



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

**CONSUMO ENERGÉTICO EN SISTEMAS RECIRCULADOS POR BOMBAS
Y A PRESIÓN EN UNA PLANTA PROCESADORA DE CARNE**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERA EN ALIMENTOS

P R E S E N T A

BRENDA VEGA ESCOBAR

ASESOR: I.A. ARTURO MUNGUIA SÁNCHEZ
CO-ASESOR: I.A. ALFREDO ÁLVAREZ CÁRDENAS

CUAUTITLÁN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO, 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, porque gracias a su esfuerzo lograron que yo tuviera una profesión, gracias por estar conmigo siempre apoyándome e impulsando para que logre mis metas, nunca podré pagar todo lo que han hecho por mí, los amo.

A mis hermanos Jesús, Esthela, Omar, Ramiro, Miguel, Oscar y Baltazar por sus consejos, cariño y apoyo, y por la gran unidad que existe tanto en los buenos momentos como en los adversos.

A mis sobrinos Meli, Vivi, Emma, Efren, Ulises, Omar, Sami, Rodri, Andy y Estrella.

A los pequeños Edgar, Alondra, Diego, Elias, Evelin, Thaé, Montse, David y Miguel por ser mi motor, inspiración y alegría.

A Eduardo por su gran apoyo y cariño, por estar a mi lado siempre escuchándome y procurando por mí. A mis amigos Pablo, Maricela y Gaby por su gran amistad y apoyo.

A mis asesores de tesis el Ing. Arturo Munguia Sánchez y el Ing. Alfredo Álvarez Cárdenas, por su guía para que este trabajo fuera realizado.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por abrirme sus puertas en esta máxima casa de estudios, y permitirme formarme como Ingeniera en Alimentos.

Gracias.

RESUMEN

El consumo energético se ha incrementado e impacta en el agotamiento de las fuentes de energía fósiles, el aumento de precio y la legislación en materia de energía de los gobiernos, orillando a las industrias a fomentar medidas de ahorro y eficiencia energética. En el sector de la producción de frío, se ha impulsado el uso y desarrollo de métodos de refrigeración cada vez más eficientes desde el punto de vista energético, dentro de estos métodos se encuentran los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, que es un método de alimentación de refrigerante a evaporadores. La determinación del método de alimentación de líquido a evaporares, así como el sistema de recirculación de líquido a evaporadores son una parte crucial involucrada al momento de diseñar una instalación frigorífica, que puede ser considerada como una área de oportunidad de ahorro de energía a partir de la elección del sistema que ofrezca una mejor eficiencia y menor consumo energético.

El presente trabajo muestra un análisis de los sistemas de recirculación de líquido por bombas y por presión de gas. Se muestran los beneficios termodinámicos que trae consigo el arreglo de sus componentes, el consumo energético y costo energético que representan, además de la eficiencia y cómo el mecanismo propio de cada sistema de recirculación influye sobre otros componentes del sistema y en la eficiencia del ciclo frigorífico.

El caso de estudio es una instalación frigorífica de una planta procesadora de carne que cuenta con el sistema de recirculación de líquido a evaporadores por bombas y por presión de gas. El sistema de recirculación de líquido por bombas, forma parte de un sistema en una sola etapa de compresión, mientras que el sistema de recirculación de líquido por presión de gas forma parte de un sistema con dos etapas de compresión, ambos son sistemas independientes, que trabajan a distintas condiciones de operación y destinados a diferentes aplicaciones.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1 Ciclo frigorífico por compresión mecánica	1
1.1.1 Sistemas de compresión simple	1
1.1.1.1 Ciclo teórico de una máquina de compresión simple	1
1.1.1.2 Ciclo de una máquina de compresión real	4
1.1.1.2.1 Condensador y evaporador	4
1.1.1.2.2 Recalentamiento y subenfriamiento	6
1.1.1.2.3 Compresor	8
1.1.1.2.4 Pérdidas de carga	11
1.1.1.2.5 Trazado del ciclo real de compresión simple	12
1.1.2 Sistemas de compresión doble	13
1.1.2.1 Expansión escalonada	16
1.1.2.2 Eliminación de calor sensible de la primera etapa de compresión	18
1.1.2.3 Instalación de dos etapas de compresión y una evaporación	19
1.1.2.4 Instalación de dos etapas de compresión y evaporación en dos etapas	21
1.1.3 Parámetros de cálculo en instalaciones frigoríficas	22
1.1.4 Eficiencia	26
1.2 Métodos de alimentación de líquido a evaporadores	26
1.2.1 Expansión directa	27

1.2.2	Inundado	28
1.2.3	Sistemas de recirculación	29
1.2.3.1	Sistema de recirculación por bombas	30
1.2.3.1.1	Parámetros implicados en la selección de una bomba	33
1.2.3.2	Sistema de recirculación por presión de gas	35
1.3	Consumo energético	38
1.3.1	Energía y su consumo	38
1.3.2	Impacto del consumo energético	40
1.3.3	Ahorro y eficiencia energética	41
1.3.4	Legislación mexicana en materia de energía	42
1.3.5	Consumo energético en instalaciones frigoríficas	43

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN DE CAMPO

2.1	Planteamiento del problema y objetivos	45
2.2	Caso de estudio	46
2.3	Identificación de los componentes de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores y condiciones de operación	47
2.4	Consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas y a presión	47
2.5	Eficiencia de los sistemas	51
2.5.1	Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema de recirculación por bombas	51
2.5.2	Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema de recirculado a presión de gas	53
2.6	Evaluación del funcionamiento de los sistemas	55
2.6.1	Metodología para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado por bombas	55
2.6.2	Metodología para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado a presión de gas	57

CAPÍTULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1	Identificación de los componentes de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores y condiciones de operación	60
3.1.1	Sistema de recirculación por bombas	61
3.1.2	Sistema de recirculación a presión de gas	64
3.2	Consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores.	68
3.2.1	Sistema de recirculación por bombas	68
3.2.2	Sistema de recirculación a presión de gas	69
3.3	Eficiencia de los sistemas	77
3.3.1	Eficiencia en el sistema de recirculación por bombas	77
3.3.2	Eficiencia en el sistema recirculado a presión	82
3.4	Funcionamiento de los sistemas de recirculación	86
3.4.1	Sistema recirculado por bombas	86
3.4.1.1	Especificaciones de la bomba	86
3.4.1.2	Variación del volumen de líquido contenido en el separador de partículas	87
3.4.1.3	Variación de la presión diferencial en el sistema de Bombeo	89
3.4.2	Sistema recirculado a presión	90
3.4.2.1	Determinación de tiempos de transferencia	90
3.4.2.2	Influencia del vapor proveniente de la descarga de la trampa Phillips® sobre el compresor de primera etapa	91
3.4.2.3	Influencia de la operación del sistema de recirculación por presión de gas sobre el interenfriador	93
3.4.2.4	Influencia de la operación del sistema de recirculación por presión de gas sobre el compresor de segunda etapa	95
	CONCLUSIONES	99
	BIBLIOGRAFÍA	105
	APÉNDICES	

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura</i>		<i>Página</i>
1	Diagrama presión-entalpía del ciclo de una máquina de compresión perfecta	1
2	Componentes básicos de una máquina de compresión	4
3	Saltos térmicos entre máquinas y fuentes	5
4	Subenfriamiento de líquido a alta presión	6
5	Recalentamiento del vapor a baja presión.	7
6	Comportamiento ideal de un compresor recíprocante	8
7	Incidencia de las pérdidas de carga	12
8	Ciclo real de compresión simple	12
9	Diagrama P-h comparativo de un sistema simple y en doble etapa de compresión	15
10	Expansión escalonada	16
11	Interenfriador tipo abierto	17
12	Eliminación de calor sensible de la primera etapa de compresión	18
13	Diagrama de flujo representando la eliminación de calor sensible	19
14	Diagrama de flujo del sistema de doble etapa de compresión y una evaporación	20
15	Diagrama presión- entalpía para un sistema de doble etapa de compresión y una evaporación	21
16	Instalación frigorífica de doble etapa de compresión con evaporación en dos etapas	22
17	Sistema de alimentación inundada	28
18	Diagrama presión-entalpía sistema de alimentación inundada	29
19	Sistema de recirculación por bombas	31
20	Diagrama presión-entalpía del sistema de recirculación por bombas	32
21	Sistema de recirculación por presión de gas	36
22	Diagrama presión-entalpía sistema recirculado por presión de gas	37
23	Metodología para la obtención del consumo energético de los sistemas de recirculación	49
24	Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado por	

	bombas	51
25	Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado a presión	53
26	Diagrama presión-entalpía del sistema recirculado a presión	55
27	Metodología para evaluar el funcionamiento del sistema recirculado por bombas	56
28	Metodología para el cálculo del funcionamiento del sistema recirculado a presión	58
29	Instalación frigorífica con sistema de recirculación por bombas	61
30	Diagrama presión-entalpía sistema de recirculación por bombas	63
31	Instalación con sistema de recirculación por presión de gas.	65
32	Diagrama presión-entalpía del sistema de recirculación por presión de gas	67
33	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 1	70
34	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 2	71
35	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 3	71
36	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 4	72
37	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 5	73
38	Consumo energético del compresor de primera etapa en el sistema recirculado a presión día 1 periodo 2	74
39	Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 2 periodo 2	75
40	COP real sistema recirculado por bombas periodo 1	78
41	COP real sistema recirculado por bombas periodo 2	78
42	Reducción de COP sistema recirculado por bombas periodo 1	80
43	Reducción de COP sistema recirculado por bombas periodo 2	80
44	Eficiencia sistema recirculado por bombas periodo 1	81
45	Eficiencia sistema recirculado por bombas periodo 2	81

46	COP real sistema recirculado a presión día 1 periodo 2	82
47	COP real sistema recirculado a presión día 2 periodo 2	83
48	Reducción de COP sistema recirculado a presión día 1 periodo 2	83
49	Reducción de COP sistema recirculado a presión día 2 periodo 2	84
50	Eficiencia sistema recirculado a presión día 1	85
51	Eficiencia sistema recirculado a presión día 2 periodo 2	85
52	Variación del volumen de líquido en el separador de partículas periodo 1	88
53	Variación del volumen de líquido en el separador de partículas periodo 2	88
54	Variación de la presión diferencial 1er periodo de toma de datos	89
55	Variación de la presión diferencial 2o periodo de toma de datos	90
56	Variación en la presión de succión compresor de primera etapa día 1	92
57	Variación en la presión de succión compresor de primera etapa día 2	93
58	Diferencia en la presión del interenfriador día 1	94
59	Diferencia en la presión del interenfriador día 2	95
60	Variación de la presión de succión compresor de segunda etapa día 1	96
61	Variación de la presión de succión compresor de segunda etapa día 2	97
62	Consumo energético compresor de segunda etapa sistema recirculado a presión día 1	98
63	Consumo energético compresor de segunda etapa sistema recirculado a presión día 2	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		Página
1	<i>Compilación de datos para cálculo de consumo de energía eléctrica</i>	50
2	<i>Compilación de datos para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado por bombas</i>	52
3	<i>Propuesta de compilación de datos para obtener la eficiencia en el sistema recirculado a presión</i>	54
4	<i>Propuesta de compilación de datos para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado por bombas</i>	57
5	<i>Propuesta de compilación de datos para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado a presión</i>	58
6	<i>Características de los componentes del sistema recirculado por bombas</i>	62
7	<i>Características de los recipientes del sistema de recirculación por bombas</i>	62
8	<i>Propiedades de los puntos fundamentales del sistema de recirculación por bombas</i>	63
9	<i>Aplicaciones del sistema recirculado a presión</i>	64
10	<i>Descripción de los componentes del sistema recirculado a presión</i>	66
11	<i>Dimensiones de recipientes del sistema recirculado a presión</i>	66
12	<i>Propiedades de los puntos fundamentales del sistema de recirculación a presión</i>	67
13	<i>Promedios por día de consumo energético de la bomba</i>	68
14	<i>Promedios por día del consumo energético del compresor de primera etapa en hp por día</i>	76
15	<i>Costo energético anual del compresor de primera etapa, por cada día de toma de datos.</i>	77
16	<i>Promedios de COP_{real} del sistema recirculado por bombas por día.</i>	79
17	<i>Especificaciones técnicas de la bomba de recirculación.</i>	87
18	<i>Tiempos de transferencia sistema recirculado por presión de gas</i>	91

NOMENCLATURA

C.C	Calor de compresión (Btu/lb)
C_E	Consumo energético (hp.día)
COP	Coficiente de rendimiento (Adimensional)
COP_{cart}	Coficiente de rendimiento del ciclo de Carnot (Adimensional)
F.P	Factor de potencia
h	Entalpía (Btu/lb)
h_S	Entalpía a la salida del evaporador (Btu/lb)
h_E	Entalpía a la entrada del evaporador (Btu/lb)
I	Intensidad de corriente (A)
\dot{m}	Caudal másico (lb/min)
\dot{m}_i	Flujo másico ideal de gas comprimido (lb/min)
$NPSH_{\text{disponible}}$	Carga neta de succión positiva disponible (lb/in ²)
$NPSH_{\text{requerido}}$	Carga neta de succión positiva requerida (lb/in ²)
Pot	Potencia eléctrica (hp)
Pot_{CA}	Potencia del compresor de alta presión (hp)
Pot_{CB}	Potencia del compresor de baja presión (hp)
P	Presión (lb/in ²)
P_i	Presión intermedia (lb/in ²)
P_k	Presión de condensación (lb/in ²)
P_K	Presión del fluido a enfriar (lb/in ²)
P_m	Presión del medio a enfriar (lb/in ²)
P_o	Presión de evaporación (lb/in ²)
P_d	Presión de descarga (lb/in ²)
P_s	Presión de succión (lb/in ²)
Q_o	Potencia frigorífica (Btu/min)
q_o	Producción frigorífica específica (Btu/lb)
R_i	Rendimiento indicado (Adimensional)
R_m	Rendimiento mecánico (Adimensional)
R_v	Rendimiento volumétrico (Adimensional)

T_K	Temperatura de condensación (°F)
T_o	Temperatura de evaporación (°F)
T_m	Temperatura del medio a enfriar (°F)
t	Tiempo (min)
R..C	Relación de compresión (Adimensional)
\dot{V}	Caudal volumétrico desplazado por el compresor (ft ³ /min)
V	Voltaje (Volt)
\dot{V}_T	Caudal volumétrico teórico del compresor (ft ³ /min)
W_i	Trabajo ideal (Btu/min)
W_r	Trabajo real (Btu/min)
W_T	Energía suministrada al compresor (Btu/min)
η_R	Eficiencia de refrigeración (Adimensional)
$(\Delta h)_{cr}$	Diferencia de entalpías a la succión y descarga de un compresor real (Btu/lb)
$(\Delta h)_{cs}$	Diferencia de entalpías a la succión y descarga de un compresor isoentrópico (Btu/lb)

INTRODUCCIÓN

El uso de frío industrial es muy utilizado por la industria de alimentos y también por otros procesos industriales. Para lograr mantener bajas temperaturas en un recinto se emplean las máquinas frigoríficas que transfieren una cantidad de calor desde un nivel bajo de temperatura a un nivel superior de temperatura, mediante un gasto de energía (Bernier,1998).

Para un sistema de compresión mecánica, la energía suministrada es por lo general en forma de trabajo, mecánico o eléctrico y puede incluir el trabajo del compresor y ventiladores o bombas (ASHRAE, 2001). La energía utilizada en instalaciones frigoríficas comprende una cantidad significativa la cual tiene un impacto directo sobre los costos de operación e indirecto sobre el ambiente y recursos energéticos.

El incremento en el costo de las fuentes de energía y el impacto ambiental, ha orientado a la creación de sistemas eficientes, la reducción del consumo de energía en instalaciones frigoríficas ayuda a la utilización eficiente de la energía. El ahorro energético y la práctica de medidas de conservación de energía muestran ventajas económicas mediante la reducción de las facturas de servicios públicos, también ayudan al medio ambiente mediante la reducción de la cantidad de contaminantes emitidos a la atmósfera (Kanoglu et al., 2012).

En México las políticas en materia de energía están reguladas por la Secretaria de Energía (SENER) la cual cuenta con una Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) que tiene el objetivo de promover la eficiencia energética y el aprovechamiento sustentable de la energía, estas dependencias formulan y emiten metodologías y procedimientos para cuantificar el uso de energéticos y determinar el valor económico del

consumo y el de los procesos evitados derivados del aprovechamiento sustentable de la energía a través de Normas Oficiales Mexicanas. Las Normas Oficiales Mexicanas en materia de eficiencia energética establecen la mínima eficiencia energética de equipos y aparatos que requieren del suministro de energía para su funcionamiento, como los equipos de refrigeración, bombas y motores, procurando se cuente con información veraz y efectiva en relación con el consumo energético.

Debido a la gran importancia de la eficiencia energética, es un punto a considerar en el diseño de un sistema, debido a que las características de eficiencia son más eficaces y fáciles de incorporar en esa etapa (ASHRAE, 2001). Con el fin de promover el uso eficiente de la energía en instalaciones frigoríficas, es necesario conocer bien las opciones existentes en el consumo así como las oportunidades de ahorro.

El indicador de eficiencia para un ciclo de refrigeración se describe por el coeficiente de rendimiento (COP), definido como la cantidad de calor eliminado dividido por la energía requerida para operar el ciclo. Generalmente este coeficiente se compara con el COP del ciclo de Carnot que representa el valor máximo posible o ideal y con el cual se puede obtener la eficiencia del sistema. Además de la importancia de evaluar la eficiencia de un sistema a partir de las características termodinámicas es de vital importancia conocer el consumo de energía de la instalación ya que un sistema de refrigeración depende de la energía para su operación.

Una oportunidad de ahorro energético en instalaciones frigoríficas se puede implementar al momento de determinar el método de alimentación de refrigerante a evaporadores considerada una parte fundamental involucrada en el diseño de instalaciones. Dentro de los métodos de alimentación de refrigerante a evaporadores se encuentran los sistemas recirculados, estos sistemas ofrecen ventaja frente a otros sistemas como el de expansión directa debido a la mejor utilización del área de superficie del evaporador lo que incrementa los coeficientes de transferencia de calor (Shilling et al., 2008).

Los sistemas de recirculación son comúnmente empleados en sistemas polivalentes y en sistemas de múltiple compresión, usualmente son asociados porque son particularmente ventajosos en sistemas de baja temperatura, para los cuales dan servicio los sistemas de compresión múltiple (Stoeker & Jones, 1986). A su vez estos sistemas son por lo general de gran capacidad, que utilizan amoníaco como refrigerante, los cuales exigen ser sistemas flexibles en relación a modificaciones y aplicaciones futuras, cuya condición requiere de una operación eficiente y un desempeño térmico adecuado. Existen diferentes métodos de recirculación de líquido a evaporadores los cuales pueden ser por bombas o por presión de gas.

En el sistema de recirculación por bombas, la bomba consume energía eléctrica que se transforma en mecánica y esta a su vez en cinética y potencial que será transmitida al líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Por otro lado, los sistemas por presión de gas requieren un volumen adicional de vapor recalentado que proviene del compresor, que representa un enfriamiento no útil, estos sistemas consumen de 4 a 10% o más de la potencia del compresor para mantener el flujo de refrigerante (ASHRAE, 2002).

Debido al incremento en el costo de producción de fuentes de energía y escasos recursos energéticos, así como el impacto ambiental, han orillado a la búsqueda de oportunidades de ahorro de energía y sistemas eficientes con un menor consumo energético al momento de diseñar un sistema.

La determinación del sistema de recirculación de líquido a evaporadores es una parte crucial involucrada al momento de diseñar una instalación frigorífica, que puede ser considerada como una área de oportunidad de ahorro de energía a partir de la elección del sistema que ofrezca una mejor eficiencia y menor consumo energético.

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1 Ciclo frigorífico por compresión mecánica

El sistema de refrigeración por compresión mecánica consta de cuatro elementos fundamentales, compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador, a través de estos elementos circula un fluido refrigerante el cual tiene la propiedad de recibir calor fácilmente, permitiendo trasportar calor de una temperatura a otra. Para lograr este transporte de calor, el fluido refrigerante sufre una serie de transformaciones termodinámicas a lo largo de su recorrido, las cuales quedan comprendidas dentro de un ciclo termodinámico.

1.1.1 Sistemas de compresión simple

1.1.1.1 Ciclo teórico de una máquina de compresión simple

El ciclo teórico en el que evoluciona un fluido refrigerante en la máquina de compresión simple se observa en la figura 1.

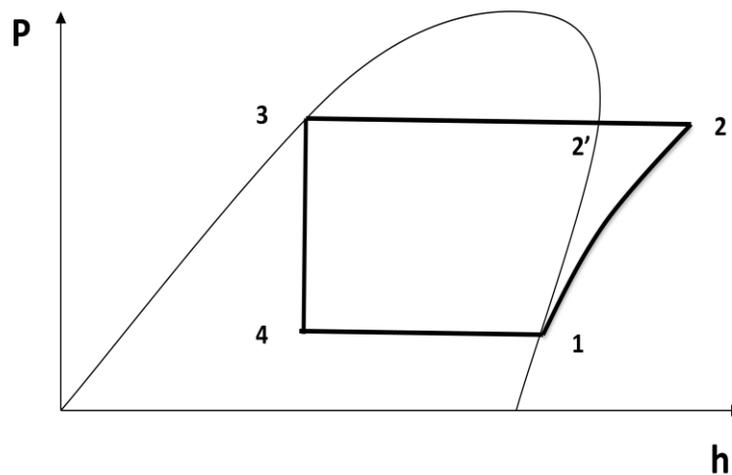


Figura 1. Diagrama presión-entalpía del ciclo teórico de una máquina de compresión.

En el ciclo ilustrado se destacan las siguientes transformaciones:

- 1 a 2** Compresión isoentrópica, por tanto reversible, la cual tiene lugar en la zona de vapor sobrecalentado, aumentado la capacidad de producción de frío y evitando golpes de líquido en el compresor. El compresor absorbe los vapores de baja presión, punto 1 (vapor saturado), comprime el refrigerante en estado de vapor saturado hasta la presión de condensación, punto 2, lo cual resulta en una temperatura más alta que la temperatura de condensación, el vapor sobrecalentado es dirigido hacia el condensador.
- 2 a 3** Condensación del fluido refrigerante, que tiene lugar en un intercambiador de calor llamado condensador, en el cual se disipa el calor contenido en los vapores, transmitiéndolo al medio ambiente que lo rodea (aire, agua) hasta que por la presión y el descenso de temperatura lleguen a condensarse para ser utilizados de nuevo. Debido a que al término de la compresión se obtiene un vapor sobrecalentado, es imposible que el proceso en el condensador se lleve a cabo isotérmicamente y por lo tanto, únicamente será un proceso isobárico.
- En el condensador existe inicialmente un proceso de desrecalentamiento a temperatura variable, para posteriormente producirse un cambio de estado a temperatura constante. Este último proceso puede también considerarse reversible, es decir, con una diferencia infinitesimal de temperatura entre los fluidos puestos en juego en el equipo. El calor disipado en el condensador será de un valor igual al calor latente de condensación, más el calor sensible de recalentamiento adquirido por el fluido refrigerante por efecto de la compresión a la que fue sometido.
- 3 a 4** Expansión isoentálpica. Consiste en reducir la presión sin que haya intercambio de energías mecánica o térmica. Físicamente, esta transformación la produce un dispositivo de estrangulamiento o de barrera, como lo es una válvula de expansión, elemento que confiere una pérdida de presión y temperatura al fluido refrigerante. Se produce asimismo la evaporación parcial del refrigerante líquido,

lo que origina una disminución considerable de su temperatura. El proceso de estrangulamiento es un proceso irreversible, y durante el proceso la entropía incrementa.

Un ciclo ideal demandaría que la expansión tomara lugar de forma isoentrópica para que produjese un proceso reversible, sin embargo un expansor isoentrópico representa dificultades prácticas, como un complicado mantenimiento y la dificultad de aprovechamiento del trabajo que desarrolla, en su lugar se utiliza el dispositivo de expansión isoentálpico cuyas virtudes primordiales son simplicidad y fiabilidad.

- 4 a 1** Evaporación del fluido frigorígeno en un segundo intercambiador de calor denominado evaporador, en el que por absorción de calor de la fuente fría se consigue la vaporización a baja temperatura del porcentaje de líquido a la condición 4. A la salida del evaporador el fluido frigorígeno se encuentra en estado de vapor saturado, apto para ser succionado por el compresor. Este proceso también se considera reversible, a temperatura y presión constantes.

Del funcionamiento descrito para el ciclo teórico de una máquina de compresión simple podemos hacer dos observaciones importantes; una es la irreversibilidad en la expansión, y la segunda estriba en el carácter de transformación reversible que se produce en el condensador, lo cual precisa que la diferencia de temperaturas, entre el fluido refrigerante y el agente exterior de condensación sea de un infinitésimo, por lo que el condensador debe poseer una superficie de termotransferencia infinita. Debido al proceso de sobrecalentamiento que sufre el vapor a la descarga del compresor se tendrá una distorsión del perfil de temperatura entre el refrigerante y el agente condensante, ya que existe una variación del nivel térmico en el tramo 2-2'. En base a los equipos mencionados, el esquema de la instalación puede ser representado como se indica en la figura 2.

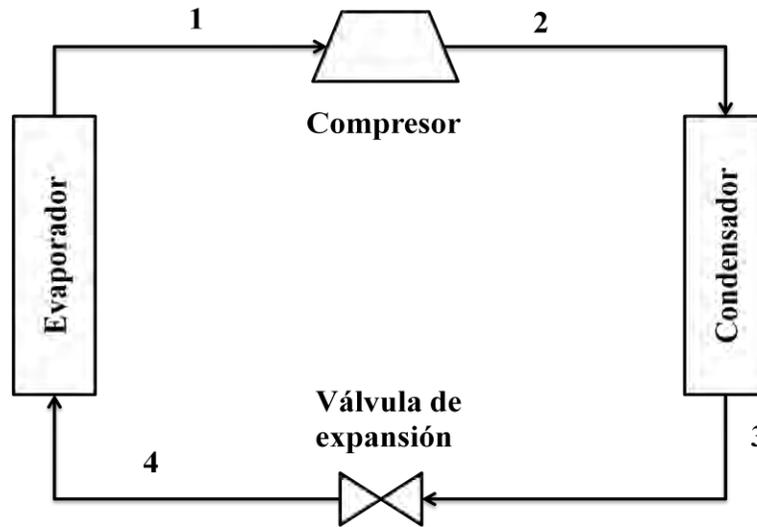


Figura 2. Componentes básicos de una máquina de compresión.

1.1.1.2 Ciclo de una máquina de compresión real

El ciclo teórico explicado anteriormente presenta una serie de circunstancias que van a impedir su construcción real, ya que los equipos reales no presentan un comportamiento ideal. El funcionamiento de una instalación con dispositivos reales implica la no reversibilidad de los procesos, es por ello por lo que se asocia un cierto tipo de rendimiento y eficiencia a cada equipo en comparación con su ejecución ideal.

A continuación se desglosan las diferencias fundamentales existentes entre el ciclo real y el teórico.

1.1.1.2.1 Condensador y evaporador

Para producir un intercambio de calor entre dos fluidos es necesaria la existencia de una diferencia de temperaturas, debido a que en un equipo real el área de intercambio está acotada, obliga a la existencia de una diferencia finita de temperaturas entre ambos medios, dando lugar a procesos irreversibles.

En lo que concierne a los intercambiadores, la máquina de compresión real obliga a unas diferencias de temperaturas:

- Por un lado entre la condensación " T_K " y la del fluido de enfriamiento (aire o agua), de tal manera que si consideramos una temperatura media en este último " T_M " se cumple que $T_K - T_M > 0$.
- En segundo lugar, entre la temperatura de evaporación " T_o " y la del medio a enfriar " T_m ", cumpliéndose que $T_m - T_o > 0$.

Ambos efectos se pueden observar en la figura 3 sobre un diagrama presión-entalpía.

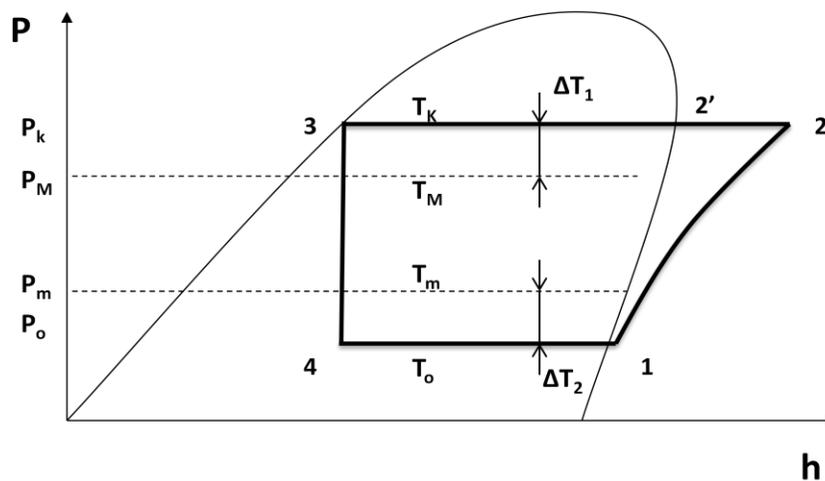


Figura 3. Saltos térmicos entre máquinas y fuentes.

En el ciclo de compresión teórico, el condensador y el evaporador se comportaban reversiblemente, es decir:

$$\Delta T_1 = 0 \quad (P_K = P_M) \quad (1)$$

$$\Delta T_2 = 0 \quad (P_m = P_o) \quad (2)$$

por lo tanto la relación de compresión es:

$$R. C. = \frac{P_M}{P_m} \quad (3)$$

En la máquina real, la necesidad de utilización de unos saltos de temperatura finitos, obliga a una mayor relación de compresión:

$$R. C. .r = \frac{P_K}{P_o} > R. C. \quad (4)$$

1.1.1.2.2 Recalentamiento y subenfriamiento

En el ciclo de compresión teórico, tanto en la succión del compresor como la salida del condensador se consideran estados en saturación, sin embargo este no es el caso general de una máquina de compresión real, en la que se pueden presentar los siguientes casos.

a) *Subenfriamiento de líquido:*

El subenfriamiento del líquido previo a la expansión, puede bien ser producido por el propio condensador, o por dispositivos ideados para tal efecto. En la figura 4 puede observarse la presencia de este subenfriamiento.

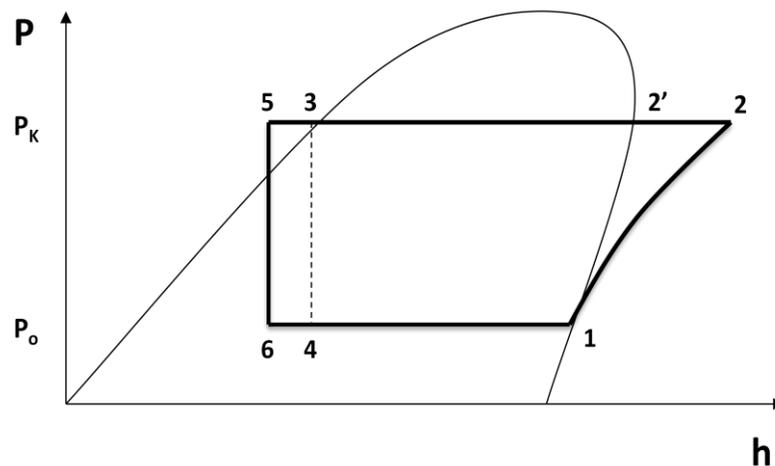


Figura 4. Subenfriamiento de líquido a alta presión.

