....39
Figura 16 - Curva de selección de bombas. (08) 52
Figura 17 – Curva de la bomba B1. (08) 53
Figura 18 - Curva de la Bomba B2. (8) 54

CAPÍTULO I
ANTECEDENTES

1.1. DEFINICION DEL PROBLEMA

En las diferentes industrias existentes es bastante común el uso de decenas o incluso cientos de decenas, de bombas centrífugas para los más diversos fines. Es entonces de fundamental importancia que tales equipos funcionen en las mejores condiciones posibles, dada su gran participación en el consumo energético.

Un correcto uso de un sistema de bombeo y que garantice la mayor eficiencia de operación posible pasa por diversos factores tales como un diseño adecuado, uso de piezas de reposición de buena calidad, planes de mantenimiento adecuados a las necesidades de la instalación, uso de tecnología para previsión de fallas, mano de obra calificada, entre otros. Sin embargo, lo que se percibe es que muchas veces tales condiciones no son atendidas dentro del ambiente industrial, principalmente en los países en vías de desarrollo.

1.2. JUSTIFICACIÓN

Se ha observado en el sistema de bombas de la unidad industrial en estudio interesantes puntos de mejora en la instalación objeto de este estudio como un mejor aprovechamiento de la energía y reducción de fallas en los sellos mecánicos, resultando en un menor impacto con costos de mantenimiento.

Es interesante observar que algunos usuarios literalmente esperan que una bomba falle después de un determinado período. Ahora se dan cuenta de que el tiempo de campaña o el Tiempo Medio Entre Fallas (TMEF), puede ser maximizado.

El diseño incorrecto y la instalación incorrecta del sistema tienen impactos negativos en la comodidad personal y en las cuentas de energía

1.3. ALCANCES

Esta Tesis trata del estudio de una instalación de calefacción por aceite térmico presente en una unidad industrial que produce películas usadas en la fabricación de vidrios de parabrisas de automóviles. Una resina plástica se derrite, siendo enviada a una matriz donde se producen las películas. Esta matriz denominada *Unidad Productora de Films* (UPF) necesita recibir el calor proveniente de la circulación del aceite térmico en cuatro diferentes regiones de su interior, para garantizar el espesor correcto de la película (*film*). El flujo de aceite térmico es producido por cuatro bombas centrífugas (una para cada región), todas con sellado mecánico.

1.4. ESTADO DEL ARTE

En las ultimas décadas la tecnología del diseño de bombas centrifugas y turbinas ha tenido un avance importante, el cual, sumado a los incrementos en los costos de fabricación, ha llevado a fabricar equipos con mayores velocidades específicas, para minimizar esta influencia se han optado por avances tecnológicos que mejoren el rendimiento y operatividad**.** Según algunos autores y fabricantes de bombas (Gould, Hidrostal Rivatti, etc.), proponen cambios en la configuración de las instalaciones y en el número de bombas, buscando lograr una mayor eficiencia operativa. Para ello, las propuestas se analizarán matemáticamente según los criterios del *Hydraulic Institute*.

1.5. OBJETIVOS

De acuerdo con los hechos descritos, el principal objetivo de la Tesis es proponer soluciones para disminuir los intervalos entre las fallas en el sistema y proponer una mejora en la eficiencia energética. Se mostrará que las bombas trabajan en una región muy alejada de la mejor eficiencia, hecho que contribuye decisivamente para el aumento de la tasa de fallas y, obviamente, para el desperdicio de energía.

La mala condición de funcionamiento está estrechamente relacionada con el desperdicio de la energía. Por lo tanto, se justifica la necesidad de una evaluación de degradación energética en los motores de las bombas. Las sucesivas fallas son indicativas de desbalance mecánico y/o hidráulico, pero, teniendo en cuenta la calificada mano de obra y la buena calidad de las piezas de repuesto usadas en la planta industrial, no se considerará en esta Tesis la posibilidad de un mantenimiento inadecuado o incapacidad técnica de los profesionales involucrados. Se trabajará con la hipótesis de un proyecto inadecuado y una selección de bombas hecha de manera incorrecta. El objetivo será entonces proponer cambios en la configuración de la

línea, estudiando sus impactos y decidiendo cuál de ellos traerá mayor beneficio operativo desde el punto de vista energético y de mantenimiento.

1.6. HIPOTESIS

Mejora de la eficiencia de un sistema de bombeo de una unidad industrial

CAPÍTULO II

PRINCIPIOS TEORICOS DEL SISTEMA.

2.1. INTRODUCCION

Un correcto uso de un sistema de bombeo y que garantice la mayor eficiencia de operación posible pasa por diversos factores tales como un diseño adecuado, uso de piezas de reposición de buena calidad, planes de mantenimiento adecuados a las necesidades de la instalación, uso de tecnología para previsión de fallas, mano de obra calificada, entre otros. Sin embargo, lo que se percibe es que muchas veces tales condiciones no son atendidas dentro del ambiente industrial, principalmente en los países en vías de desarrollo.

Es bien sabido que los sistemas de bombeo son parte importante de diversos procesos industriales, garantizando el flujo necesario para el mantenimiento de la producción. Ellos pueden hacer la circulación de los insumos productivos en procesos por lotes, hacer la retirada de los compuestos almacenados en tanques y enviarlos a las diferentes regiones del área productiva, retirar productos de camiones-tanque, garantizar la circulación de fluidos para los cambios térmicos y muchos otros. La aplicación de los sistemas de bombeo disfruta de una gama inmensa de aplicaciones en el área industrial.

Debido a la gran presencia en el proceso productivo, además de aparecer como grandes consumidores de energía, las bombas también son uno de los mayores centros de fallas y gastos en mantenimiento. A menudo, la mano de obra utilizada en el mantenimiento y los procedimientos involucrados no cumplen con los requisitos básicos que garantizan el buen funcionamiento de tales sistemas.

Casi siempre, la parte dañada o el equipo entero se cambia cuando una bomba falla sin que se lleve a cabo un análisis del porqué de la falla. Cualquiera que sea la acción correcta, está casi siempre es una solución temporal, y la probabilidad de que la bomba falle nuevamente por la misma razón es alta. Debido al alto costo de mantenimiento, piezas y ganancia suspendida, esta práctica de simple cambio no es aceptable.

La Tabla 1 muestra un resumen de las principales causas de fallas hidráulicas y mecánicas que se presentan en las bombas centrífugas:

TABLA Nº 1:
CAUSAS DE FALLAS MECÁNICAS E HIDRÁULICAS EN BOMBAS

	Hidráulicas				**Mecánicas**					
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
Causas	Bomba no bombea el liquido	Bomba con capacidad insuficiente	Bomba con presión insuficiente	Bomba con funcionamiento ineficiente	Cojinete trabajando caliente o fallando irregularmente	Alta tasa de falla en sello mecánico	Empaquetadura tiene vida corta	Vibraciones de la bomba elevadas más que el nivel normal	Bomba requiere potencia por encima de la especificada	Desgaste acelerado de las partes internas húmedas
Bomba no cebada	X	X	X	X						
Válvulas de succión o descarga cerrada	X	X	X					X		
Tubería de succión inadecuada	X	X	X							
Insuficiente NPSH	X	X	X			X		X		X
Aire excesivo en el liquido	X	X	X	X						
Velocidad (RPM) baja	X	X	X							
Rotación incorrecta		X							X	
Impulsor roto o paleta doblada		X	X		X			X		
Impulsor incorrecto o diámetro incorrecto		X	X							
Presión superior muy elevada		X								
Instrumentos de difícil o errada lectura		X	X							
Perdida de aire en la línea de succión				X						
Desalineación excesiva del eje					X	X		X		
Lubricación inadecuada					X					
Lubricante contaminado					X					
Lubricante de enfriamiento inadecuado					X					

Presión axial o radial muy elevada que la soportada por el cojinete					X					
Lubricación inapropiada en el acoplamiento					X			X		
Presión de succión muy elevada					X	X				
Instalación incorrecta del rodamiento					X	X		X		
Impulsor desbalanceado					X	X		X		
Súper calentamiento de sellos						X				
Desvío excesivo del eje					X	X		X		
Falta de sellado en los sellos						X				
Instalación incorrecta del sello						X				
Bomba trabajando seca						X				
Bomba trabajando como diseñada (no)					X	X	X	X	X	
Buje del eje gastado						X	X			
Empaquetadura buje no ajustada correctamente							X		X	
Empaquetadura no instalada correctamente							X			
Impulsor trabado	X							X		
Acoplamiento desbalanceado					X	X		X		
Placa base no instalada correctamente					X	X		X		
Velocidad de operación de la bomba muy próxima a la frecuencia natural del sistema								X		
Fallas en los cojinetes					X	X		X		
Soportes de tubos no apropiados					X	X		X		
Bomba y/o accionador no asegurados en la placa base					X	X		X		
Peso específico por encima del especificado					X	X			X	
Viscosidad por encima de la especificada					X	X			X	
Holgura interna muy apretada								X	X	
Uso de producto químico no especificado										X

Montaje incorrecto de la bomba			X		X	X	X	X		X
Concentración de solido por encima de lo especificado										X

Fuente: Propia

2.2. MÉTODO APLICADO

En primer lugar, se tomaron varias medidas en campo referentes a las bombas presentes y al sistema de calefacción. Se demoró un largo tiempo del trabajo en la recolección de esos datos y el acompañamiento del funcionamiento del sistema en la búsqueda de información sobre sus características y peculiaridades funcionales.

Se buscó la investigación de la condición de funcionamiento del sistema, comparándola con el punto de mejor eficiencia de las bombas. Para ello, se ha investigado material en la empresa relativo a las curvas características, hojas de cálculo e historiales de mantenimiento.

Se realizaron cálculos usando la Primera Ley de la Termodinámica a fin de establecer un balance energético entre el caudal de aceite térmico y el intercambio térmico en el sistema. Con ello, se obtuvo una aproximación del caudal real de operación.

Para una solución definitiva del problema, es esencial que la causa raíz (básica) del problema sea identificada. Una vez que la causa básica es conocida y comprendida, se toma una serie de acciones para resolver el problema. En el caso de un proceso de 4 etapas, se recomienda:

A - Clasificación de la falla:

Se define una falla como un evento que impide que el equipo opere de acuerdo con lo proyectado;

B - Establecer el síntoma:

Un síntoma es cualquier condición que indica que hay un problema con el equipamiento.

C - Determinar el mecanismo de la falla:

El mecanismo dela falla es un proceso físico que lleva al sistema a fallar. La fuerza mecánica, el tiempo, la temperatura y la reacción al ambiente químico son mecanismos de falla.

D - Identificar la causa básica:

La causa básica es el origen de la falla.

El primer paso para clasificar una falla de una bomba centrífuga es relativamente simple ya que existen sólo dos tipos (hidráulico y mecánico). Se pueden eventualmente incluir problemas en el sistema como otra categoría, sin embargo, problemas relativos al sistema deben ser evidentes en la falla de la bomba.

Se hizo un análisis para decir si la instalación, de la forma como se presenta ahora, sería adecuada o no. En forma comparativa, se propusieron otras dos configuraciones para el sistema, buscando mejorar la eficiencia del funcionamiento de las bombas y, eventualmente, una reducción del número de éstas, como se abordará más adelante.

Este análisis se efectuará a través de indicadores cuantitativos de rendimiento siguiendo una metodología para la evaluación expedita del desempeño de las instalaciones de bombeo. Una planta industrial puede tener varios cientos de instalaciones de bombeo. Así, el simple uso de una hoja de cálculo, tipo Excel, es suficiente para la implementación de esta metodología. Las dos etapas, la adecuación de la selección y el estado de degradación, son distintas e independientes. Para el análisis de la adaptación es necesario que los datos dela selección sean tabulados el tipo de bomba y las características del fluido.

Se ha recogido una amplia gama de información sobre los componentes de la instalación: Data Sheets de las bombas y calefactores (calentadores), manual completo del fabricante de bombas, históriales de mantenimiento, diseños de los componentes, isométricos, además de las tomas de medidas en el campo.

Después de haber realizado todos los cálculos, los cuales se presentaron en tablas, se analizaron las propuestas de solución, dando el veredicto sobre qué propuesta traería mayor beneficio al proceso productivo, reparando los problemas con fallas en los equipos y con potencial para reducir el consumo de energía.

2.3. EL SISTEMA DE CALEFACCIÓN POR ACEITE TÉRMICO [1]

La Figura 1 muestra un esquema de una de las ramas del sistema de calefacción por aceite térmico:

[1] Macyntire, M. Procesamientos industriales. Ed. Libros Tecnicos.2006

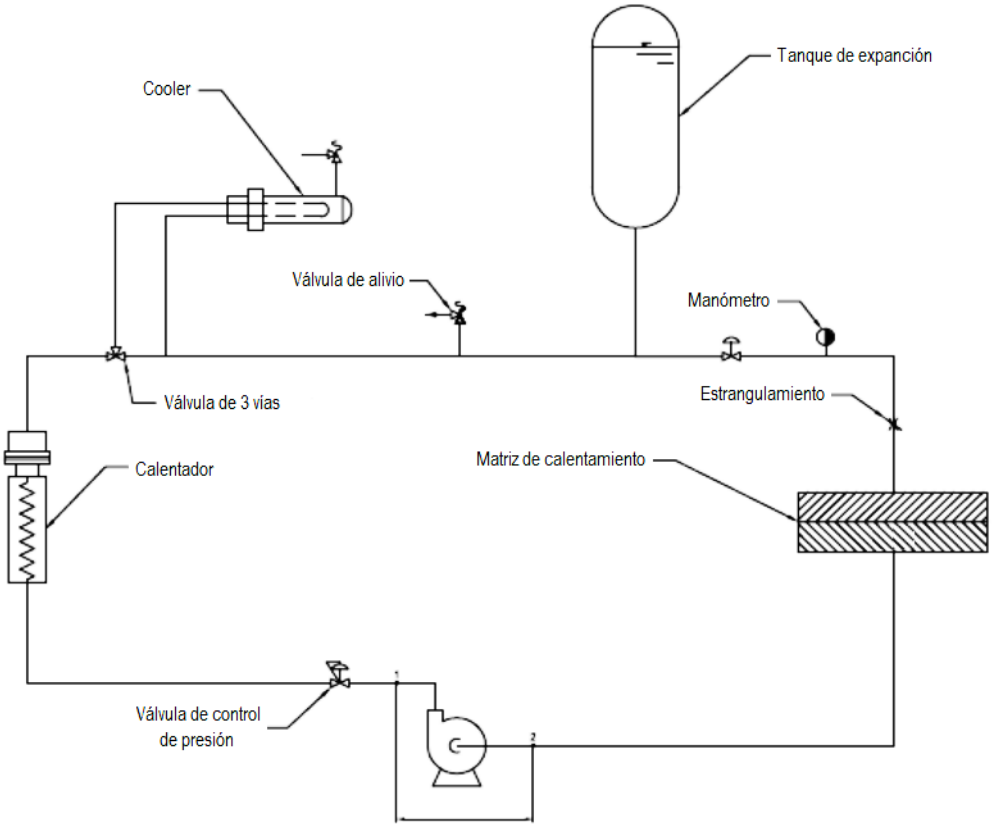

Figura 1 - Esquema simplificado de la instalación.

Nota: La presencia de un *cooler* justo después del calentador será explicada más adelante.

La ecuación de Bernoulli [2]generalizada proporciona la pérdida de carga procedente de todo el circuito. Se tiene que:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^{\,2}}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^{\,2}}{2} + gz_2 + h_l \qquad (2.1)$$

Donde:

P_1: Presión de descarga de la bomba (punto 1);

ρ: Masa específica del fluido de trabajo (aceite térmico);

V_1: Velocidad en la salida de la bomba;

g: Aceleración de la gravedad local;

z_1: Medida en la salida de la bomba (medida en el punto 1);

[2] Saldarriaga. M. Hidraulica. Ed. Mc Graw Hill.2016

h_l: Perdida de carga en todo el circuito.

En este análisis se puede considerar $z_1 = z_2$, pues la medida de entrada y salida de las bombas es la misma. También adoptamos la simplificación de que $v_1 \approx v_2$ teniendo en cuenta que la diferencia en la velocidad del fluido en la entrada y la salida es muy pequeña. Así se tiene que:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = H_{man} = H_{ins} = h_{f12} = h_{f12d} + h_{f12a} \tag{2.2}$$

Donde:

H_{man}: Altura manométrica de las bombas;

H_{ins}: Altura manométrica de la instalación;

h_{f12}: Pérdida de carga total en el circuito;

h_{f12d}: Pérdida de carga distribuida debido a la fricción del fluido con la pared de la tubería;

h_{f12a}: Pérdida de carga localizada debido a las válvulas y demás componentes presentes en el sistema.