La entrada de líquido en la válvula de expansión se efectúa ahora en el estado "5", siendo el subenfriamiento efectuado desde "3" a "5".

b) Recalentamiento del vapor:

Existen instalaciones en las que el fluido refrigerante es succionado por el compresor en forma de vapor recalentado. Este recalentamiento puede ocurrir de las formas siguientes:

1. En el evaporador, el fluido refrigerante sufre un recalentamiento posterior antes de su salida del equipo. Este recalentamiento se llama útil, debido a que el calor de recalentamiento está siendo retirado del espacio frío y por lo tanto puede considerarse como un aumento de la producción frigorífica específica, la cual se refiere a la cantidad de calor absorbida por unidad de peso de fluido refrigerante, queda definido por la diferencia de entalpías entre el punto inicial y el punto final de la absorción de potencia frigorífica (Moreno,1994).
2. En el trayecto de aspiración del compresor, entre la salida del evaporador y la entrada del compresor. Si el recalentamiento se efectúa en la cámara sigue siendo un efecto útil, pero si tiene lugar fuera de ella se denomina no útil, dado que este proceso no retira calor del espacio a enfriar, por lo que el calor de recalentamiento no se considera como un aumento de la producción frigorífica específica.

La figura 5, presenta el efecto del recalentamiento del vapor sobre el ciclo frigorífico.

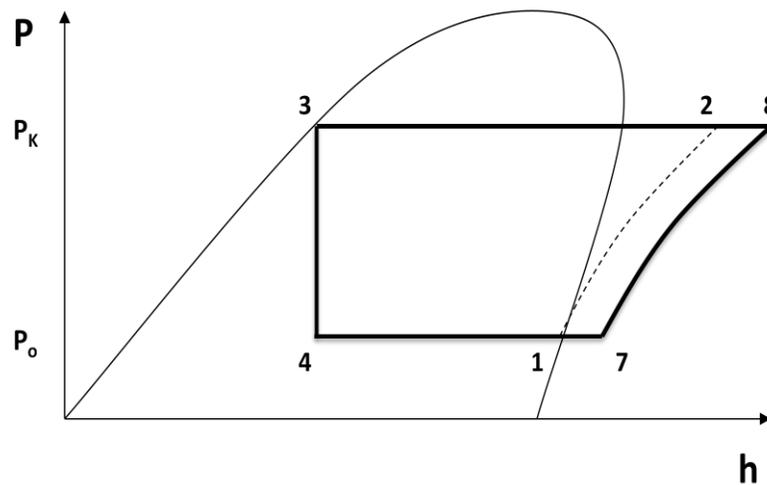


Figura 5. Recalentamiento del vapor a baja presión.

El recalentamiento de vapor queda representado en el estado "7". Este recalentamiento asegura la ausencia de líquido en la entrada del compresor y por tanto la imposibilidad de golpes de líquido, no obstante, al aumentar la temperatura, mayor será la temperatura del fluido refrigerante al finalizar la compresión, aumento que será progresivo debido al incremento de la inclinación de las líneas isoentrópicas a medida que nos adentramos en la zona de vapor sobrecalentado. Este efecto produce temperaturas finales de compresión elevadas y por tanto peligrosas para la vida del equipo.

1.1.1.2.3 Compresor

En el compresor se producen una serie de transformaciones que influyen de diferente forma en la caracterización del mismo. Para la mejor comprensión de tales efectos, primero se presentará el funcionamiento de un compresor ideal.

a) *Comportamiento ideal en compresores de desplazamiento positivo.*

Como ejemplo de un compresor de desplazamiento positivo se considerará un compresor recíprocante, en el cual el cilindro comprime vapor desde la presión de succión P_s hasta la presión de descarga P_d . La figura 6 muestra el ciclo ideal de compresión de un compresor recíprocante.

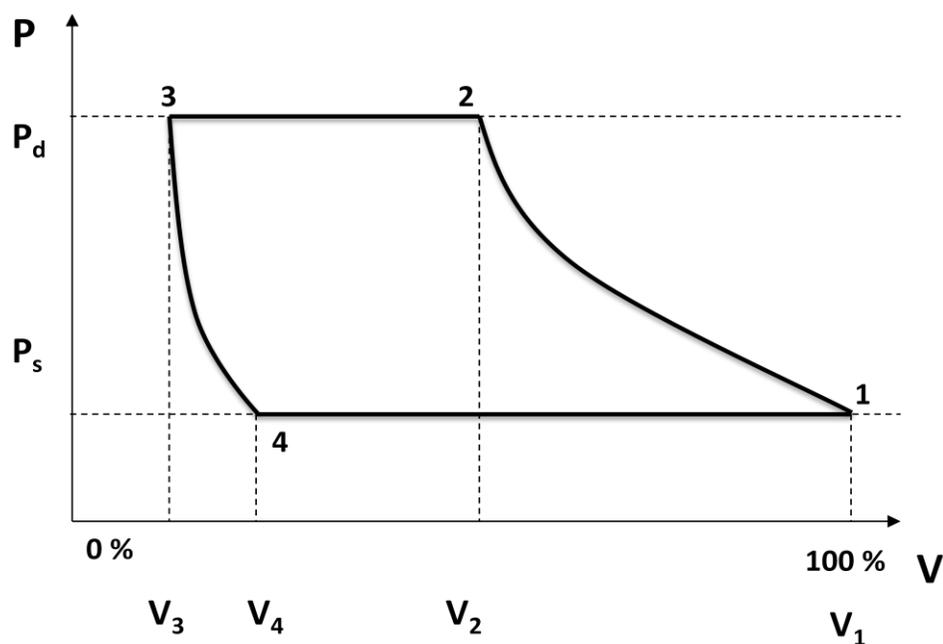


Figura 6. Comportamiento ideal de un compresor recíprocante.

El punto 1 del diagrama presión-volumen, representa el punto cuando el pistón se encuentra en posición de punto muerto que da el máximo volumen del cilindro. El vapor en el cilindro se encuentra a la presión de succión. Conforme el pistón se mueve, decrece el volumen del cilindro, la masa de vapor atrapada en el cilindro es comprimida y la presión y temperatura incrementan. En el caso ideal no existe fricción y transferencia de calor, por lo tanto el cambio se da de forma isoentrópica.

En el punto 2, la presión ha incrementado hasta la presión de descarga. En un compresor ideal, la válvula de descarga estará abierta en este punto y no existirán pérdidas de presión al atravesar la válvula. Conforme avanza el pistón, decrece el volumen del cilindro, el vapor es desplazado hacia la línea de descarga y la presión en el cilindro permanece constante.

En el punto 3, el pistón ha realizado el final de su trayectoria, el cilindro se encuentra a su mínimo volumen y la válvula de descarga cierra. A medida que el pistón regresa a su posición para incrementar el volumen del cilindro, el gas atrapado en el espacio muerto en el punto 3, se expande y la presión y temperatura disminuye. No hay pérdidas de presión o transferencia de calor.

En el punto 4, la presión a decrecido igualando la presión de succión. La válvula de succión abre en este punto. A medida que el pistón se mueve para incrementar el volumen del cilindro, el vapor entra a través de la válvula de succión. Cuando el pistón nuevamente alcanza la posición de punto muerto, se encuentra a su máximo volumen el cilindro, la válvula de succión cierra, y el ciclo se repite.

b) Comportamiento real en compresores de desplazamiento positivo.

Como se mencionó anteriormente para un compresor ideal, la compresión del vapor y la reexpansión del gas atrapado en el volumen de espacio muerto, son ambos procesos isoentrópicos, sin embargo el comportamiento real del compresor se desvía del comportamiento ideal, debido a la existencia de varias pérdidas, resultando en una disminución en la capacidad y un incremento en la potencia de entrada. Dependiendo del tipo de compresor, algunos o todos de los siguientes factores pueden tener un mayor efecto sobre el funcionamiento del compresor.

- Existencia de un espacio muerto de reexpansión del vapor refrigerante.
- Pérdidas de carga en válvulas de succión y descarga del compresor.
- Adición de calor al vapor de admisión desde las paredes del cilindro.
- Pérdidas de calor al ambiente.
- Efecto de fugas, hacia el cárter.
- Presencia de incondensables y lubricante.
- Rozamientos, fricciones y pérdidas eléctricas en el motor de accionamiento.

Estas desviaciones del comportamiento ideal del compresor son difíciles de evaluar individualmente, sin embargo, estas pueden ser agrupadas. Su efecto sobre el comportamiento ideal del compresor son expresadas a través de tres rendimientos básicos que definen su comportamiento.

1. Rendimiento volumétrico R_v

Se define como el cociente entre el volumen (caudal volumétrico) de vapor realmente desplazado por el compresor y el volumen (caudal volumétrico) teórico desplazado, medidos en las condiciones de aspiración del compresor. El rendimiento volumétrico depende de la reexpansión de gas atrapado en el espacio muerto y se puede explicar en el diagrama de presión-volumen figura 6. Donde el máximo volumen en el cilindro es V_1 , punto cuando el pistón se encuentra en posición de punto muerto. El mínimo volumen ocurre al final de la carrera del pistón V_3 .

La presencia de un espacio llamado "muerto" que se produce al final de la compresión, entre el pistón y la cabeza del cilindro, causa que el vapor que ocupa este espacio se reexpansione hasta V_4 , ocupando un cierto volumen, e impidiendo de esta forma que el llenado se realice totalmente con vapor de una nueva admisión. El origen del espacio muerto se debe a la necesidad de evitar golpes en el punto muerto superior.

La influencia del espacio muerto se traduce en una disminución del volumen circulado, respecto al que movería el mismo compresor en caso de ser perfecto.

2. Rendimiento mecánico R_m

Se llama rendimiento mecánico a la relación del trabajo entregado al vapor y el trabajo real demandado en el eje del compresor. El rendimiento mecánico engloba las pérdidas producidas por roces entre las superficies de los mecanismos, el accionamiento de algunos órganos ajenos a la instalación, entre otros.

3. Rendimiento indicado R_i

El rendimiento indicado se define como la relación que existe entre los trabajos necesarios para el funcionamiento de los compresores con funcionamientos ideal y real, lo que viene a indicar de alguna manera lo alejado de nuestro equipo con respecto a condiciones ideales.

1.1.1.2.4 Pérdidas de carga

En una instalación real, el paso del fluido refrigerante a través de los distintos componentes produce unas pérdidas de carga, dichas pérdidas se pueden localizar fundamentalmente en:

- Línea de descarga compresor-condensador
- Evaporador
- Línea de aspiración
- Intercambiadores
- Accesorios
- Línea de líquido

Estas pérdidas de carga van a depender de:

1. Tipo y dimensiones de los intercambiadores elegidos es decir del condensador y evaporador
2. Dimensiones (longitud y diámetro) de las tuberías que interconectan los distintos componentes
3. De las propiedades físicas del refrigerante

La figura 7 muestra las modificaciones que sufre el ciclo debido a las caídas de presión citadas. La presencia de las pérdidas de carga aumenta la relación de compresión hasta un valor de:

$$R.C = \frac{P_K + P_1}{P_o - P_2} \quad (5)$$

Lo que supone un nuevo aumento del consumo de energía por parte del compresor.

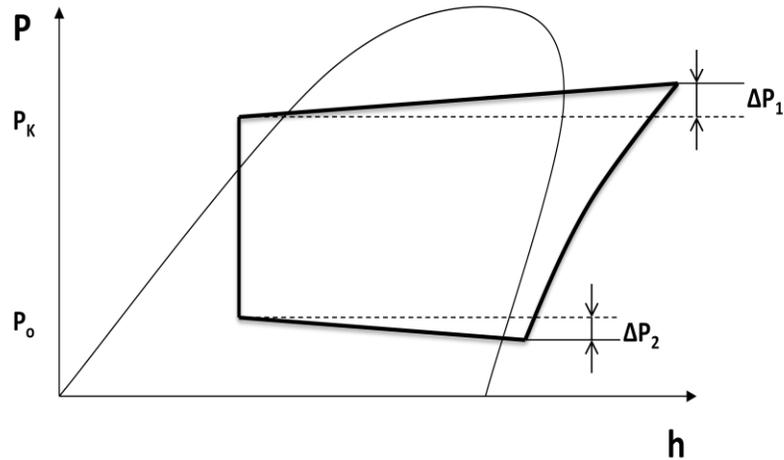


Figura 7. Incidencia de las pérdidas de carga.

1.1.1.2.5 Trazado del ciclo real de compresión simple

La figura 8 representa la evolución real de un ciclo de compresión simple en un diagrama presión-entalpía. Se han exagerado los efectos comentados anteriormente con el fin de que se observe con mayor claridad su influencia.

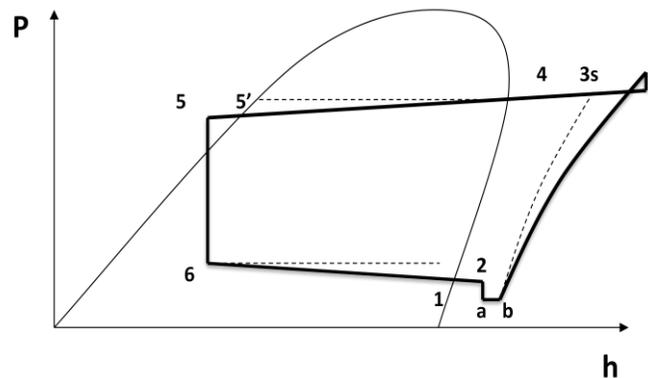


Figura 8. Ciclo real de compresión simple.

Descripción del ciclo real de compresión simple:

- | | |
|--------|---|
| 1 a 2 | Recalentamiento experimentado en tuberías de succión del compresor. |
| 2 a a | Pérdida de carga en la válvula de succión del compresor. |
| a a b | Recalentamiento sufrido por el vapor al entrar en contacto con el cilindro. |
| b a c | Compresión real no isoentrópica. |
| c a 3 | Pérdida de carga en la válvula de escape del compresor. |
| 3 a 4 | Desrecalentamiento del vapor y pérdida de carga en la tubería de descarga. |
| 4 a 5 | Evolución en el condensador con su correspondiente pérdida de carga. |
| 5' a 5 | Posible subenfriamiento en el condensador (puede no existir). |
| 5 a 6 | Expansión isoentálpica producida por la válvula de expansión. |
| 6 a 1 | Vaporización total del líquido y recalentamiento útil en el evaporador hasta condiciones "1". |

1.1.2 Sistemas de compresión doble.

Los sistemas de múltiple compresión cuentan con dos o más lados de baja presión, a la cual está sujeta el refrigerante dentro del evaporador, a diferencia de un sistema simple que sólo cuenta con un lado de baja presión.

Los sistemas de compresión doble son empleados ante la necesidad de aplicaciones a diferentes temperaturas de evaporación o cuando la temperatura de evaporación requerida es muy baja, como es el caso de cámaras de productos congelados que requieren temperaturas de evaporación de -30°C a -40°C .

Al decrecer la temperatura de evaporación y permaneciendo constante la presión de condensación, se llega en el proceso a ciertas condiciones en las que no es posible realizar la relación de presiones en una sola etapa. A esta relación se le conoce como relación de compresión el cual es un parámetro de gran importancia ya que ayuda a definir el número de etapas de compresión bajo las que operará la instalación frigorífica.

Los compresores cuentan con un límite de relación de compresión, el cual no deben exceder. Para compresores recíprocos esta relación debe ser menor de 9:1, ya que al

trabajar con relaciones de compresión elevadas se tiene el riesgo de que la temperatura de descarga del equipo, iguale o exceda la temperatura crítica. A diferencia de los compresores reciprocantes, los compresores de tornillo tienen una relación de compresión de hasta 20:1 en una sola etapa. Esta característica se logra debido a la cantidad significativa de aceite inyectado al compresor para su enfriamiento. Los efectos de transferencia de calor entre el vapor y el aceite permite relaciones de compresión muy elevadas sin causar una penalidad o temperaturas de descarga extremadamente elevadas, evitando sobrepasar la temperatura crítica del refrigerante (Hanlon, 2001).

En los ciclos de compresión mecánica el incremento de la relación de compresión, trae como consecuencias:

- Un aumento de la temperatura de descarga del compresor, con incidencia en la posible descomposición del aceite lubricante, si bien existen alternativas de aceites lubricantes que tienen propiedades especiales no encontradas en los aceites derivados del petróleo, como los lubricantes sintéticos, sin embargo sus costos son más elevados.
- El sobrecalentamiento del compresor y el resultante recalentamiento del aceite lubricante provoca una disminución en su viscosidad, al reducir su viscosidad el aceite no puede lubricar las partes móviles adecuadamente, resultando en un desgaste intenso del equipo, adherencia de las partes y carbonización del aceite (Giménez, 2005).
- Una disminución progresiva del rendimiento volumétrico, muy acusada en compresores alternativos, lo que da origen a una disminución de la capacidad frigorífica al circular un menor caudal de refrigerante.
- El aumento de la tasa de compresión conlleva un incremento de la potencia específica requerida en el proceso de compresión, traducido en un aumento de consumo energético.
- El valor de la temperatura de descarga del compresor puede alcanzar o sobrepasar el valor de la temperatura crítica del fluido refrigerante y si esto sucediera se perdería el control sobre la condensación, en la figura 9 se muestra dicho efecto.

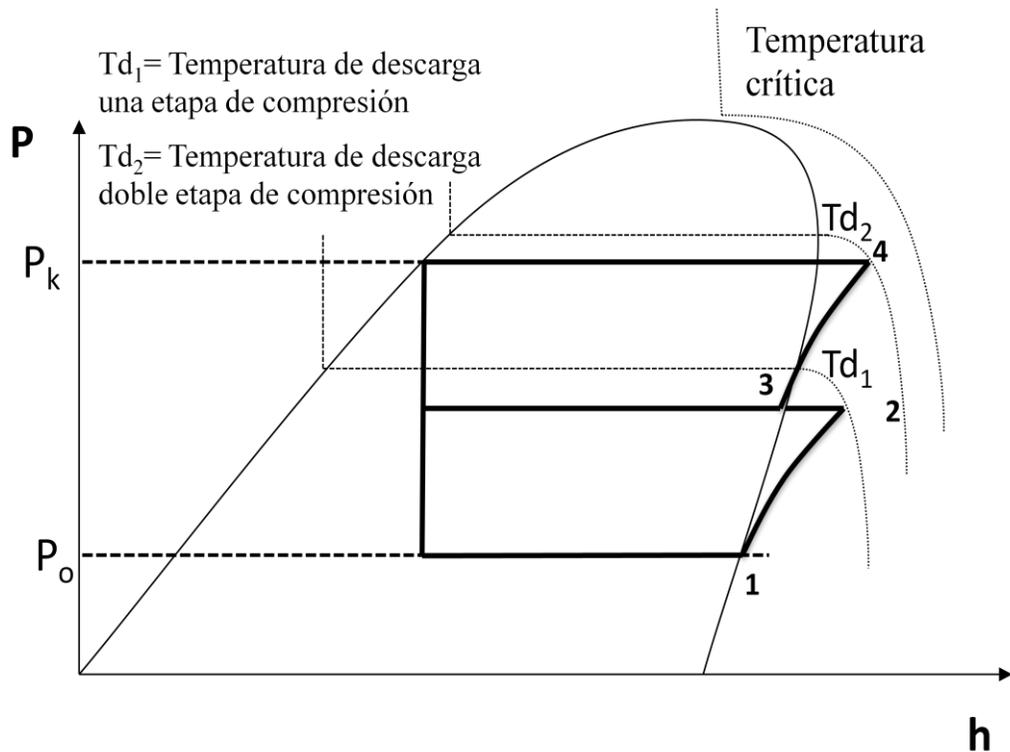


Figura 9. Diagrama P-h comparativo de un sistema simple y en doble etapa de compresión.

Debido a las anteriores implicaciones no resulta conveniente el manejar relaciones de compresión demasiado elevadas, siendo limitado su valor de acuerdo al tipo de equipo de compresión que se pretenda utilizar en la instalación frigorífica. Por estas razones, a partir de ciertos límites, resulta conveniente la utilización de ciclos de compresión doble.

Dos funciones que con frecuencia integran los sistemas de compresión doble son la eliminación de "flash gas" y el desrecalentamiento entre etapas. Las cuales serán analizadas a continuación.

1.1.2.1 Expansión escalonada.

Una de las ventajas que puede derivarse de la utilización de compresión doble es la expansión escalonada mostrada en la figura 10. En la figura se observa la presencia de dos expansiones la primera desde la presión de condensación a una presión intermedia punto 5 a 5', en el sistema se encuentra un recipiente con presión intermedia, en el cual llega la

mezcla vapor- líquido formada de la expansión 5-5', la mezcla 5' se separa en sus formas de líquido y vapor saturado debido a la diferencia de densidades, punto 6 y 3 respectivamente, existe una tubería de salida en la parte inferior del recipiente a partir de donde el líquido saturado a presión intermedia y temperatura intermedia sale para quedar en disposición de alimentar a las aplicaciones que operan a presión de evaporación, sufriendo una segunda expansión del punto 6 al 7.

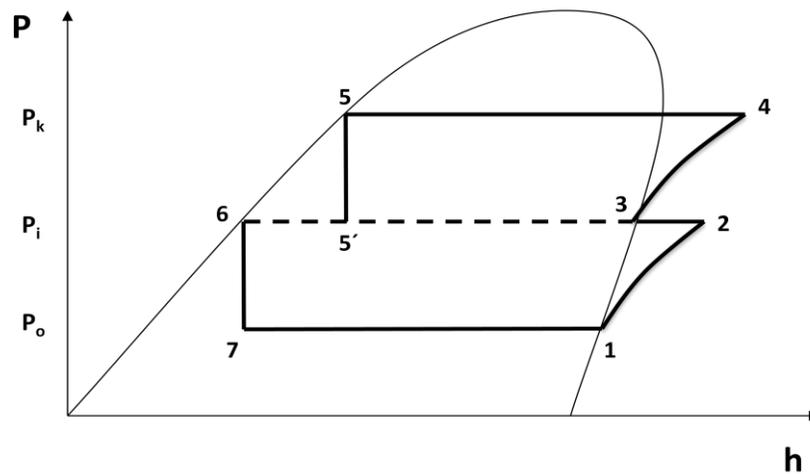


Figura 10. Expansión escalonada.

La figura 11 muestra el equipo en el cual se consigue la separación de fases, llamado interenfriador, estos pueden ser de tipo abierto o cerrado, la figura 11 muestra un interenfriador de tipo abierto.

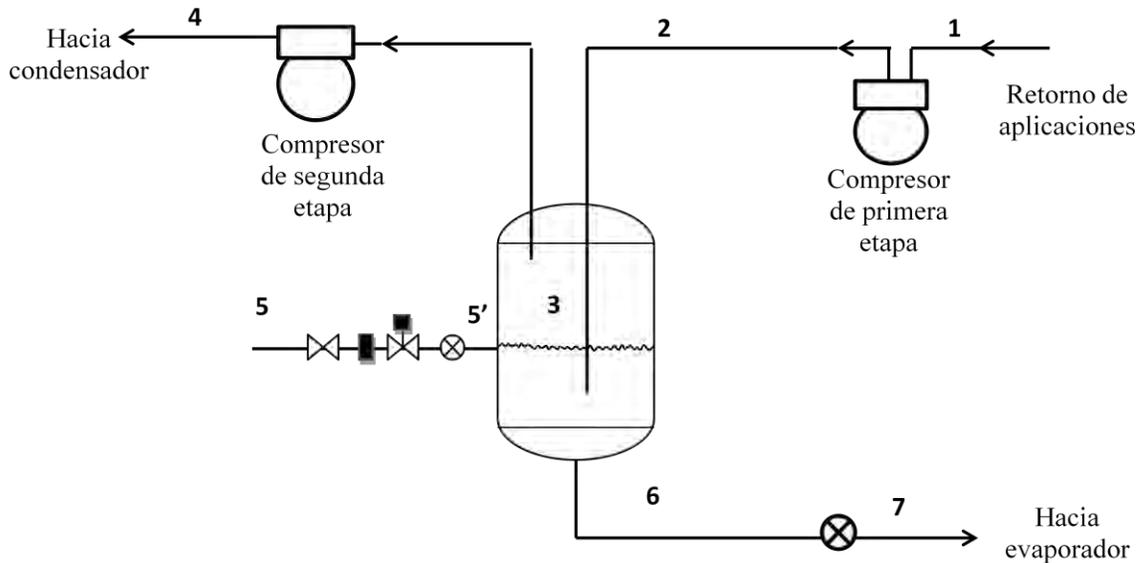


Figura 11. Interenfriador tipo abierto.

Con el proceso de expansión escalonada se origina un ahorro de energía en el sistema de refrigeración, ya que si la expansión se efectuara de forma isoentálpica a partir del punto 5 generará un punto de estado de mayor fracción de vapor, y por tanto disminuye la potencia frigorífica específica. El título de vapor a la entrada de la válvula del lado de baja presión, es nulo, y por lo tanto la fracción de vapor a la entrada del evaporador es el menor de los posibles (Lapuerta & Armas, 2012).

Al realizar la alimentación a evaporadores a partir de este recipiente, ocasiona un beneficio termodinámico al proporcionar líquido saturado a presión intermedia, y con ello lograr una disminución en la producción frigorífica específica, lo cual puede apreciarse en el diagrama de la figura 10. En el diagrama termodinámico puede notarse que la producción frigorífica específica obtenida de esta forma (7-1), es mayor que la obtenida si la alimentación a evaporadores se realizara a partir de líquido saturado a presión de condensación. Esto se debe a que el punto inicial de evaporación (7), se encuentra más cerca de la línea de líquido saturado, y por lo tanto poseerá una menor entalpía, lo que permitirá retirar mayor cantidad de calor por unidad de masa de fluido refrigerante durante la evaporación.

1.1.2.2 Eliminación de calor sensible de la primera etapa de compresión.

La presencia de un interenfriador permite la reducción de la temperatura del vapor de descarga del compresor de primera etapa, antes de producirse la succión por el compresor de segunda. Este proceso reduce el trabajo de compresión por kilogramo de vapor. La figura 12 muestra la eliminación del calor sensible del vapor que descarga el compresor de primera etapa, en el diagrama de presión-entalpía se presentan conjuntamente los ciclos de compresión simple y doble con la misma relación de compresión total. El proceso 1-2-3 y el 4-5 se encuentran sobre las líneas isoentrópicas, se puede apreciar que para el proceso de compresión de 4 a 5 muestra un menor incremento de entalpía, lo cual indica que se requiere menor cantidad de trabajo que para la compresión de 2 a 3, observándose la reducción de la temperatura obtenida en la descarga del compresor a la presión de condensación.

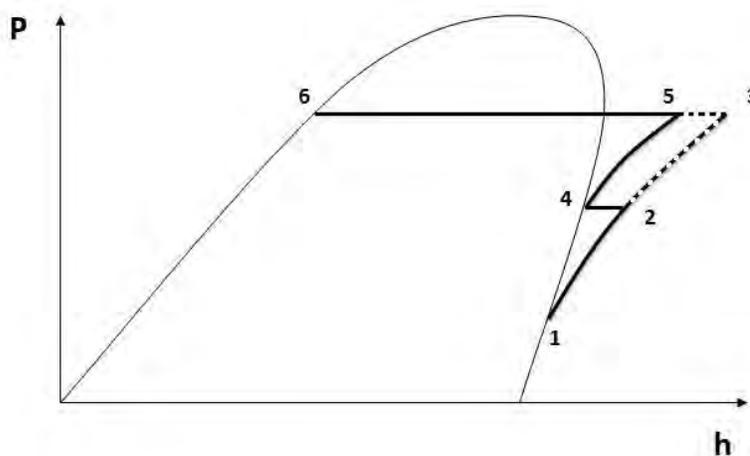


Figura 12. Eliminación del calor sensible de la primera etapa de compresión.

La figura 13 muestra el diagrama de flujo correspondiente al desrecalentamiento de vapor entre etapas. Para la obtención del proceso de desrecalentamiento del vapor proveniente de la primera etapa de compresión, se emplea líquido refrigerante proveniente del condensador. El gas proveniente de la descarga del compresor de primera etapa entra en

contacto con el líquido que se encuentra en el interenfriador, cediendo el calor a través de la evaporación de cierta porción de líquido, obteniendo vapor a condiciones saturadas, dispuesto a la succión del compresor de segunda etapa.

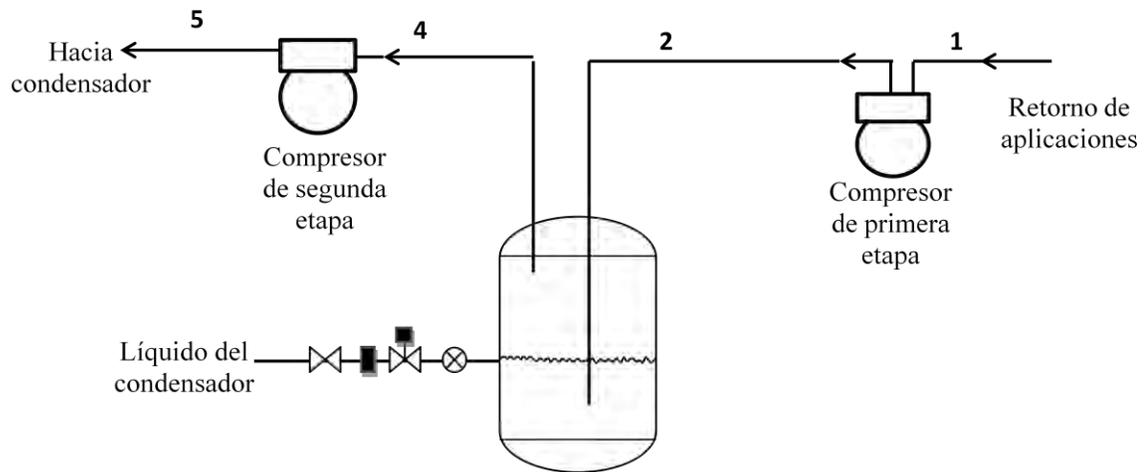


Figura 13. Diagrama de flujo representado la eliminación del calor sensible.

1.1.2.3 Instalación de dos etapas de compresión y una evaporación.

En las instalaciones frigoríficas de dos o más etapas es posible emplear diversas variantes de la instalación. Sin embargo solo se presentarán a detalle las dos que se emplean con más frecuencia en una instalación de doble etapa de compresión.

Una instalación frigorífica de dos etapas de compresión con interenfriador y eliminación de "flash gas" es con frecuencia la manera ideal para dar servicio a un evaporador con aplicación de baja temperatura. Este sistema requiere menor energía que un sistema de compresión en una sola etapa, y con frecuencia los ahorros de energía justificarán el costo del equipo adicional.

La figura 14 muestra el diagrama de flujo correspondiente a este tipo de arreglo, y la figura 15 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente. El vapor entra en el condensador en el estado 4. Cede el calor de sobrecalentamiento y de condensación, abandonando el

condensador en fase líquida, estado 5. En este estado, una pequeña cantidad de líquido es inyectado en el interenfriador a presión intermedia. Con la ayuda de este líquido, se elimina el calor de sobrecalentamiento del vapor que viene del compresor de baja y se enfría el resto del medio refrigerante líquido hasta el estado 7. Se realiza la expansión en la válvula hasta el estado 8. En este estado, mezcla de vapor y líquido, llega al evaporador, donde el líquido se vaporiza tomando calor del medio que se quiere enfriar. Posteriormente se realiza la primera compresión, llegando al estado 2 que corresponde a la presión intermedia. El vapor entra en el interenfriador en estado 2 y sale de él, después de ceder el calor de sobrecalentamiento, en el estado 3. El ciclo vuelve a empezar al aspirarse este vapor en el compresor de alta.