Con intensión de obtener la curva de la instalación[3], el interés se centra en la ecuación característica de la instalación en cuestión. De la teoría de mecánica de los fluidos, se tiene que:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = H_{man} = H_{ins} = H_{est} + kQ^2 \tag{2.3}$$

Después de obtener la ecuación mencionada arriba, es necesario construir las curvas de las bombas y de la instalación en un diagrama del tipo altura manométrica (H) versus caudal (Q). La curva real se obtendrá en el Capítulo 4 a partir de los datos recopilados en el campo.

Básicamente, se obtendrán dos curvas, siendo una de ellas la característica de la bomba y la otra es la curva del sistema, la cual en este caso es variable debido a la acción de las válvulas estranguladoras.

[3] Fernández Diez. Bombas. Univ. de Cantabria.2009

El punto de encuentro entre las dos curvas proporciona el punto de operación de la bomba. En este caso, este punto se sitúa lejos del BEP de los aparatos debido a razones de operación en las que se demanda gran altura manométrica y bajo caudal de fluido térmico en el sistema.

Siendo así, se observa la necesidad de proceder a cambios en la línea, eliminando las pérdidas de carga para poder aumentar el caudal o alterando la rotación de la bomba a través del uso de un adecuado aparato electrónico. En cualquier caso, las soluciones se discutirán más adelante.

En la Figura 2 se presenta un ejemplo de la curva anteriormente mencionada:

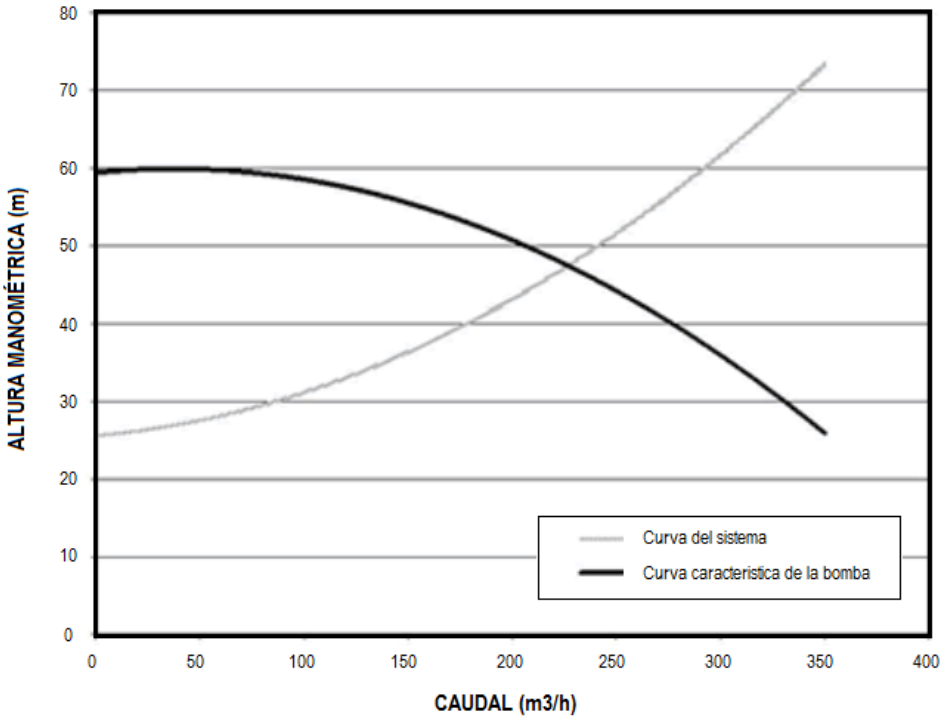

Figura 2 - Curvas del sistema y de la bomba. (5)

El caudal del aceite térmico se controla a través del cierre de válvulas de control de flujo. Si la válvula está completamente abierta, el flujo en ese instante será total y la tasa de intercambio térmico será máxima. En consecuencia, la curva característica de la instalación presenta un movimiento sobre la curva de las bombas de acuerdo con el porcentaje de apertura de las válvulas de control. El estrangulamiento del sistema hace que la curva se desplace hacia la izquierda, en relación al punto de cruce de las curvas correspondiente a la

mejor eficiencia (BEP). De la misma forma, la apertura del sistema provoca desplazamiento de la curva de la instalación hacia la derecha del BEP.

La Figura 2 resume cómo se realiza el control de temperatura en el proceso. La demanda en un instante de tiempo es quién va a decir cuál es el caudal adecuado. Toda esta interpretación se automatiza en una red interna de control denominada *Delta V*, el cual monitorea todas las operaciones y trae el retorno con el caudal de aceite térmico requerido en una situación dada. Después de este análisis, vamos a recurrir a ciertos criterios relativos a la confiabilidad de los sistemas. Más adelante se presentarán las curvas de confiabilidad, las cuales evidencian el hecho de que, cuanto más próximo del BEP una bomba trabaja, mayor será el MTBF del equipo.

La confiabilidad de una bomba será tanto mayor cuanto mayor sea la proximidad de su punto de operación con el *punto de mejor eficiencia* BEP (Best Efficiency Point). Cada bomba tiene solamente un BEP para su específico sistema de resistencia y este BEP es dependiente de la velocidad y del diámetro del rotor. En la literatura se proponen modelos de confiabilidad en donde la curva de confiabilidad es superpuesta en la curva de la bomba, tal como puede observarse en la siguiente figura, poniendo en evidencia el hecho de que la confiabilidad óptima de todos los componentes de la bomba es alcanzada cuando ésta trabaja en el BEP. Estos modelos no quieren decir que la confiabilidad óptima de una bomba es un objetivo final, pero proponen que, en el contexto de la confiabilidad de las bombas, la operación en el BEP resultará en el mayor tiempo de funcionamiento ininterrumpido del aparato.

No siempre es posible lograr que una bomba opere en su BEP. Si se consideran el punto de vista práctico y del costo total, el proceso productivo puede requerir un régimen de trabajo diferente o incluso variable por parte del aparato, siendo imposible la permanencia en la región óptima de trabajo. En muchos procesos puede haber cuellos de botella, culturas organizacionales o motivos económicos que pueden llevar el funcionamiento a la región extrema directa de la bomba para obtener un gran caudal, con una consecuente ganancia por extra producción. Es decir, en muchos casos la ganancia de producción se prefiere en prejuicio de la calidad de los sistemas de bombeo

2.4. SISTEMA DE BOMBAS [4]

En el sistema de bombas objeto de estudio de la presente Tesis, se tiene una situación diferente, pues la región de funcionamiento fue traída al extremo izquierdo de la curva de las bombas. Es necesario una gran altura manométrica (90 mc FL en bombas mayores) para vencer las grandes pérdidas de carga presentes en el sistema, las cuales son inclusive variables a través del control automático de estrangulamiento en las válvulas. De esta forma se cambia la curva de la instalación.

Con respecto al caudal, este no necesita ser muy alto (6,8 m^3/h), siendo así se requiere una gran altura manométrica y bajo caudal, situación que dará un punto de operación bastante distante del BEP (eficiencia alrededor del 20%), como se verá más adelante.

En la Figura 3 se tiene la curva propuesta en la literatura con el parámetro de confiabilidad superpuesto al gráfico de una bomba centrífuga:

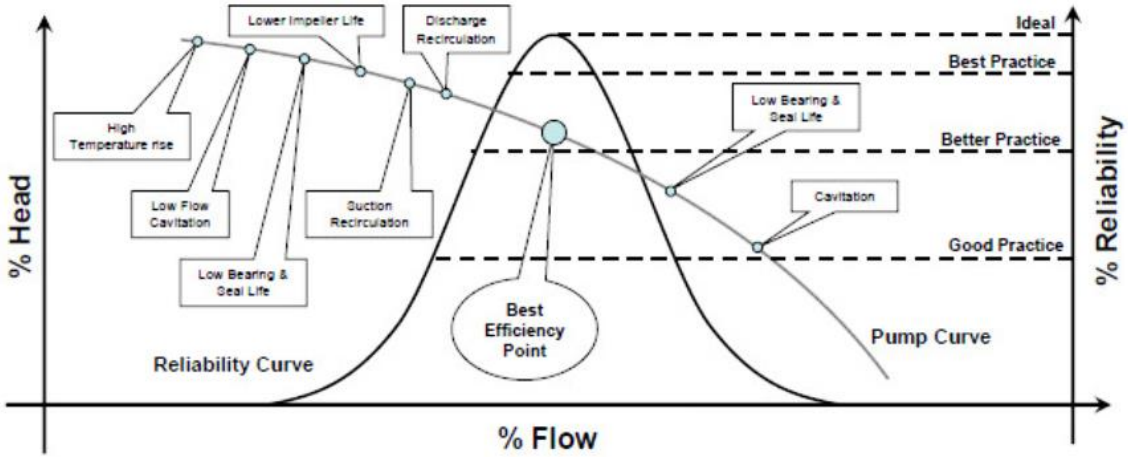

Figura 3 - Relación entre eficiencia y MTBF.

La Tabla 2 indica algunos datos del MTBF de bombas en los EUA, UE y países desarrollados:

[4] Saldarriaga. M. Hidraulica. Ed. Mc Graw Hill.2016

TABLA Nº 2: MTBF DE BOMBAS EN DIFERENTES REGIONES	
Tipo de bomba y localización	**MTBF** [años]
ANSI pumps, average, USA	2,5
ANSI/ISO pumps average, Scandinavian pulp & paper plants	3,5
API pumps, average, USA	5,5
API pumps, average, Western Europe	6,1
API pumps, repaire-focused refinery, developing country	1,6
API pumps, Caribbean region	3,9
API pumps, best-of-class, US refinery, California	9,2
All pumps, best-of-class petrochemical plant, USA (Texas)	10,1
All pumps, major petrochemical company, USA (Texas)	7,5

Cuanto mayor el alejamiento del punto de funcionamiento del sistema en relación al BEP, más rápida será la caída en la curva resultando en un menor tiempo entre fallas (reducción en el MTBF). Por lo tanto, es necesario buscar una condición de operación más favorable a través del cambio de alguna variable de funcionamiento. Una opción sería recurrir a la adecuación en la rotación de los motores con el uso de un convertidor de frecuencia. El escenario de esta intervención se puede ver en la Figura 4:

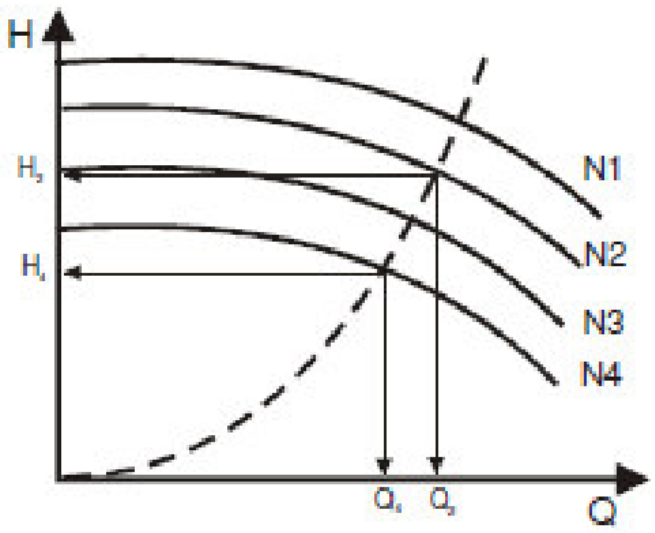

Figura 4 - Efecto de la variación de la velocidad en el rotor.14)

Donde N1, N2, N3 y N4 son las diferentes revoluciones a las que se somete la bomba. Se observa que la curva del sistema no varía en este caso. Sólo las bombas sufren cambios.

Procediendo ahora al estudio del caudal del equipo, se analizan los conceptos teóricos de las formas de obtención de este parámetro, para poder confrontarlo con los datos de diseño presentes en los *Data Sheets* de las bombas, los cuales informan un caudal estipulado de 6,8 m^3/h.

Las ecuaciones de la Termodinámica y Transferencia de Calor[5] nos permiten calcular el caudal de aceite térmico en las bombas a partir de la potencia disipada en las resistencias de los calentadores.

Se sabe de la transferencia de calor que:

$$Q = m * C_p * \Delta T \tag{2.4}$$

Para la obtención del caudal másico m, se requiere obtener los otros parámetros:

Q: Calor transferido al aceite por las resistencias;
C_p: Se puede calcular a través de la ecuación presente en la hoja de datos suministrada por el fabricante del aceite térmico;
ΔT: Obtenido por los operadores a través del sistema de monitoreo del proceso;

Los datos de tensión, corriente y temperaturas fueron obtenidos en el campo junto a los operadores del sistema de control del área. De la electrotécnica general obtenemos las ecuaciones que posibilitan el cálculo de la potencia disipada en las resistencias:

$$P = \sqrt{3} * U * I * cos\varphi \tag{2.5}$$

Donde:
P: Potencia del sistema trifásico;

[5] Kreith R.M. Manglik y Mark S. Bohn Principios de transferencia de calor – Ed. Mc. Graw Hill.2008

U: Tensión aplicada;

I: Corriente que pasa en la resistencia;

φ: Desfase ($\varphi = 1$porque el sistema en cuestión es puramente resistivo);

La ecuación para el cálculo del $C_p$mencionado anteriormente proporciona el calor específico en cal/g°C y es definida por el fabricante con la siguiente ecuación:

$$C_p = 0{,}44745 + 0{,}00052812 * (T) \quad (2.6)$$

Donde:

T: Temperatura en °C.

Se puede considerar la potencia P disipada en la resistencia del calentador como el 90% de la potencia que efectivamente se aprovecha para el calentamiento del aceite térmico (10% de pérdidas), es decir, el 90% de eficiencia en los calentadores.

Entonces, se puede expresar como:

$$Q = 0{,}9 * P \quad (2.7)$$

Después de hacer todas estas consideraciones, el siguiente paso es calcular la potencia$P$en los resistores con la ecuación 1, considerando el 90% de eficiencia en el intercambio térmico en el calentador. Se obtiene entonces el calor Qtransferido al aceite térmico.

Usando la ecuación 1 es posible obtener el caudal másico m en la tubería. Sabiendo que$m = \rho * Q$, se encuentra entonces el caudal volumétrico en m^3/h. Este valor se utilizará en la ecuación de la curva de la instalación para la obtención del parámetro k.

Una vez construidas las curvas del sistema y obtenidas las curvas características de las bombas, se tienen las condiciones para visualizar el punto de operación en el cruce de ambos gráficos y ver como el accionamiento de las válvulas de control está interfiriendo en su funcionamiento. Esto ayudará a analizar posibles cambios para mejorar la eficiencia del sistema.

El conocimiento del punto de operación del sistema permite la verificación en la curva de confiabilidad sobre cuál estaría el MTBF teórico donde estamos situados.

Enfatizando nuevamente el hecho de que las válvulas controladoras de flujo presentes imponen gran pérdida de carga al circuito, exigiendo que la altura manométrica de las bombas sea muy alta (90 mca), al mismo tiempo que se debe atender a un caudal relativamente bajo (6,8 m^3/h).

Conociendo el caudal real y la altura manométrica de la instalación, será posible determinar con qué eficiencia las bombas están operando y evaluar la necesidad de eventuales cambios a ser implementados, con el objetivo de una aproximación del BEP (mejora de eficiencia energética y aumento del MTBF).

CAPÍTULO III

DESCRIPCION DEL EL SISTEMA EXISTENTE

3.1. INTRODUCCION

El sistema de calefacción por fluido térmico se utiliza en diversos procesos productivos, en los que se necesita un calentamiento indirecto. Se trata de un circuito cerrado, donde un fluido específico recibe energía térmica en el calentador, elevando con ello su temperatura, transporta esta energía térmica a través de su circulación en una tubería hasta el punto de consumo, cambiando este calor absorbido en las más diversas máquinas y calentando con esto productos, sistemas o ambientes. Los sistemas de fluido térmico se dividen en dos tipos básicos:

- Sistemas de calefacción: Utilizados para calentar productos, ambientes o procesos; y
- Sistemas de enfriamiento: Utilizados en refrigeración de ambientes o productos.

Los sistemas de fase líquida son los más utilizados en muchos países, así como en el nuestro, correspondiendo aproximadamente el 98% de las instalaciones. En estos sistemas el fluido térmico trabaja obligatoriamente en fase líquida en todo y cualquier punto de la instalación ya una temperatura máxima de 365°C.

El sistema objeto de análisis de la presente Tesis constituye una unidad de transferencia de calor por medio de aceite térmico tipo *UCON Heat Transfer Fluid 500*. El fluido térmico se envía al equipo denominado *Unidad Productora de Films* (UPF), responsable de mantener la materia prima a él enviada en estado derretido, una especie de plastificante en polvo, la cual se denomina *MELT* cuando está en estado pastoso. El subproducto derretido que circula por el UPF denominado MELT se integra al proceso de producción de las películas usadas entre dos capas de vidrio en la confección de parabrisas automotrices, que son el principal producto de esta unidad productiva. Tales películas son responsables de impedir el astillado del cristal del parabrisas en una colisión, evitando que los ocupantes del vehículo sean alcanzados. En una situación de colisión, el para-brisa puede romperse completamente, pero los "pedazos de vidrio" permanecerán adheridos a la película.

El aceite térmico circula en el interior del equipo UPF en cuatro regiones diferentes que se llaman *Sidestream*, *Mainstream*, *Labio del UPF* y *Cuerpo del UPF*. Cada región tiene su demanda térmica garantizada por una bomba diferente. Son cuatro bombas, dos de 20 cv y dos de 7,5 cv siendo las dos mayores bombas responsables de Labio y Cuerpo del UPF y las dos bombas más pequeñas atendiendo el Side stream y Main stream.

El aceite térmico es calentado por resistencias térmicas presentes en cuatro calentadores (uno para cada bomba) debidamente dimensionados y especificados. Todos ellos presentan las mismas dimensiones y la misma potencia. Después de pasar por ellos, el aceite térmico tiene su temperatura elevada de aproximadamente 180°C, variando un poco esa temperatura de acuerdo con las condiciones de proceso. La hoja de datos del sistema suministrada por la unidad de la fábrica indica un caudal de 6,8 m^3/h a pasar por ellos. Se forma un ciclo cerrado donde el fluido térmico circula calentando el equipo UPF y retornando a los calentadores donde ocurre un incremento de temperatura para mantenimiento de la carga térmica requerida en un instante dado del proceso. El calentamiento es controlado a través del flujo por medio de estrangulamientos logrados con el uso de válvulas controladoras de flujo operadas automáticamente. Se define un *set up* de temperatura que es mantenido a través de la apertura y cierre de estas válvulas.

La Figura 5 muestra un esquema del equipo UPF:

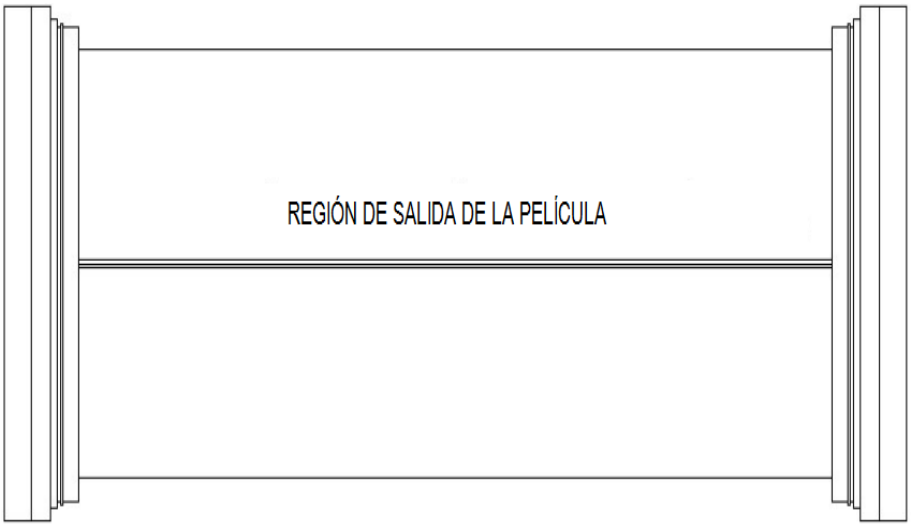

Figura 5 - Unidad productora de films o interlayers (UPF). Fuente propia

La Figura 6 muestra la matriz calentada en corte:

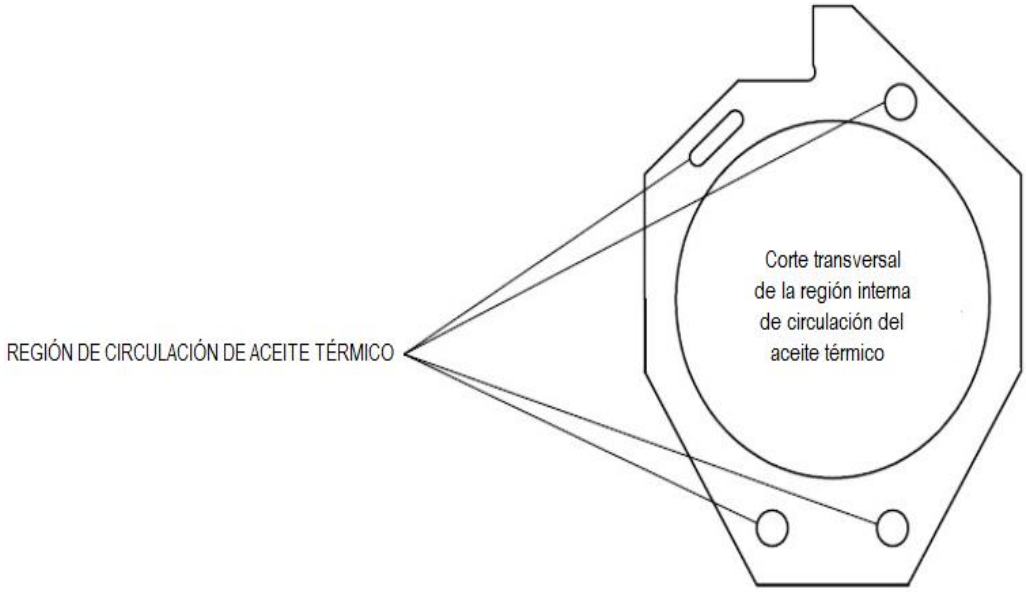

Figura 6 - Corte transversal del UPF. Fuente propia

En las Figuras 7 y 8 se tienen fotos reales del equipo UPF (matriz calentada):

Figura 7 – Vista del interior de la *Unidad Productora de Films* (UPF). Fuente propia

Figura 8 - Vista frontal de la *Unidad Productora de Films* (UPF). Fuente propia

La Figura 9 muestra otro esquema simplificado de la instalación actual con las cuatro bombas:

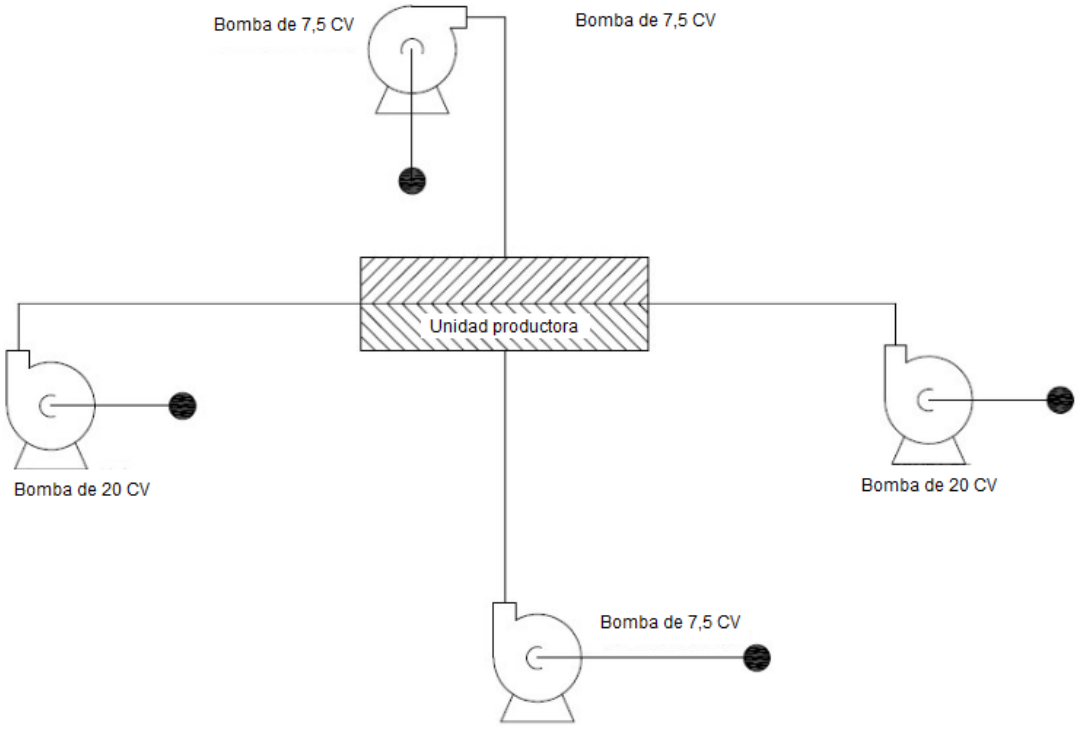

Figura 9 - Esquema del actual arreglo de las bombas. Fuente propia

Para un mejor detalle del sistema, se abordará cada componente del sistema: sellos mecánicos, fluido de trabajo, bombas e instalaciones (tubos, válvulas, calentadores y demás

equipos). Se comenzará por el elemento objetivo de la presente Tesis, que es el sellado de las bombas.

3.2. SELLOS MECÁNICOS[6]

Un *sello mecánico* es un dispositivo mecánico de forma cilíndrica, de alta tecnología y alto rendimiento que elimina y previene fugas de fluidos, líquidos o gases bajo presión en la caja de sellado o cámara del sello de bombas centrífugas, bombas hidráulicas, reactores, donde el eje rotativo atraviesa su cuerpo.

El sello mecánico evita el paso, fuga de líquidos y gases entre el eje rotativo (móvil), la carcasa fija de la bomba, tiene larga vida útil, no daña el eje o guante protector del eje, mantenimiento prácticamente inexistente o mínimo, además de generar un gran ahorro de energía eléctrica, el sello mecánico proporciona innumerables ventajas y beneficios cuando es comparado con las empaquetaduras. Sólo el sello mecánico garantiza sellado total, confiable y duradero.

El sello mecánico tiene un ajuste automático de las caras de contacto de parte fija y conjunto rotativo (cara estacionaria y cara rotativa o giratoria), compensa automáticamente pequeñas desviaciones axiales y radiales (deflexiones) del eje rotativo, además de preservar el medio ambiente.

Sin embargo, no existe un sello mecánico universal para todos los tipos de servicios. Tal sello tendría que ser fabricado teniendo en mente aplicaciones más arriesgadas y fuera de lo común, y por ese motivo resultaría muy caro para las aplicaciones más simples. Un sello mecánico específico, diseñado para un equipo dado y para determinadas condiciones de servicio, permite la aplicación más económica del proyecto y de los materiales del sello mecánico.

De forma general, el sello mecánico es el elemento que impide la filtración del fluido bombeado a través del espacio entre el eje y la carcasa de la bomba. En esta región se tiene el eje pasante móvil y el orificio de la carcasa fija. El elemento de sellado actúa sellando la "frontera" entre estas dos regiones.

---

[6] Crane, John. Análisis de fallas en sellos mecánicos. Ed. Mc Graw Hill.2009

3.2.1. FUNCIONAMIENTO

Las caras rotativa y estacionaria se encuentran perpendiculares al eje y una de las caras es "empujada" contra la otra a través de un resorte o múltiples resortes. El contacto axial, formado por la fuerza ejercida por el resorte y la presión del fluido actuante en la caja de sellado, determinan el cierre de las caras realizando lo que se denomina *sellado primario* o dinámico, bloqueando el paso del fluido hacia el eje del equipo.

El *sellado secundario* o estático se realiza normalmente por anillos "O", fuelles de caucho, cuñas en P.T.F.E., impidiendo a los pasajes del fluido por las ranuras del sello mecánico. Las caras del sello son lapidadas, lo que les confiere una rugosidad de tres bandas de luz de aproximadamente 1μm, variando de acuerdo con el tipo de material de las caras.

El sellado ejercido por el sello mecánico se procesa en dos momentos: el sellado principal y el secundario, como se muestra en la Figura 10:

Figura 10 - Conjunto de sellado. (10)

Sellado principal

El sellado principal se realiza en un plano perpendicular al eje por medio del contacto deslizante entre las caras altamente pulidas de dos piezas, generalmente llamados *de asiento* y anillo de *sellado*. El *asiento* es estacionario y se conecta en una parte superpuesta. El anillo de *sellado* se fija al eje y gira con él. Para que las caras del anillo de sellado y de asiento

permanezcan siempre en contacto y presionadas, se utilizan resortes helicoidales conectados al anillo de sellado.

Sellado secundario

El sellado secundario, aplicado al asiento y al anillo de sellado, puede ser hecho por medio de varios anillos con perfiles diferentes, tales como: junta, anillo “O”, anillo "V", cuña, fuelle.

Uso del sello mecánico

Los sellos mecánicos se utilizan con ventajas en relación con las empaquetaduras, ya que no permiten fugas y pueden trabajar a grandes velocidades y a temperaturas y presiones elevadas, sin presentar desgastes considerables, que permiten el sellado de productos tóxicos e inflamables.

Ventajas del sello mecánico

1. Reduce la fricción entre el eje de la bomba y el elemento de sellado reduciendo, consecuentemente, la pérdida de potencia.
2. Elimina el desgaste prematuro del eje y del casquillo.
3. El caudal o fuga del producto en operación es mínimo o imperceptible.
4. Permite operar fluidos tóxicos, corrosivos o inflamables con seguridad.
5. Es capaz de absorber el juego y la deflexión normales del eje rotativo.

El sello mecánico se utiliza en equipos de gran importancia como bombas de transporte en refinerías de petróleo; bombas de lodo bruto en los tratamientos de aguas residuales; bombas de sumersión en construcciones; bombas de fábricas de bebidas; en plantas termoeléctricas y nucleares.

3.2.2. SISTEMAS O PLANES DE SELLADO

Las bombas con sellos mecánicos que sellan ejes rotativos son usadas en diversas industrias, desde las bombas para la calefacción residencial y para la industria de alimentos, hasta las plantas petroquímicas y nucleares. Debido a que un sello mecánico es un dispositivo con piezas que se desgastan, a menos que reciba mantenimiento de vez en cuando, acabará fallando.

La falla en un sello mecánico significa, en la mayoría de los casos, la fuga del fluido bombeado hacia el exterior. Las consecuencias pueden variar. Algunas veces no hay problema en una bomba con fugas hasta que alguien se percate de ello. Pero a veces eso significa un incendio potencial, por ejemplo, si una bomba está bombeando combustible.

Es por eso que los sellos se utilizan con frecuencia con los llamados *sistemas de sellado* para alertar sobre un problema y posiblemente desconectar la bomba para reparaciones, y para prevenir y minimizar las fugas a la atmósfera, incluso si el sello ha fallado.

Existen varios planes de lubricación posibles, como son llamados en el estándar para sellos mecánicos API revisado 682, algunos de ellos se explican a continuación:

- El sistema de sellado *API Plan 65A* para un sello mecánico simple recolecta las fugas en un pequeño depósito que se conecta con un drenaje especial. El depósito dispone de un orificio en la salida. Una cantidad pequeña aceptable de fuga pasará por el orificio y saldrá por el drenaje. Si la tasa de fuga es lo suficientemente grande, el orificio se obstruye y el nivel del depósito comenzará a subir, enviando una alarma a un panel de control.

- El sistema de sellado *API Plan 52* para sello mecánico en tándem provee un depósito más grande, entre 2 y 5 galones, el cual se llena con un líquido de reserva. El líquido de reserva generalmente es aceite mineral o una solución de alcohol. Un sello en tándem tiene un par de caras de sellado de reserva externa, las cuales asumen la presión si el sello interno primario empieza a vaciarse. Pero antes de eso, el líquido de reserva es necesario para lubricar el sello externo. El líquido de reserva se completa hasta cierto nivel y generalmente se mantiene bajo presión atmosférica.