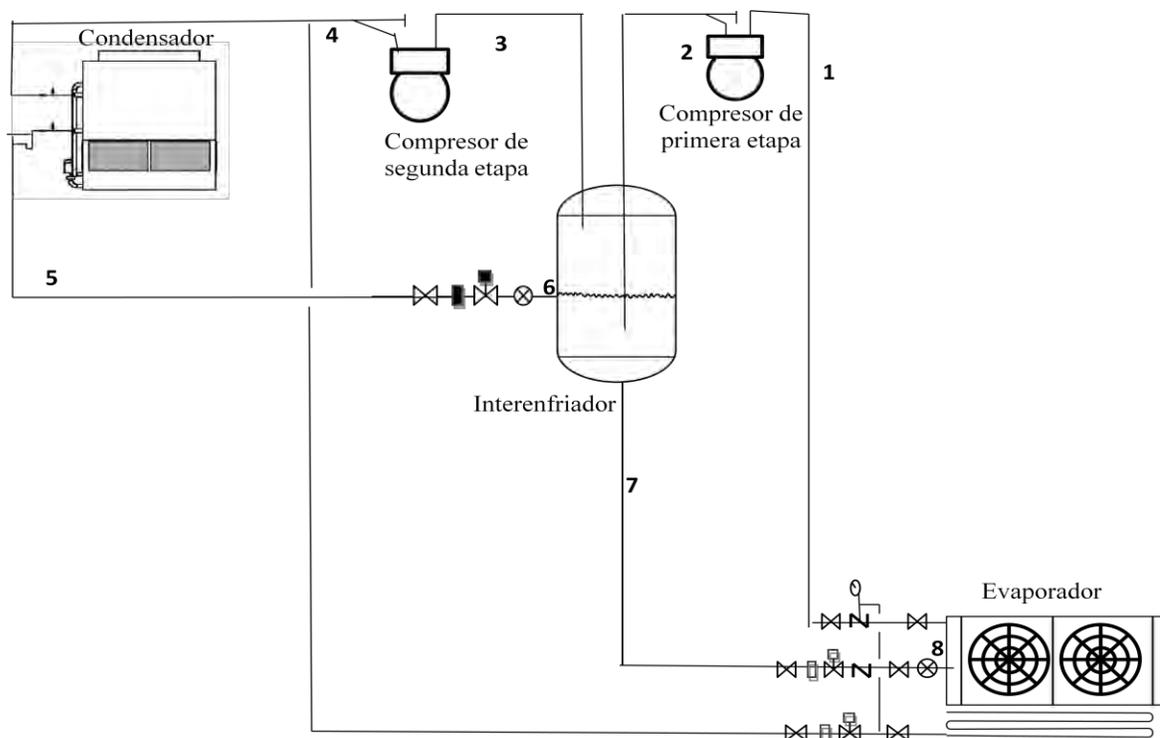


Figura 14. Diagrama de flujo del sistema de doble etapa de compresión y una evaporación.

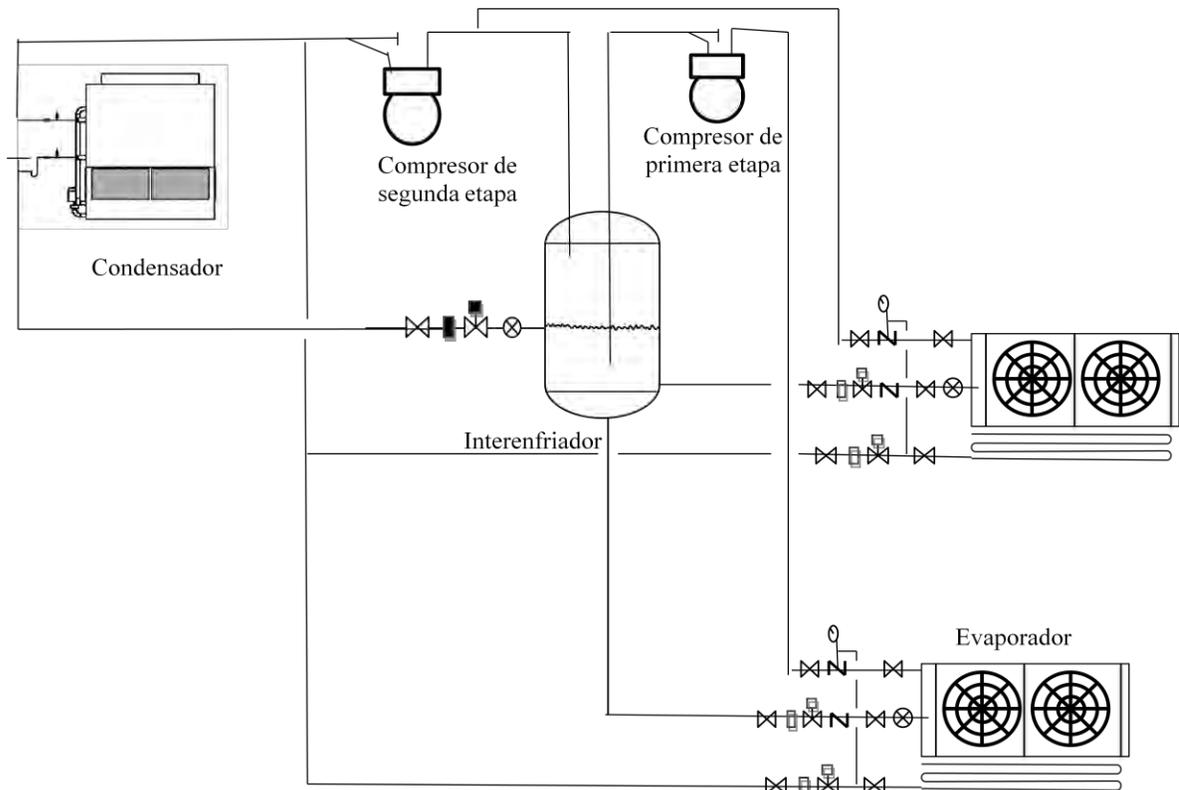


Figura 16. Instalación frigorífica de doble etapa de compresión con evaporación en dos etapas.

1.1.3 Parámetros de cálculo en instalaciones frigoríficas.

En una instalación pueden definirse una serie de características fundamentales que caracterizan su estado de funcionamiento, los cuales se definen a continuación.

Relación de compresión (R.C).

Es el cociente entre la presión de descarga del compresor y la presión de aspiración. Es conveniente destacar que siempre se hace referencia a las presiones de descarga y aspiración del compresor, que pueden ser distintas de las presiones de condensación y evaporación en aplicaciones polivalentes.

$$R.C = \frac{P_K}{P_o} \quad (6)$$

Potencia frigorífica (Q_o)

Se define como la velocidad a la cual el calor debe ser eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura. La potencia frigorífica es la suma de las cargas térmicas provenientes de diferentes fuentes:

- 1.- El calor transmitido por conducción a través de paredes aisladas.
- 2.- El calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega al espacio a través de la apertura de puertas.
- 3.- El calor que debe ser eliminado del producto refrigerado para reducir la temperatura del producto a la temperatura de almacenamiento
- 4.- El calor cedido por la gente que trabaja en el espacio y por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en dicho espacio.

Producción frigorífica específica (q_o).

Representa la cantidad de calor que por unidad de masa, recibe el evaporador, equivale a las diferencias de las entalpías específicas de salida y entrada en el evaporador su valor es de:

$$q_o = \Delta h_{evap} = h_S - h_E \quad (7)$$

donde:

h_S = Entalpía a la salida del evaporador.

h_E = Entalpía a la entrada del evaporador.

Caudal másico (\dot{m})

Es la masa de refrigerante por unidad de tiempo que circula por un determinado componente o punto de la instalación. Se calcula a partir de la potencia frigorífica total y la específica como:

$$\dot{m} = \frac{Q_o}{q_o} \quad (8)$$

Caudal volumétrico desplazado por el compresor (\dot{V}).

Es el volumen de refrigerante que desplaza el compresor, es decir, que aspira, comprime y descarga, por unidad de tiempo. Se obtiene considerando las condiciones del vapor en la aspiración del compresor. Este dato viene dado por la siguiente ecuación (Torrella, 2000):

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot \bar{v}_1 \quad (9)$$

donde:

\bar{v}_1 = Volumen específico en la entrada del compresor

Caudal volumétrico teórico del compresor (\dot{V}_T)

Es el volumen de refrigerante por unidad de tiempo que desplazaría el compresor si su funcionamiento fuera de forma ideal.

Trabajo suministrado (W)

Cantidad de energía mecánica por unidad de masa necesaria para realizar la compresión. En un compresor real, el trabajo exterior total por unidad de masa viene dado por (Torrella, 2000):

$$W_r = \frac{(\Delta h)_{c.s.}}{R_i R_m} = \frac{(\Delta h)_{c.r.}}{R_m} \quad (10)$$

donde:

$(\Delta h)_{c.r.}$ = Incremento entálpico en un compresor real.

R_i = Rendimiento indicado

R_m = Rendimiento mecánico

Trabajo de compresión isoentrópico o ideal (W_i).

Es la cantidad de trabajo requerido para comprimir isoentrópicamente una unidad de masa de refrigerante. Para compresores adiabáticos se calcula como:

$$W_i = (\Delta h)_{comp\ isoent.} = (h_S - h_E)_{comp\ isoent.} \quad (11)$$

donde:

$(\Delta h)_{comp\ isoent.}$ = Diferencia de entalpías específicas a la salida y en la entrada de un compresor isoentrópico.

Potencia de compresión eléctrica (W_e).

Es la potencia eléctrica requerida por el motor eléctrico para el accionamiento del compresor.

Potencia mecánica (P)

La potencia mecánica total absorbida para conseguir una cierta producción frigorífica se define como (Torrella, 2000):

$$P = m * W_r = \frac{Q_o}{q_o} * W_r \quad (12)$$

Capacidad

Para un compresor ideal de desplazamiento positivo, la capacidad se encuentra en función de la masa de gas comprimido por unidad de tiempo. Idealmente, el flujo másico es igual al producto del desplazamiento del compresor por unidad de tiempo y la densidad del gas como se muestra en la ecuación (ASHRAE, 2000):

$$\dot{m}_i = \rho V_d \quad (13)$$

Donde:

\dot{m}_i Flujo másico ideal de gas comprimido

ρ Densidad del gas a la succión del compresor

V_d Desplazamiento geométrico del compresor

Utilizando el flujo másico ideal es posible determinar la capacidad y potencia de entrada ideal del compresor (ASHRAE, 2000):

$$\text{Capacidad ideal: } \dot{m}_i * E.R \quad (14)$$

$$\text{Potencia de entrada ideal: } \dot{m}_i * C.C. \quad (15)$$

1.1.4 Eficiencia

En sistemas de refrigeración el término empleado para medir la eficiencia de un ciclo, es llamado coeficiente de rendimiento (COP), definido como la refrigeración útil (cantidad de calor removido) entre la energía necesaria a suministrar para la operación del ciclo:

$$COP = \frac{\text{refrigeración útil}}{\text{energía total suministrada}} \quad (16)$$

Para sistemas de compresión mecánica, comúnmente la energía suministrada es en forma de trabajo, mecánico o eléctrico.

$$COP = \frac{Q_o}{W_T} \quad (17)$$

La desviación del ciclo real de refrigeración respecto a un ciclo ideal reversible es dado por la eficiencia de refrigeración. El ciclo de Carnot es empleado comúnmente para dicha comparación.

$$\eta_R = \frac{COP}{(COP)_{rev}} \quad (18)$$

El coeficiente de rendimiento del ciclo de Carnot es una función de los límites de temperatura, su expresión es:

$$COP_{cart} = \frac{T_o}{T_K - T_o} \quad (19)$$

Un valor alto de coeficiente de rendimiento es deseado, ya que indica que para cierta cantidad de refrigeración se requiere solamente una pequeña cantidad de trabajo.

1.2 Métodos de alimentación de líquido a evaporadores

A nivel industrial, existen diferentes métodos de alimentar fluido refrigerante a los evaporadores, cada uno de los cuales le confiere características particulares, tanto físicas

como termodinámicas. Los métodos de alimentación de líquido son, expansión directa, inundados y recirculación de líquido, descritos a continuación.

1.2.1 Expansión directa

Con este método la cantidad de líquido refrigerante alimentado al evaporador está limitado a la cantidad que pueda ser completamente vaporizado durante el tiempo de llegada hasta el extremo final del evaporador, de tal manera que solo llegue vapor a la línea de succión. Es decir que el refrigerante a evaporar es alimentado en relación 1:1, por lo que prácticamente el líquido que ingresa al equipo de intercambio es evaporado completamente y posteriormente succionado por el equipo de compresión.

El flujo de líquido refrigerante es controlado generalmente por una válvula de expansión termostática o una válvula de expansión manual. La válvula de expansión manual opera mediante el movimiento de un vástago, controlando la cantidad de fluido refrigerante y reduciendo la presión de éste. La válvula de expansión termostática responde al sobrecalentamiento producido en la salida del evaporador, manteniendo un grado constante de recalentamiento, es por ello que se permite un sobrecalentamiento de 10 °F lo cual permite obtener la completa vaporización del refrigerante en el evaporador y prevenir así el llevar líquido en la tubería de succión al compresor. Es evidente que el refrigerante en la última parte del evaporador se encuentra en estado de vapor y que esta parte del evaporador no trabaja tan efectivamente como la parte a la entrada del evaporador en donde se tiene una gran parte del refrigerante en la fase líquida.

En tanto el sistema de expansión directa es menos eficiente que los de tipo inundado o de recirculación de líquido, son por lo general mucho más simples en su diseño, su costo inicial es más bajo, requiere menos carga de refrigerante y tienen menos problemas que los demás en lo que respecta al regreso de aceite. Por estas razones el método de expansión directa es el tipo más popular (Dossat, 2001).

El diagrama presión-entalpía para este método de alimentación queda como el mostrado en la figura 1 del ciclo de una máquina de compresión simple.

Generalmente se utilizan en instalaciones de amoníaco con aplicaciones en temperatura de operación mayores a 32 °F y en donde las cargas térmicas no son grandes. Típicamente se

puede utilizar en las siguientes aplicaciones: áreas de empaque, áreas de corte, andenes de carga y descarga, áreas de proceso, cámaras pequeñas de conservación de producto refrigerado, entre otras (Alarcón, 2005).

1.2.2 Inundado

El método de alimentación inundado permite mantener completamente humedecida la superficie interior del serpentín del evaporador logrando una mayor transferencia de calor. La figura 17 muestra el método de alimentación inundado, en el cual después de que el fluido refrigerante se expande hasta alcanzar la presión requerida, pasa a un separador de partículas que se encontrará a la presión de evaporación y por lo menos a la altura del evaporador, para que por efecto de gravedad, el líquido saturado fluya a través del evaporador, de manera constante. Una vez realizada la evaporación, el fluido regresa al separador de partículas que permitirá una separación del vapor producido, para su posterior compresión.

Para mantener el nivel de líquido constante en el separador de partículas se emplea una válvula flotadora. Así como el refrigerante se evapora, la válvula, regula el líquido hasta que se alcance un nivel específico.

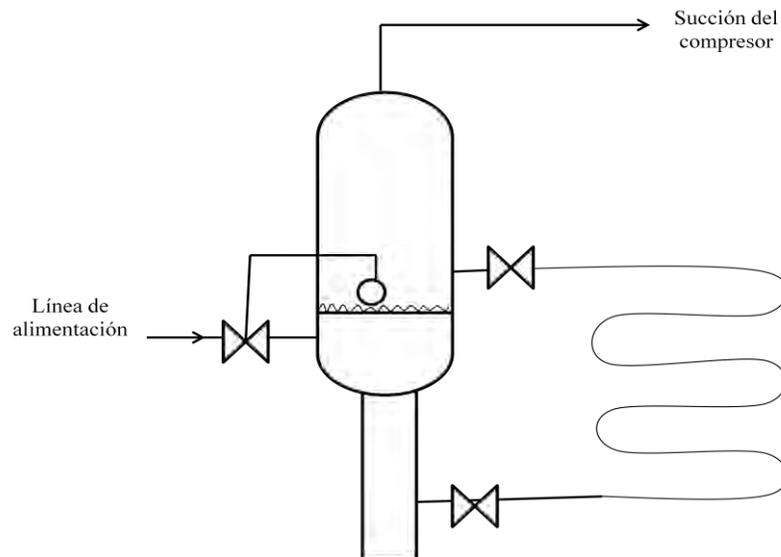


Figura 17. Sistema de alimentación inundada.

Las características asociadas a este sistema de alimentación generan modificaciones termodinámicas en el ciclo, la figura 18 muestra el diagrama de presión-entalpía para este método de alimentación, se puede observar que debido a la separación de fases que se lleva a cabo después de la expansión, se alimentará únicamente líquido saturado a la condición 5 y por lo tanto la evaporación se realizará desde este punto contribuyendo al aumento en la producción frigorífica específica (q_o).

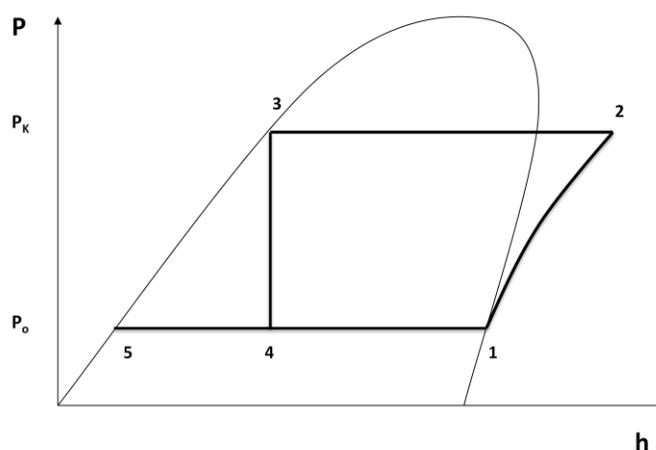


Figura 18. Diagrama presión-entalpía sistema de alimentación inundada.

Este sistema de alimentación puede ser utilizado en altas o bajas temperaturas y para mayores capacidades de enfriamiento. Actualmente su principal aplicación está dirigida a equipo de enfriamiento de líquido como: Bancos de hielo, enfriadores de agua o glicol instantáneos, túneles IQF de congelación y *carbocoolers*.

Para enfriadores de aire, su utilización no es tan extensiva debido a que se vuelve poco práctico la utilización de diversos recipientes de inundación (Alarcón, 2005).

1.2.3 Sistemas de recirculación

Estos sistemas consisten en una sobrealimentación de fluido refrigerante a evaporadores, es decir un exceso de refrigerante del que se puede evaporar. Al final del proceso de

evaporación el exceso de líquido es separado del vapor en un separador de partículas y es recirculado hacia el evaporador, mientras que el vapor es succionado por el compresor. Se conoce como relación de recirculación a la razón de líquido y vapor que regresan al separador de partículas. Es decir, si se tiene una relación de recirculación de 3:1 indica que se tiene en circulación tres partes de líquido, de las cuales solo una parte de líquido se evapora y dos regresan en forma de líquido al separador de partículas para ser recirculados.

La sobrealimentación de estos sistemas provoca una alta velocidad del fluido refrigerante en el evaporador, con lo que se mejora la velocidad de transferencia de calor en el equipo, desarrollando altas eficiencias.

Los sistemas de recirculación son empleados comúnmente en sistemas de evaporador múltiple y en sistemas de múltiple compresión, usualmente son asociados porque es particularmente ventajoso en sistemas de baja temperatura, para los cuales dan servicio los sistemas de compresión múltiple (Stoeker & Jones, 1986).

La recirculación del líquido puede efectuarse de forma mecánica, mediante una bomba o por presión de gas, los cuales serán analizados a continuación.

1.2.3.1 Sistema de recirculación por bombas

Este sistema de recirculación emplea una bomba para la circulación del fluido refrigerante. La figura 19 muestra este sistema, en el cual un separador de partículas mantiene un nivel constante de líquido, posteriormente la bomba circula líquido hacia los evaporadores, una vez finalizada la evaporación, la mezcla de dos fases es separada, en líquido y vapor saturado, el líquido se pone a disposición de alimentar nuevamente la bomba, mientras que el vapor es dirigido hacia la succión del compresor.

Una particularidad del sistema de recirculación por bombas es la manera de controlar la variación de capacidad de alimentación a evaporadores. El sistema cuenta con un juego de válvulas que incluye una válvula reguladora de presión, conectada entre la salida de la bomba y el separador de partículas y cuyo objetivo es mantener la presión diferencial, y mantener una presión constante del líquido que será alimentado a los evaporadores.

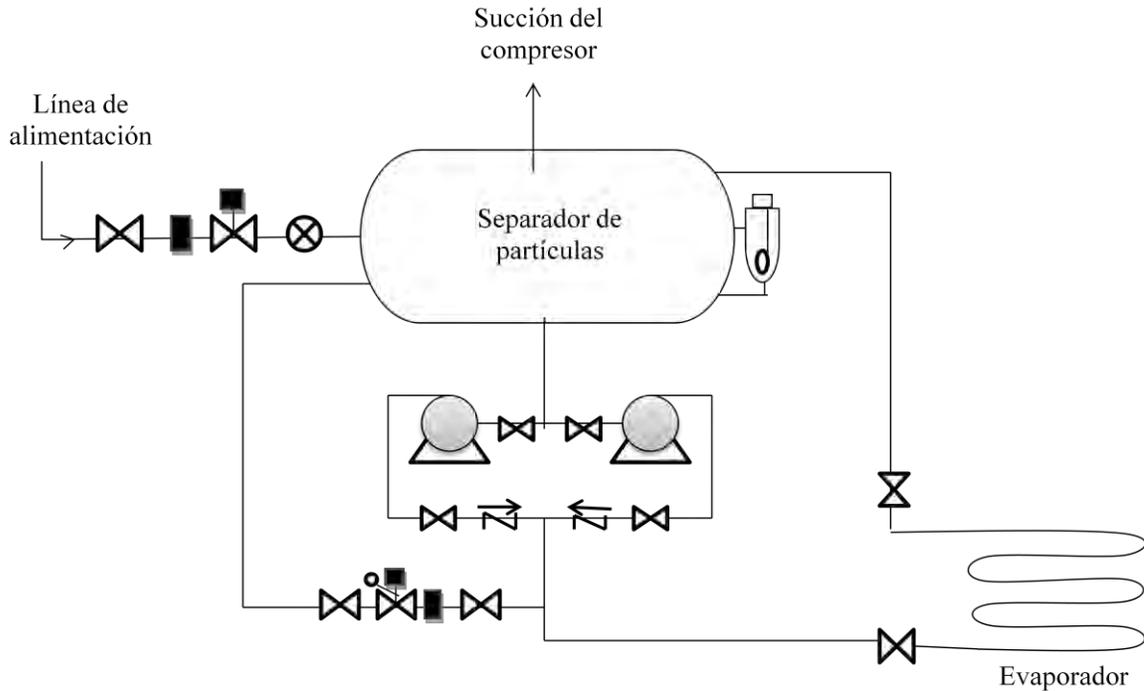


Figura 19. Sistema de recirculación por bombas.

La válvula reguladora de presión se encuentra ubicada en una línea de "by-pass" entre la descarga de la bomba y el separador de partículas. Suponiendo una instalación donde el sistema de recirculación por bombas suministra líquido a más de un evaporador, y uno de ellos queda fuera de funcionamiento, el sistema requerirá menos cantidad de líquido en circulación. Este arreglo permitirá que todo el líquido correspondiente a los evaporadores que se encuentren fuera de operación, regrese al separador de partículas, controlando de esta manera la presión de descarga de la bomba. Además este sistema de recirculación generalmente emplea como medida de buena práctica dos bombas, una en operación y una en "standby".

La figura 20 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente al sistema de recirculación por bombas.

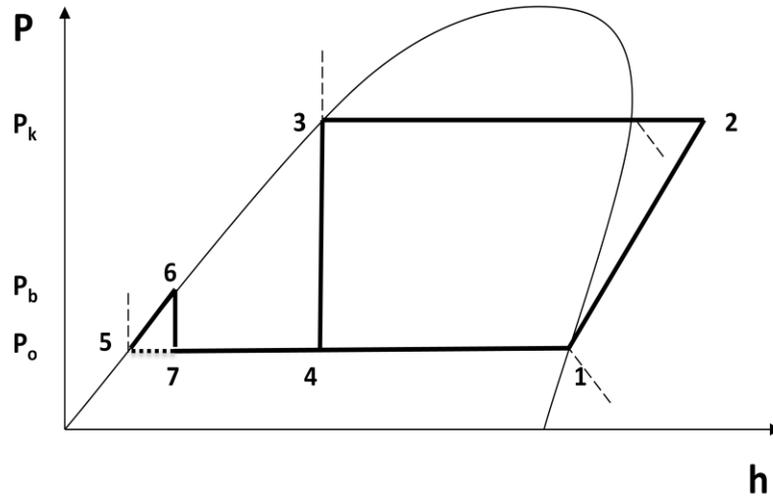


Figura 20. Diagrama presión-entalpía del sistema de recirculación por bombas.

El vapor obtenido después del proceso de evaporación es comprimido desde la presión de evaporación a la presión de condensación, punto 1-2, el líquido saturado del recipiente de alta presión punto 3, se expande, punto 4, formándose una mezcla de líquido-vapor, al llegar al separador de partículas se separaran las fases por diferencia de densidades en líquido saturado, punto 5, y vapor saturado, punto 1, de manera que el líquido saturado quedará en disposición de ser alimentado, en este punto las bombas succionan el líquido y elevan su presión por encima de la presión de evaporación, punto 6, pero debido a la fricción en tuberías y accesorios, al llegar a la entrada del evaporador se encontrará nuevamente a dicha presión (P_o), punto 7, e inicia la evaporación a partir de este punto hasta el punto 1, donde el vapor y la parte correspondiente a líquido sobrealimentado regresan al separador de partículas, separándose la mezcla y sólo succionándose el vapor saturado.

Este sistema de recirculación tiene la capacidad de manejar relaciones de recirculación mucho más elevadas que con los otros métodos, llegando incluso a manejar relaciones de 16:1 (Moreno, 1994). Sin embargo la relación de recirculación óptima puede variar dependiendo la carga térmica, diámetro de tuberías, tamaño de la instalación, entre otros

factores. Una alta relación de recirculación puede causar altas caídas de presión a través de los evaporadores y en la línea de retorno de líquido (ASHRAE, 2002).

1.2.3.1.1 Parámetros implicados en la selección de una bomba

Los sistemas de bombeo implican una especial atención al momento de la selección del equipo, ya que una mala elección puede traer como consecuencia aumentos en los costos de funcionamiento a lo largo de su ciclo de vida, así como una baja eficiencia y posibles daños en el equipo. Independientemente de su aplicación los parámetros que se deben tener presentes en la selección de un equipo de bombeo son:

1. La naturaleza del líquido que se va a bombear. La naturaleza del fluido está caracterizada por la temperatura en las condiciones de bombeo, es importante tener los datos de gravedad específica, viscosidad, tendencia a generar corrosión o erosión en las diferentes partes de la bomba y su presión de vapor a la temperatura de bombeo. El término de presión de vapor se utiliza para definir la presión en la superficie del fluido debido a la formación de vapor. Esta se eleva conforme aumenta la temperatura del líquido y es necesario que la presión a la entrada de la bomba sea mayor que la presión de vapor del fluido (Crane, 1999).
2. La capacidad requerida (flujo volumétrico). Es importante conocer el gasto debido a que este tiene una relación directa con el cabezal. Para un régimen de flujo turbulento el gasto es una función cuadrática del cabezal, en donde las pérdidas por fricción se consideran constantes, en cambio en régimen laminar las pérdidas por fricción son inversamente proporcional al número de Reynolds, cuyos resultados tienen una relación lineal con el cabezal y el gasto. Estos valores son determinados por los requerimientos del sistema, y conociendo estos requerimientos del sistema es posible seleccionar la mejor bomba para dicho sistema. Además de que a mayor flujo volumétrico la bomba deberá ser de un mayor tamaño, lo cual indica un incremento de los costos de operación.
3. Las condiciones de presión en el lado de la succión de la bomba. El sistema de succión debe de ser capaz de permitir la entrada a la bomba de un flujo paralelo del líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas en el fluido. A medida que la presión en el fluido disminuye, la temperatura a la cual se forman las

burbujas de vapor disminuyen también. Por lo que es necesario que la presión de succión a la entrada sea mayor que la presión de vapor del fluido.

Cada vez que la presión del líquido disminuye más que la presión de vapor correspondiente a su temperatura, el líquido se evaporará. Cuando esto sucede dentro de la bomba en operación, en lugar de un flujo permanente de fluido, la bomba tomará una mezcla de vapor-líquido, provocando que se disminuya la entrega, a medida que las burbujas de vapor ingresen a la bomba estas serán arrastradas hasta un punto de mayor presión donde súbitamente se colapsarán. Este fenómeno se conoce como cavitación. Debe de evitarse la cavitación de un bomba, ya que normalmente trae como consecuencia erosión del metal, vibración, flujo reducido, pérdida de la eficiencia y ruido. Cuando la presión de succión es insuficiente para llenar su cavidad, puede aparecer cavitación en la admisión de la bomba causando daños en la succión y en las paletas del impulsor (Volk, 2005).

4. Las condiciones de presión en el lado de la descarga de la bomba. Es la presión que se requiere a la salida de la bomba.
5. El cabezal total de la bomba. Es la energía o trabajo que debe de realizar la bomba para mover el fluido a través del sistema (Mott, 2006)

$$\text{CABEZAL} = P_{\text{descarga}} - P_{\text{succión}} \quad (20)$$

6. El tipo de sistema al que la bomba está entregando el fluido
7. El tipo de fuente de alimentación (motor eléctrico, motor de diesel, turbina de vapor, etc.) Es importante, debido a que algunas bombas requieren de una fuente de alimentación en específico, y que no pueden acoplarse a otra fuente de alimentación.
8. Limitaciones de espacio, peso y posición
9. Condiciones ambientales. Hay varias condiciones ambientales que son de vital importancia conocer, como los son: la presión atmosférica debido a que algunos tanques descargan a esta presión, la cual es específica de cada lugar, la temperatura ya que con ella es posible conocer la presión de vapor del agua a esa temperatura.
10. Costo de la operación de la bomba: Se refiere a los costos de capital de la instalación del equipo de bombeo y al costo de energía requerido por la bomba.
11. Códigos y estándares que rigen las bombas: Al momento de seleccionar una bomba pueden requerirse ciertas especificaciones de diseño, como cumplir con ciertos

estándares o normas, entre ellas se encuentran los estándares ANSI, API e ISO. Las normas ANSI (American National Standards Institute) fijan estándares de diseño aplicables a bombas utilizadas en procesos químicos, las normas API (American Petroleum Institute) son utilizadas para bombas de industria petroquímica y refinerías, y las normas ISO (International Standards Organization) que tienen un alcance más amplio, ya que además de incluir los estándares para el diseño de equipo incluye programas de certificación de aseguramiento de la calidad.

1.2.3.2 Sistema de recirculación por presión de gas

En este sistema de recirculación la energía empleada para la circulación de fluido refrigerante es suministrada por gas caliente a alta presión, proveniente de la línea de descarga del compresor.

La figura 21 muestra los recipientes y accesorios de regulación empleados en este sistema de recirculación. En el cual el líquido de la salida del condensador es alimentado a un recipiente de presión controlada (RPC), el cual alimenta el líquido refrigerante en exceso hacia los evaporadores. Una vez realizada la evaporación, la mezcla entra al separador de partículas (SP) separando el vapor del líquido sobrealimentado, el vapor será succionado por el compresor y el líquido se depositará en la parte inferior. Al llegar el líquido a un nivel máximo, por efecto de la gravedad, comenzará a vaciarse hacia el tanque de transferencia llamado trampa Phillips® (TP) que se encuentra a la presión de evaporación. Una vez que se tenga el nivel máximo de líquido en la trampa Phillips®, un regulador de nivel que se encuentra en el recipiente, enviará una señal eléctrica a la válvula de tres vías para que permita el ingreso de gas caliente a alta presión proveniente de la línea de descarga del compresor hacia la trampa Phillips® y lograr con ello un aumento en la presión del líquido para poder trasvasarlo hacia el recipiente de presión constante, quedando el líquido a disposición de recircularse hacia los evaporadores.

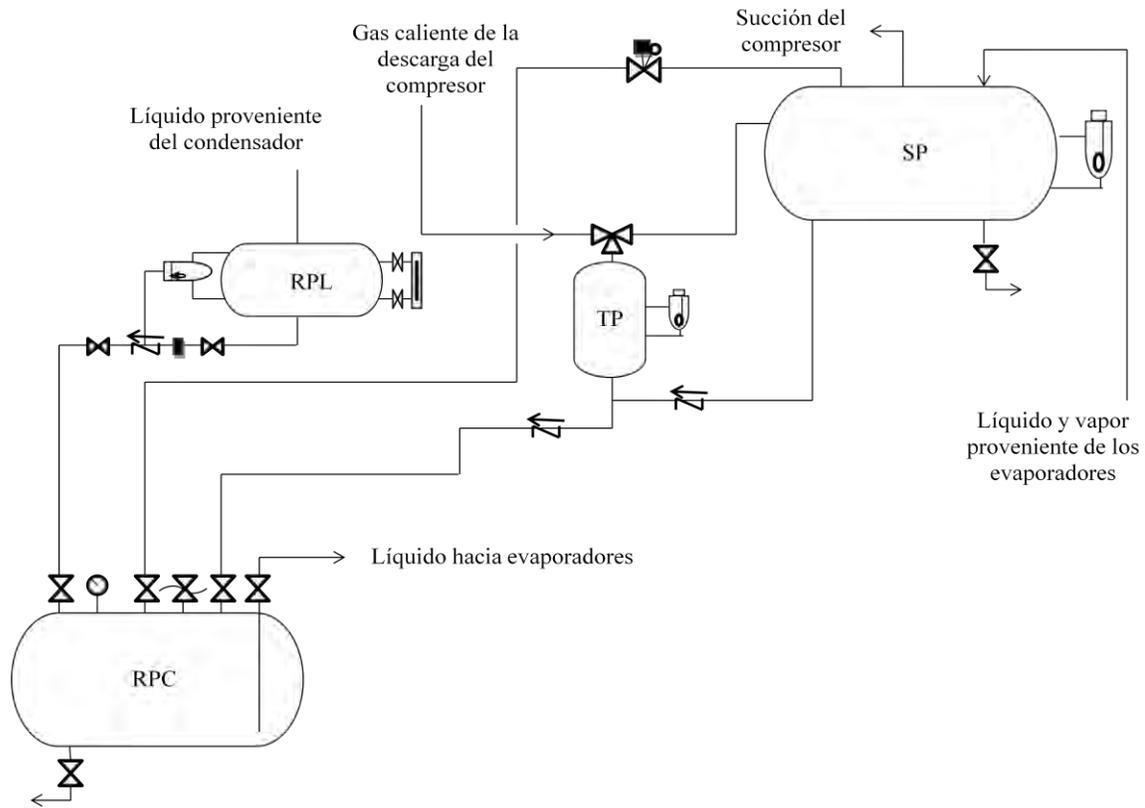


Figura 21. Sistema de recirculación por presión de gas.

Al terminar el transvase, dentro del tanque de transferencia, existirá una presión alta debido al gas caliente que se encuentra a la presión de condensación, por lo que antes de que esté lista para volver a recibir fluido refrigerante proveniente del separador de partículas, debe realizarse la igualación de presiones entre estos recipientes por medio de la válvula de tres vías. Para llevar a cabo dicha igualación de presiones, la válvula de tres vías abrirá hacia la línea que conecta con el separador de partículas para que el fluido refrigerante a alta presión atrapado en la trampa fluya, por efecto de la diferencia de presiones, hacia el separador de partículas para ser succionado por el equipo de compresión, hasta que la presión de la trampa llegue a ser igual a la del separador de partículas. Cuando esto suceda, quedará listo para volver a aliviar el separador de partículas.

La figura 22 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente al sistema de recirculación por presión de gas con recipiente de presión controlada.

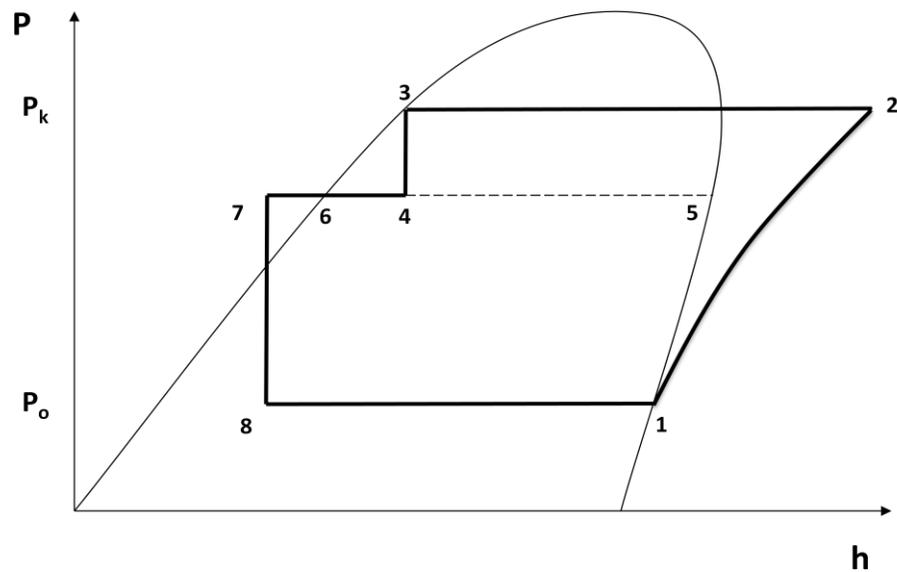


Figura 22. Diagrama presión-entalpía sistema recirculado por presión de gas.

La presencia del recipiente piloto (RPL) entre el sistema de condensación y el recipiente de presión controlada, permite una pre-expansión, debido a la operación de una válvula check pilotada, que controla el paso de líquido provocando a su vez una pre-expansión del líquido, de presión de condensación a la presión que espera el recipiente de presión controlada, punto 4, al recipiente de presión controlada llega una mezcla de líquido-vapor que será separada en líquido y vapor saturado, puntos 6 y 5 respectivamente, pero como consecuencia de recibir líquido enviado por la trampa Phillips®, ocurre un subenfriamiento útil del líquido dentro de este recipiente, punto 7, representando una ventaja termodinámica con el aumento de la producción frigorífica específica, línea 8-1. Asociado al recipiente de presión controlada existe una válvula reguladora de presión en una tubería entre el separador de partículas y éste, su función es mantener la presión constante en el RPC, la

válvula tiende a abrir en un aumento de la presión de entrada si se encuentra por encima de la presión establecida, y cerrará si se encuentra debajo, este arreglo permite mantener una presión de líquido constante hacia evaporadores, en forma independiente a la variación de la presión de condensación.

El uso de gas caliente a presión y temperatura alta, en los sistemas de recirculación, requiere un volumen adicional del compresor, del cual no se obtiene refrigeración útil y consume de 4 a 10 % más de la potencia del compresor para mantener el flujo de refrigerante (ASHRAE, 2002).

1.3 Consumo energético

1.3.1 Energía y su consumo

La energía es fundamental para el desarrollo social y económico, así como para la estabilidad de cualquier país. Históricamente, el avance tecnológico ha llevado asociado un aumento y dependencia del consumo energético. El crecimiento demográfico y particularmente el crecimiento económico son factores que han contribuido a una mayor demanda de energía (Sancho et al., 2006).

La energía es una propiedad de un cuerpo o sistema que se puede definir como: La capacidad de un cuerpo dado para producir efectos físicos externos a ese cuerpo. La palabra efectos, implica que pueden ocurrir cambios físicos, como movimiento o cambios de tamaño, color, temperatura u otros muchos cambios en el carácter físico de los objetos o sistemas (Rolle, 2006).

En física, la energía es uno de los conceptos básicos debido a su propiedad fundamental: La energía total de un sistema aislado se mantiene constante. Por tanto en el universo no puede existir creación o desaparición de energía, sino transferencia de un sistema a otro, o transformación de energía de una forma a otra. Esta ley de conservación de energía constituye el primer principio de la Termodinámica.

Además, en todo proceso real de transformación de una forma de energía a otra, el segundo principio de la Termodinámica establece que dicha transformación no puede llevarse a cabo de una forma completa, por lo que una fracción significativa de la energía inicial se

disipará, esta inevitable pérdida queda reflejada en el rendimiento energético del proceso, que expresa la relación entre la cantidad obtenida de energía final y la cantidad empleada de energía inicial.

La energía es, por lo tanto, una magnitud física que puede manifestarse de distintas formas, algunos ejemplos son potencial, cinética, química, eléctrica, nuclear y radiante, existiendo la posibilidad de que se transformen entre sí obedeciendo el primer y segundo principio de la Termodinámica.

Al gasto total de energía en un proceso determinado se le conoce como consumo energético. Básicamente existen dos tipos principales de consumo energético que se encuentran en función de las fuentes de energía:

Consumo de energía primaria: Contabiliza la energía térmica empleada en los procesos de transformación a electricidad o bien los contenidos energéticos de los recursos primarios empleados en los diferentes procesos de transformación hacia las formas de energía final. Es decir, la energía utilizada en el primero de los procesos de transformación.

Consumo de energía secundaria o final: Se refiere a la utilización de la energía ya transformada y distribuida en la forma conveniente a los diferentes sectores de actividad económica: industria, transporte, servicios, sector doméstico. Hablamos aquí de la energía eléctrica y combustibles derivados del petróleo.

La diferencia estriba en que la energía secundaria es objeto de transacciones comerciales normales, es decir, se factura cuando se comercializa, y es por tanto la que empleamos en la mayoría de las actividades.

La energía tiene una gran importancia en el desarrollo de la sociedad y está estrechamente vinculada al desarrollo tecnológico, mejorando la condiciones de vida del hombre. Resulta difícil imaginar cualquier actividad industrial moderna usando únicamente fuentes de energía primaria. La electricidad, que es una forma de energía secundaria, cada día tiene más aplicaciones con la cual es posible aumentar la productividad al hacer posible la automatización de procesos. En nuestros días se tiene una creciente dependencia hacia la

energía debido a las necesidades de la población, el crecimiento demográfico y desarrollo tecnológico, lo cual hace que aumente la demanda del consumo de energía.

El consumo energético ha incrementado y debido al impacto que trae consigo, tanto en el aspecto ambiental como económico, se han buscado medidas para disminuir su repercusión. Las necesidades energéticas globales probablemente continúen creciendo de forma constante durante los próximos años y las necesidades energéticas del mundo serán 50 % más altas en 2030 que hoy (Krajnc et al, 2008). El problema radica en la dependencia de unas pocas fuentes de energía limitadas, al igual que afectaciones al medio ambiente, como el cambio climático y efecto invernadero producto de la emisión de gases.

1.3.2 Impacto del consumo energético

El consumo de energía representa un gran desafío, ya que las industrias que dominan el actual mercado de la energía se basan en un reducido número de fuentes y tecnologías de transformación, de los cuales la mayor parte de los recursos que emplean son de tipo no renovable, en particular recursos fósiles. El consumo de energía primaria, depende casi exclusivamente de los combustibles a base de petróleo, y probablemente su participación continúe siendo alta en el futuro. El petróleo representa el 34% de las fuentes de energía primaria en el mundo, el carbón 25 %, 21 % el gas, y el combustible nuclear 7 %. En total, sólo el 13 % proviene de las energías renovables, de los cuales el 11% proviene de la biomasa y el 2% de la hidroenergía (Krajnc et al, 2008).

El uso de combustibles fósiles genera dióxido de carbono, siendo el gas con mayor influencia en el efecto invernadero y por tanto en el aumento del calentamiento global. El dióxido de carbono es claramente el gas de efecto invernadero más influyente y aunado al calentamiento global que puede liberar CO₂ desde el suelo y el agua del mar debido al aumento de la temperatura, son efectos que se refuerzan mutuamente.

Las consecuencias incluyen el deshielo de los polos, el aumento del nivel del mar, y las tormentas severas debido a la energía adicional en la atmósfera.

La dependencia de unas pocas fuentes de energía limitadas es perjudicial no sólo para la estabilidad futura de las regiones mundiales, sino también para el medio ambiente. La naturaleza está respondiendo ante el consumo cada vez mayor de los combustibles fósiles y

al efecto invernadero relacionado con las emisiones de gases, con el cambio climático y catástrofes naturales, como la elevación del nivel del mar, la extinción de especies, inundaciones, tormentas, sequías, olas de calor e incendios.

La industria manufacturera es uno de los más grandes consumidores de energía primaria con un 31 % y uno de los mayores emisores de CO₂. El agotamiento de las fuentes de energía fósiles, su aumento de precio y la regulación en materia de energía de los gobiernos, han orillado a las industrias a fomentar medidas de ahorro de energía y eficiencia energética.

1.3.3 Ahorro energético y eficiencia energética

El consumo energético ha incrementado y debido al impacto que trae consigo, tanto en el aspecto ambiental como económico, debido a ello se han adoptado medidas de conservación de la energía y su uso racional, las cuales consisten en un conjunto de acciones que representan la búsqueda de un equilibrio entre el consumo de energía y el medio ambiente, además de la implementación de sistemas más eficientes. Las medidas de eficiencia energética son una contribución importante para el abastecimiento energético de los países, como una fuente limpia y trae consigo importantes beneficios económicos, sociales y ambientales tanto para el consumidor como para el estado y las empresas.

El ahorro de energía se refiere principalmente a la reducción del consumo de energía y el aumento de la eficiencia en su uso. El ahorro de energía conduce a una mayor seguridad, ganancias financieras, y la protección del medio ambiente (Demirel, 2012). Dentro de los beneficios que muestra el ahorro energético, el más importante desde el punto de vista de los consumidores industriales o comerciales es el ahorro económico que se obtiene de todo aumento de rendimiento global (Sancho, 2006). De ello resulta la eficiencia energética, como una reducción del uso de energía por unidad de producción, trata de reducir las pérdidas que se producen en toda transformación o proceso, incorporando mejores hábitos de uso y mejores tecnologías. La eficiencia energética, además de fomentar la innovación, ayuda a conservar el medio ambiente y reduce las emisiones de dióxido de carbono (Madureira, 2014).

Debido al impacto que trae consigo el consumo energético, y en su contraparte, los beneficios que muestra la adopción de medidas de eficiencia y ahorro energético, es necesaria la concientización de los diferentes sectores (industrial, doméstico, comercial, municipal y de servicios) para que adopten medidas apegadas al uso eficiente de energía y ahorro energético.

La conservación de energía, que es el componente principal de las políticas de eficiencia, se han venido aplicando desde hace varios años en Europa, América del Norte, Japón y varios países en desarrollo. En el caso de México existen dependencias encargadas de coordinar los asuntos en materia energética, a continuación se detallará más sobre la legislación mexicana en materia de eficiencia y ahorro de energía.

1.3.4 Legislación mexicana en materia de energía

En México el organismo encargado de coordinar los asuntos en materia energética es la Secretaría de Energía (SENER). En el 2008 se crea la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) como un órgano administrativo desconcentrado de la Secretaría de Energía, con el objetivo de promover la eficiencia energética y fungir como órgano técnico en materia de aprovechamiento sustentable de la energía.

La CONUEE influye sobre la mayor parte de la producción, transformación, distribución y uso final de la energía en México, entre sus principales funciones destacan, la difusión de información energética, asistencia técnica en la materia y la creación de instrumentos regulatorios, así como la formulación de Normas Oficiales Mexicanas orientadas a la eficiencia energética, que regulan el consumo de energía de equipos y sistemas. Las Normas Oficiales Mexicanas en materia de eficiencia energética establecen la mínima eficiencia energética de equipos y sistemas que requieren del suministro de energía para su funcionamiento, como los equipos de refrigeración, bombas y motores, procurando se cuente con información veraz en relación con el consumo energético.

Todo ello está orientado a diversos sectores de gran importancia en el consumo de energía entre los que se encuentran los grandes corporativos, el sector residencial y las pequeñas y medianas empresas.

En el país también opera el Fideicomiso para el Ahorro de Energía Eléctrica (FIDE) que es una institución de carácter privado que promueve y fomenta el ahorro de energía eléctrica en los usuarios. El FIDE en su calidad de Fideicomiso concede financiamiento para la implementación de proyectos de ahorro de electricidad, otorga asistencia técnica para el desarrollo de iniciativas y brinda capacitación sobre temas de ahorro de energía. El FIDE certifica la eficiencia eléctrica en aparatos eléctricos y dispone de material educativo sobre el ahorro de energía eléctrica.

De lo anterior queda claro la importancia que ha adquirido las medidas de eficiencia energética, con el emprendimiento de programas y actividades en materia de ahorro energético, motivados por los altos precios de los combustibles o por limitaciones en el abastecimiento.

Queda en los actores de los diversos sectores del consumo energético, la implementación de estas medidas y tomarlas como parte de sus objetivos, teniendo presente que su incorporación, así como la inversión inicial traerán múltiples beneficios a largo plazo.

1.3.5 Consumo energético en instalaciones frigoríficas

Los sistemas de refrigeración consumen una gran cantidad de electricidad y con ello contribuyen en gran medida a los costos de operación de aquellas instalaciones con necesidades de refrigeración considerables. Estos requerimientos de energía tienen un impacto directo en los costos de operación de la instalación y un impacto indirecto sobre el medio ambiente (ASHRAE, 2001). El 80% del impacto sobre el calentamiento global que causan las instalaciones frigoríficas es debido al consumo de energía y no a fugas de fluido refrigerante (Chen et al, 2011). Los sistemas de refrigeración y aire acondicionado consumen cerca del 15% del total de electricidad a nivel mundial además del uso de combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas).

Las necesidades energéticas en una instalación frigorífica se dan en diferentes elementos que conforman el sistema, el principal componente que consume energía es el compresor debido a su funcionamiento vital dentro del ciclo, sin embargo existen otros elementos auxiliares, como los que conforman los diferentes métodos de recirculación de líquido, que

son uno de los métodos de alimentación de líquido a evaporadores y requieren de un consumo adicional de energía para mantener la circulación de líquido hacia evaporadores.

Esta energía se consume de diferentes maneras dependiendo del sistema de recirculación. En el sistema de recirculación por bombas, la bomba representa un consumo de energía adicional, necesaria para realizar la recirculación de líquido. El consumo energético en los sistemas de bombeo depende de factores como el diseño del equipo, diseño de la instalación y la manera en que opera el sistema y puede dominar como uno de los costos más significativos dentro de los costos del ciclo de vida de una bomba, especialmente si las bombas operan más de 2000 horas al año (Hydraulic Institute et al, 2001).

En el sistema de recirculación de líquido por presión de gas, el cual utiliza vapor sobrecalentado para realizar la recirculación, el consumo de energía se traduce en un volumen adicional de vapor sobrecalentado, que genera un consumo adicional de energía de 4 a 10% o más de la potencia del compresor requerida para mantener el flujo de refrigerante (ASHRAE, 2002).

Una mayor comprensión de los componentes que forman parte de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores será una oportunidad para reducir la energía consumida, definiendo las limitaciones que se encuentran en el actual sistema de refrigeración. El uso eficiente de la energía en cada componente individual puede lograr ganancias en la eficiencia global del sistema.

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN DE CAMPO

2.1 Planteamiento del problema y objetivos

Problema

Debido al incremento en el costo de producción de fuentes de energía y escasez de recursos energéticos, así como el impacto ambiental, han orillado a la búsqueda de oportunidades de ahorro de energía y sistemas eficientes con un menor consumo energético al momento de diseñar un sistema.

La determinación del sistema de recirculación de líquido a evaporadores es una parte crucial involucrada al momento de diseñar una instalación frigorífica, que puede ser considerada como una área de oportunidad de ahorro de energía a partir de la elección del sistema que ofrezca una mejor eficiencia y menor consumo energético.

Objetivo General

Evaluar el comportamiento termodinámico y energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores en una planta procesadora de carne, determinando el consumo energético implícitos en la operación de los sistemas.

Objetivos Particulares

Objetivo 1: Elaborar los diagramas de flujo de los sistemas de recirculación de líquido por bombas y a presión de la planta procesadora de carne, identificando sus componentes y condiciones de operación.

Objetivo 2: Determinar el consumo energético de los sistemas de recirculación por bombas y a presión analizando la potencia demandada por los motores implicados en la recirculación de líquido.

Objetivo 3: Determinar la eficiencia termodinámica de la instalación frigorífica considerando los sistemas de recirculación por bombas y a presión en estudio, con énfasis en el análisis del uso eficiente de energía y oportunidades de ahorro energético.

2.2 Caso de estudio

El caso de estudio es una instalación frigorífica de una planta procesadora de carne que se encuentra en operación, que cuenta con sistemas de recirculación de líquido por bombas y a presión. El sistema de recirculación de líquido por bombas, forma parte de un sistema en una sola etapa de compresión con un compresor de tornillo con sistema de enfriamiento de aceite por termosifón, que tiene como aplicación un túnel de congelación. El método de recirculación de líquido por presión de gas, forma parte de un sistema con dos etapas de compresión, cuenta con un compresor recíprocante en la primera etapa con sistema de enfriamiento de aceite por agua y en la segunda etapa emplea un compresor de tornillo con sistema de enfriamiento de aceite por termosifón, proporcionando servicio a cámaras de refrigeración y congelación de carne de cerdo y res y, a las áreas de proceso y pasillos.

El estudio de campo se realizó en dos estancias, la primera abarcó cinco días, refiriéndose a ella como periodo 1. La segunda estancia fue de dos días, refiriéndose a ella como periodo 2, esto para la compilación de datos que dan respuesta a los objetivos:

- a) Identificación en planta de los componentes que forman parte de los sistemas de recirculación de líquido y de las condiciones de operación de cada uno
- b) Consumo energético de los sistemas de recirculación
- c) Eficiencia de los sistemas
- d) Evaluación del funcionamiento de los sistemas

Obteniendo así el comportamiento termodinámico y el consumo energético implícitos en la operación de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores en una planta procesadora de carne.

2.3 Identificación de los componentes de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores y condiciones de operación

Para realizar el análisis del consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas y a presión, es primordial conocer como se lleva a cabo el ciclo frigorífico y qué componentes los forman así como sus características, esto con el fin de obtener el ciclo frigorífico real.

La metodología para esta primera etapa es la siguiente:

1. Identificar los componentes que forman parte de cada sistema de recirculación de líquido a evaporadores en planta, guiándose de las referencias teóricas que establecen los elementos que conforman los sistemas de recirculación.
2. Registro de los datos que aparecen en la placa de los recipientes y equipos. Los datos que se obtuvieron fueron marca, modelo y en algunos casos se obtuvieron las dimensiones de los recipientes. Una vez que se tiene la marca y modelo de los equipos, mediante catálogos de los fabricantes se obtuvo la capacidad de estos.
3. Elaboración del diagrama de flujo correspondiente a cada sistema de recirculación.
4. Identificar sobre el diagrama de flujo los puntos en los cuales el refrigerante sufría cambios en sus propiedades.
5. Elaborar el diagrama presión- entalpía correspondiente al diagrama de flujo.
6. Comprobar el diagrama presión-entalpía en planta, identificando los puntos de cambio de estado del refrigerante, mediante la lectura de las presiones y medición de las temperaturas del fluido refrigerante al paso por los equipos que componen cada sistema.

2.4 Consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas y a presión

Para la obtención del consumo energético en los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, la variable de trabajo es la potencia demandada por los motores implicados en la recirculación del líquido.

Para el sistema de recirculación de líquido por el mecanismo de bombas, la energía empleada para que se lleve a cabo la recirculación es la suministrada a la bomba. Es por

ello que para la determinación del consumo energético de este sistema, se evaluará el consumo de potencia que genera el motor asociado a la bomba.

En el sistema de recirculación por presión de gas, la energía necesaria para mantener el envío de líquido a evaporadores se expresa como un consumo de energía adicional en el compresor, debido al aumento de la cantidad de vapor que succiona el compresor, proveniente de la igualación de presiones entre el separador de partículas y la trampa Phillips®, a su vez este vapor proviene de la línea de gas caliente, empleado para transvasar el líquido que se encuentra en el tanque de transferencia. La determinación del consumo energético en este sistema, se basó en obtener el consumo de potencia del motor asociado al compresor, cuando este succionaba el vapor proveniente del tanque de transferencia y al momento que el tanque de transferencia recibía líquido. La toma de datos se realiza en dos periodos, el primero abarca 5 días en el cual se registran los datos en intervalos de 10 minutos durante 90 minutos. En el segundo periodo se realiza durante 2 días, en intervalos de 20 minutos a lo largo de 8 horas.

La figura 23 muestra la metodología empleada para el cálculo del consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores.

En el primer bloque se identifican los motores involucrados en cada sistema de recirculación de líquido, para el sistema recirculado por bombas el motor que consume la energía, es el asociado a la bomba de circulación de fluido refrigerante, para el sistema recirculado por presión de gas, el motor que realiza un consumo adicional de energía para que se lleve a cabo la recirculación es el motor del compresor de primera etapa en el sistema. Se mide el amperaje de los motores identificados, por triplicado, con ayuda de un amperímetro digital de gancho.

En el segundo bloque se calcula la potencia eléctrica consumida por los motores. La potencia de entrada se calcula midiendo la tensión, la intensidad de entrada y obteniendo el factor de potencia ($\cos\phi$) en la placa de especificaciones técnicas del motor o el equipo. El $\cos\phi$ es el ángulo de fase entre la tensión y la intensidad. El $\cos\phi$ también se denomina factor de potencia (FP). El consumo P se puede calcular con la ecuación que se muestra a continuación (GRUNDFOS, 2004), para un motor trifásico de corriente alterna.

$$P = \sqrt{3}V * I * \cos\phi \quad (21)$$

donde:

V= Voltaje (volt)

I = Intensidad (Amperios)

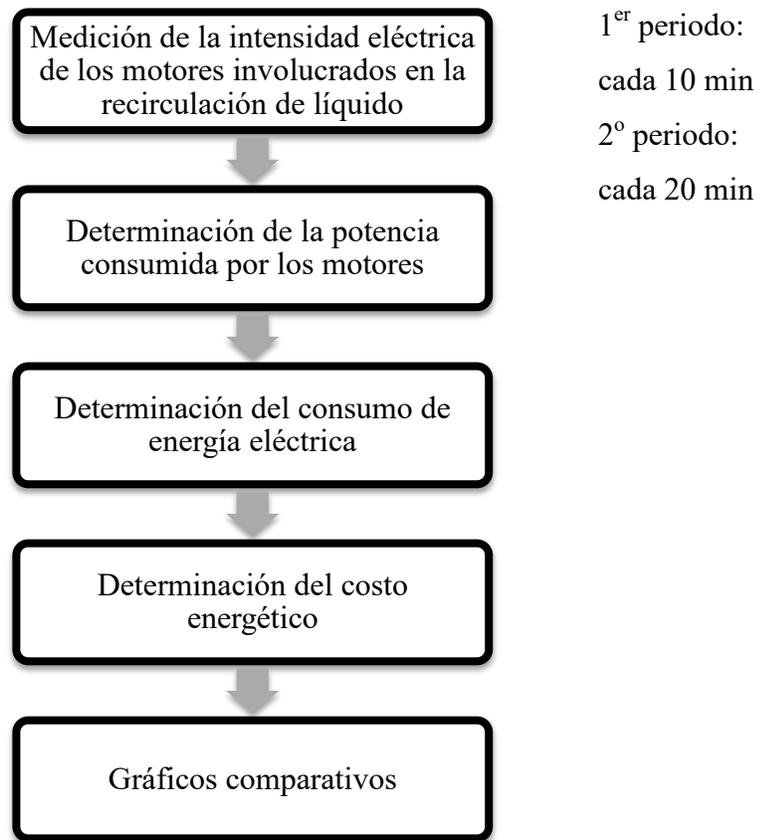


Figura 23. Metodología para la obtención del consumo energético de los sistemas de recirculación.

En el tercer bloque se calcula el consumo de energía, se determina con la potencia que demanda el motor (hp) y el tiempo de operación del equipo (horas al año) (Campos et al., 2007).

$$C_E = P * t \quad (22)$$

donde:

C_E = Consumo energético (hp.h)

t = Tiempo de operación del equipo (h)

En el cuarto bloque se procede al cálculo del costo energético, ya que una mayor comprensión de los costos de energía proporcionará una oportunidad para reducir el consumo de energía y sirve como herramienta que puede ayudar a las compañías a identificar la alternativa más atractiva financieramente y con ello a minimizar el gasto de energía y maximizar la eficiencia energética para los sistemas. Para su cálculo se toma como base la tarifa eléctrica a nivel industrial proporcionada por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) perteneciente al periodo en que se realizó el estudio.

Finalmente en el último bloque se realizan gráficos para la mejor comprensión de los resultados y permita la comparación de ellos.

La tabla 1 es la propuesta para la compilación de datos que dará respuesta a este objetivo.

Tabla 1. *Compilación de datos para cálculo de consumo de energía eléctrica.*

DIA 1. Intensidad de la corriente (Amperios)						
Tiempo (min)	R₁	R₂	R₃	\bar{X}	σ^2	σ
0						
10						
20						
30						
40						
50						
60						
70						
80						
90						

La memoria de cálculo empleada para obtener el consumo energético tanto para el sistema recirculado por bombas como el sistema recirculado a presión se encuentran en el Apéndice I.

2.5 Eficiencia de los sistemas

El rendimiento de un ciclo de refrigeración es descrito por el coeficiente de rendimiento (COP), este coeficiente es una relación entre la potencia frigorífica (Q_o) y la energía suministrada para que opere el ciclo. La desviación entre el ciclo real de refrigeración respecto al COP del ciclo ideal proporciona la eficiencia del sistema.

2.5.1 Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema de recirculación por bombas

En la figura 24 se muestra un resumen de la metodología seguida para la evaluación de la eficiencia en el sistema recirculado por bombas. La toma de datos se realiza en dos periodos, el primero abarca 5 días en el cual se registran los datos en intervalos de 10 minutos durante 90 minutos. En el segundo periodo se realiza durante 2 días, en intervalos de 20 minutos durante 8 horas.

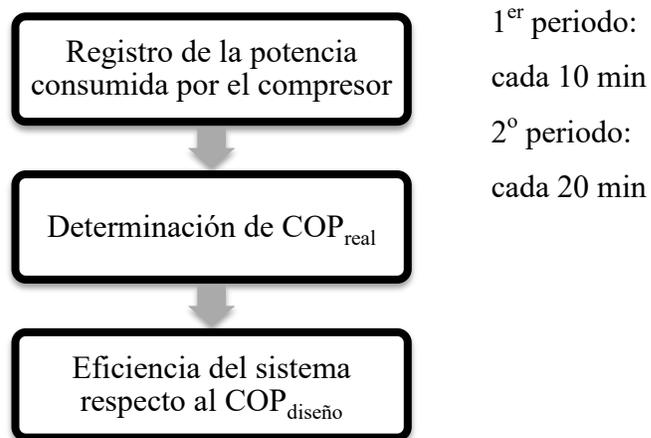


Figura 24. Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado por bombas

En el primer bloque se registró la potencia consumida por el compresor. Los valores se obtienen mediante lectura directa en el panel de usuario del equipo y se registran cada 10 minutos en un lapso de 90 minutos para el periodo 1 y de 20 minutos durante un turno de trabajo de 8 horas para el periodo 2.