  Si el sello primario falla, el producto bombeado se filtrará dentro del circuito del líquido de reserva, elevando el nivel y/o la presión en el depósito (esto sucede, por supuesto, si la presión en la cámara del sello es superior a la presión atmosférica). Un cambio en la presión o nivel es detectado fácilmente por la visión o por transmisores. Y, lo que es muy importante, a menos que el sello externo falle también, el producto jamás escapará a la atmósfera.

- El sistema de sellado *API Plan 53* para sello mecánico doble es similar al plan 52, pero el sistema se presuriza por encima de la presión de la cámara de sellado. De forma que, en caso de una falla del sello, el líquido de barrera fuga hacia adentro de la bomba. El fluido de barrera puede escapar a la atmósfera, si el sello externo fuga, pero este fluido es seleccionado para no producir ningún daño.

- El *API Plan 53* tiene varios tipos, 53A, 53B y 53C. El 53A es el más simple. El 53B se está volviendo más popular actualmente. A continuación, se hace una comparación entre ellos:

  API Plan 53B vs API Plan 53

  El *API Plan 53B* es recomendado cuando la presión del fluido de barrera está por encima de 10 bares, para evitar el problema de la disolución del nitrógeno en el líquido de barrera. En el plan 53B el fluido de barrera y el nitrógeno se separan físicamente por matraz elastomérico.

  Mientras que un sistema *API Plan 53A* es a menudo más barato y es muy usado en aplicaciones de baja presión, el *API Plan 53B* es necesario en presiones más altas. Si una unidad de abastecimiento automático se añade al sistema API Plan 53B, se vuelve muy parecido al sistema *API Plan 54*.

  El sistema *API Plan 54* para sellos mecánicos dobles es funcionalmente similar al *API Plan 53*, pero el sello mecánico no tiene un impulsor. El líquido de barrera es circulado por la bomba del sistema de sellado.

La Figura 11 muestra sucesivamente los planes mencionados:

Figura 11 - Planes API Plan 65, API Plan 52 y API Plan 53B. (fuente propia)

La Figura 12 muestra el esquema de un conjunto de sellado:

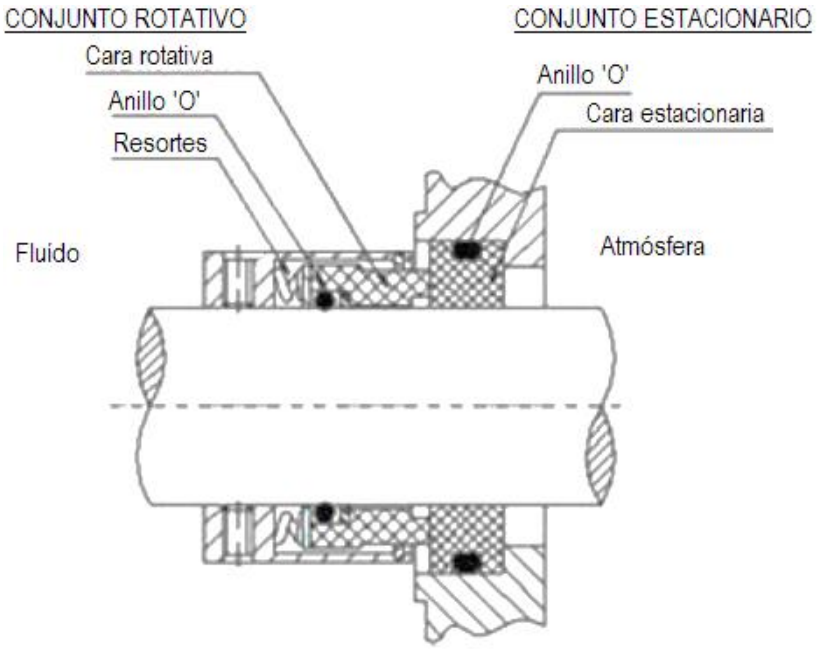

Figura 12 - Esquema de sellado. Fuente propia

3.3. FLUIDO DE TRABAJO

Se puede considerar como fluido térmico, en realidad, todo y cualquier fluido que en un determinado sistema cumpla el papel de conductor de energía térmica desde la fuente productora (calentador o caldera), hasta el punto de consumo. Con esto, uno de los más

populares fluidos térmicos que conocemos es el agua, ya sea en la fase líquida o en la fase gaseosa. Sin embargo, se llama técnicamente *Fluido Térmico,* a los fluidos específicamente desarrollados para trabajar como un medio de conexión entre la fuente de energía térmica y un punto de consumo de calor. Los fluidos térmicos pueden ser orgánicos o sintéticos, dependiendo de su aplicación y principalmente de su temperatura de operación. Las principales características que un fluido térmico debe poseer son:

- Estabilidad térmica;
- Calor específico elevado;
- Alta conductividad térmica;
- Baja viscosidad;
- Alta vida útil.

Se trata de aceite térmico *UCON Heat Transfer Fluid 500,* que es un *polialquileno glicolado inhibido* basado en la formulación de la humedad especialmente para altas temperaturas, intercambiador de calor en fase líquida en sistemas que requieren temperaturas del fluido a granel de hasta 260°C.

El *UCON Heat Transfer Fluid 500*ha sido utilizado con éxito en muchas aplicaciones de alta temperatura y es recomendado por los fabricantes de equipos de intercambio de calor.

3.3.1. APLICACIONES

- Equipos de procesamiento químico;
- Rodillos de laminación y calandrado;
- Matrices y moldes en la industria de caucho y plástico;
- Rodillos de secado y hornos;
- Zinc fundido y aleaciones de aluminio.

3.3.2. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

- Apariencia: líquido transparente, color ámbar;
- Olor: característico;
- Densidad: 1,036;
- Punto de ebullición:> 260°C;

- Solubilidad: soluble en agua.

3.3.3. ESTABILIDAD Y REACTIVIDAD

- Estabilidad química: estable en condiciones normales de almacenamiento;
- Condiciones a evitar: contacto con materiales incompatibles y fuentes de ignición;
- Incompatibilidad: agentes oxidantes;
- Productos de descomposición: óxidos de carbono y nitrógeno;
- Polimerización: no ocurre.

3.4. BOMBAS

Se utilizan cuatro bombas centrífugas, con las siguientes especificaciones:

- Caudal: 6,8 m^3/h;
- Presión: 90 mCFL;
- Fluido: UCON Heat Transfer Fluid 500;
- Potencia del motor: 20 hp;
- Rotación: 3600 RPM.

Las dimensiones de los equipos son:

- Longitud total: 1294 mm;
- Ancho: 540 mm;
- Altura hasta la boquilla de descarga: 485 mm;
- Boquilla de succión: DN 50;
- Boquilla de descarga: DN 32.

Las otras dos bombas que componen el circuito son de menor tamaño que las anteriores, teniendo las siguientes características:

- Caudal: 6,8 m^3/h;
- Presión: 55 mCFL;
- Fluido: UCON Heat Transfer Fluid 500;

- Potencia del motor: 7,5 hp;
- Rotación: 3600 RPM;

Las dimensiones principales son:

- Longitud total: 954 mm;
- Ancho: 540 mm;
- Altura hasta la boquilla de descarga: 485 mm;
- Boquilla de succión: DN 50;
- Boquilla de descarga: DN 32;

Los materiales utilizados en la fabricación son los mismos para los cuatro equipos. La relación es la siguiente:

- Carcasa: ASTM-A216 grade WCR Cast Steel;
- Rotor: ASTM-A-48 Class 30 Grey Cast Iron;
- Eje: SAE 1045 Acero de medio carbono;
- Buje de protección: AISI-316 Acero inox;
- Sello mecánico: JOHN CRANE Mechanical Seals;
- Base común: SAE 1020 Acero de bajo carbono;

3.4.1. DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LAS BOMBAS [7]

Las motobombas tienen la función de mantener el fluido térmico en circulación entre los calentadores y consumidores, transfiriendo calor a los puntos de consumo.
Las motobombas consisten en una bomba centrífuga montada sobre una base común con el motor eléctrico directamente acoplado.

La bomba es del tipo *Back Pull-Out* de una etapa para el desmontaje del rotor sin desconectar la carcasa de la tubería. El rotor es cerrado, con paletas curvadas hacia atrás y con orificios de reducción de presión en el lado del sello. El eje está sellado con sello mecánico John Crane

[7] Hidrostal.Manual.2010

Type 59B, de 45 y 35 mm de diámetros, con intercambiador de calor y separador de partículas (datos de diseño obtenidos en la empresa).

El acoplamiento está previsto con espaciador para permitir el desmontaje del rotor sin desmontar el motor.

3.5. INSTALACIÓN

En este ítem se lleva a cabo una breve descripción de las tuberías y componentes que integran el circuito responsable del calentamiento de las diferentes regiones de la matriz denominada UPF, donde se forman las películas que se utilizarán como *interlayers* en los parabrisas automotores.

Toda la tubería utilizada en las líneas de aceite térmico presenta un diámetro de 1 1/2". La codificación utilizada en la empresa para el tipo de tubo utilizado es el CODE F2BA1. Ello nos da información sobre el material de construcción, las aplicaciones y las normas. De acuerdo con estas especificaciones, el material de toda la tubería es acero al carbono con tubos roscados. La presión de trabajo debe ser menor que 150 psig.

3.6. VÁLVULAS

El ciclo de calentamiento por aceite térmico en estudio, utiliza válvulas de control de flujo que generan un estrangulamiento en la línea. De esta forma, la oscilación de temperatura en el equipo UPF se controla de acuerdo con la necesidad en un momento dado.

La apertura total de las válvulas de control hará que la temperatura alcanzada en la matriz sea máxima (situación en la que se alcanza el equilibrio térmico). El cierre gradual de estas válvulas promueve una ligera caída debido a la reducción de flujo. De esta forma se garantiza el mantenimiento del control de temperatura requerido en el proceso productivo.

También existe una placa de orificio en la salida de cada uno de los calentadores (recordando que se tiene un calentador para cada bomba, es decir, 4 calentadores) permitiéndonos calcular el caudal. El esquema presentado en el ítem anterior muestra de manera clara el funcionamiento de este sistema.

Antes de los calentadores se tiene una válvula controladora de presión (PCV) la que no permite que la presión máxima tolerada en el aparato sea superada ante cualquier eventualidad.

En la salida de los calentadores se tienen válvulas de alivio de presión denominadas PSV, las mismas que garantizan la seguridad del equipo en caso de eventual ocurrencia de sobre presión.

3.7. CALEFACTORES

Se utilizan cuatro calefactores o calentadores (uno en cada bomba) de fabricación canadiense. La Tabla 3.1 muestra los datos relativos a cada equipo:

TABLA Nº 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS CALENTADORES	
Calentador de Fluido Térmico	
Año de fabricación	1990
Capacidad	43516 kcal/h - 50,6 kW
Fluido	UCON Heat Transfer Fluid 500
Flujo Mínimo	6,8 m^3/h
Contenido	44 litros
Temperatura de trabajo máxima	199°C
Temperatura de diseño	232°C
Presión de trabajo máxima	7,5 bar
Presión de diseño	10 bar
Presión de prueba	15 bar
Dimensiones (mm)	2200 x 500 x 2000

Fuente propia

Además, se definen: calentador eléctrico para fluido térmico, potencia instalada de 50 kW, equipado con bomba de recirculación, válvulas de bloqueo, separador de gases, panel de fuerza y mando, así como una válvula de tres vías, para control del caudal del fluido matriz de calefacción denominada UPF. Este calentador fue diseñado con un doble sistema de

control de temperatura, controlando tanto la temperatura del fluido en la salida del calentador, así como también la temperatura del proceso en el reactor del cliente.

Como ya se ha mencionado, el calentamiento se realiza a través de resistencias eléctricas. De esta forma se mantiene la temperatura deseada en el proceso, siendo que el control de temperatura proporcionado por ellos cambia ligeramente de un equipo a otro.

Las diferentes regiones de la matriz de calentamiento alimentadas por las bombas tienen necesidades térmicas ligeramente diferentes. Se puede afirmar que la temperatura de trabajo del aceite térmico es en promedio de 180°C.

3.8. TANQUES DE EXPANSIÓN

Durante la operación, el fluido térmico está sujeto a sucesivas elevaciones y caídas de temperatura de acuerdo con la necesidad del proceso productivo. Estas situaciones provocan una dilatación volumétrica del fluido con consecuentes expansiones y contracciones del mismo. Por lo tanto, el sistema debe presentar una forma de acomodar estos incrementos de volumen, evitando quela tubería sufra sobre presión. En resumen, el tanque de expansión trabaja como un pulmón, el que soporta las expansiones volumétricas en situaciones de calentamiento y también las contracciones volumétricas en los casos de contracción del mismo, cuando está en enfriamiento.

En términos cuantitativos, la expansión del fluido térmico puede ser mayor que el 25% de su volumen original, dependiendo del fluido utilizado y de la temperatura de operación.

Usualmente el tanque de expansión se instala en el punto más alto del sistema para que de esta forma el sistema pueda servir como principal punto para la expulsión de niveles excedentes de residuos debajo del punto de ebullición y de humedad que pueden acumularse en el fluido térmico. La instalación del tanque en el punto más alto del sistema también crea presión positiva en la entrada de la bomba de circulación, proporcionando una succión abundante con flujo continuo para todos los puntos de uso del sistema.

En cuanto al dimensionamiento, el tanque de expansión debe ser dimensionado para estar 25% lleno a temperatura ambiente y 75% lleno a la temperatura normal de operación. Este

dimensionamiento debe proporcionar presión positiva del fluido para la succión de la bomba durante el arranque del sistema, y debe minimizar el espacio de vapor en el tanque durante el funcionamiento normal.

En el caso de esta instalación, los cuatro tanques pulmón funcionan también como Tanques de Drenaje y Relleno, donde se puede drenar total o parcialmente el sistema en el caso de mantenimiento. El volumen de este equipo incluye todo el aceite térmico que circula en las cuatro bombas presentes en el sistema de calefacción.

Como cualquier aparato presente en una instalación industrial, es esencial una política que se empeña por una instrumentación "libre de fallas" en la planificación del tanque de expansión, así como en el de otros componentes del sistema de transmisión de calor. El tanque de expansión debe estar equipado con alarmas de alto y bajo nivel de fluido, junto con un interruptor para apagar automáticamente el calentador y la bomba en caso de fugas accidentales. Los dispositivos de alivio de presión deben formar parte del diseño del tanque de expansión con posibles descargas de fluido dirigidas a áreas distantes de personas y de fuentes de ignición. Una pantalla de vidrio resistente a altas temperaturas también debe instalarse como refuerzo de los sensores de nivel.

Todos los fluidos térmicos orgánicos sufren oxidación cuando están expuestos al aire. La oxidación del fluido causa la vasta mayoría de la formación de sólidos e incrustaciones, que disminuyen la eficiencia en la transmisión térmica y perjudican la función del sello mecánico.

La tasa de formación de insolubles depende de la exposición al aire y de la temperatura.
Usualmente, la infiltración de aire en un sistema ocurre por el tanque de expansión.

Un método eficiente para minimizar la oxidación del fluido es dejar *inactivo* el espacio de vapor del tanque de expansión, es decir, llenar ese espacio vacío con un gas inerte, nitrógeno, CO2, o gas natural. La finalidad de esta *inactivación* con gas es mantener una atmósfera no reactiva en el espacio de vapor del tanque de expansión, evitando la entrada de aire y humedad, que puede afectar adversamente la vida útil del fluido. Para una protección eficaz, es necesario mantener el tanque interrumpidamente inactivo, generalmente con nitrógeno, con controles a través de reguladores de presión para los flujos de entrada y salida. Es necesario también una válvula de alivio de presión como dispositivo de seguridad para el

caso de falla en el regulador. Las presiones aplicadas dentro del tanque de expansión deben mantenerse en el nivel más bajo posible para minimizar el consumo de gas inerte. Mantener una presión positiva ligeramente por encima de la presión barométrica de la atmósfera es suficiente para evitar la entrada de aire y la humedad. Una válvula manual de respiro también debe instalarse para facilitar la purga del espacio de vapor del tanque de expansión, si es necesario.