En el segundo bloque se calcula el Coeficiente de Rendimiento real de la instalación (COP_{real}), a partir de la potencia frigorífica real de la instalación la cual es de 51 T.R, al igual que el Coeficiente de Rendimiento de diseño de la instalación ($COP_{diseño}$), para así obtener la eficiencia del sistema que finalmente será representada en gráficos con la finalidad de analizar la eficiencia del sistema. La tabla 2 es la propuesta para la compilación de datos que dará respuesta a este objetivo.

Tabla 2. *Compilación de datos para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado por bombas.*

	Potencia eléctrica consumida por el compresor (hp)					
Tiempo (min)	R ₁	R ₂	R ₃	\bar{X}	σ^2	σ
0						
10						
20						
30						
...						

La memoria de cálculo que se utiliza en el procedimiento de esta metodología se encuentra en el apéndice II.

2.5.2 Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado a presión

La figura 25 muestra un resumen de la metodología seguida para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado a presión y la tabla 3 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico.

Debido al ingreso de gas caliente a alta presión, utilizado para el transvase de líquido que se encuentra en la trampa Phillips®, se realizó la siguiente metodología cuando el sistema se encontraba en estado estable (considerado así a la condición cuando no ocurre transvase) y cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips®, esto con la finalidad de analizar el efecto del vapor de alta presión y alta temperatura, empleado en el transvase de líquido, sobre la eficiencia del sistema.

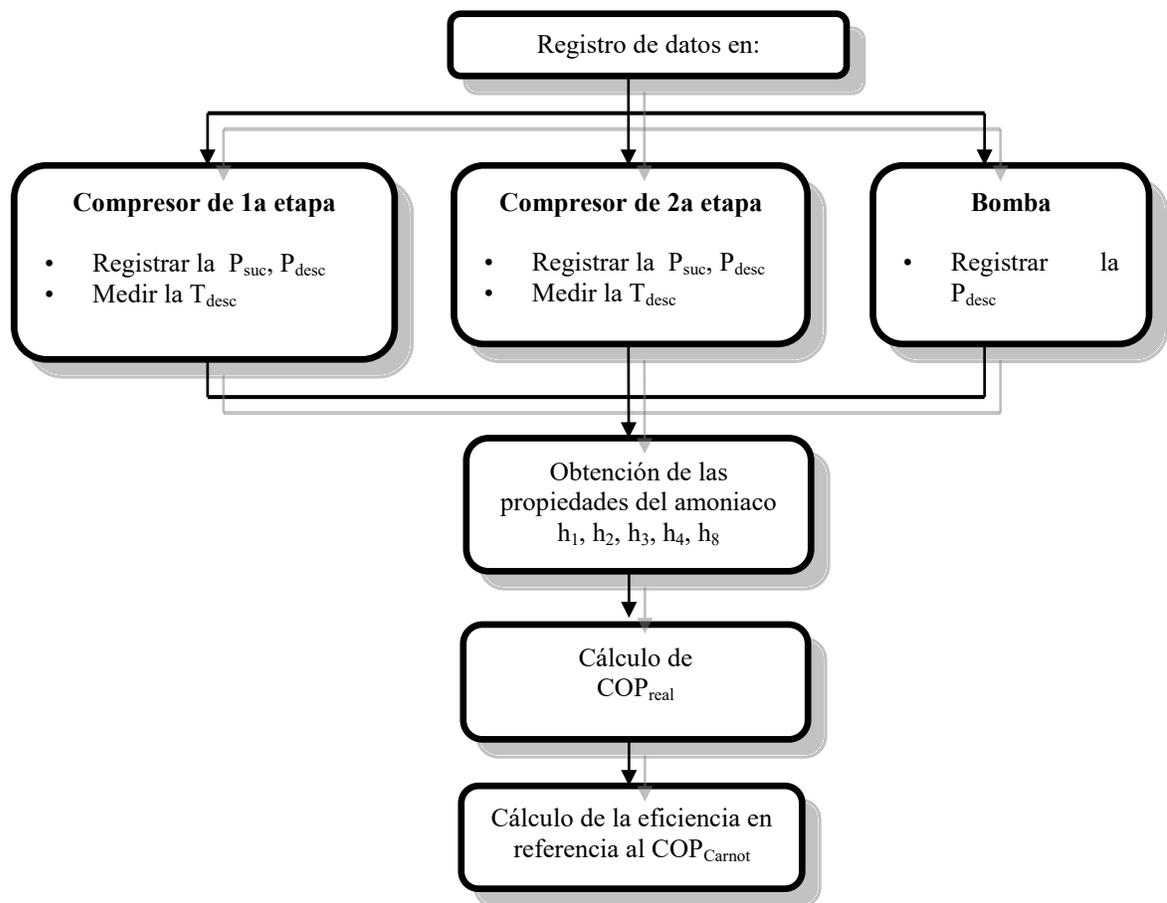


Figura 25. Metodología para el cálculo de la eficiencia en el sistema recirculado a presión.

Tabla 3. *Propuesta de compilación de datos para obtener la eficiencia en el sistema recirculado a presión.*

Medición	Compresor de 1a etapa			Compresor de 2a etapa			Bomba del Interenfriador
	P _{suc} (psig)	P _{desc} (psig)	T _{desc} (°F)	P _{suc} (psig)	P _{desc} (psig)	T _{desc} (°F)	P _{desc} (psig)
1							
\bar{X}							
σ^2							
σ							

En el primer bloque se lleva a cabo el registro de la presión de succión y presión de descarga y temperatura de descarga del compresor de primera y segunda etapa y la presión de descarga de la bomba del interenfriador, se obtienen mediante lectura directa de los valores en el panel de control correspondiente al compresor y al recipiente de presión intermedia. Para la medición de la temperatura a la que se encuentra el refrigerante a la descarga del compresor de primera etapa se emplea un termómetro digital infrarrojo. Los valores de las variables antes mencionadas son registradas cada 20 minutos, 3 veces, durante un turno de trabajo de 8 horas.

En el segundo bloque, una vez realizado el tratamiento estadístico a los datos recabados se procede a obtener las entalpías del refrigerante en los puntos 1, 2, 3, 4 y 8 (indicados en la figura 26), mediante las tablas de propiedades del amoníaco. La figura 26 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente a la instalación.

Finalmente se calcula el COP real, además del COP de Carnot para obtener la eficiencia, y se obtiene el porcentaje de reducción del COP real respecto al de diseño. El apéndice III muestra la memoria de cálculo empleada para el procedimiento de esta metodología.

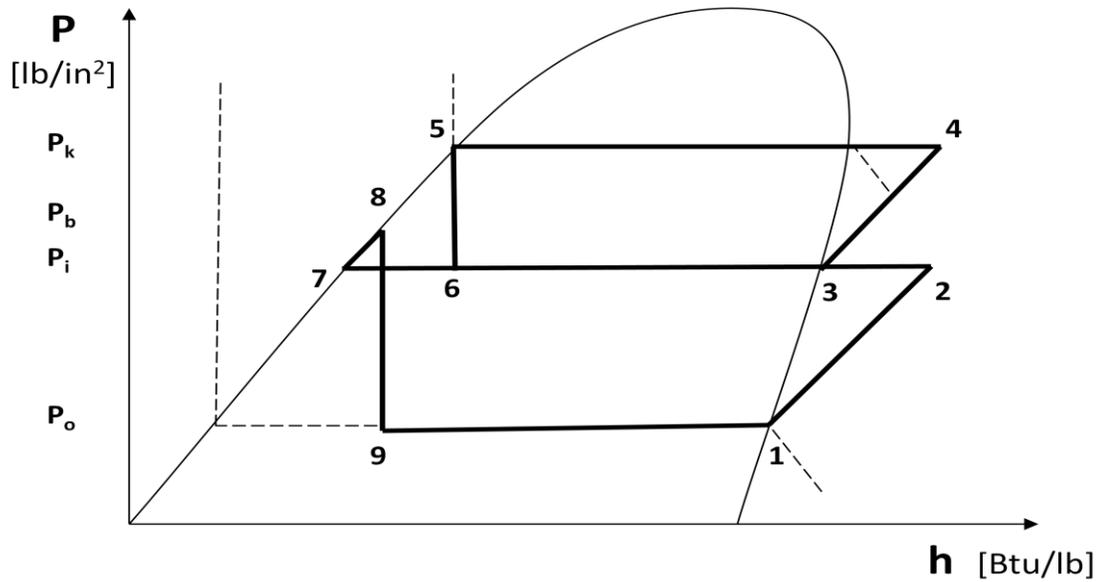


Figura 26. Diagrama presión-entalpía del sistema recirculado a presión.

2.6 Evaluación del funcionamiento de los sistemas de recirculación de líquido a evaporares

La evaluación de el funcionamiento de los sistemas de recirculación tiene la finalidad de obtener las características de estos, el funcionamiento de sus elementos y observar la influencia de los elementos que los conforman y del mecanismo que emplean para mantener la circulación del fluido y su repercusión sobre otros elementos del sistema y en la eficiencia global del sistema.

2.6.1 Metodología para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado por bombas

La figura 27 muestra un resumen de la metodología seguida para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado por bombas y la tabla 4 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico.

En el primer bloque se obtendrán los datos de placa de la bomba como la marca, modelo, velocidad, diámetro y tipo de impulsor, así como los datos del motor acoplado que incluye el voltaje, frecuencia y tipo de corriente.

En el segundo bloque, a partir de los datos de la placa es posible recurrir a los catálogos del fabricante para obtener las características técnicas, como la capacidad, cabezal, potencia a la salida del motor, dimensiones de la bomba, diámetro de entrada, diámetro de salida y la carga neta de succión positiva requerida $NPSH_{req}$.

En el cuarto bloque, se registrarán las condiciones de presión a la succión y descarga de la bomba, así como la presión diferencial mediante lectura directa en el panel de control, al igual que la variación del nivel del líquido contenido en el separador de partículas, el cual se expresará en volumen de líquido. Los datos serán representados mediante diagramas de dispersión que permitirán evaluar el funcionamiento del sistemas de recirculación.

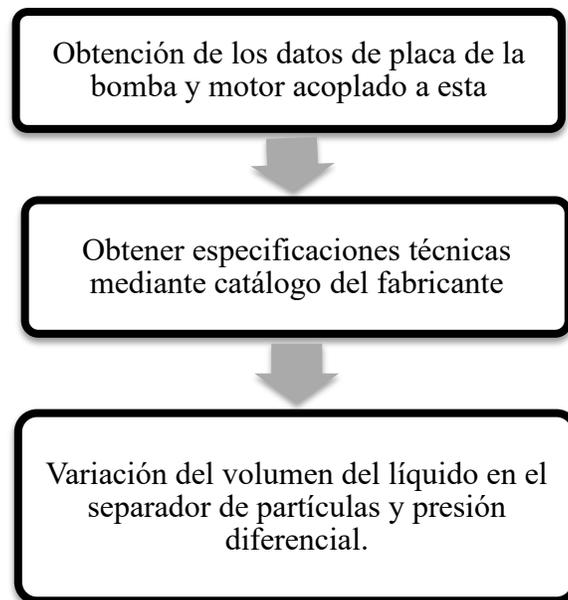


Figura 27. Metodología para evaluar el funcionamiento del sistema recirculado por bombas.

Tabla 4. *Propuesta de compilación de datos para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado por bombas.*

	Bomba			Separador de Partículas
Medición	Presión de succión (psig)	Presión de descarga (psig)	Presión diferencial (psig)	Nivel de líquido (%)
1				
\bar{X}				
σ^2				
σ				

2.6.2 Metodología para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado a presión de gas

Para evaluar el funcionamiento del sistema recirculado a presión, se determinaron los tiempos de transferencia del fluido refrigerante en la trampa Phillips® y la influencia del mecanismo empleado para el transvase del líquido sobre los elementos del sistema. La figura 28 muestra un resumen de la metodología seguida para la evaluación del funcionamiento del sistema y la tabla 5 muestra la recopilación de datos con su respectivo análisis estadístico. Debido al ingreso de gas caliente a alta presión, utilizado para el transvase de líquido que se encuentra en la trampa Phillips®, se realizó la siguiente metodología cuando el sistema se encontraba en estado estable (considerado así a la condición cuando no ocurre el transvase) y cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips®, esto con la finalidad de analizar el efecto del vapor de alta presión y temperatura, empleado en el transvase de líquido, sobre la eficiencia del sistema.

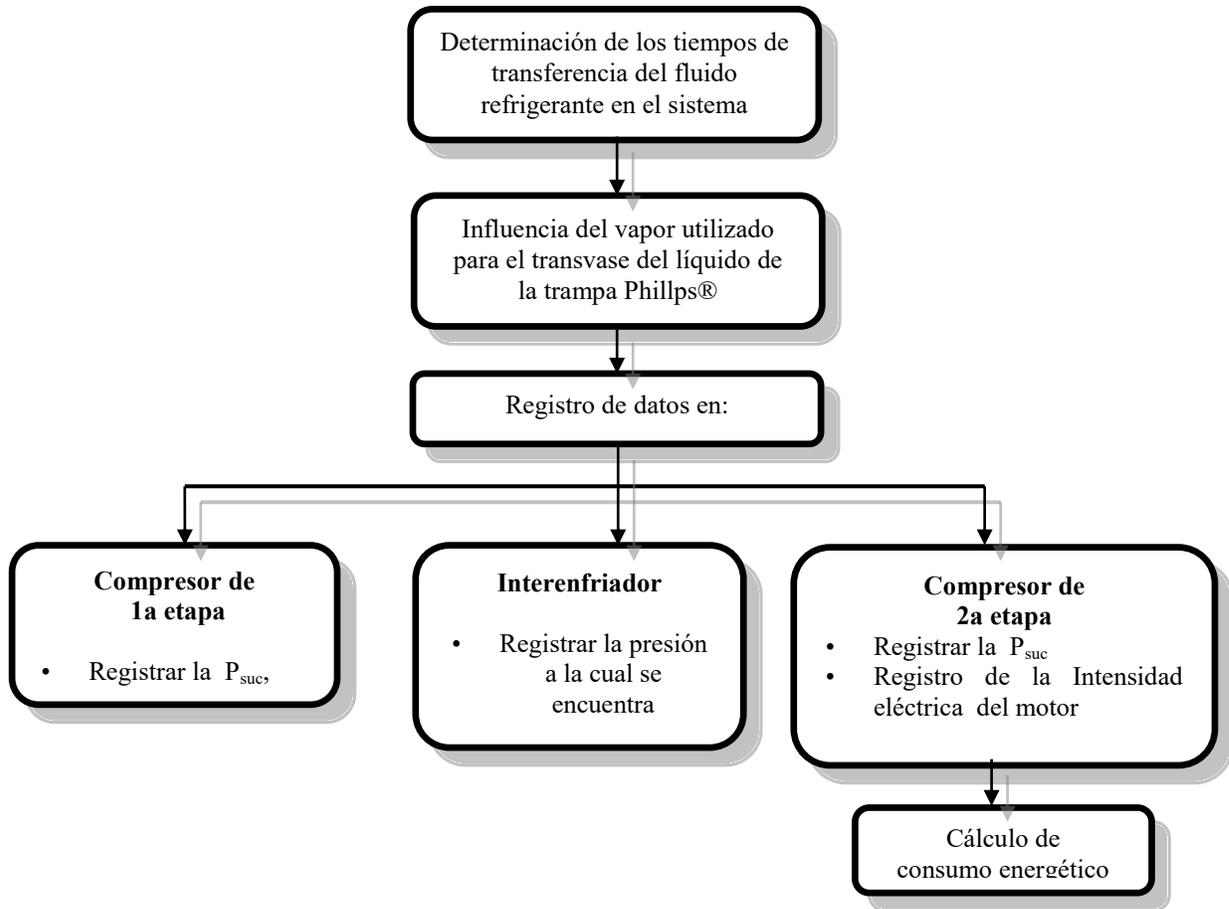


Figura 28. Metodología para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado a presión.

Tabla 5. *Compilación de datos para la evaluación del funcionamiento del sistema recirculado a presión*

	Compresor de 1a etapa		Compresor de 2a etapa			Interenfriador
	Succión		Succión			
Medición	P (psig)	T (°F)	P (psig)	T (°F)	I _{CA} (A)	P (psig)
1						
\bar{X}						
σ^2						
σ						

En el primer bloque se determinan los tiempos de transferencia del líquido de la trampa Phillips® cronometrando el tiempo de inyección de vapor a alta presión, tiempo de descarga del líquido de la trampa y tiempo de igualación de presiones.

En el segundo bloque se determina la influencia que tiene el vapor utilizado para el transvase del líquido de la trampa Phillips® sobre el compresor de primera etapa, el recipiente interenfriador y el compresor de segunda etapa, se registrarán las condiciones de presión y temperatura a la succión del compresor de primera y segunda etapa, la presión y nivel de líquido en el recipiente de presión intermedia mediante lectura directa en el panel de control. Los datos serán expresados mediante diagramas de dispersión que permitirán evaluar el funcionamiento de los sistemas de recirculación.

CAPÍTULO III. TRATAMIENTO DE DATOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se muestran los resultados, así como su análisis detallado del consumo energético que implican los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores en sus variantes de sistema de recirculación por bombas y el sistema de recirculación a presión, en base al capítulo I, se muestran los resultados que fueron obtenidos al estudiar los sistemas de recirculación, para el estudio el tiempo de valoración fue de una semana que comprendió del 9 al 15 de Octubre y los días 12 y 13 de Noviembre del año 2013; este estudio se realizó en una planta procesadora de carne de acuerdo a la metodología de investigación de campo descrita en el capítulo II. Se observan resultados de los objetivos planteados y en los apéndices I al III se mostrarán las secuencias de cálculo empleadas para llegar a estos resultados.

3.1 Identificación de los componentes de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores y condiciones de operación

El caso de estudio es una instalación frigorífica de una planta procesadora de carne que se encuentra en operación, la cual cuenta con sistemas de recirculación por bombas y a presión. Ambos sistemas de recirculación de líquido se analizaron de forma separada, es decir cada sistema cuenta con diferentes condiciones de operación y están destinados a diferentes aplicaciones. El sistema de recirculación por bombas forma parte de un sistema en una sola etapa de compresión con un compresor de tornillo enfriado por termosifón, para un túnel de congelación. El método de recirculación de líquido a presión, forma parte de un sistema con dos etapas de compresión, un compresor recíprocante en la primera etapa y uno de tornillo en la segunda, proporcionando servicio a cámaras de refrigeración y congelación de carne de cerdo y res y, a las áreas de proceso y pasillos. En los siguientes

apartados se describen a detalle los componentes que forman parte de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores en estudio.

3.1.1 Sistema de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas.

El sistema de recirculación por bombas forma parte de una instalación frigorífica de una etapa de compresión la cual da servicio a un túnel de congelación.

La figura 29 muestra el diagrama de flujo correspondiente a la instalación, que cuenta con sistema recirculado por bombas, y la tabla 6 y 7 contienen los datos y especificaciones técnicas de los componentes del sistema.

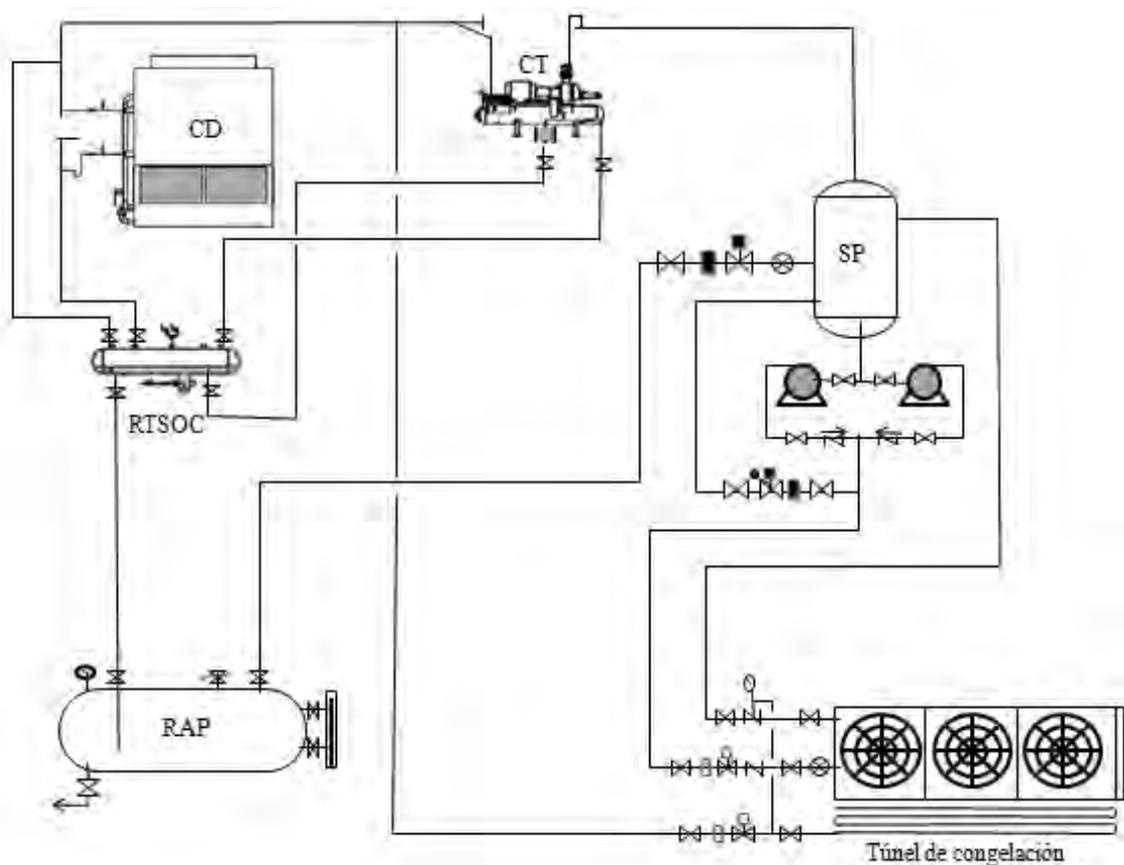


Figura 29. Instalación frigorífica con sistema de recirculación por bombas.

Tabla 6. *Especificaciones técnicas de los componentes del sistema recirculado por bombas.*

Equipo	Compresor	Condensador	Bomba
Tipo	Tornillo, con enfriamiento termosifón	Evaporativo	Centrifuga
Marca	Frick	Evapco	Teikoku
Modelo	RWF II 134 H	ATC-120 B	R42-217C4AL-050651-A Clase: C
Capacidad	51.3 TR	96 T.R.	8.02 ft ³ /min
Altura manométrica	-----	-----	157 ft
Consumo de potencia	185.5 BHP		
Datos del motor			Potencia a la salida del motor: 4.5 HP Amperaje: 6.8 A 3φ 60 Hz 460V
Desplazamiento	790 ft ³ /min	-----	-----

Tabla 7. *Especificaciones técnicas de los recipientes del sistema de recirculación por bombas.*

Recipiente	Separador de Partículas	Recipiente de alta presión
Tipo	vertical	horizontal
Marca	RVS	IRRSA
Modelo	VR24-112	364
Altura	112"	97"
Diámetro	28"	23"

La figura 30 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente a la instalación con un promedio de las condiciones de operación a las cuales trabaja. La tabla 8 muestra las propiedades de cada uno de los puntos fundamentales del ciclo.

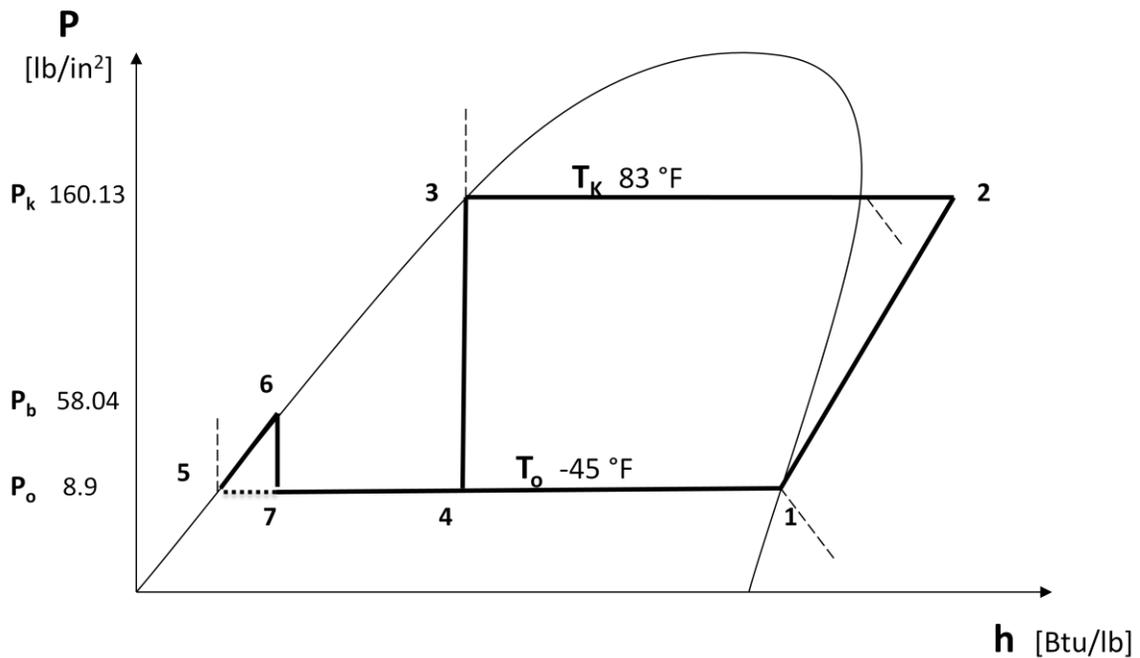


Figura 30. Diagrama presión-entalpía sistema de recirculación por bombas.

Tabla 8. Propiedades de los puntos fundamentales del sistema de recirculación por bombas.

Punto	Presión (lb/in ²)	Temperatura (°F)	Entalpía (Btu/lb)
1	8.9	-45	595.6
2	160.13	208.52	713.9
3	160.13	83	136.6
4	8.9	-45	136.6
5	8.9	-45	-5.3
6	58.04	29	74.6
7	8.9	-45	74.6

3.1.2 Sistema de recirculación por presión de gas

El método de recirculación de líquido a presión, forma parte de un sistema con dos etapas de compresión, un compresor reciprocante en la primera etapa y uno de tornillo en la segunda, además cuenta con tres compresores tipo reciprocante en "standby", uno se encuentra en la primera etapa y dos en la segunda etapa. Estos compresores tienen la función de dar servicio en caso de emergencia, como alguna descompostura o mantenimiento de cualquier compresor principal o cuando la demanda sea demasiada. Entre las aplicaciones a las que proporciona servicio la instalación, se encuentran cámaras de refrigeración y congelación de carne de cerdo y res, a áreas de proceso y pasillos, destinadas al procesamiento de carne. La tabla 9 muestra el resumen de las aplicaciones a las que da servicio la instalación con sus respectivas temperaturas de cámara.

Tabla 9. *Aplicaciones del sistema recirculado a presión.*

Etapa	Núm.	Aplicación	Temperatura de la cámara (°F)
1ª Etapa	1	Mantenedor de vísceras	-7.6
	2	Congelador despacho	-4.0
2ª Etapa	1	Cámara destinada a carne de res	41.9
	2	Pasillo	41.0
	3	Área de recibo	39.4
	4	Área de proceso	39.2
	5	Área de embarque	39.2
	6	Área de despacho	39.2
	7	Área de carnes molidas	39.2
	8	Cámaras de refrigeración de vísceras	38.3
	9	Cámara de materia prima	37.4
	10	Área de descongelamiento de carne	36.5
	11	Área de empaque	35.6
	12	Área de marinados	35.6
	13	Área de deshuese	35.6
	14	Almacenamiento de sebo	35.6
15	Cámara de refrigeración para carne de cerdo	34.7	
16	Área de sierras	34.7	

La figura 31 muestra el diagrama de flujo de la instalación con sistema de recirculación por presión de gas.

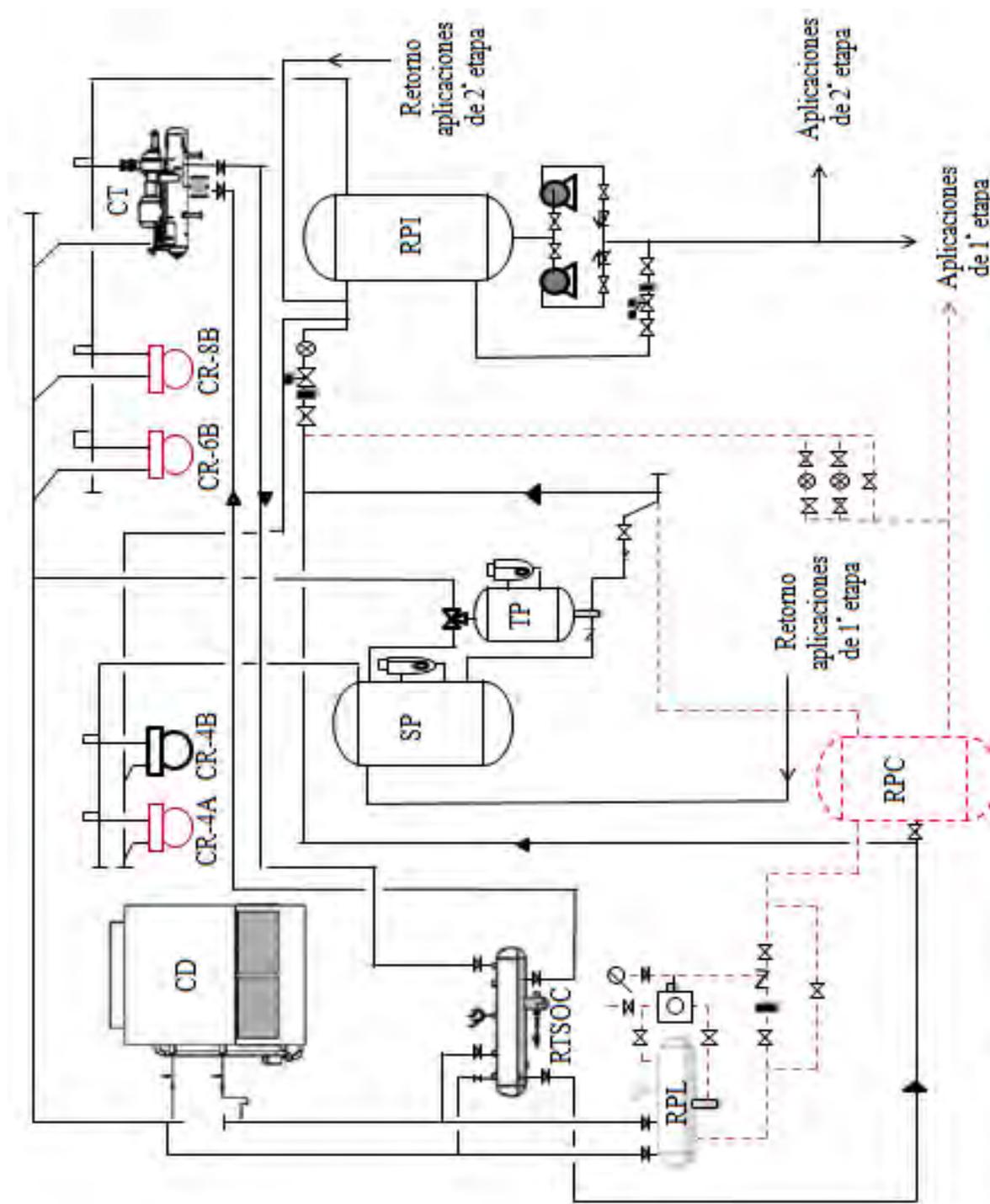


Figura 31. Instalación con sistema de recirculación por presión de gas.

Tabla 10. *Especificaciones técnicas de los componentes del sistema recirculado a presión.*

Equipo	Compresor 1a etapa	Compresor 2a etapa	Condensador
Tipo	Reciprocante con enfriamiento de aceite por agua	Monotornillo, con enfriamiento de aceite termosifón	Evaporativo
Marca	Mycom	Vilter	BAC
Modelo	4B	VSS 751	VCA 464 A
Capacidad	22 T.R.	301.57 TR	6821 MBH
Consumo de potencia	48.9 BHP	283.52 BHP	-----
Desplazamiento	187 ft ³ /min	778.1 ft ³ /min	-----
Datos del Motor	Trifásico Voltaje 460 Amperaje 48,2 F.P 0,3 Eficiencia 94.1%		-----

Tabla 11. *Especificaciones técnicas de recipientes del sistema recirculado a presión.*

Recipiente	Separador de Partículas	Trampa Phillips®	Recipiente de presión intermedia
Tipo	vertical	vertical	vertical
Altura (in)	128"	40"	10'
Diámetro (in)	60"	20"	36"

Las líneas y recipientes punteados indican equipos que se encontraban en la instalación pero estaban fuera de operación.

La figura 32 muestra el diagrama presión-entalpía correspondiente a la instalación frigorífica con sistema de recirculación a presión, con un promedio de las condiciones de

3.2 Consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas y a presión

Para el funcionamiento de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, es necesario un consumo de energía adicional para mantener el flujo de refrigerante. El sistema recirculado por bombas requiere de consumo de energía para la operación de la bomba, por otro lado el sistema recirculado por presión de gas requiere un consumo adicional en la potencia del compresor. A continuación se detallan los resultados obtenidos para este objetivo para ambos sistemas de recirculación de líquido a evaporadores.

3.2.1 Sistema de recirculación por bombas

El análisis de consumo energético del sistema recirculado por bombas, se centra en el consumo energético que requiere la bomba para que se lleve a cabo la circulación del fluido refrigerante. Para la determinación del consumo energético de la bomba se calcula el consumo de potencia que genera el motor asociado a esta, mediante la medición de la intensidad de corriente eléctrica que consume el motor, en base a la metodología presentada en el capítulo II. La tabla 13 presenta los promedios por día del consumo energético del motor asociado a la bomba y el promedio global, considerado el consumo por día equivalente a 22 horas. Los datos obtenidos se encuentran agrupados en dos periodos de toma de datos, el primer periodo fue de 5 días, con toma de datos cada 10 minutos durante 90 minutos, y el segundo periodo fue durante dos días con toma de datos cada 20 minutos durante 8 horas.

Tabla 13. *Promedios por día de consumo energético de la bomba.*

Periodo		Consumo energético (hp·día)	Promedio (hp·día)
Periodo 1	Día 1	97.56	95.85 ± 1.11
	Día 2	96.82	
	Día 3	96.08	
	Día 4	95.75	
	Día 5	95.41	
Periodo 2	Día 1	95.23	
	Día 2	94.13	

Para traducir el resultado de consumo de energía que representa la bomba del sistema de recirculación, en términos de costos anuales, el tiempo de operación del equipo se consideró que operará 22 horas al día los 365 días del año, se utilizó la tarifa de energía eléctrica para uso industrial proporcionada por la CFE.

El costo anual que representa la bomba es de: **\$ 31,014.95**

En base en la potencia nominal del motor de bomba, obtenida del catálogo del equipo, se calcula el consumo energético, es decir, considerando la potencia máxima que demanda el equipo en condiciones de uso normales y para la cual está diseñada. Debido a fluctuaciones en la corriente, el uso excesivo o continuo del equipo, así como condiciones de operación distintas a las diseño, la potencia real difiere de la nominal.

El costo anual que representa la bomba en base a la potencia nominal es de : **\$31,837.34**

El consumo energético de la bomba puede parecer pequeño, respecto a el consumo energético de la instalación frigorífica completa, debido a que la instalación cuenta con equipos que consumen mayor cantidad de energía, como lo es el compresor. Es importante considerar que el sistema de recirculación por bombas puede implicar otros costos como los relacionados al mantenimiento del equipo, y la utilización de otra bomba en stand-by que representa costos adicionales en el sistema de recirculación.

3.2.2 Sistema de recirculación a presión de gas.

El análisis del consumo energético en el sistema de recirculación de líquido por presión de gas, se basó en la determinación del consumo de potencia demandado por el motor del compresor que se encuentra en la primera etapa de este sistema, ya que el vapor utilizado para realizar el transvase de líquido que se encuentra en las unidades de transferencia es una carga adicional de volumen de vapor sobrecalentado, en la unidad de compresión. El consumo de potencia del motor del compresor se realizó mediante la medición de la intensidad de corriente eléctrica que consume, en base a la metodología presentada en el capítulo II y el apéndice I. Las figuras 33, 34, 35, 36 y 37 muestran los resultados del consumo energético del compresor de primera etapa, por día, comparando cuando en el sistema no ocurre la descarga de la trampa Phillips®, y después de que ocurre el transvase

del líquido de la trampa Phillips®, estos datos corresponden al primer periodo de toma de datos, en el cual los datos fueron tomados en intervalos de 10 minutos, durante 90 minutos.

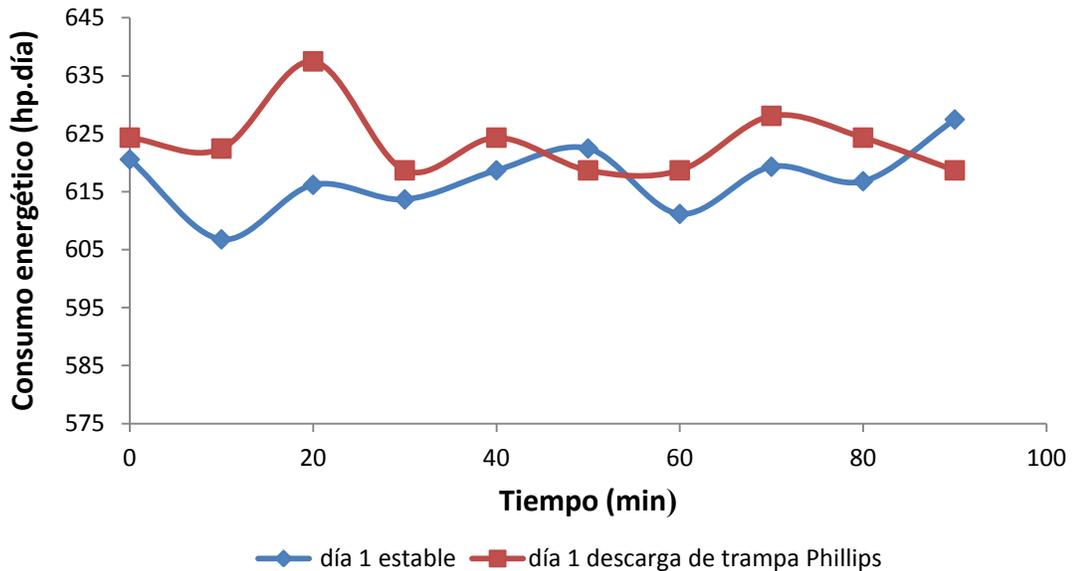


Figura 33. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 1.

La figura 33 muestra el resultado obtenido de consumo energético de el día 1, el consumo energético cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® es mayor que cuando el sistema se encuentra en estado estable, la diferencia de consumo energético es de 3.7 hp a 21.31 hp por día. En el día 2 de toma de datos se tiene un resultado similar, mostrados en la figura 34, el consumo energético es mayor cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® representado una diferencia de 3.1 hp a 16.2 hp por día, sin embargo existen puntos en los cuales el consumo energético no mostró diferencia en ambas condiciones de operación.

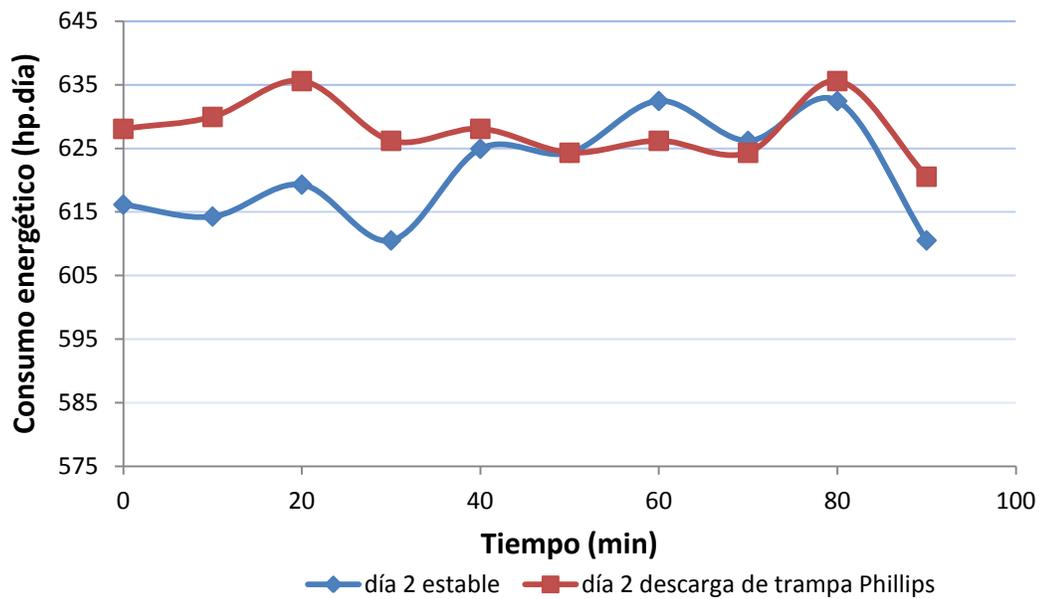


Figura 34. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 2.

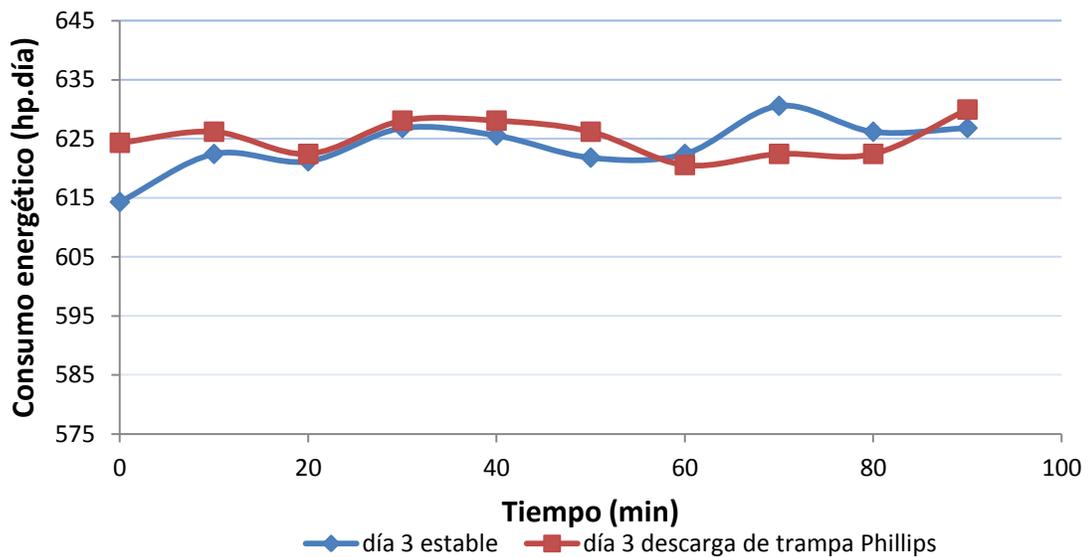


Figura 35. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 3.

La figura 35 muestra el consumo energético de el día 3 correspondiente al primer periodo de toma de datos, la diferencia de consumo energético en ambas condiciones de operación no difiere mucho, ya que la diferencia es de 1.2 hp a 3.7 hp por día, comparado con los gráficos correspondientes al día 1 y 2, de toma de datos.

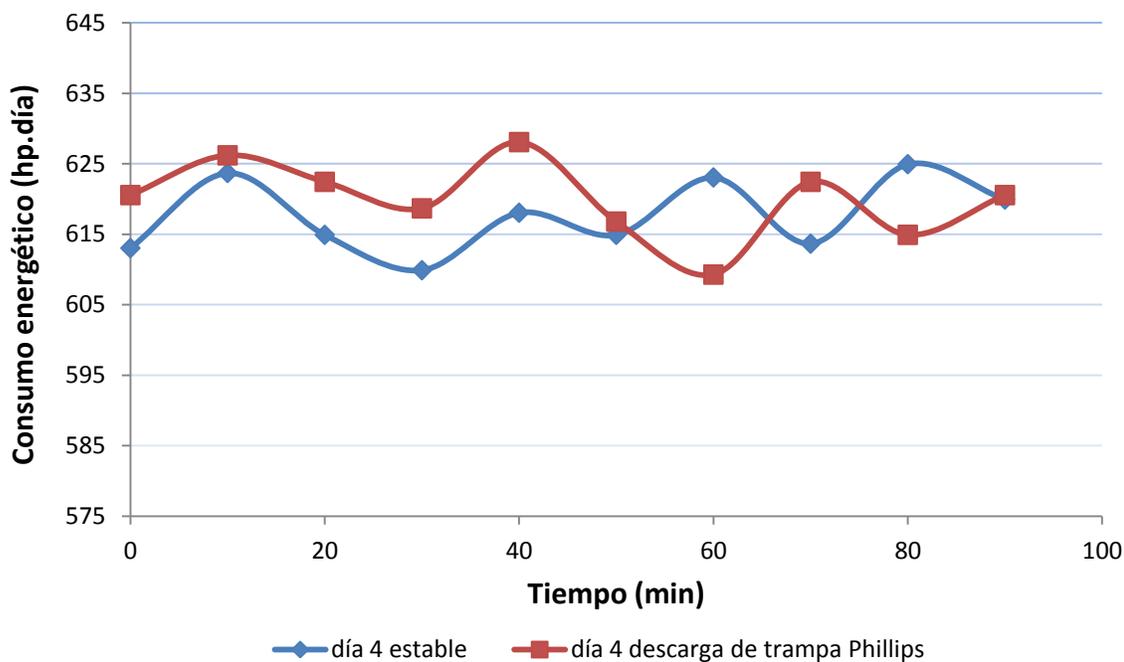


Figura 36. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 4.

La figura 36 corresponde a el consumo energético de el día 4, muestra un mayor consumo energético cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® con diferencia de 0.6 hp a 10 hp por día. La figura 37 corresponde al consumo energético del día 5 muestra una tendencia similar en la cual el consumo es mayor cuando descarga la trampa Phillips® con una diferencia de 3.1 hp a 20 hp por día.

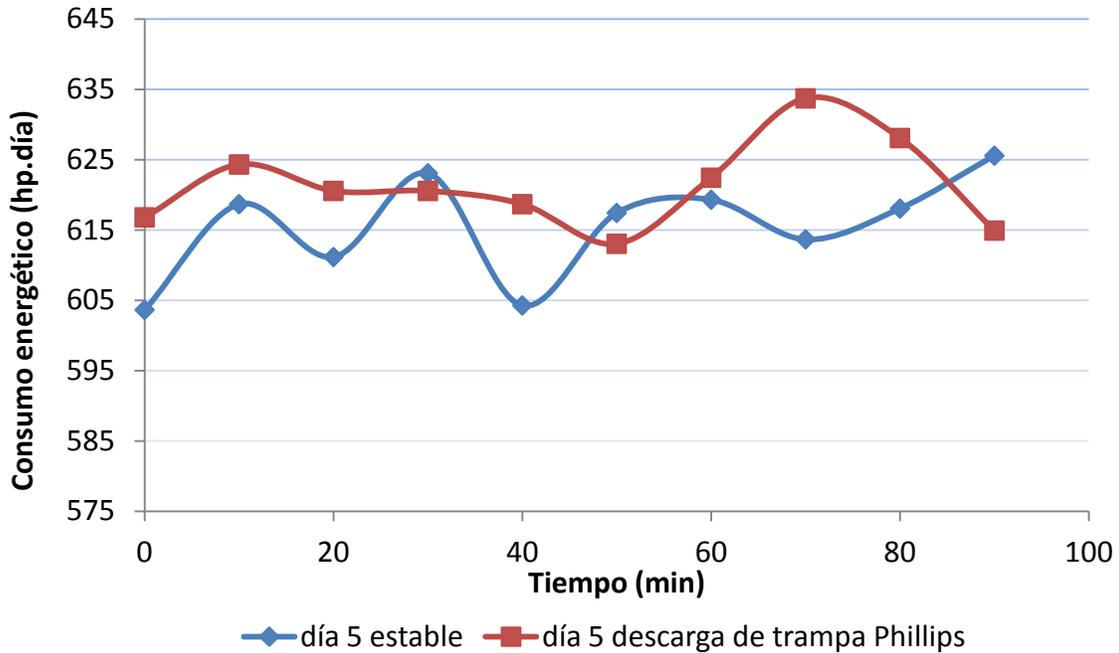


Figura 37. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 5.

En forma general para el primer periodo de toma de datos se aprecia que el consumo de potencia es mayor después de que ocurre la descarga de la trampa Phillips®, debido a que una vez que ocurre el transvase de líquido, la trampa Phillips® contiene el vapor a alta temperatura y presión proveniente de la línea de descarga del compresor de segunda etapa (línea de gas caliente), la válvula de tres vías abrirá en los lados del separador de partículas y la trampa Phillips® y cerrará el ingreso del gas proveniente de la descarga del compresor de segunda etapa, con el fin de igualar las presiones entre estos recipientes y se empieza a llenar nuevamente la trampa Phillips® con líquido refrigerante. El vapor que contiene la trampa Phillips® pasará al separador de partículas, de donde será succionado por el compresor de primera etapa, lo cual causa un mayor consumo de energía del compresor, en las figuras anteriores la línea roja representa este consumo, y la línea azul corresponde al consumo de energía del compresor cuando no ocurre esta succión de vapor adicional.

En el segundo periodo de toma de datos, se realizó el análisis del consumo energético del sistema recirculado por presión en el compresor de primera etapa, la toma de datos fue en intervalos de 20 minutos a lo largo de un turno de operación que corresponde a 8 horas, durante 2 días, el consumo energético se representa en hp consumidos por el compresor en un día. La figura 38 y 39 muestran el consumo energético del compresor de primera etapa en el sistema recirculado a presión de gas correspondientes al segundo periodo de toma de datos.

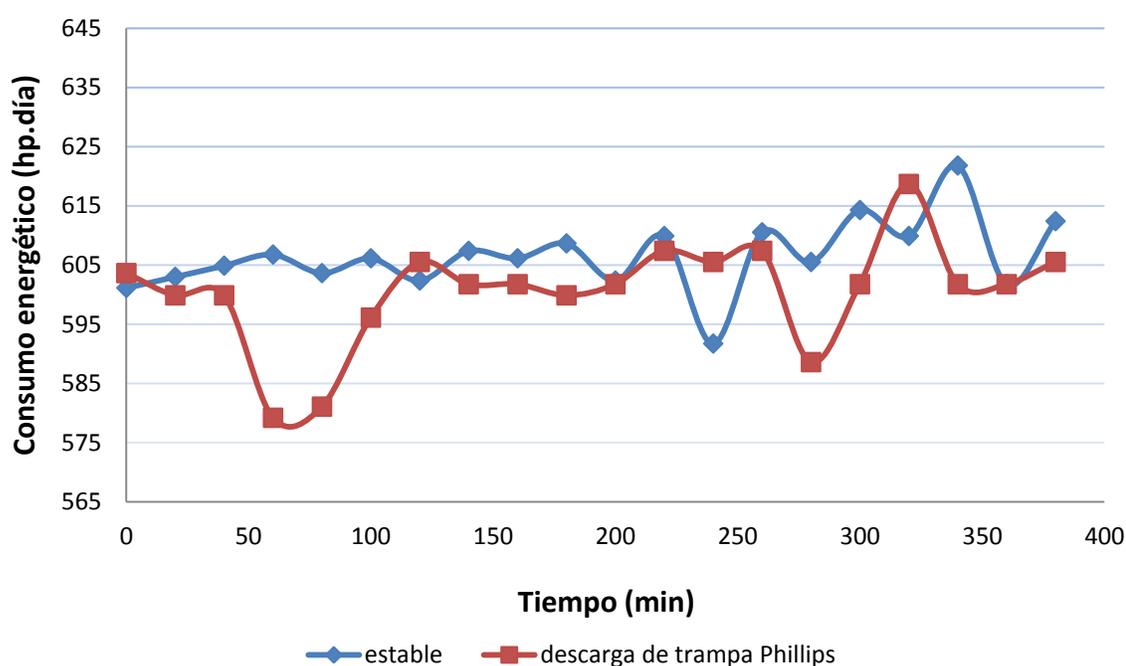


Figura 38. Consumo energético del compresor de primera etapa en el sistema recirculado a presión día 1 periodo 2.

A diferencia del primer periodo de toma de datos, la figura 38 que muestra el consumo energético del compresor de primera etapa en el sistema de recirculación a presión correspondiente al día 1, no se observa que el consumo de energía a la descarga de la trampa Phillips® sea mayor que cuando el sistema opera en estado estable, se muestra una tendencia similar.

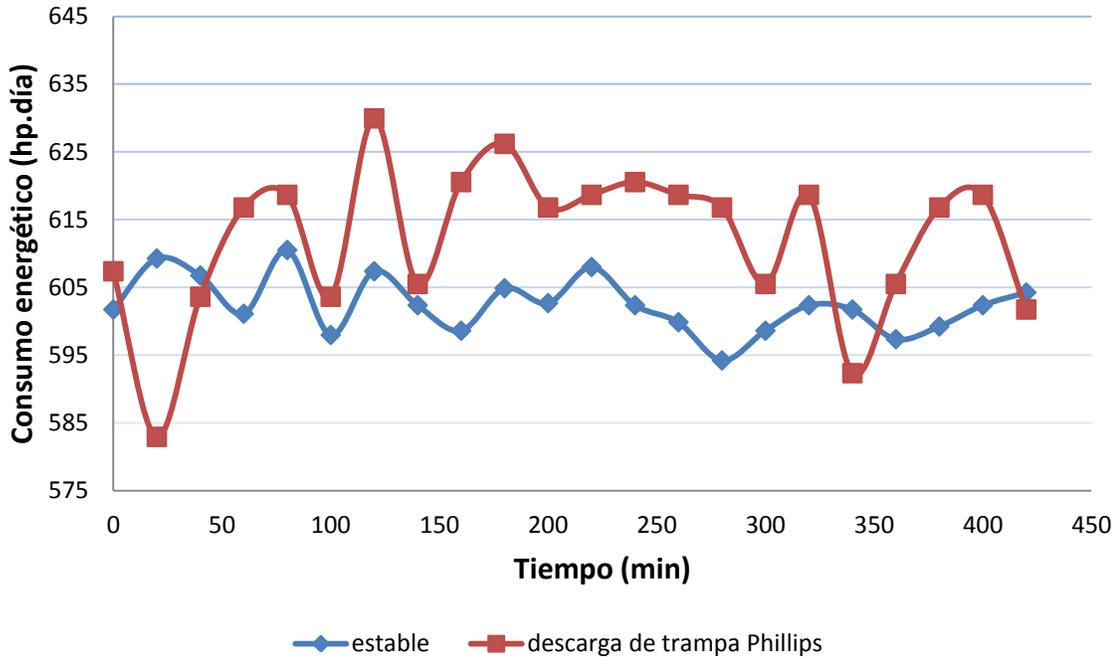


Figura 39. Consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión día 2 periodo 2.

En los gráficos de consumo energético para el compresor de primera etapa del sistema de recirculación a presión de gas, en general tanto para el primer periodo de toma de datos y el segundo se observa que el consumo de energía es mayor después de que ocurre la descarga de la trampa Phillips®, excepto en la figura 35 y 38 en las cuales no se observa una diferencia marcada entre ambas condiciones de operación.

La tabla 14 contiene los promedios obtenidos por cada día de toma de datos, del consumo energético del compresor de primera etapa del sistema recirculado a presión expresada en hp por día, se observa que el consumo energético del compresor es mayor después de que ocurre la descarga de la trampa Phillips®, es decir cuando succiona el vapor proveniente de la trampa Phillips®, al obtener los promedios generales entre ambas condiciones de operación la diferencia obtenida es de 3 unidades, la cual puede parecer no significativa, pero en términos de costo energético anuales puede representar una cantidad considerable.

Tabla 14. Promedios por día del consumo energético del compresor de primera etapa en hp por día.

	Día	Consumo energético (hp.día) estable	Consumo energético (hp.día) después de la descarga de la trampa Phillips®
Periodo 1 de toma de datos	1	617.28	623.56
	2	621.11	627.88
	3	623.80	625.06
	4	617.61	619.98
	5	615.47	621.31
Periodo 2 de toma de datos	1	606.50	603.70
	2	604.12	612.73
Promedio general		615.12	619.17

Para traducir el aumento de consumo de energía en el compresor de primera etapa debido al vapor adicional succionado proveniente de la trampa Phillips®, se traducirá el consumo energético en términos de costo energético anual.

La tabla 15 muestra el costo energético del compresor de primera etapa y la diferencia que existe entre el consumo energético cuando en el sistema de recirculación se efectúa el llenado de la trampa Phillips® y cuando el compresor recibe el vapor sobrecalentado, utilizado para descargar la trampa Phillips®. El costo energético anual se encuentra en base a la tarifa industrial proporcionada por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) de \$1.1887; se muestran los promedios obtenidos por día, para los dos periodos de toma de datos, tanto para el sistema cuando se encuentra en estado estable y cuando el compresor succiona el vapor procedente de la descarga de la trampa Phillips®. Como puede observarse es mayor el costo energético del compresor de primera etapa después de la descarga de la trampa Phillips®, esta diferencia representa un 0.20% a 1.4% adicional de consumo de energía en el compresor.

Tabla 15. *Costo energético anual del compresor de primera etapa, por cada día de toma de datos.*

Periodo	Día	Costo energético anual (MXN) (estable)	Costo energético anual (MXN) (descarga TP)	Diferencia (MXN)
Periodo 1 de toma de datos	1	199717	201748	2031
	2	200954	203145	2191
	3	201826	202234	408
	4	199821	200589	768
	5	199131	201019	1887
Periodo 2 de toma de datos	1	196229	195322	907
	2	195457	198242	2785
	Promedio	199019	200328	

3.3 Eficiencia de los sistemas

3.3.1 Eficiencia en el sistema de recirculación por bombas

El coeficiente de rendimiento real de la instalación COP_{real} del sistema recirculado por bombas fue calculado a partir de la carga térmica 51 T.R. y el consumo de energía del compresor. La carga térmica pertenece a un túnel de congelación, siendo un sistema independiente de toda la instalación frigorífica. Su determinación se hizo en base a la metodología presentada en el capítulo II y apéndice II. La figura 40 muestra el coeficiente de rendimiento real COP_{real} de la instalación perteneciente al primer periodo de 5 días y la figura 41 muestra el coeficiente de rendimiento real correspondiente al segundo periodo de toma de datos de dos días a lo largo de un turno de trabajo. Se compararon los valores obtenidos con el coeficiente de rendimiento de diseño $COP_{diseño}$ de 1.59.

En la figura 40 se observa que los valores de COP obtenidos se encuentran cerca del COP de diseño, aunque existe una variación a lo largo del tiempo, los valores se encuentran cercanos al COP de diseño, lo que se traduce en una alta eficiencia del sistema, la alta eficiencia del sistema recirculado por bombas se debe a la alimentación de líquido saturado lo cual permite obtener una mayor capacidad frigorífica.

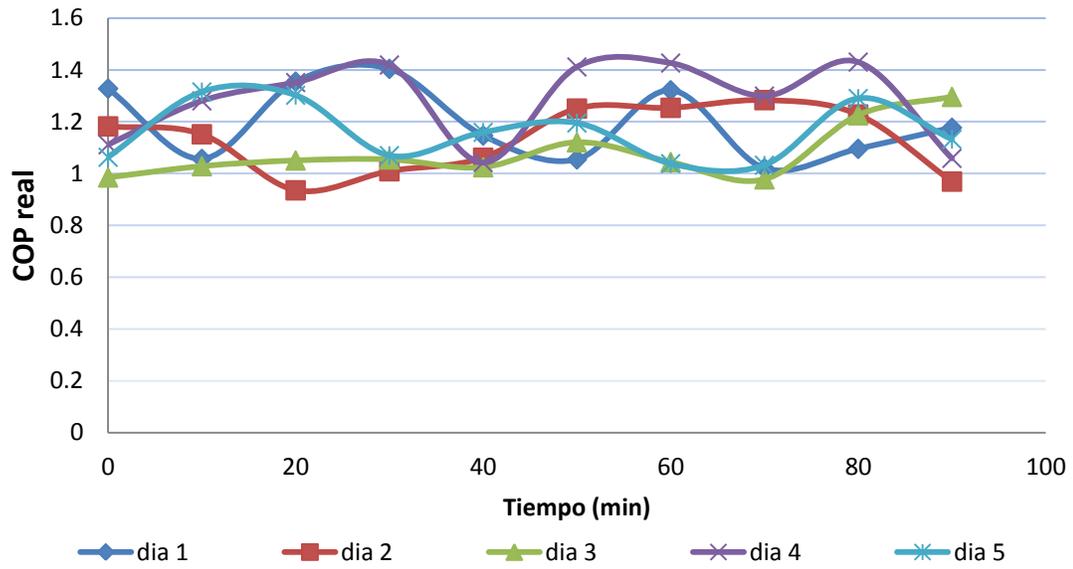


Figura 40. COP real sistema recirculado por bombas periodo 1.