A continuación, se presentan las especificaciones del tanque de expansión presente en la planta:

- Peso total del vaso: 189,7 Kg;
- Volumen: 300 litros;
- Presión de almacenamiento: atmosférica;
- Temperatura de almacenamiento: 60°C;
- Temperatura de trabajo máxima: 199°C;
- Año de fabricación: 1990;
- Presión de prueba hidrostática: 1,5 bar;
- Dimensiones:φ_{int}500x1634.

La Figura 13 muestra los cuatro tanques de expansión presentes en la instalación:

Figura 13 - Tanques de expansión de la instalación.

3.9. COOLER

Después del calentador existe un equipo denominado *Cooler*, el cual es designado para reducir la temperatura del aceite térmico de la salida de los calentadores en 5°F en el caudal recomendado.
La temperatura es controlada por el caudal de aceite térmico que *filtra* el cooler. Se utiliza un flujo constante de agua de enfriamiento.

El equipo no es más que un intercambiador de calor donde el aceite térmico circula por el lado de los tubos y el agua de enfriamiento circula por el lado del casco. Las condiciones de operación por el lado del casco son:

- Fluido: agua de enfriamiento;
- Viscosidad: 0,6 CP;
- Caudal: 2,75 m^3/h;
- Temperatura de entrada: 30°C;
- Temperatura de salida: 34°C;
- Presión de diseño: 105 kgf/cm^2;
- Pérdida de presión: 0,01 Kgf/cm^2;
- Temperatura de diseño: 60°C;
- Presión de prueba hidrostática: 15,75 Kgf/cm^2;

Como característica general se tiene la tasa de calor a transferir de 11000 Kcal/h. Las características del equipo se dan a continuación:

- Tipo: BEU;
- Formato: 6-20;
- Posición de trabajo: horizontal;
- Superficie de intercambio: 0,42 m^2.

Todas estas consideraciones y aclaraciones sobre el sistema objetivo de la presente Tesis sirven como introducción para la discusión y análisis de las soluciones viables para los principales problemas que han tenido un impacto económico altamente desfavorable en la unidad productiva: punto de funcionamiento de las bombas muy lejos de aquel tenido como

el de mejor eficiencia (BEP) e historial de sucesivas fallas de los sellos mecánicos. Esto genera gastos con paradas para mantenimiento y reparaciones de los sellos, sumado al mal uso de la energía, teniendo en vista la región de baja eficiencia en la que se hallan las 4 bombas.

Los cambios en la configuración del sistema deben ser implementados en forma gradual para reducir la pérdida de carga, dispensándose la gran altura manométrica presente en las bombas empleadas actualmente. Otro punto sería la reducción del número de bombas utilizadas: usar dos en lugar de cuatro o incluso una sola bomba, controlando todo el caudal por medio de estrangulamientos intermedios en cada una de las regiones de la matriz de calefacción.

En el próximo capítulo se estudiarán alternativas para la solución del problema, buscando alcanzar la mejor eficiencia con el menor gasto de energía posible.

3.9.1. ANÁLISIS DE LA NECESIDAD DEL COOLER

Como se describió anteriormente, se ha visto que además de los calentadores se tiene también la presencia de intercambiadores de calor denominados *Coolers* en la salida de esos equipos. A primera vista puede parecer extraño la presencia de enfriadores inmediatamente después del sistema de calefacción, pero las características del proceso pueden explicar tal configuración: a través de una válvula de tres vías parte del flujo de aceite térmico se desvía al cooler para bajar la temperatura hasta el punto exigido por el proceso en aquel instante. Se discutirá aquí hasta qué punto la presencia de los coolers es necesaria y se analizara la posibilidad de retirar tales equipos. De esta forma el control de temperatura seria hecho directamente en las resistencias a través de la correcta aplicación de tensión y corriente.

La presencia de coolers demanda un gasto de agua de enfriamiento proveniente de la central de utilidades. La eliminación de este punto representaría un ahorro de proceso, teniendo en cuenta que el suministro de esa agua de proceso es tarifado. La dificultad de tal acción se debe a las condiciones de proceso: el aceite térmico circula en el interior de un cabezal manteniéndolo calentado a cerca de 180°C, con el objetivo de que el producto presente en su interior permanezca en estado derretido. El derretimiento ocurre anteriormente en una extrusora con posterior envío al cabezal a través de una bomba de engranajes. El proceso de extrusión, sumado a los altos rozamientos en la línea durante el transcurso del producto

derretido, genera una alta cantidad de calor ya veces el producto llega al cabezal a una temperatura superior a la requerida en el proceso. Cuando esto ocurre, un control electrónico apaga las resistencias y el cooler entra en acción, bajando la temperatura del aceite a su vez enfríala matriz, garantizando la condición adecuada. De esta forma, el aceite térmico funciona tanto calentando como enfriando el cabezal.

En situaciones de arranque de área, el sistema de calefacción funciona a plena carga, con el objetivo de calentar las diferentes regiones del cabezal hasta la temperatura de trabajo (180°C). Una vez consolidado el pleno funcionamiento del área, un sistema electrónico denominado *Delta V* hace el monitoreo de las necesidades térmicas del proceso y de acuerdo con esas necesidades se determinará el accionamiento de las resistencias de los calentadores.

En la línea de salida de aceite térmico después del calentador hay una válvula de tres vías: una de ellas proveniente del calentador y de las otras dos, una se dirige al proceso y la otra desvía el flujo para que ocurra paso por el enfriador. Hay un control automático de la apertura de estas válvulas que determina qué porcentaje de flujo se enfriará. Si el producto derretido que viene de la extrusora ya está a una temperatura muy elevada (mayor que 180°C o por encima de la condición preestablecida), el caudal de aceite térmico será totalmente desviado al cooler, para bajar la temperatura de proceso al nivel recomendado.

Teniendo en cuenta las explicaciones anteriores, contactamos la importancia del intercambiador de calor en el proceso. Ocurre en realidad una operación mixta que implica un proceso de control el cual es conocido como Control *Split Range*.

A continuación, se tiene una definición sobre este tipo de control:

Control Split Range: Cuando la actuación sobre el proceso se lleva a cabo a través de dos variables manipuladas, coordinadas por un único controlador, que utiliza una única medición, la estrategia de control adoptada es de "partir" la salida del controlador entre estos dos actuadores, como se muestra en la Figura 14.

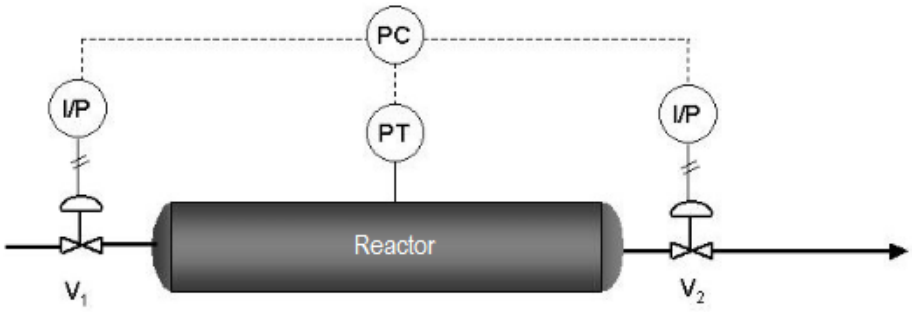

Figura 14 - Control Split Range.

Las actuaciones en las dos válvulas (V1 y V2) son coordinadas por el controlador de presión del reactor. En funcionamiento normal, la V2 está totalmente abierta. Bajo elevación del *set point*, V2 se controla en la dirección de reducción de apertura. Para reducir el *set point*, V1 tiene su apertura reducida, con V2 totalmente abierta.

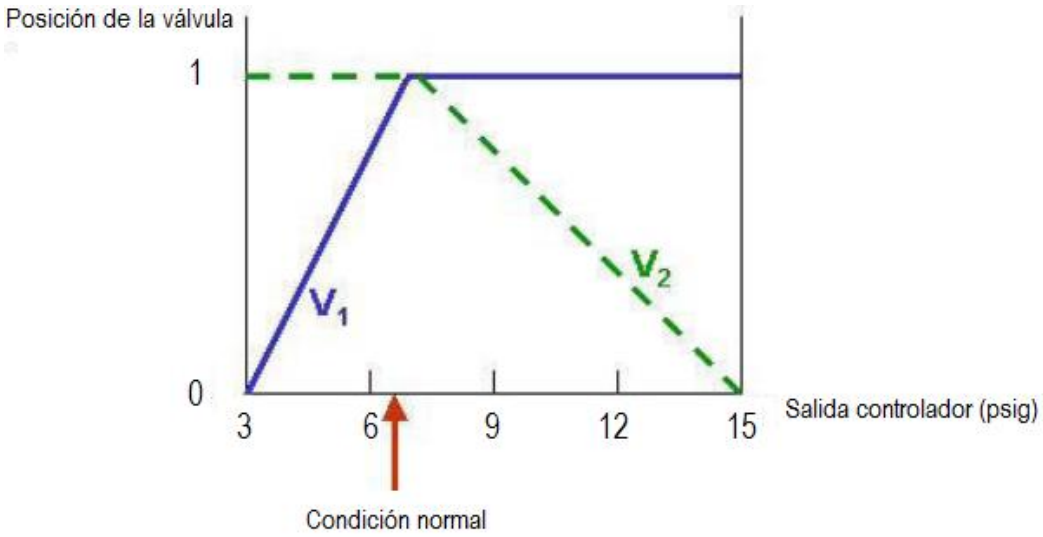

Figura 15 - gráfico del control split range. (11)

En este caso, las variables controladas son el caudal de aceite térmico en función dela temperatura de proceso. En situaciones de arranque de área la matriz UPF necesita ser calentada para el mantenimiento del producto derretido en su interior. En este caso, las resistencias se accionan, al paso que la apertura de la válvula de tres vías que da acceso al cooler está totalmente cerrada, constituyendo una situación de pleno calentamiento. Por otra parte, tras iniciar el proceso, el producto derretido (MELT) procedente de la extrusora se ve forzado intensamente a circular por la tubería través de una bomba de engranajes de alta potencia. Este desplazamiento del producto genera altas fricciones, elevando mucho la

temperatura con que el producto llega a la matriz UPF. Siendo esa temperatura superior a la estipulada en el proceso, el control cambia: las resistencias son apagadas y el paso de la válvula de tres vías que lleva el aceite térmico a pasar por el cooler será totalmente abierta, iniciando el enfriamiento del mismo. De esta forma se evita el sobrecalentamiento de la matriz generadora de las películas.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y PROPUESTAS DE SOLUCIÓN

4.1. INTRODUCCION

Una vez explicados todos los componentes del sistema, se procede en esta instancia a los cálculos pertinentes, de acuerdo con las propuestas abordadas. El principal problema de interés son los sucesivos mantenimientos en los sellos mecánicos de las cuatro bombas de circulación de aceite térmico. El objetivo será intentar cambiar la condición de funcionamiento, para aproximar el sistema al BEP. Como se discutió anteriormente, se tiene una gran altura manométrica requerida (90 mcFL para las de 20 cv y 55 mcFL para las de 7,5 cv), mientras que el caudal de trabajo se muestra relativamente bajo (6,8 m^3/h para todos los equipos). Cuando se intenta insertar esa condición en la curva de las bombas, se cae en una región de baja eficiencia, distante del BEP, y como se ha visto, cuanto más lejos del BEP la operación esté, menor será el MTBF (intervalo entre fallas).

Las hojas de datos de las bombas proveen un caudal de diseño de 6,8 m^3/h. En primer lugar, se realizarán cálculos de la forma en que se aborda en el Capítulo 2, con el objetivo de provocar una confrontación de datos y de localizar el punto de funcionamiento del sistema. Después de eso se realizará el análisis de algunos cambios en la configuración del conjunto de bombas matrices. De esta forma será posible aumentar el caudal de trabajo, llegando más cerca del BEP y al mismo tiempo garantizando una mejor eficiencia energética del sistema.

Inicialmente fueron recolectados diversos datos del sistema, a través de visitas en campo y toma de algunos valores junto a la sala de control.

Las Tablas 4, 5, 6 y 7. fueron obtenidas para cada uno de los conjuntos bomba/calentador:

TABLA Nº 4:
DATOS OPERATIVOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA A

Bomba/Calentador A - MainStream (Operación 24 h/día)

Fecha y hora	Pent [Kgf/cm^2]	Psal [Kgf/cm^2]	Tent [°C]	Tsal [°C]	Tensión [V]	Corriente [A]
28/5/17 11:20	0,55	6,30	175,00	179,00	315,00	57,00
28/5/17 15:30	0,50	6,30	175,00	179,00	310,00	50,00
29/5/17 9:35	0,55	6,40	175,00	179,00	320,00	52,00
5/6/17 16:20	0,50	6,20	180,00	185,00	340,00	50,00
6/6/17 11:20	0,55	6,30	175,00	180,00	330,00	49,00
6/6/17 14:15	0,50	6,20	180,00	184,00	360,00	50,00
11/6/17 9:30	0,55	6,20	175,00	180,00	410,00	50,00
11/6/17 14:45	0,55	6,20	175,00	180,00	410,00	50,00
30/7/17 15:45	0,50	6,20	184,00	188,00	360,00	45,00
1/8/17 11:00	0,50	6,20	185,00	189,00	410,00	45,00
6/8/17 14:45	0,50	6,20	184,00	188,00	400,00	45,00
24/9/17 11:12	0,50	6,20	175,00	180,00	410,00	45,00
Promedio	**0,52**	**6,24**	**178,17**	**182,58**	**364,58**	**49,00**

Fuente propia

TABLA Nº 5:
DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA B

Bomba/Calentador B – Cuerpo de la UPF (Operación 24 h/día)

Fecha y hora	Pent [Kgf/cm^2]	Psal [Kgf/cm^2]	Tent [°C]	Tsal [°C]	Tensión [V]	Corriente [A]
28/5/17 11:30	0,50	9,20	184,30	189,20	460,00	7,00
28/5/17 15:30	0,50	9,20	184,60	189,50	460,00	7,00
29/5/17 9:35	0,50	9,20	184,10	189,10	461,00	7,00
5/6/17 16:25	0,50	9,20	184,30	190,10	461,00	7,00
6/6/17 11:35	0,50	9,20	184,10	191,30	460,00	5,00
6/6/17 14:15	0,50	9,30	184,30	191,70	460,00	6,00

11/6/17	9:30	0,50	9,20	189,00	197,40	460,00	6,00
11/6/17	11:00	0,50	9,40	189,00	193,30	460,00	8,00
6/8/17	14:40	0,50	9,40	189,00	193,00	460,00	9,00
24/9/17	11:16	0,50	9,20	188,90	193,90	465,00	7,00
Promedio		**0,50**	**9,24**	**186,59**	**192,39**	**460,83**	**6,92**

Fuente propia

TABLA Nº 6:
DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA C

Bomba/Calentador C – Labio de la UPF (Operación 24 h/día)

Fecha y hora	**Pent** [Kgf/cm^2]	**Psal** [Kgf/cm^2]	**Tent** [°C]	**Tsal** [°C]	**Tensión** [V]	**Corriente** [A]
28/5/17 11:30	0,15	10,00	174,90	180,60	460,00	1,00
28/5/17 15:30	0,15	10,00	174,20	180,30	455,00	1,00
29/5/17 9:35	0,15	10,00	173,70	179,00	459,00	1,00
5/6/17 16:28	0,15	10,00	170,40	175,10	456,00	0,00
6/6/17 11:35	0,15	10,00	170,90	166,30	455,00	0,00
6/6/17 14:15	0,15	10,00	166,60	171,10	456,00	0,00
11/6/17 9:30	0,15	10,00	169,10	173,10	459,00	0,00
11/6/17 14:45	0,15	10,00	169,00	172,80	456,00	0,00
30/7/17 15:50	0,10	10,00	171,10	175,10	459,00	0,00
1/8/17 11:00	0.10	10,00	169,10	173,30	459,00	0,00
6/8/17 14:40	0,10	10,00	174,90	179,30	460,00	0,00
24/9/17 11:20	0,10	10,00	175,90	179,70	460,00	0,00
Promedio	**0,13**	**10,00**	**171,64**	**175,48**	**457,83**	**2,25**

Fuente propia

TABLA Nº 7: DATOS DEL CONJUNTO CALENTADOR/BOMBA D							
Bomba/Calentador D – SideStream (Operación 24 h/día)							
Fecha y hora		**Pent** [Kgf/cm^2]	**Psal** [Kgf/cm^2]	**Tent** [°C]	**Tsal** [°C]	**Tensión** [V]	**Corriente** [A]
28/5/17	11:20	0,55	6,20	186,00	192,00	420,00	44,00
28/5/17	15:30	0,50	6,10	186,00	192,00	420,00	42,00
29/5/17	9:35	0,55	6,20	185,00	192,00	420,00	44,00
5/6/17	16:35	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	42,00
6/6/17	11:28	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	44,00
6/6/17	14:15	0,50	6,00	186,00	192,00	420,00	44,00
11/6/17	9:30	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	42,00
11/6/17	14:45	0,50	6,00	186,00	192,00	420,00	42,00
30/7/17	16:00	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	44,00
1/8/17	11:00	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	42,00
6/8/17	14:45	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	42,00
24/9/17	11:25	0,50	6,00	188,00	196,00	420,00	55,00
Promedio		**0,51**	**6,04**	**187,33**	**193,33**	**420,00**	**43,92**

Fuente propia

Se tienen también los siguientes datos referentes a los motores de cada una de las bombas:

BOMBA A: Motor 5,5 hp (7,5 cv), 3500 RPM, 440 V, 9,55 A (nominal);

BOMBA B: Motor 15 hp (20 cv), 3540 RPM, 440 V, 24,9 A (nominal), $\cos\varphi$ = 0,86;

BOMBA C: Motor 15 hp (20 cv), 3540 RPM, 440 V, 24,9 A (nominal), $\cos\varphi$= 0,86;

BOMBA D: Motor 5,5 hp (7,5 cv), 3500 RPM, 440 V, 9,55 A (nominal).

Considerando que el proceso presenta pequeñas fluctuaciones como consecuencia de situaciones de proceso, se usaran los valores medios relativos a cada bomba, con el objetivo

de encontrar el caudal calculado, confrontando los datos con aquellos presentes en la hoja de datos de los equipos.

Procediendo al cálculo del caudal, se tiene:

4.2. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA A

Tal como se mostró en las ecuaciones 4 y 5, la potencia en el calefactor puede se puede dar por la ecuación:

$$P = \sqrt{3} * U * I * cos\varphi$$

En el sistema estudiado, las tensiones utilizadas varían en las diferentes bombas. A continuación, se muestra un cálculo a través de un balance de energía en los calentadores, con el objetivo de encontrar el caudal teórico en cada una de las bombas:

Para la bomba de 7,5 cv (Bomba A), se tiene que:

U = 364,58 V

I = 49 A

De acuerdo con los datos calculados en campo (valores medios de la Tabla 5):

$$P_{calentador} = \sqrt{3} * 364{,}58 * 49 * 1$$

Considerando que el calentador presenta un 90% de rendimiento, se tiene que el calor transferido al aceite térmico es $Q = 0{,}9 * P_{calentador}$. Así:

$$Q = 30942{,}08 * 0{,}9$$

$$Q = 27847{,}87 \text{ W}$$

El valor de Q calculado arriba representa el porcentaje del calor generado en las resistencias que efectivamente va hacia el aceite térmico, contribuyendo de hecho para el calentamiento. Ahora se usa la ecuación 4:

Antes de utilizar la ecuación anterior, es necesario obtener el calor específico del aceite térmico, de acuerdo con la ecuación (6) suministrada por el fabricante:

$$C_p = 0{,}44745 + 0{,}00052812 * T$$

Se obtuvieron en campo las temperaturas de entrada y salida del aceite térmico en el calentador:

$$T_{entrada} = 178{,}17°C$$

$$T_{salida} = 182{,}58°C$$

Así:

$$T_{promedio} = 180{,}38°C$$

Llevando este dato a la ecuación 6 se tiene:

$$C_p = 0{,}44745 + 0{,}00052812 * 180{,}38$$

$$C_p = 0{,}54271 \text{ cal/g°C}$$

Teniendo en cuenta la unidad del C_p obtenido, se tiene que hacer la conversión del calor en el aceite térmico. Sabiendo que 1 cal = 4,184 J, entonces:

27847,87 W = 27847,87 J / s = 6655,80 cal/s

Procediendo ahora al cálculo usando la ecuación 4:

$$m = \frac{6655{,}80}{0{,}54271 * (182{,}58 - 178{,}17)}$$

$$m = 2780{,}95 \text{ g/s}$$

Para obtener el caudal volumétrico del aceite térmico, es necesario la densidad del mismo. Este parámetro se obtiene a través de las curvas proporcionadas en los catálogos del fabricante. Para la temperatura de 180,38°C se obtiene el valor de 0,92 g/cm^3.

Finalmente sigue que:

$$Q = 2780{,}95 * \frac{1}{0{,}92} = 3022{,}77\ cm^3/s$$

A fin de comparar con la especificación de diseño, es necesario determinar el caudal en m^3/h.

$$Q = 3022{,}77 \frac{cm^3}{s} * \frac{3600s}{1h} = 10881978{,}26 \frac{cm^3}{h}$$

$$Q \approx 10{,}9\ \frac{m^3}{h}$$

El cálculo del caudal teórico para las otras bombas se realiza de manera análoga, usando los valores promedios en las respectivas tablas anteriormente mostradas:

4.3. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA B

$$P = \sqrt{3} * 460{,}83 * 6{,}92 * 1$$

$$P = 5523{,}41\ W$$

$$Q = 5523{,}41 * 0{,}9$$

$$Q = 4971{,}07\ W$$

$$T_{promedio} = \frac{186,59 + 192,39}{2}$$

$$T_{promedio} = 189,49°C$$

$$C_p = 0,54752\ cal/g°C$$

$$m = \frac{4971,07}{0,54752 * (192,39 - 186,59)}$$

$$m = 1565,39\ g/s$$

Mediante el uso de la tabla del UCOM Heat Transfer Fluid 500,seobtiene la densidad ρ(189,49°C) = 0,91g/cm^3.

$$Q = 1565,39\frac{g}{s} * \frac{1}{0,91}\frac{cm^3}{g} = 1720,21\frac{cm^3}{s}$$

$$Q = 1720,21\frac{cm^3}{s} * \frac{3600s}{1h} = 6192751,65\frac{cm^3}{h}$$

$$Q \approx 6,2\ \frac{m^3}{h}$$

4.4. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA C

$$P = \sqrt{3} * 457,83 * 0,25 * 1$$

$$P = 198,25\ W$$

$$Q = 198,25 * 0,9$$

$$Q = 178,42\ W$$

$$T_{promedio} = \frac{171,64 + 175,48}{2}$$

$$T_{promedio} = 173,56°C$$

$$C_p = 0,53911\ cal/g°C$$

$$m = \frac{178,42}{0,53911 * (175,48 - 171,64)}$$

$$m = 86,19\ g/s$$

Mediante el uso de la tabla del UCOM Heat Transfer Fluid 500, se obtiene la densidad ρ(173,56°C) = 0,91g/cm^3.

$$Q = 86,19\ \frac{g}{s} * \frac{1}{0,91}\frac{cm^3}{g} = 94,71\frac{cm^3}{s}$$

$$Q = 94,71\frac{cm^3}{s} * \frac{3600s}{1h} = 340596\frac{cm^3}{h}$$

$$Q \approx 0,34\ \frac{m^3}{h}$$

Nota: Se constató durante la medición de magnitudes eléctricas, que el amperímetro presente en el equipo presentaba defectos, no proporcionando una medida correcta de la corriente I en la resistencia del calentador.

4.5. CÁLCULOS DEL CAUDAL EN LA BOMBA D

$$P = \sqrt{3} * 420 * 43,92 * 1$$

$$P = 31950,1\ W$$

$$Q = 31950,1 * 0,9$$

$$Q = 28775,1\ W$$

$$T_{promedio} = \frac{193{,}33 + 187{,}33}{2}$$

$$T_{promedio} = 190{,}33°C$$

$$C_p = 0{,}5480\ cal/g°C$$

$$m = \frac{28775{,}1}{0{,}5480 * (193{,}33 - 187{,}33)}$$

$$m = 8751{,}6\ g/s$$

Mediante el uso de la tabla del UCOM Heat Transfer Fluid 500, se obtiene la densidad ρ(190,33°C) = 0,91g/cm^3.

$$Q = 8751{,}6\ \frac{g}{s} * \frac{1}{0{,}91}\frac{cm^3}{g} = 9617{,}1\ \frac{cm^3}{s}$$

$$Q = 9617{,}1\frac{cm^3}{s} * \frac{3600s}{1h} = 34621520{,}8\frac{cm^3}{h}$$

$$Q \approx 34{,}6\ \frac{m^3}{h}$$

Nota: Las medidas obtenidas en campo pueden estar presentando imprecisión, debido al largo tiempo de uso de algunos de los instrumentos de medida en el área productiva.

El actual arreglo presente en el sistema podría modificarse para reducir el número de bombas. Primero se estudiará una posible reducción del conjunto de cuatro bombas para otro arreglo con dos. Como se ha visto anteriormente, se tienen dos bombas de 20 cv y otras dos de7,5 cv. La propuesta sería utilizar sólo una bomba para cada rango de potencia. De esa forma, se tendría un aumento en el caudal generado en cada uno de los aparatos, con consecuente aproximación del BEP (desplazamiento del punto de operación a la derecha). El control de caudal necesario encada una de las regiones de la matriz a ser calentadas se haría de la misma forma que actualmente, a través de válvulas estranguladoras.

De acuerdo con los datos de diseño, el caudal exigido es el mismo para todas las bombas, siendo la altura manométrica de 55 mcFL para las de 7,5 cv y 90 mcFL para las de 20 cv.

De esta forma, ya se estaría preparado para implementar tal configuración, usando una bomba de menor potencia junto con la otra mayor.

Los datos obtenidos en campo para la caída de presión en las tuberías de cada bomba se encuentran en las tablas anteriormente mostradas:

$$\Delta H = P_{sal} - P_{ent}$$

$$\Delta H_A = 6{,}24 - 0{,}52 = 5{,}72 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_B = 9{,}24 - 0{,}50 = 8{,}74 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_C = 10{,}00 - 0{,}13 = 9{,}87 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_D = 6{,}04 - 0{,}51 = 5{,}53 \text{ kgf/cm}^2$$

Se observa que las bombas A y D (ambas de 7,5 cv) presentan pérdida de carga del orden de 5,6 kgf/cm^{2}y en las bombas B y C (20 cv) se tienen pérdidas del orden de 9,3 kgf/cm^2.

Los elevados valores se justifican por la presencia de válvulas estranguladoras que controlan el caudal de aceite térmico en la matriz de metal a ser calentada. Como se discutió anteriormente, el punto de operación de las bombas las coloca en una región de funcionamiento distante del BEP.

Una solución para mejorar la eficiencia del equipo y posiblemente aumentar los intervalos entre las fallas de los sellos mecánicos seria sólo utilizar una bomba de cada rango de potencia: una bomba de7,5 cv y otra de 20 cv, quedando las otras dos como *Spare Parts*. De esta forma el caudal sería dos veces mayor.

4.6. ANÁLISIS DE LAS CURVAS DE LAS BOMBAS Y CONDICIÓN DE OPERACIÓN

La Figura 16 muestra la curva de selección de los equipos. De acuerdo con la condición de funcionamiento de las bombas, se percibe la distancia entre el BEP y el punto de funcionamiento de las mismas:

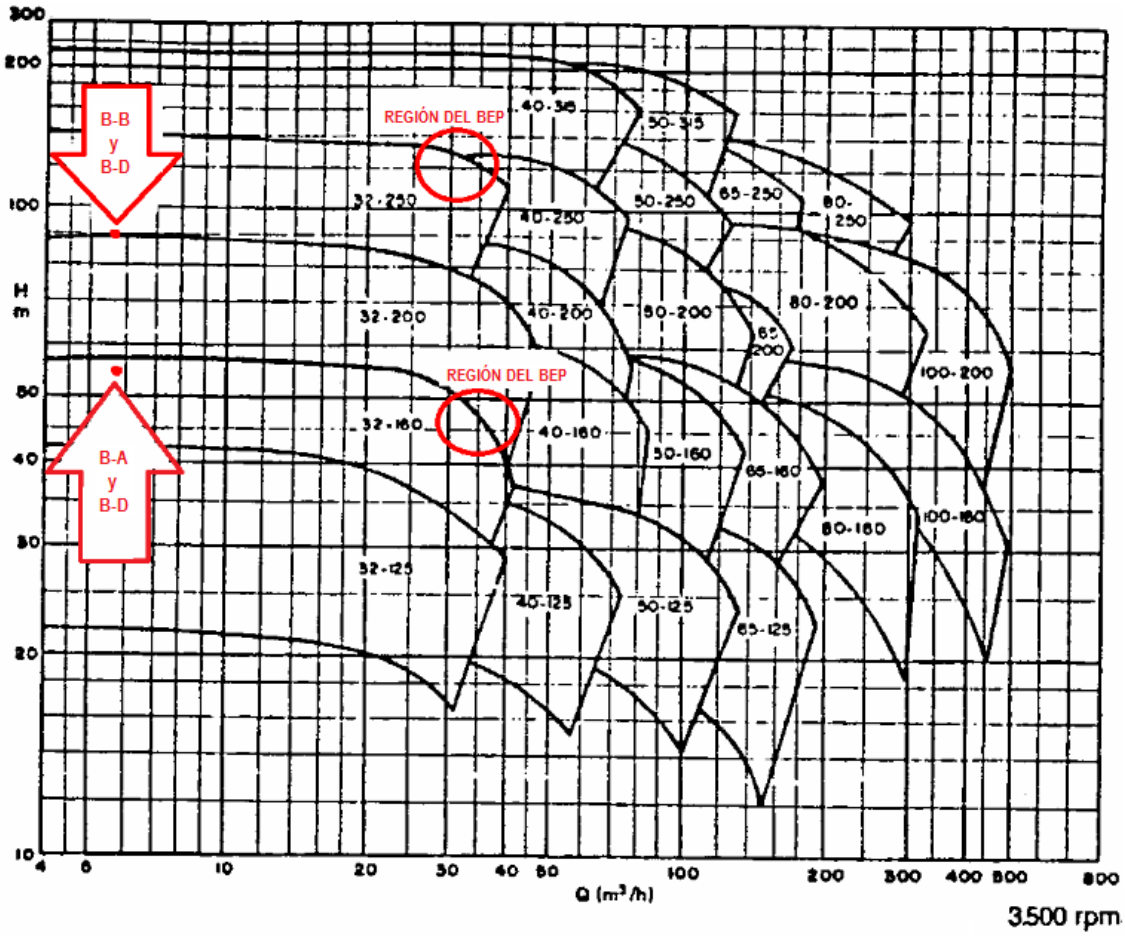

Figura 16 - Curva de selección de bombas. (08)

En el caso de la bombaB1, la condición de operación del sistema estudiado se sitúa casi en la región límite con el modelo 32/200 como se observa en la Figura 16. Esto indica claramente, que la operación se produce con una altura manométrica en su límite mínimo, sugiriendo desperdicio de energía y funcionamiento totalmente fuera de la condición deseada.