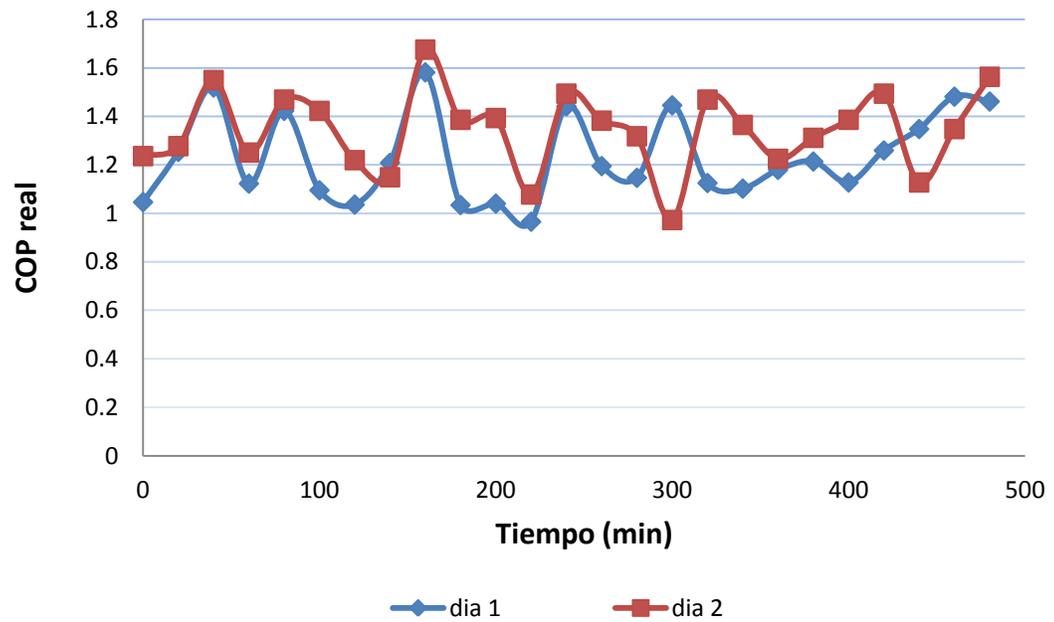


Figura 41. COP real sistema recirculado por bombas periodo 2.

La figura 41 muestra el coeficiente de rendimiento del sistema recirculado por bombas perteneciente al segundo periodo, la toma de datos se efectuó cada 20 minutos a lo largo de 8 horas durante 2 días, se observan valores altos de COP, lo cual se traduce en alta eficiencia del sistema, y valores cercanos al COP de diseño. La tabla 16 muestra los promedios por día del COP real del sistema.

Tabla 16. Promedios de COP_{real} del sistema recirculado por bombas por día.

Periodo		COP_{real}	$COP_{diseño}$
Periodo 1	Día 1	1.22	1.59
	Día 2	1.10	
	Día 3	1.02	
	Día 4	1.26	
	Día 5	1.25	
Periodo 2	Día 1	1.23	
	Día 2	1.34	

La figura 42 muestra el porcentaje de reducción del COP_{real} respecto al $COP_{diseño}$, correspondientes al primer periodo de toma de datos, equivalente a 5 días, en el cual se puede observar los valores más bajos de reducción de COP pertenecen al día 4, obteniendo el menor valor de reducción de 10.26% respecto al COP de diseño. El día 2 del periodo 1 mostró los valores más altos de reducción del COP hasta un 41.32 %. Un menor porcentaje de reducción de COP nos indica una mayor eficiencia del sistema, se pueden observar altos porcentajes de reducción del COP real respecto al de diseño incluso arriba del 40%. Queda claro que los valores de COP variaran a lo largo del día, presentándose altas eficiencias, así como puntos de baja eficiencia.

La figura 43 muestra el porcentaje de reducción del COP_{real} respecto al $COP_{diseño}$ pertenecientes al segundo periodo de toma de datos en el cual los datos fueron tomados en intervalos de 20 minutos durante 8 horas, durante 2 días, en ella se pueden observar los bajos porcentajes de reducción del COP, indicando una alta eficiencia del sistema.

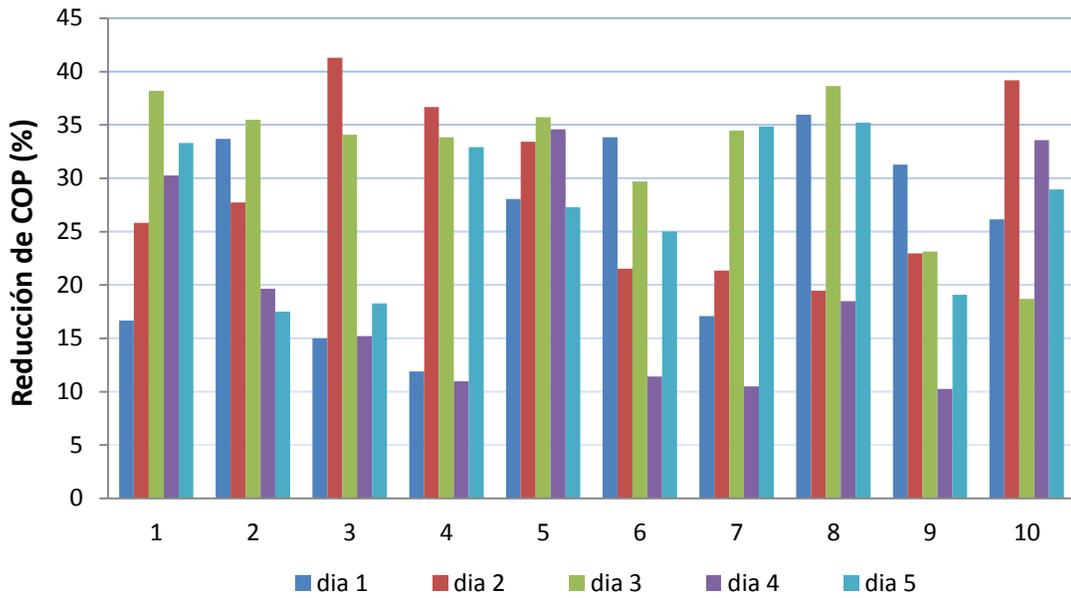


Figura 42. Reducción de COP sistema recirculado por bombas periodo 1.

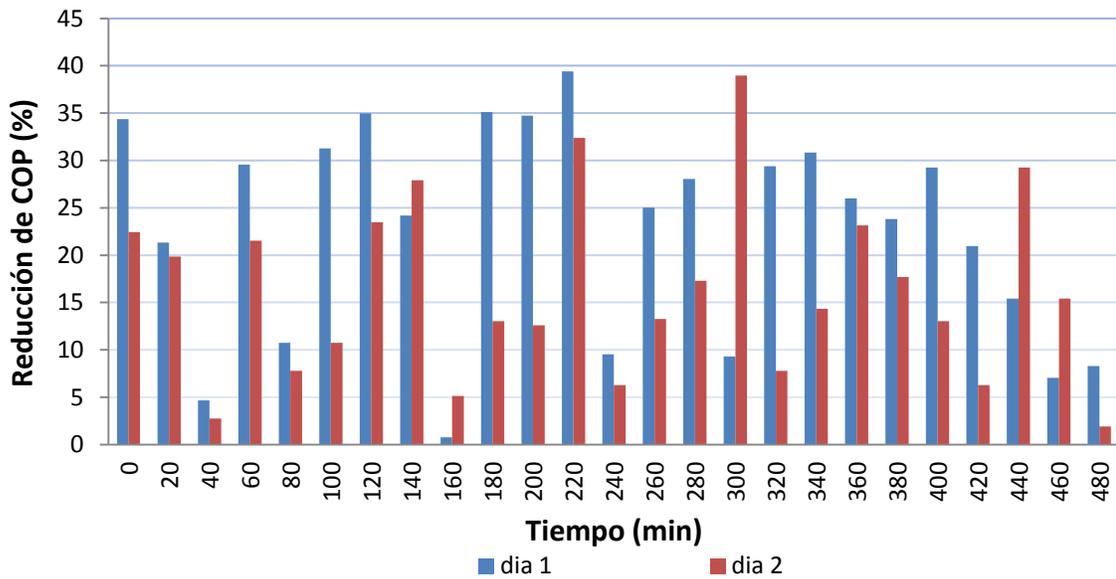


Figura 43. Reducción de COP sistema recirculado por bombas periodo 2.

La figura 44 muestra los resultados obtenidos de eficiencia para el sistema de recirculación por bombas, correspondiente al primer periodo de toma de datos, la mayoría se sitúa entre 60% y 70%, y la figura 45 corresponde a el segundo periodo de toma de datos, se observan altas eficiencias situadas entre 60% y 90%.

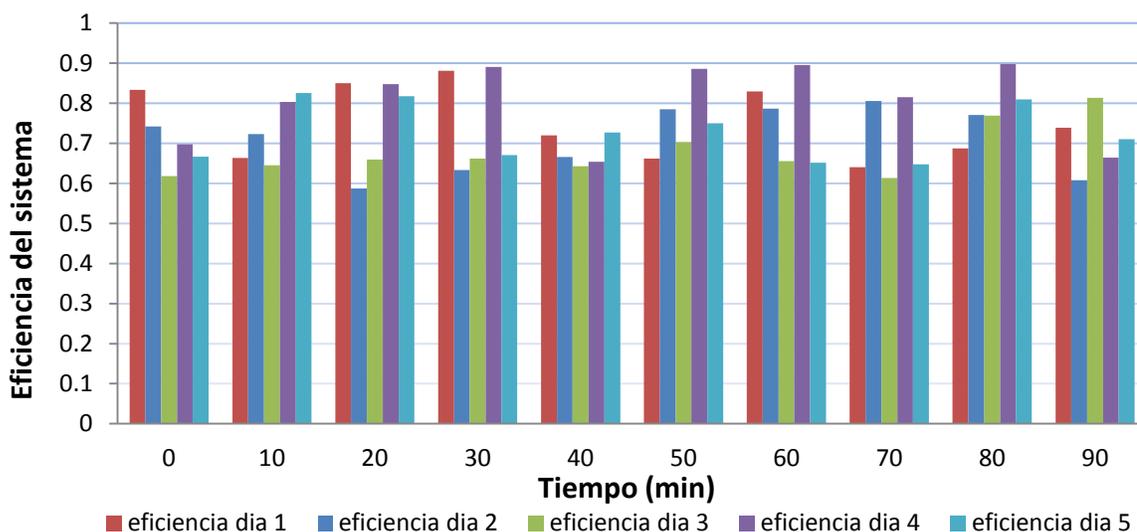


Figura 44. Eficiencia sistema recirculado por bombas periodo 1.

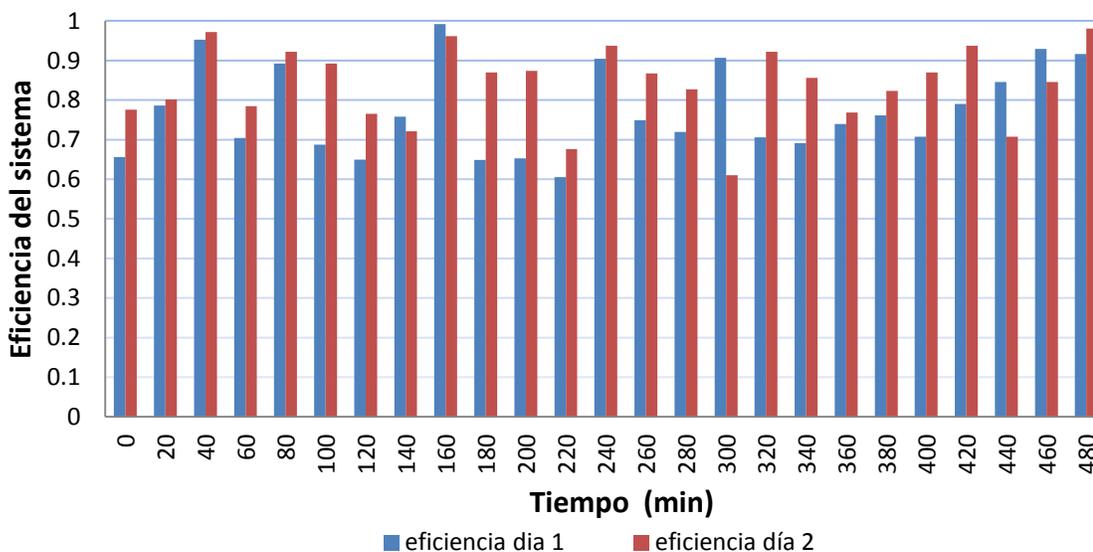


Figura 45. Eficiencia sistema recirculado por bombas periodo 2.

3.3.2 Eficiencia del sistema recirculado a presión de gas.

La figura 46 muestra los resultados obtenidos del coeficiente de rendimiento real del sistema recirculado por presión de gas del día 1, cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® y cuando se encuentra en estado estable, la mayoría de los resultados no mostraron diferencia de los COP obtenidos en ambas condiciones, y en los que se encontró diferencia el COP fue mayor en estado estable de hasta 5.59 % más respecto a cuándo se efectuaba la descarga de la trampa Phillips®. A lo largo del día se puede observar los cambios en el rendimiento del sistema encontrándose valores de COP de 3.6 hasta COP de 4. Para comparar que tan alejado esta el rendimiento del sistema respecto al ideal se calculó el COP de Carnot, el valor obtenido fue de 4.52.

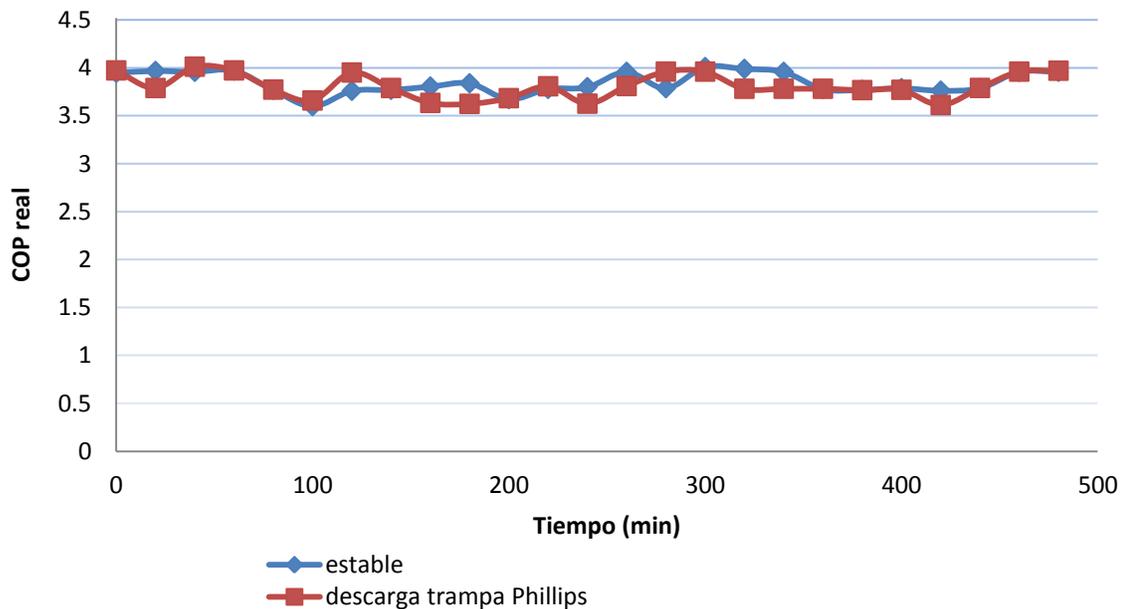


Figura 46. COP real sistema recirculado a presión día 1 periodo 2.

La figura 47 muestra el COP real del sistema recirculado a presión correspondiente al día 2, el COP a diferentes condiciones es decir cuando se encuentra en estado estable y cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® no mostró diferencia en la mayoría de los datos.

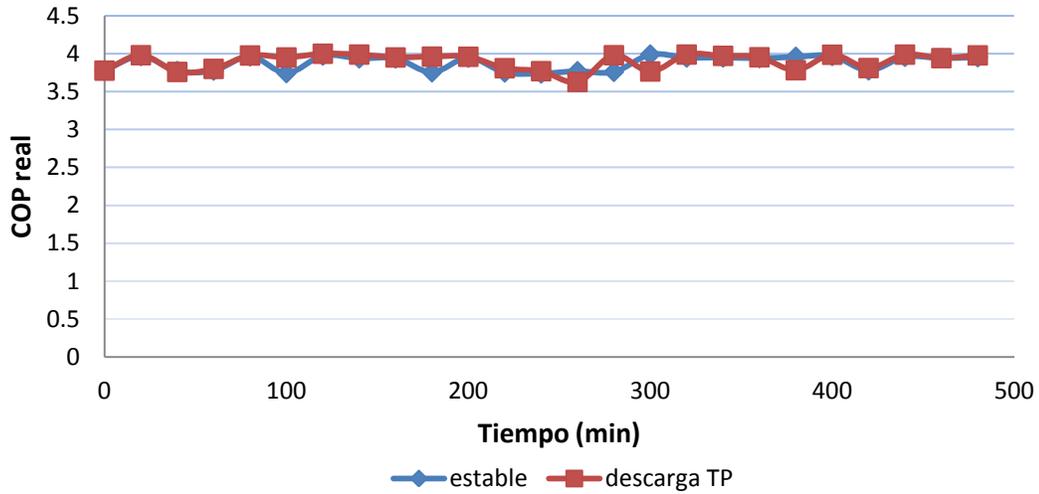


Figura 47. COP real sistema recirculado a presión día 2 periodo 2.

Para representar la desviación del COP real obtenido respecto al COP de Carnot, se obtuvo el porcentaje de reducción del COP respecto al ideal, las figuras 48 y 49 muestran los porcentajes de reducción del COP real obtenidos correspondientes al día 1 y día 2 de toma de datos, respectivamente.

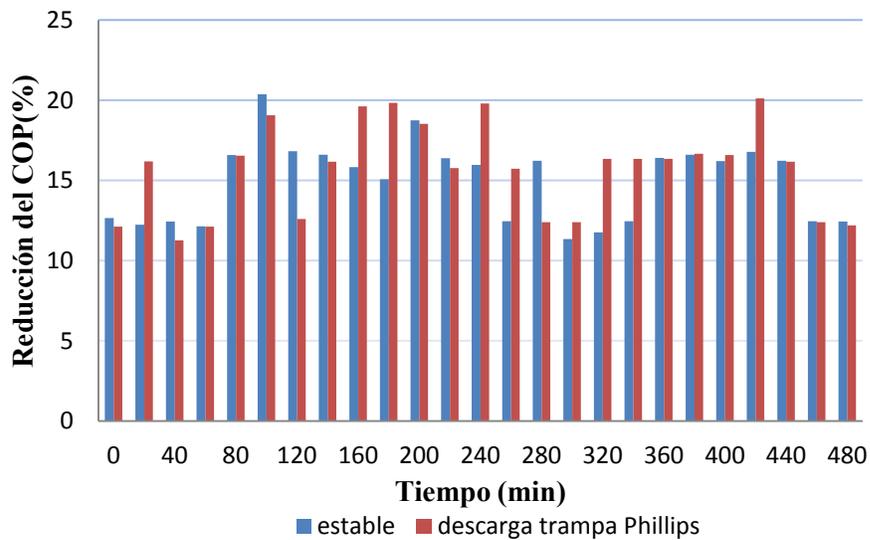


Figura 48. Reducción de COP sistema recirculado a presión día 1 periodo 2.

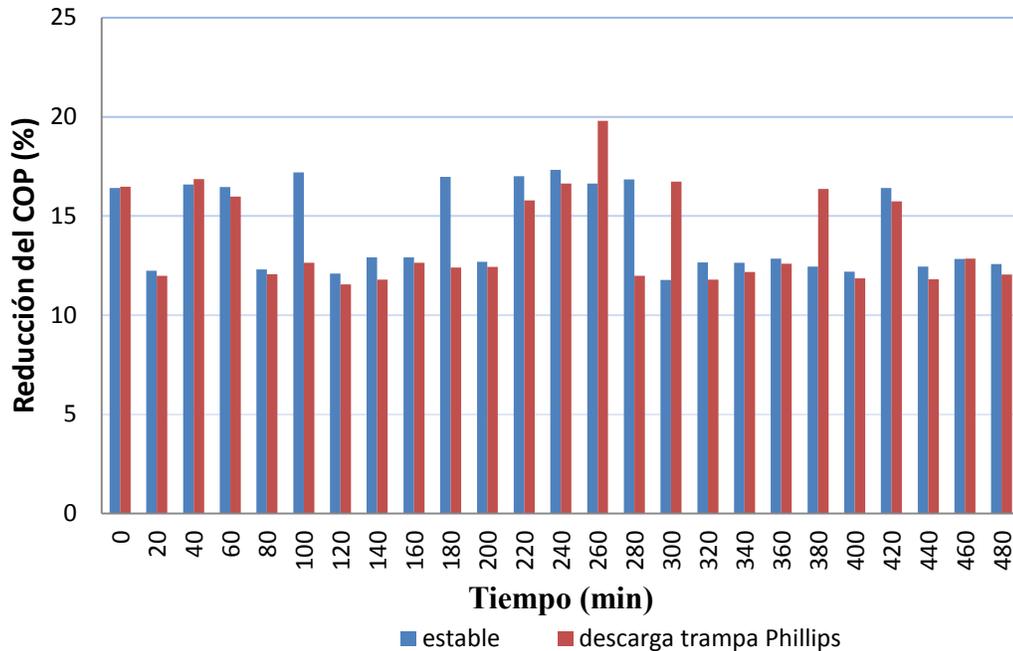


Figura 49. Reducción de COP sistema recirculado a presión día 2 periodo 2.

En las figuras 48 y 49 se muestran porcentajes de reducción de COP_{real} respecto al COP_{Carnot} situados de 10 % y 20 %, esto demuestra que el sistema de recirculación a presión de gas es eficiente.

Las figuras 50 y 51 muestran los valores obtenidos de eficiencia del sistema de recirculación por presión de gas del día 1 y 2 respectivamente, comparándose ambas condiciones del sistema en estado estable y cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips®. Los valores de eficiencia obtenidos se sitúan entre 80% y 90%, lo cual representa una alta eficiencia del sistema, entre ambas condiciones de operación, estado estable y cuando descarga la trampa Phillips® no difieren, sin embargo si se obtuvieron algunos puntos con diferencia de 1% a 4.5% siendo la mayor la eficiencia cuando el sistema se encuentra en estado estable, para el día 1, en el caso del día 2 los datos se encuentran sin diferencia entre ambas condiciones y algunos puntos muestran diferencia de hasta 4.8 %.

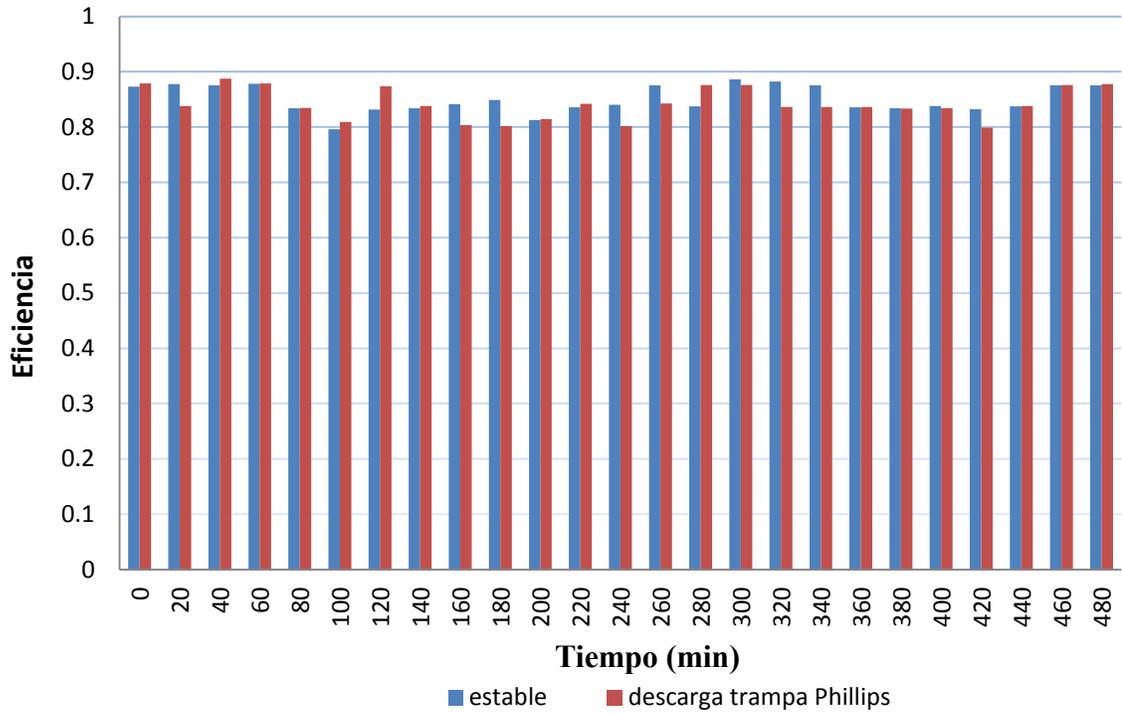


Figura 50. Eficiencia sistema recirculado a presión día 1.

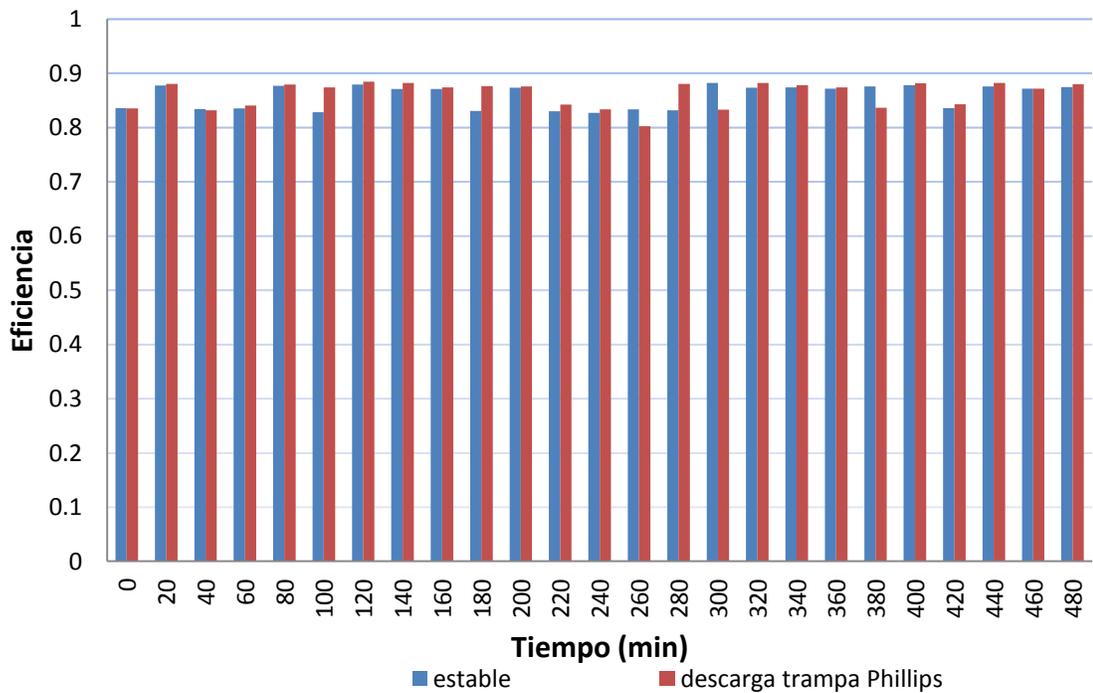


Figura 51. Eficiencia sistema recirculado a presión día 2 periodo 2.

3.4 Funcionamiento de los sistemas de recirculación

Se evaluó el funcionamiento de los sistemas de recirculación con la finalidad de obtener las características de estos, el funcionamiento de sus elementos y observar la influencia de los elementos que los conforman y del mecanismo que emplean para mantener la circulación del fluido y su repercusión sobre otros elementos del sistema y en la eficiencia global de este.

3.4.1 Sistema recirculado por bombas

3.4.1.1 Especificaciones de la bomba

Las bombas de recirculación de fluido refrigerante, llevan a cabo una doble función, en primer lugar alimentar un exceso de líquido a evaporadores y en segundo lugar, elevar la presión del fluido a fin de que supere las pérdidas por fricción provocadas por tuberías y accesorios.

Las bombas comúnmente utilizadas en instalaciones frigoríficas son de tipo centrífugo de fabricación especial y su selección dependerá de la cantidad de fluido refrigerante que deberá manejar y de las presiones de operación. Como se mencionó en el capítulo I, se debe cuidar las condiciones de presión en el lado de succión de la bomba, a fin de evitar el fenómeno de cavitación ya que trae como consecuencia erosión del metal, vibración, flujo reducido, pérdida de la eficiencia y ruido.

Para evitar este fenómeno, es necesario cumplir:

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido} \quad (23)$$

El fabricante publica el $NPSH_{requerido}$ para cada bomba, los datos obtenidos a través del catalogo del fabricante se presentan en la siguiente tabla.

Para obtener el $NPSH_{disponible}$ se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$NPSH_{disponible} = P_{succión} - P_{vapor} \quad (24)$$

El $NPSH_{disponible}$ obtenido fue de 0, por lo tanto no se cumple la condición de la ecuación 23, es por ello que la instalación presentaba el fenómeno de cavitación en la bomba, lo cual puede causar avería en el equipo.

Tabla 17. *Especificaciones técnicas de la bomba de recirculación.*

Bomba de recirculación de líquido
Marca: TEIKOKU USA, Inc. Modelo: 217-0405S Capacidad: 8.02 ft ³ /min Cabezal: 140 ft Diámetro de entrada 1.5'' Diámetro de salida 2'' 4.5 HP $NPSH_{requerido}$: 4.2 ib/in ²

3.4.1.2 Variación del volumen de líquido contenido en el separador de partículas

La figura 52 muestra la variación del volumen de líquido que se encontraba en el separador de partículas del sistema recirculado por bombas, correspondiente al primer periodo de toma de datos, el volumen de líquido se obtuvo en base a las dimensiones del separador de partículas y el porcentaje de nivel de líquido registrado en el tablero de control.

En la figura 52 se puede apreciar la variación que existía en la cantidad de fluido refrigerante que recibía el separador de partículas. Es importante mantener un nivel de líquido en el separador de partículas, esto con la finalidad de mantener un sello de líquido en la línea de succión de la bomba que requiere de un suministro continuo de líquido.

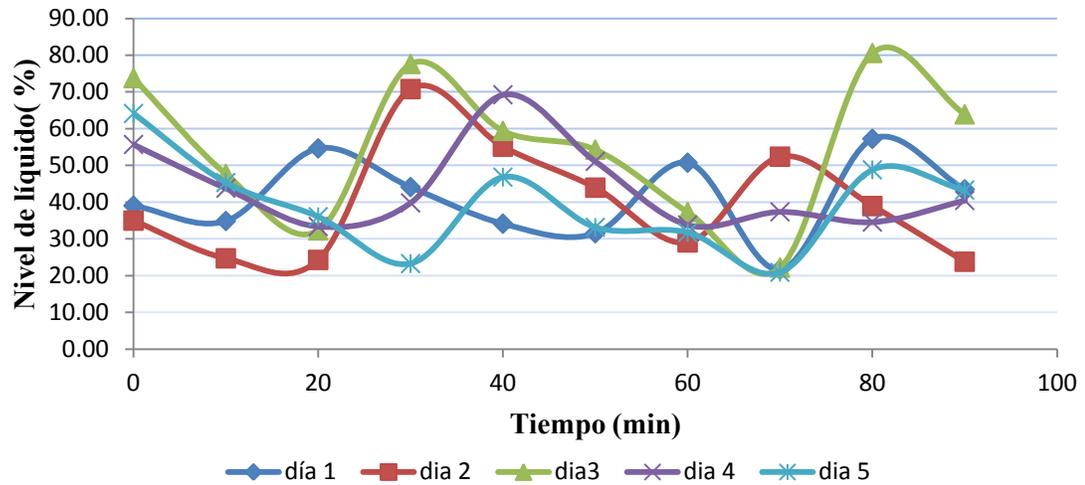


Figura 52. Variación del volumen de líquido en el separador de partículas periodo 1.

La figura 53 muestra la variación del volumen de líquido en el separador de partículas a lo largo de un turno de operación, correspondiente al segundo periodo de toma de datos.