Se procede ahora, a un análisis de las curvas características de las bombas en las Figuras 17 y 18:

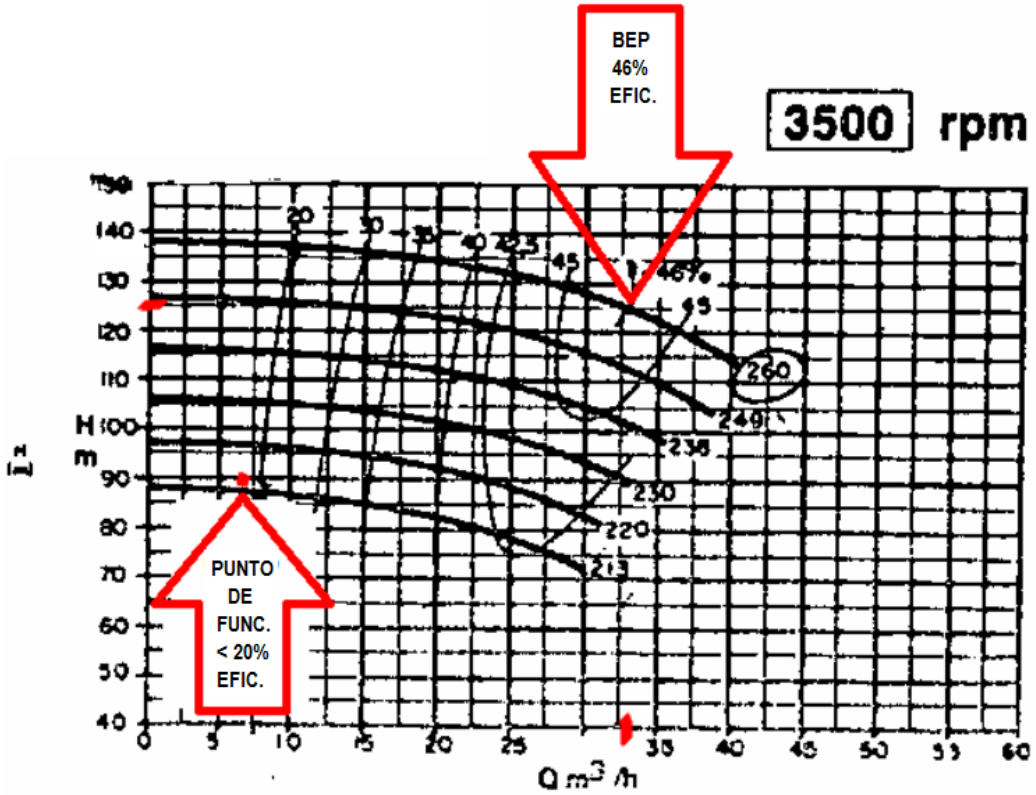

Figura 17 – Curva de la bomba B1. (08)

La curva de la bomba B1mostrada indica las condiciones de BEP:

$$Q_{BEP} \approx 33\ m^3/h$$

$$H_{BEP} = 125\ m$$

Así, queda evidente la gran ineficiencia de operación del sistema.

De la misma forma, para el otro modelo de las otras dos bombas:

$$Q_{BEP} \approx 27\ m^3/h$$

$$H_{BEP} \approx 50\ m$$

La curva de la Bomba B2 se muestra a continuación:

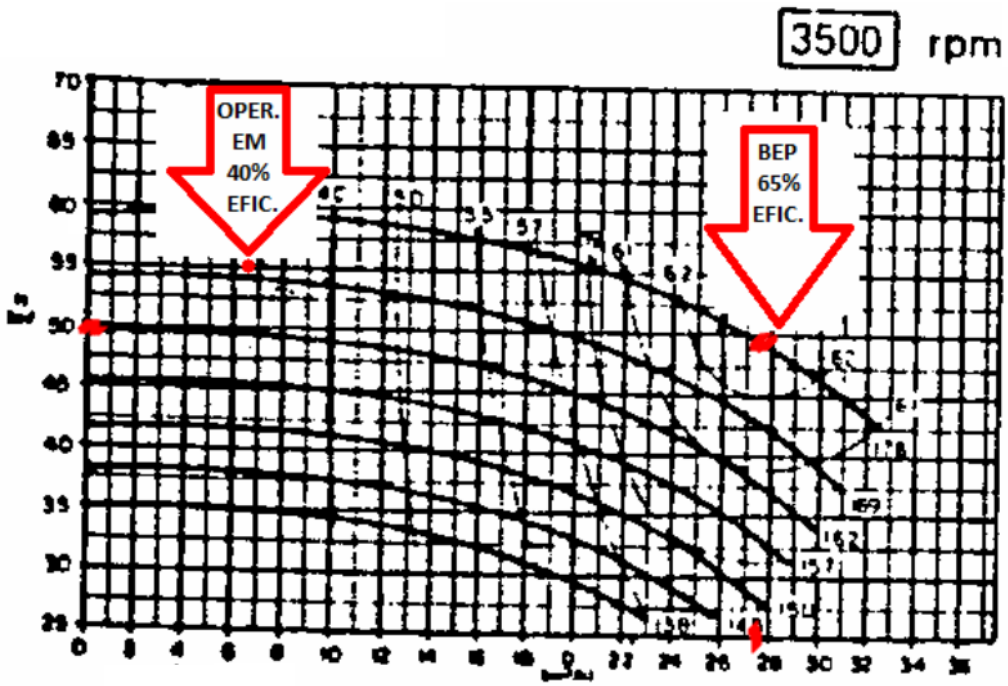

Figura 18 - Curva de la Bomba B2. (8)

Se propone una forma de evaluar las instalaciones de bombeo que se utilizara en nuestro enfoque. Se analizarán tres situaciones:

- Sistema funcionando de la forma actual;
- Una bomba de 7,5 cv y una bomba de 20 cv, ambas trabajando con el doble del caudal y control por estrangulamientos subsecuentes;
- Sólo una bomba de 20 cv operando con un caudal tal que tenga capacidad de proporcionar flujo a todas las derivaciones del circuito por medio de estrangulamientos.

Para el análisis de adaptación es necesario que los datos de selección sean tabulados, tipo de bomba y características del fluido. Todos estos datos, así como los cálculos necesarios serán hechos en planilla Excel.

Se tendrán en cuenta las tres situaciones planteadas: sistema en la configuración actual, una bomba de 7,5 cv y otra de 20 cv ambas produciendo el doble de caudal y, por último, solo una bomba de 20 cv generando flujo para los cuatro destinos.

Para el sistema, se tiene que:

- **BOMBA B1**

TABLA Nº 8: BOMBA B1		
$Q_{BEP} = 33\ m^3/h$	$Q_{diseño} = 6{,}8\ m^3/h$	$Q_{op} = 6{,}5\ m^3/h$
$H_{BEP} = 125\ m$	$H_{diseño} = 90\ m$	$H_{op} = 93\ m$
$\eta_{BEP} = 46\%$	$Q_{nor} = 6{,}2\ m^3/h$	$NPSH_{d\,nor} = 2{,}2\ m$
$RPM = 3500$	$H_{nor} = 90\ m$	$NPSH_{r\,bep} = 3{,}3\ m$
$D_{rotor} = 250\ mm$	$\eta_{nor} = 18\%$	

Fuente propia

- **BOMBA B2**

TABLA Nº 9: BOMBA B2		
$Q_{BEP} = 27\ m^3/h$	$Q_{diseño} = 6{,}8\ m^3/h$	$Q_{op} = 6{,}5\ m^3/h$
$H_{BEP} = 50\ m$	$H_{diseño} = 55\ m$	$H_{op} = 56\ m$
$\eta_{BEP} = 65\%$	$Q_{nor} = 6{,}2\ m^3/h$	$NPSH_{d\,nor} = 2\ m$
$RPM = 3500$	$H_{nor} = 55\ m$	$NPSH_{r\,bep} = 3\ m$
$D_{rotor} = 160\ mm$	$\eta_{nor} = 40\%$	

Fuente propia

Se dice que para fines de análisis, cada uno de estos caudales debe ser parametrizado en relación al caudal en el BEP ($q * i = \frac{Q_i}{Q_{BEP}}$).

La buena práctica recomienda que el caudal para selección de bombas de proceso (ANSI/ISO/API) debe estar en el siguiente intervalo:

$$0{,}8 < q *_{dis} < 1{,}10$$

Cuando la PB> 200 kW o q*dis > 1000 m^3/h,el intervalo debe ser más restringido:

$$0{,}9 < q *_{dis} < 1{,}05$$

En el caso de bombas extremadamente lentas (Ns<0,16), el intervalo puede ser ampliado:

$$0{,}6 < q^*_{dis} < 1{,}20$$

Existe en la literatura, autores que admiten un intervalo más general:

$$0{,}7 < q^*_{dis} < 1{,}20$$

Se establece un caudal mínimo de operación, debajo del cual la bomba entra en desbalance hidráulico. Siendo el caudal de trabajo del equipo en estudio bastante bajo, se hace oportuno el estudio de ese parámetro.

Se usará también la ecuación que relaciona la tasa de fallas en bombas con el fenómeno de la recirculación. Para el BEP esta velocidad se define como:

$$N_{ss} = \frac{\omega\sqrt{Q_{bep}}}{\sqrt[4]{\left(g.NPSHr_{bep}\right)^3}} \qquad (8)$$

Donde:

Qse da en m^3/s;

$NPSHr$se da en m;

ωse da en rad/s, y

Nss es adimensional.

Para bombas centrífugas (0,19 <Ns <0,94) se puede aproximar el valor mínimo del caudal parametrizado q^*_{min}, según las siguientes ecuaciones, válidas para Nss> 2,19 hasta el límite de $q^*_{min} = 1{,}0$.

1. Bomba de simple admisión:

$$q *_{min} = 0{,}50 + 0{,}152(N_{ss} - 2{,}19)$$

2. Bomba de doble admisión:

$$q *_{min} = 0{,}50 + 0{,}187(N_{ss} - 2{,}19)$$

3. Bomba de múltiples etapas:

$$q *_{min} = 0{,}54 + 0{,}263(N_{ss} - 2{,}19)$$

La Tabla 10 muestra los cálculos explicados hasta ahora, para las tres configuraciones propuestas para el sistema:

TABLA Nº 10:
CAUDALES PARAMETRIZADOS EN FUNCIÓN DEL CAUDAL DEL BEP

	Modelo	Q_{esp}	Q_{dis}	Q_{nor}	Q_{op}	$NPSHreq$ bep	q*dis	q*nor	q*op	Nss	q*min
Arreglo normal: 2 Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	33,00	6,80	6,20	6,50	3,30	0,21	0,20	0,20	2,59	0,56
	B2	27,00	6,80	6,20	6,50	3,00	0,25	0,24	0,24	2,51	0,55
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	33,00	13,60	12,40	13,00	3,30	0,41	0,39	0,39	2,59	0,56
	B2	27,00	13,60	12,40	13,00	3,00	0,50	0,48	0,48	2,51	0,55
Arreglo con solo una bomba tipo B1	B1	33,00	27,20	24,80	26,00	3,30	0,82	0,79	0,79	2,59	0,56

Fuente propia

De acuerdo con los datos obtenidos y comparando los rangos de valores aceptables anteriormente mencionados, sólo la bomba B1 operando sola cumple los requisitos de caudal parametrizado.

Los valores de Nss se presentan demasiado pequeños, teniendo en cuenta que las empresas como la Shell limitaron los Nss de sus instalaciones a 4,04 y 4,27, respectivamente. NSS bajos indican que se están recirculando en las bombas, probablemente debidos a los severos estrangulamientos presentes en las tuberías.

Ahora se analiza el nivel de energía de admisión (o succión), de acuerdo con la clasificación del Hydraulic Institute. La clasificación se hace en "baja", "alta" y "muy Alta". La siguiente ecuación nos proporciona el nivel de energía de admisión SE:

$$SE \approx D_1 * N * N_{ss} * \rho_r \quad (9)$$

Dónde:

D_1: Diámetro del ojo del rotor [mm];

N: Rotación [rpm];

N_{ss}: Velocidad específica de admisión y,

ρ_r: Densidad relativa del fluido.

No se dispone del diámetro del ojo del rotor, entonces este se aproxima:

$$admisión\ axial: D_1 \gg 0{,}9 \times D_{boquilla\ adm}$$

Siendo así, para las bombasB1 y B2:

$$D_{boquilla\ adm} = 50\ mm$$

Así $D_1 = 0{,}9 * 50 = 45\ mm$.

Como ya se vio anteriormente, elρ del aceite térmico $\approx$ 0,91 g/cm^3. Así se obtiene la Tabla 11:

TABLA Nº 11:
ENERGÍAS DE ADMISIÓN DE LOS ARREGLOS

Arreglo	Modelo	Nss	q*min	SE
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	2,59	0,56	371211,75
	B2	2,51	0,55	359745,75
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	2,59	0,56	371211,75
	B2	2,51	0,55	359745,75
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	2,59	0,56	371211,75

Fuente propia

A continuación, se presenta una tabla con las clasificaciones de energías de admisión de acuerdo con los rangos de valores de SE:

TABLA Nº 12: CLASIFICACIÓN DE LAS ENERGÍAS DE ADMISIÓN		
Clase	**Admisión axial**	**Admisión radial/split case**
Baja	$SE < 1{,}50x10^6$	$SE < 1{,}12x10^6$
Alta	$1{,}50x10^6 < SE < 2{,}24x10^6$	$1{,}12x10^6 < SE < 1{,}68x10^6$
Muy alta	$SE > 2{,}24x10^6$	$SE > 1{,}68x10^6$

Fuente propia

En base a la información anterior, se elabora la Tabla 13:

TABLA Nº 13: CLASE DE ENERGÍA DE ADMISIÓN DE CADA ARREGLO					
Arreglo	**Modelo**	**Nss**	**q*min**	**SE**	**Energía de admisión**
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	2,59	0,56	371211,75	Baja
	B2	2,51	0,55	359745,75	Baja
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	2,59	0,56	371211,75	Baja
	B2	2,51	0,55	359745,75	Baja
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	2,59	0,56	371211,75	Baja

Fuente propia

Los valores de SE obtenidos servirán para verificar el factor del margen del NPSH. Usando el criterio del fabricante de bombas *Sulzer*, se tiene que:

$$F_{NPSH} = 1{,}16 * (NPSHr3\%)^{0{,}14} \qquad (4.1.)$$

Por lo tanto:

BOMBA B1:

$$F_{NPSH} = 1{,}16 * (2{,}2)^{0{,}14} \approx 1{,}30$$

$$F_{NPSH} \approx 1{,}30$$

BOMBA B2:

$$F_{NPSH} = 1{,}16 * (2{,}0)^{0{,}14} \approx 1{,}28$$

$$F_{NPSH} \approx 1{,}28$$

De acuerdo con el criterio del *Hydraulic Institute*:

- Baja energía de admisión:

$$F_{NPSH} = 1{,}1 \; a \; 1{,}3$$

- Alta energía de admisión:

$$F_{NPSH} = 1{,}3 \; a \; 2{,}0$$

- Energía de admisión muy alta:

$$F_{NPSH} = 2{,}0 \; a \; 2{,}5$$

Se tiene que de acuerdo con los niveles de energía obtenidos, los equipos están en los rangos recomendadas de funcionamiento.

4.7. CRITERIOS PARA LA CLASIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN

4.7.1. CRITERIO DEL CAUDAL DEL DISEÑO

Si el caudal adoptado para el diseño se ajusta a los criterios anteriormente establecidos, se adopta una puntuación igual a 1. De lo contrario la puntuación es nula.

La Tabla 14 muestra la situación de cada configuración:

TABLA Nº 14: CRITERIO DEL CAUDAL DE DISEÑO				
Arreglo	**Modelo**	**Qdis**	**q*dis**	**Puntuación**
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	6,80	0,21	0
	B2	6,80	0,25	0
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	13,60	0,41	0
	B2	13,60	0,50	0
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	27,20	0,82	1

Fuente propia

4.7.2. CRITERIO DEL CAUDAL NORMAL DE OPERACIÓN

Asumir una puntuación igual a 1 si:

- p/baja energía:

$$q^*nor > 0,3$$

- p/alta energía:

$$q^*nor > q^*min \text{ (ecuación 9)}$$

- p/muy alta:

$$q^*nor > q^*min$$

A continuación, se presenta la Tabla 15 con los resultados:

TABLA Nº 15: CRITERIO DEL FLUJO NORMAL DE OPERACIÓN				
Arreglo	**Modelo**	**q*nor**	**Energía de admisión**	**Puntuación**
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	0,20	Baja	0
	B2	0,24	Baja	0
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	0,39	Baja	1
	B2	0,48	Baja	1
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	0,79	Baja	1

Fuente propia

4.7.3. FACTOR DE MARGEN DEL NPSH

El factor de margen del NPSH debe aplicarse al punto de caudal normal. Asumir puntuación igual a 1 si:

- p/baja energía:

$$F_{NPSH} \geq 1{,}25$$

- p/alta energía:

$$F_{NPSH} \geq F_{NPSH}$$ (Criterio de *Sulzer*)

- p/muy alta:

$$F_{NPSH} \geq 2{,}0$$

En las tablas de valores recogidos en campo, tenemos que la presión media de entrada en las bombas es de 0,5 kgf/cm^2 (5mca). Siendo así:

1. BOMBA B1:

$$NPSH_d = H_{ps} + H_s - H_{vps} - H_{fs} \quad (4.2)$$

$$NPSH_d = 5 + 0 - 0 - 0 = 5\ m$$

$$F_{NPSH} = \frac{NPSH_d}{NPSH_r 3\%} \quad (4.3)$$

Para $Q = 6{,}8\ m^3/h$, reemplazando:

$$F_{NPSH} = 2{,}21$$

Análogamente para $Q = 13{,}6\ m^3/h$, se obtiene el $NPSH_r$ en la curva de la bomba llegando a un $F_{NPSH} = 2{,}02$.

Para $Q = 27{,}2\ m^3/h$, se tiene $F_{NPSH} = 1{,}73$.

2. BOMBA B2:

$$F_{NPSH} = \frac{NPSH_d}{NPSH_r 3\%}$$

Reemplazando:

$$F_{NPSH} = 2{,}43$$

Para $Q = 6{,}8\ m^3/h$

$$F_{NPSH} = 2{,}43$$

Para $Q = 13{,}6\ m^3/h$, $F_{NPSH} = 2{,}11$

La evaluación completa se presenta en la Tabla 16.

TABLA Nº 16: FACTOR DE MARGEN DE NPSH						
Arreglo	**Modelo**	**Qdis**	**SE**	**Energía de admisión**	**F NPSH**	**Puntuación**
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	6,80	371211,75	Baja	2,21	1
	B2	6,80	359745,75	Baja	2,43	1
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	13,60	371211,75	Baja	2,02	1
	B2	13,60	359745,75	Baja	2,11	1
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	27,20	371211,75	Baja	1,73	1

Fuente propia

La propuesta para la clasificación de adecuación de la selección de la bomba resulta de la suma de los puntos de los tres criterios anteriores, como sigue:

- **ADECUADO:**3 puntos;
- **INDETERMINADO:**2 puntos;
- **INADECUADO:**0 o 1 punto.

La Tabla 17 devuelve el resultado final de la evaluación:

TABLA Nº 17: CLASIFICACIÓN FINAL DE LOS ARREGLOS			
Arreglo	**Modelo**	**Puntuación final**	**Status**
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	1	Inadecuado
	B2	1	Inadecuado
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	2	Indeterminado
	B2	2	Indeterminado
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	3	Adecuado

Fuente propia

El resultado obtenido muestra que la mejor opción sería readecuar la instalación de distribución de aceite térmico de modo que sólo la bomba denominada Bomba B1 suministre flujo a los cuatro diferentes puntos de intercambio térmico del sistema.

El siguiente tema tratará del estudio de la eficiencia mecánica y energética de esta instalación de bombeo, de la forma en que se encuentra en la planta.

4.8. ANÁLISIS DE LA DEGRADACIÓN MECÁNICA Y ENERGÉTICA DE LAS BOMBAS

Se ha mostrado anteriormente que las bombas presentes en la instalación presentan fallas recurrentes. Las paradas de estos equipos no se limitan a la programación del mantenimiento, siendo frecuente la aparición de paradas de emergencias, tales como fallas en los sellos mecánicos. Se informa incluso de hasta fugas semanales. La criticidad de la situación llegó a tal punto que era necesario colocar pequeñas bandejas debajo de los sellos mecánicos para contener los sucesivos derrames de aceite térmico. Es perceptible el hecho de que el intervalo entre fallas de los equipamientos se presenta demasiado corto. Un análisis del MTBF dentro de los parámetros explicados nos permitirá enmarcar el sistema en un nivel de degradación mecánica.

También se evaluará la condición de funcionamiento de los motores de las bombas, buscando saber la eficiencia con que la energía se está aprovechando en el sistema. Hay fuertes indicios de degradación energética en la instalación.

4.8.1. ANÁLISIS DE DEGRADACIÓN MECÁNICA

Se sabe que el MTBF (Mean Time Between Failures) es un indicador de confiabilidad definido como el tiempo medio entre dos fallas consecutivas. Tomando como base el historial delas fallas de las cuatro bombas estudiadas, es posible inferir que su MTBF se presenta muy bajo, constituyendo una situación insatisfactoria.

A continuación, se muestra una escala de degradación mecánica para bombas centrífugas, de acuerdo con el MTBF:

- Óptimo: MTBF> 48 meses;
- Bueno: 36 <MTBF≤48 meses;
- Regular: 24 <MTBF≤36 meses;
- Malo: 12 <MTBF≤24 meses;
- Pésimo: MTBF≤12 meses.

Dada la condición del sistema, no hay duda de que se trata de un MTBF Pésimo.

4.8.2. ANÁLISIS DE DEGRADACIÓN ENERGÉTICA DE LA INSTALACIÓN ACTUAL

Para el análisis de degradación energética fueron suministradas por el ingeniero electricista de la planta las medidas de tensión y corriente en los motores eléctricos de los equipos.

La Tabla 18 muestra los datos obtenidos de los motores de las bombas:

TABLA Nº 18:
DATOS DE LOS MOTORES DE LAS BOMBAS

Equipo	Potencia [cv]	I nom [A]	V nom [V]	I Medido	V Medido
A	7,5	9,55	440	7,64	423
B	20,0	24,90	440	19,92	425
C	20,0	24,90	440	20,40	423
D	7,5	9,55	440	8,12	426

Fuente propia

La potencia mecánica en el eje del motor se transfiere al eje de la bomba a través del acoplamiento. Si no hubiera pérdidas en el acoplamiento, las potencias deberían ser iguales para ambos ejes.

La potencia útil que la bomba suministra al fluido es función del peso específico del fluido, g[N/m^3], altura manométrica total, H_{man}[m], y caudal Q [m^3/s]. Estos parámetros ya fueron introducidos en las Tablas 5 a 8.

La potencia mecánica requerida en el eje [W] está dada por la ecuación 4.4:

$$P_b = \frac{\gamma . Q . H_{man}}{\eta_b} \qquad (4.4)$$

Usando los datos de las Tablas 4 a 7, se elabora la Tabla 19 con la potencia requerida en el eje de cada bomba, dentro de los arreglos propuestos:

TABLA Nº 19:
POTENCIA ÚTIL SUMINISTRADA AL FLUIDO

Arreglo	Modelo	Qdis	η	Pb
Arreglo normal: dos Bombas B1 y dos Bombas B2	B1	6,80	0,20	7588,04
	B2	6,80	0,40	2318,57
Arreglo con una bomba de cada modelo	B1	13,60	0,32	9485,04
	B2	13,60	0,52	3567,03
Arreglo con sólo una bomba tipo B1	B1	27,20	0,44	13796,43

Fuente propia

Se observa que el rendimiento cambia de acuerdo con el caudal, siendo obtenido en el punto de medición (H, Q) de la curva característica para la rotación y el diámetro del rotor considerado.

Se tiene ahora que calcular la carga (Car) en los motores de las bombas, usando los datos de la Tabla 17, ya que no se dispone de las curvas características de los motores. La carga puede ser estimada por las ecuaciones 4.5 y 4.6

$$0{,}50 < Car < 1{,}00$$

$$Car \approx 1{,}19 * \frac{I}{I_{nom}} * \left(\frac{V_{med}}{V_{nom}}\right) - 0{,}19 \qquad (4.5)$$

$$0{,}00 < Car < 0{,}50$$

$$Car \approx 1{,}92 * \frac{I}{I_{nom}} * \left(\frac{V_{med}}{V_{nom}}\right) - 0{,}61 \quad (4.6)$$

Una vez obtenida la carga, se dan las condiciones de calcular la potencia mecánica en el eje del motor (P_M), la cual es dada por la ecuación 16:

$$P_M = Car * P_{nom} \quad (4.7)$$

Donde P_M es la potencia del motor [W].

La potencia en el motor debe corregirse para una posible diferencia entre la tensión medida y la tensión nominal.

Asumiendo el 2% de pérdidas en el acoplamiento, la condición de equilibrio está dada por la ecuación 4.8:

$$P_M = 1{,}02 * P_B \quad (4.8)$$

A continuación, se muestra la Tabla 20, con los parámetros de carga y potencia mecánica en el eje del motor:

TABLA Nº 20:
CARGA Y POTENCIA MECÁNICA EN EL EJE DEL MOTOR

Equipo	Potencia [cv]	I nom [A]	V nom [V]	I Medido	V Medido	Car	Pm [W]
A	7,5	9,55	440	7,64	423	0,73	4083,27
B	20,0	24,90	440	19,92	425	0,73	10953,69
C	20,0	24,90	440	20,40	423	0,73	11219,84
D	7,5	9,55	440	8,12	426	0,73	4445,86

Fuente propia

No se tiene cómo saber cuáles serían las corrientes y tensiones en los motores de las bombas en las dos configuraciones propuestas. Sin embargo, es necesario evaluar la degradación energética inherente a cada bomba en el arreglo actual, por medio de la relación entre la potencia motriz en el eje del motor y la potencia hidráulica entregada por la bomba (P_M/P_B).

La Tabla 21 presenta el resultado de la evaluación:

TABLA Nº 21:
RELACIÓN POTENCIA DE EJE Y POTENCIA SUMINISTRADA AL FLUIDO

Equipo	Potencia [cv]	Car	Pm [W]	Pb [W]	Pm/Pb
A	7,5	0,73	4083,27	2318,57	1,8
B	20,0	0,73	10953,69	7588,04	1,4
C	20,0	0,73	11219,84	7588,04	1,5
D	7,5	0,73	4445,86	2318,57	1,9

Fuente propia

Una propuesta de escala de degradación es sugerida:

- Normal: P_M ≥0,9 a 1,1 P_B
- Degradación leve: $P_M \geq$ 1,1 a 1,2 P_B
- Degradación media: $P_M \geq$ 1,2 a 1,3 P_B
- Degradación severa: $P_M \geq$ 1,3 a 1,5 P_B
- Degradación extrema: $P_M >$ 1,5 P_B

De acuerdo con la clasificación anterior, la Tabla 22 presenta la situación de la instalación actual:

TABLA Nº 22:
NIVEL DE DEGRADACIÓN ENERGÉTICA EN CADA BOMBA

Equipo	Potencia [cv]	Car	Pm [W]	Pb [W]	Pm/Pb	Degradación
A	7,5	0,73	4083,27	2318,57	1,8	Extrema
B	20,0	0,73	10953,69	7588,04	1,4	Severa
C	20,0	0,73	11219,84	7588,04	1,5	Severa
D	7,5	0,73	4445,86	2318,57	1,9	Extrema

Fuente propia

Con el fin de combinar una escala que implica las formas de degradación mecánica y energética, se propone una forma de puntuación, de acuerdo a la Tabla 23:

TABLA Nº 23: PUNTUACIÓN EN LAS DOS FORMAS DE DEGRADACIÓN			
Degradación mecánica		Degradación energética	
Optima	0	Normal	0
Buena	1	Leve	1
Regular	2	Media	2
Mala	4	Severa	4
Pésima	8	Extrema	8

Fuente propia

Se propone un criterio para la definición del estado de adaptación de la instalación mediante la suma de los puntos de ambas formas de degradación:

- **ADECUADA:** Puntuación $\leq$ 3 (no exige intervención);
- **INADECUADA:** Puntuación $\geq$ 3 (intervención inmediata);
- **INDETERMINADA:**3 < Puntuación < 8 (intervención programada).

En la Tabla 24 se muestra el resultado general del análisis mecánico-energético:

TABLA Nº 24: RESULTADO GENERAL DE DEGRADACIÓN						
Equipo	**MTBF**	**DM**	**Pm/Pb**	**DE**	**DM + DE**	**Estado**
A	Pésimo	8	1,8	8	16	Inadecuado
B	Pésimo	8	1,4	4	12	Inadecuado
C	Pésimo	8	1,5	4	12	Inadecuado
D	Pésimo	8	1,9	8	16	Inadecuado

Fuente propia

Por lo tanto, se constata que las cuatro bombas del sistema que funcionan en condiciones inadecuadas.

4.9. EVALUACIÓN GENERAL DE LA INSTALACIÓN

En el ítem 3.6, se hizo el estudio de la adecuación del actual sistema de bombeo y también se sugirió otras dos selecciones donde cambios en la configuración de la instalación nos proporcionaban ganancias de eficiencia. Hecho esto, en el ítem 4.7 se evaluó la degradación mecánica y energética en las condiciones actuales.

Después de este abordaje, se trae finalmente la evaluación general de la instalación, la cual puede ser clasificada como adecuada, inadecuada o indeterminada, de acuerdo con la propuesta presentada en la Tabla 25.

TABLA Nº 25:
CRITERIOS PARA EVALUACIÓN GENERAL

Selección	Degradación	General
Adecuada	Adecuada	ADECUADA
Indeterminada	Adecuada	ADECUADA
Inadecuada	Adecuada	INDETERMINADA
Adecuada	Indeterminada	INDETERMINADA
Indeterminada	Indeterminada	INDETERMINADA
Inadecuada	Indeterminada	INADECUADA
Adecuada	Inadecuada	INADECUADA
Indeterminada	Inadecuada	INADECUADA
Inadecuada	Inadecuada	INADECUADA

La evaluación final está dada por la Tabla 26:

TABLA Nº 26:
EVALUACIÓN FINAL DE TODA LA INSTALACIÓN

Bomba	Selección	Degradación	General
A	Inadecuada	Inadecuada	INADECUADA
B	Inadecuada	Inadecuada	INADECUADA
C	Inadecuada	Inadecuada	INADECUADA
D	Inadecuada	Inadecuada	INADECUADA

Se percibe que la propuesta de la presente Tesis se justifica, ya que las cuatro bombas de la instalación se consideran inadecuadas.

CONCLUSIONES

El sistema bajo estudio considerado en la Tesis, presenta como problema objetivo las sucesivas fallas en los sellos mecánicos de un conjunto de cuatro bombas centrífugas que atienden a la demanda térmica de una matriz calentada a través de circulación de aceite térmico. Se constató que tales bombas operaban en un régimen totalmente desfavorable, desde el punto de vista del rendimiento. Se ha comprobado que una bomba seleccionada de manera incorrecta, es decir, siendo forzada a trabajar en una condición diferente de la cual fue diseñada, puede ser perjudicada mecánica y/o energéticamente.

La Tesis tuvo como objetivo el estudio general de un sistema de calefacción por aceite térmico, así como investigación de la raíz de las fallas y la elaboración de propuestas de solución. Se buscó una mejoría de la eficiencia del sistema y reducción del consumo de energía.

De acuerdo con los resultados obtenidos, se constata que el sistema estudiado puede ser mejorado drásticamente, sumándose a ello el hecho de que la operación con solo una bomba reduciría el trabajo con mantenimiento en una proporción cuatro veces menor. Las cuatro bombas actualmente presentes en el sistema trabajan con un caudal muy bajo y una altura manométrica muy alta, llevando su condición de operación a una región muy distante del punto de mejor eficiencia (BEP). Se mostró que este hecho tiene gran aporte para la reducción del tiempo medio entre fallas (MTBF). El MTBF de la instalación se presenta en un régimen pésimo en la condición actual. Se informan fallas en intervalos menores de un mes.

Se deben hacer cambios en la instalación de modo que en vez de trabajar con cuatro bombas centrífugas (dos de 7,5 cv y dos de 20 cv), pasaría a ser usada sólo una bomba de 20 cv. Esta bomba proporcionaría todo el flujo al sistema (como se ve alrededor de 30 m^3/h). Las subdivisiones de la tubería llevarían el aceite térmico para la circulación en las cuatro regiones de la matriz de calentamiento. El caudal en cada rama sería controlado por válvulas estranguladoras.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Cherkasski V. M. - Bombas, ventiladores y compresores. Ed. Mir.1986

[2] Hicks Tyler. - Bombas, operación y mantenimiento. Ed. Cecsa. 2006

[3] Guía ARPEL, Eficiencia Energética para Bombas. Compresores. 2007

[4] Acevedo Netto. - Manual de hidráulica. Ed. Harla 2004

[5] Crane Bombas. - Ed. Mc Graw Hill 2002

[6] Fernández Diez. - Bombas. Univ. de Cantabria.2009

[7] Macyntire. M. - Procesamientos industriales. Ed. Libros Técnicos. 2006

[8] Hidrostal. – Manual 2010

[09] Kreith R.M. Manglik y Mark S. Bohn. - Principios de transferencia de calor – Ed. Mc. Graw Hill. 2008

[10] Crane John. Análisis de fallas en sellos mecánicos. Ed. Mc Graw Hill.2009

[11] Costos del ciclo de vida de la bomba: Guía de análisis de LCC para sistemas de bombeo – Hydraulic Institute.2014.

[12] Calderas industriales eficientes – Guía básica – IDAE

[13] Mantenimiento de instalaciones térmicas – Guía técnica – IDAE

[14] Saldarriaga. M. – Hidraulica, Ed. Mc Graw Hill.2016