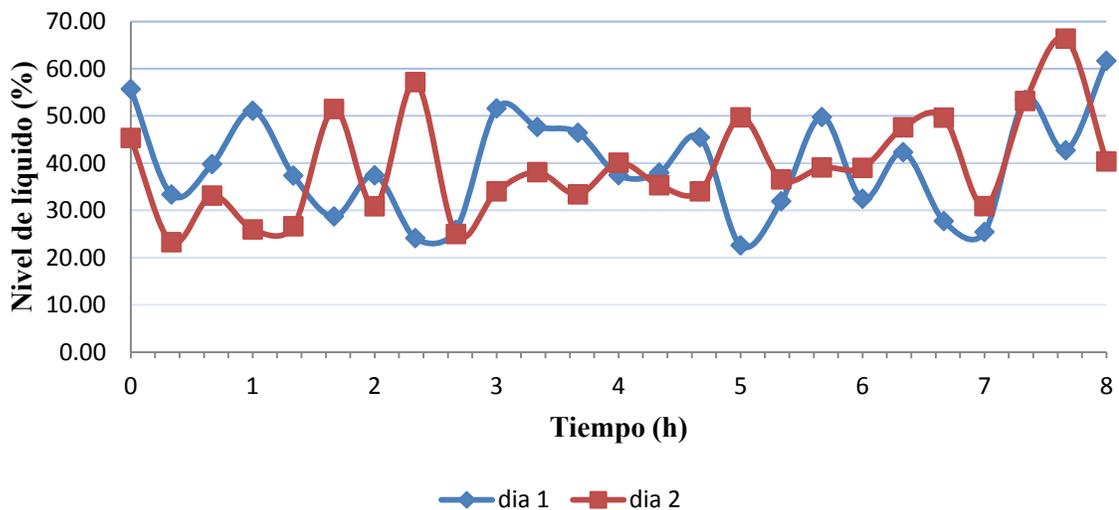


Figura 53. Variación del volumen de líquido en el separador de partículas periodo 2.

En la figura 53 se puede apreciar la gran variación que existía en la cantidad de fluido refrigerante que recibía el separador de partículas. Como se mencionó anteriormente es importante mantener un nivel de líquido en el separador de partículas, esto con la finalidad de mantener un sello de líquido en la línea de succión de la bomba que requiere de un suministro continuo de líquido, evitando así daños en el equipo de bombeo, esta variable es posible controlarla mediante el empleo de dispositivos reguladores de nivel.

3.4.1.3 Variación de la presión diferencial en el sistema de bombeo

Se monitoreó la presión diferencial en el sistema recirculado por bombas. Esta presión es la generada por la bomba para vencer la suma de todas la pérdidas de presión en la instalación, se mide entre los lados de aspiración y de impulsión de la bomba. Debido a la caída de la presión por motivo de las pérdidas de presión en las tuberías, válvulas y accesorios. La figura 54 muestra los resultados correspondientes para el primer periodo de toma de datos que corresponde a 5 días, y la figura 60 muestra los datos correspondientes al segundo periodo de toma de datos que corresponde a 2 días a lo largo de un turno de operación de 8 horas, los datos fueron obtenidos directamente del tablero de control.

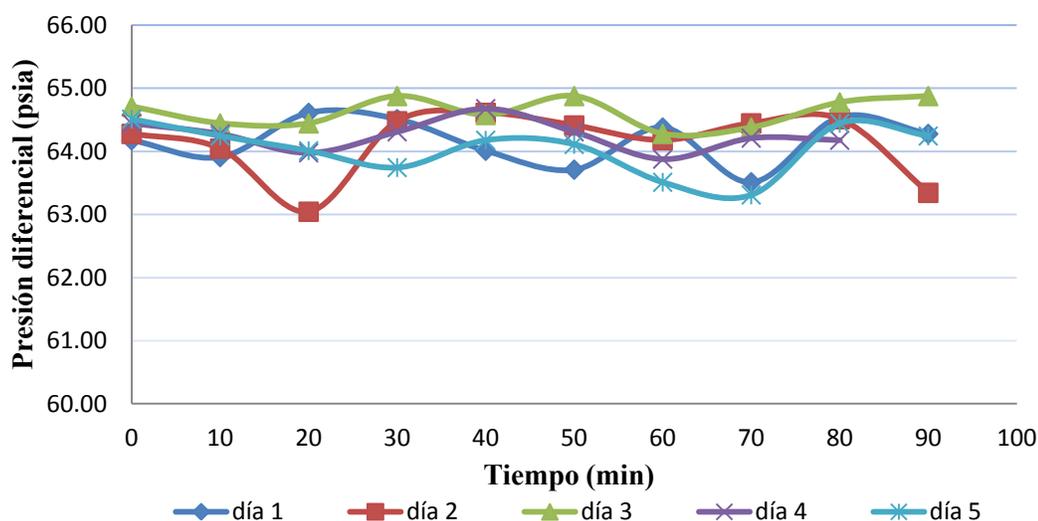


Figura 54. Variación de la presión diferencial 1er periodo de toma de datos.

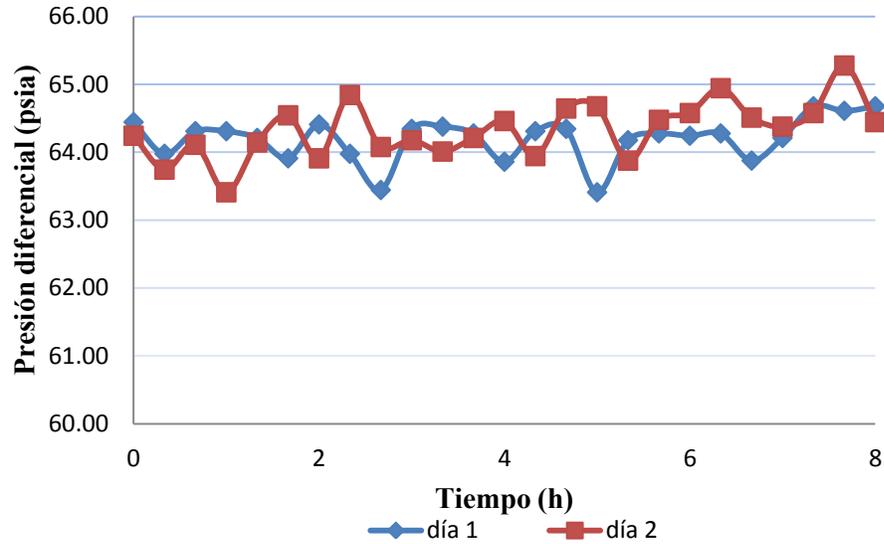


Figura 55. Variación de la presión diferencial 2o periodo de toma de datos.

En las figuras 54 y 55, se observa que no existe variación en la presión diferencial, ya que los valores obtenidos son prácticamente similares, esto se debe a que el sistema cuenta con un sistema de control de presión diferencial entre la bomba y el separador de partículas.

3.4.2 Sistema recirculado por presión de gas

3.4.2.1 Determinación de tiempos de transferencia

Para caracterizar el funcionamiento del sistema de recirculación por presión de gas se registraron los tiempos de transferencia, correspondientes al tiempo de inyección de vapor a alta presión y alta temperatura, tiempo de descarga del líquido que se encontraba en la trampa Phillips® y el tiempo de igualación de presiones entre la trampa Phillips® y separador de partículas.

La tabla 18 muestra los promedios obtenidos por día de los tiempos de transferencia en el sistema recirculado por presión de gas, con su respectivo análisis estadístico, en el cual **t1** se refiere al tiempo entre la apertura de la válvula de tres vías y la inyección de vapor a alta presión y alta temperatura, **t2** al tiempo de descarga del fluido refrigerante y el cierre de la válvula de tres vías y **t3** al tiempo de igualación de presiones entre la trampa Phillips® y el

separador de partículas. La apertura de la válvula de tres vías está ajustada a que se realice cada 15 segundos.

Tabla 18. *Tiempos de transferencia sistema recirculado por presión de gas.*

Día		Tiempo 1 (s)	Tiempo 2 (s)	Tiempo 3 (s)
1	\bar{X}	11.584	2.824	8.766
	σ^2	0.196	0.226	0.953
	σ	0.467	0.501	1.029
2	\bar{X}	12.091	2.499	7.601
	σ^2	0.537	0.179	0.768
	σ	0.773	0.446	0.924
3	\bar{X}	12.086	2.593	8.22
	σ^2	0.048	0.234	0.905
	σ	0.231	0.510	1.003
4	\bar{X}	12.534	2.132	8.708
	σ^2	0.044	0.059	0.975
	σ	0.221	0.256	1.041
5	\bar{X}	12.245	2.437	6.799
	σ^2	0.180	0.048	1.331
	σ	0.448	0.233	1.216

3.4.2.2 Influencia del vapor proveniente de la descarga de la trampa Phillips® sobre el compresor de primera etapa.

Debido al empleo de vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura, proveniente de la línea de gas caliente, utilizado para el desplazamiento del volumen de líquido que se encuentra en la trampa Phillips®, se observan alteraciones en el sistema cuando ocurre la absorción de dicha carga en el sistema de compresión de primera etapa. La figura 56 y 57

muestran la diferencia entre la presión de succión del compresor cuando el sistema se encuentra en estado estable (considerado así a la condición cuando no ocurre el transvase) y cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips® correspondiente al día 1 y 2 respectivamente.

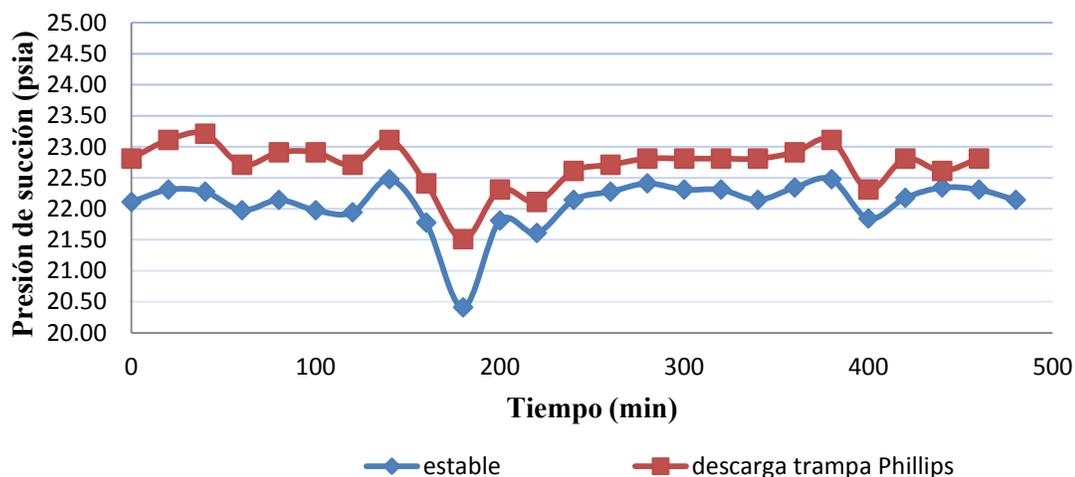


Figura 56. Variación en la presión de succión compresor de primera etapa día 1.

La figura 56 muestra claramente el cambio que ocurre en la presión de succión del compresor de primera etapa debido a la succión del vapor adicional utilizado para el transvase de líquido en el sistema de recirculación por presión de gas esta diferencia va de 0.27 psia hasta 1.1 psia.

En la figura 57 los cambios en la presión de succión del compresor van de 0.3 psia a 0.77 psia. Aunado al cambio en la presión de succión del compresor de primera etapa se encuentra el consumo de potencia demandada por el compresor, presentados en los resultados del objetivo de consumo energético del sistema de recirculación por presión de gas. El cambio que ocurre en la presión de succión del compresor trae como consecuencia cambios en el diagrama termodinámico del sistema directamente sobre el trabajo del compresor, debido a una mayor diferencia de entalpías entre la succión y descarga del

compresor. La temperatura del refrigerante, al salir de la línea de succión, antes de entrar al compresor es igual a la temperatura de evaporación en condiciones ideales. Una disminución en la temperatura del refrigerante en este punto, implica un decrecimiento en el coeficiente de rendimiento del ciclo (Barreiro & Sandoval, 2006).

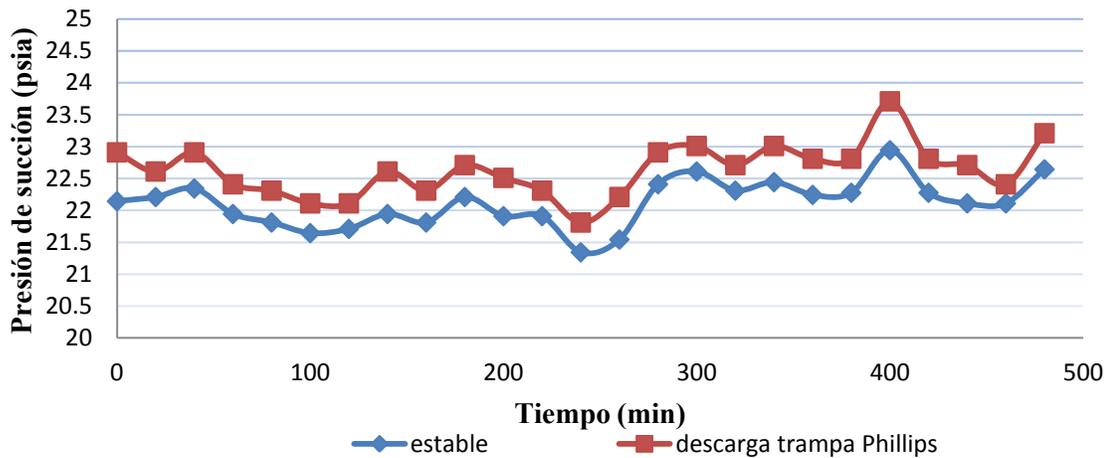


Figura 57. Variación en la presión de succión compresor de primera entapa día 2.

3.4.2.3 Influencia de la operación del sistema de recirculación a presión de gas sobre el interenfriador

En el sistema de recirculación por presión de gas se encontró la variante en la cual el recipiente de presión intermedia recibía el líquido proveniente de la trampa Phillips® (figura 31), ya que el recipiente de presión controlada se encontraba fuera de operación en la instalación frigorífica. Las figuras 58 y 59 muestran el comparativo de la presión a la que se encuentra el interenfriador cuando el sistema se encuentra en estado estable y cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips®.

En la figura 58 se puede observar una disminución en la presión del recipiente interenfriador que puede ser de hasta 3.3 lb/in² absolutas, cuando el sistema se encontraba en estado estable y cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips®, esta disminución en la presión del recipiente interenfriador trae consigo una disminución en la eficiencia dentro del ciclo frigorífico ya que se requiere un mayor trabajo de compresión en el compresor de

segunda etapa, que cuando el sistema se encuentra en estado estable. La variación en la presión, trae consigo la variación en la temperatura, afectando la calidad del producto que se encuentra en cámaras, debido al cambio en el Set Point de temperatura de las cámaras de refrigeración.

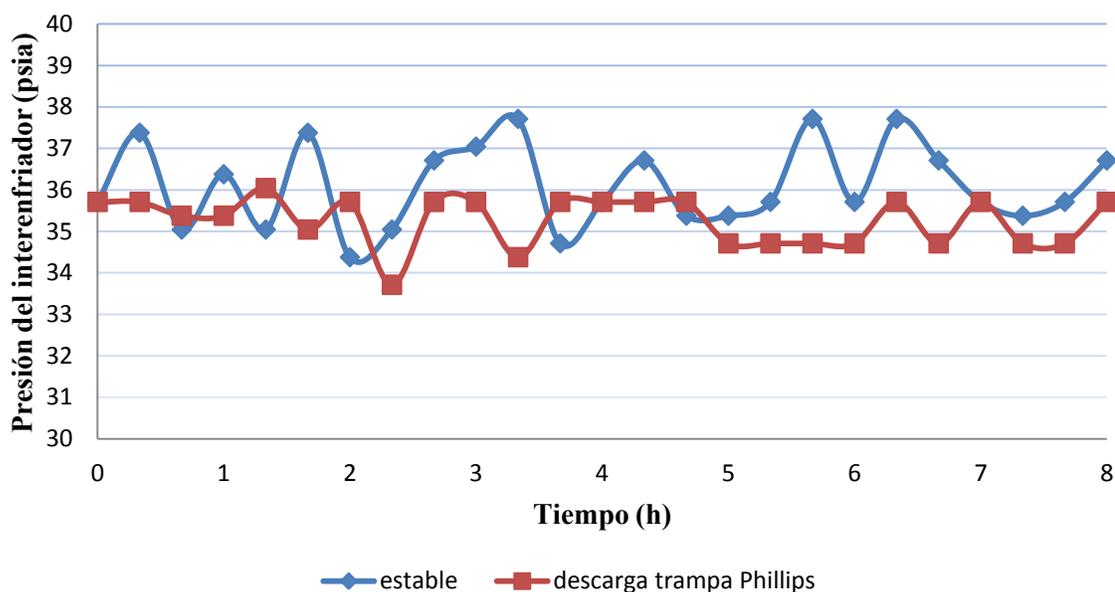


Figura 58. Diferencia en la presión del interenfriador día 1.

La figura 59 muestra la diferencia en la presión del recipiente interenfriador comparándose el sistema cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® y cuando el sistema se encuentra en estado estable, en el se puede observar una disminución en la presión a la que se encuentra el recipiente, cuando ocurre la descarga del fluido refrigerante que se encuentra en la trampa Phillips®, esta diferencia llega a ser de 4 lb/in² absolutas, que trae consigo una disminución en la eficiencia del sistema al requerirse mayor trabajo de compresión a esta presión debido al mayor diferencial de entalpías (calor de compresión) entre la presión intermedia y la de descarga del compresor de segunda etapa. El cambio en la presión a la que se encuentra el interenfriador, trae consigo un cambio en el ciclo,

creando con ello una variación en la temperatura a la que se encuentran las cámaras, lo cual afectará la calidad del producto.

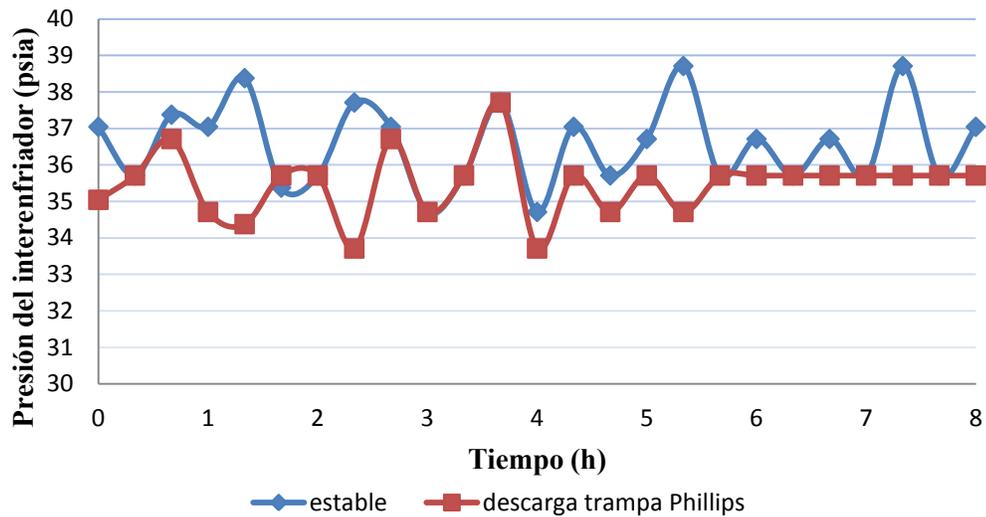


Figura 59. Diferencia en la presión del interenfriador día 2.

3.4.2.4 Influencia de la operación del sistema de recirculación por presión de gas sobre el compresor de segunda etapa

Para determinar el efecto que pudiese tener la succión del vapor a alta presión y alta temperatura que es empleado para el transvase de fluido refrigerante contenido en la trampa Phillips® sobre el sistema, así como la descarga de líquido sobre el recipiente de presión intermedia. Se registraron los cambios en la presión de succión del compresor de segunda etapa, cuando el sistema se encontraba en estado estable y cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips®. La figura 60 muestra estos cambios en la presión de succión del compresor, observándose una reducción en la presión del succión del compresor cuando ocurría la descarga de la trampa Phillips®, correspondientes al día 1.

En la figura 60 se observa disminución el presión de succión del compresor de segunda etapa, cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips® comparado cuando el sistema se encuentra en estado estable, es decir cuando no ocurre el transvase de líquido. Esta disminución en la presión llega incluso a 4 lb/in² absolutas. La disminución en la presión a la que succiona el compresor trae como consecuencia la disminución en la eficiencia del sistema, ya que aumenta el volumen aspirado por el compresor, requiriendo un mayor trabajo de compresión y por consecuencia un aumento del consumo de energía absorbida por el compresor.

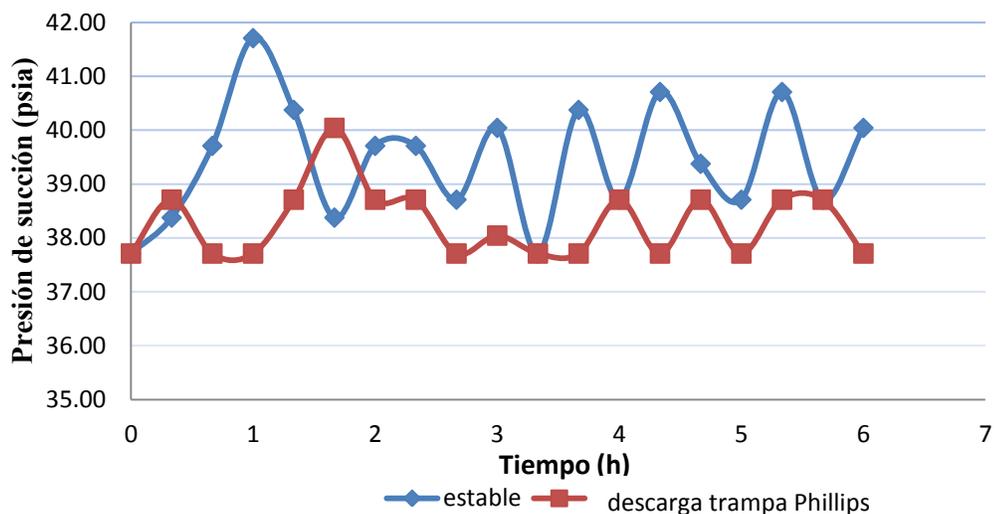


Figura 60. Variación de la presión de succión compresor de segunda etapa día 1.

La figura 61 muestra la variación en la presión de succión del compresor de segunda etapa del sistema de recirculación a presión de gas, correspondientes al día 2.

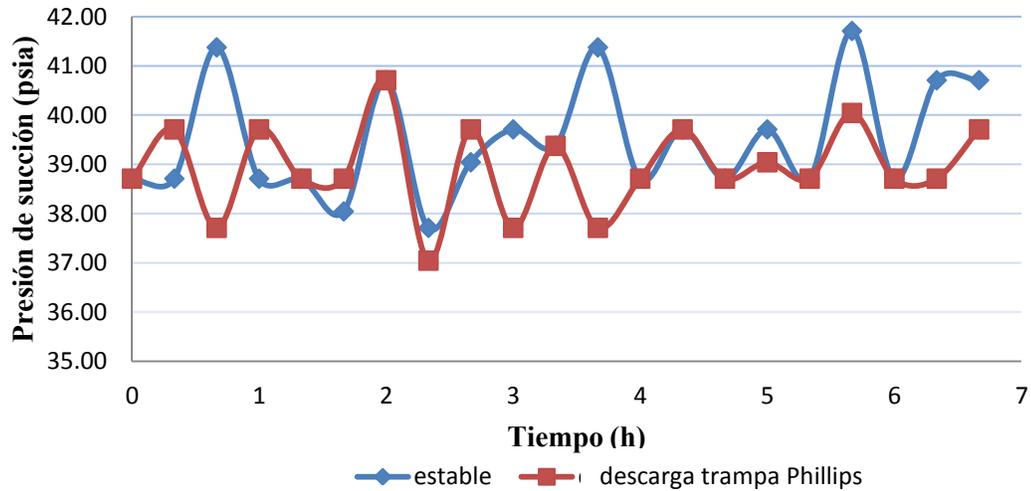


Figura 61. Variación de la presión de succión compresor de segunda etapa día 2.

Al igual que en los resultados para el día 1, la figura anterior muestra disminución en la presión de succión del compresor de segunda etapa del sistema de recirculación a presión de gas, cuando se lleva a cabo la descarga de la trampa Phillips®, con una disminución de hasta 3.67 lb/in².

Otro efecto a observar sobre el compresor de segunda etapa fue el consumo energético de este, comparando cuando el sistema se encontraba en estado estable, es decir sin la influencia del mecanismo del sistema de recirculación por presión de gas y cuando descargaba la trampa Phillips®. La figura 62 muestra el consumo energético del compresor de segunda etapa a lo largo de un turno de operación correspondiente al día 1 del periodo 2.

En la figura 63 se observa que el consumo del compresor de segunda etapa aumenta ligeramente cuando se efectúa la descarga del fluido refrigerante de la trampa Phillips®, comparado con el consumo energético del equipo cuando no se efectúa tal operación. La diferencia entre ambos consumos es en promedio de 1.9 % en aumento del consumo energético del compresor para el día 1 y de 2.2 % para el día 2.

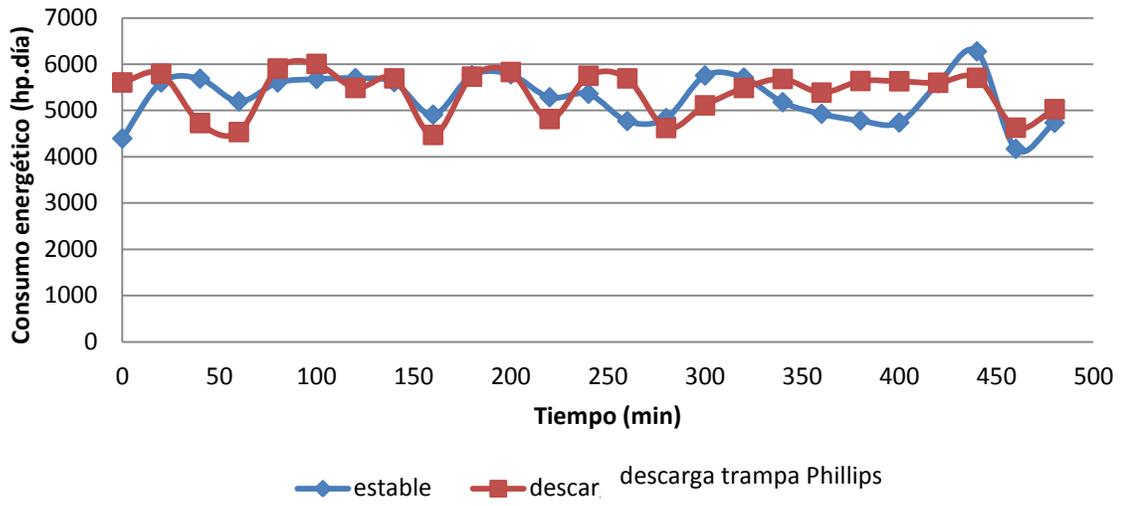


Figura 62. Consumo energético compresor de segunda etapa sistema recirculado a presión día 1.

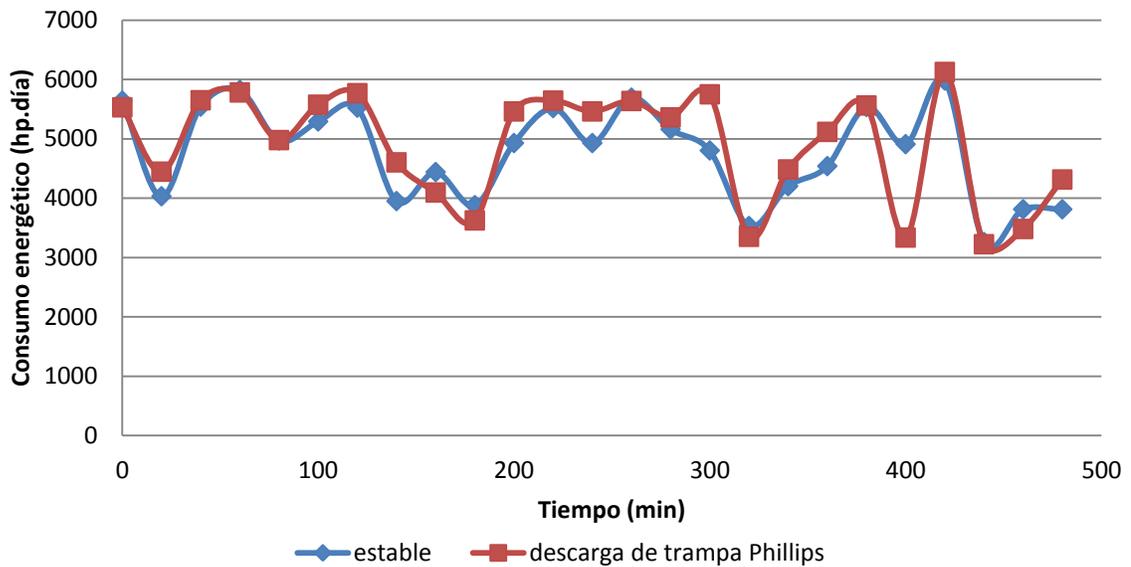


Figura 63. Consumo energético compresor de segunda etapa sistema recirculado a presión día 2.

CONCLUSIONES

El sistema de recirculación por bombas permite un aumento en la producción frigorífica específica ya que el separador de partículas abastecerá líquido saturado a la bomba de recirculación, lo cual representa una ventaja termodinámica frente al sistema de recirculación por presión de gas. El sistema de recirculación por presión de gas en estudio, tiene un arreglo en el cual el recipiente termosifón, además de ser el sistema de enfriamiento de aceite del compresor de segunda etapa, tiene la función de alimentar al interenfriador, que realiza la alimentación tanto a aplicaciones de primera y segunda etapa. El retorno de las aplicaciones de primera etapa llegan al separador de partículas con el vapor y el líquido de refrigerante que fue sobrealimentado, separándose las fases, quedando el vapor a disposición de ser succionado por el compresor reciprocante que se encuentra en la primera etapa de compresión y el líquido sobrealimentado llena la trampa Phillips®, una vez llena la trampa, descarga hacia el interenfriador. En este arreglo el sistema de recirculación por presión de gas que se encuentra en la primera etapa de la instalación afecta al compresor reciprocante de primera etapa, debido al empleo de vapor proveniente de la línea de gas caliente utilizado para la descarga de la trampa Phillips®, al succionar el vapor que se encuentra a alta presión y alta temperatura, y por otra parte, el líquido de sobrealimentación de la trampa Phillips® que descarga al interenfriador, afecta la presión a la que se encuentra este recipiente, traduciéndose en un aumento de trabajo de compresión del compresor de segunda etapa.

A diferencia del sistema de recirculación por presión de gas encontrado en la literatura, el sistema de recirculación por presión de gas en estudio trabaja de distinta manera, ya que a pesar de que cuenta con un recipiente piloto y un recipiente de presión controlada estos se encuentran fuera de operación y por tanto no se tendrán los beneficios termodinámicos que representa la presencia de un recipiente piloto y un recipiente de presión controlada. El recipiente piloto generaría una pre expansión debido a la válvula de check pilotada que se encuentra asociada a este recipiente. Además de la ausencia del subenfriamiento que se

generaría debido a la descarga del líquido de la trampa Phillips® en el recipiente de presión controlada.

El consumo energético ha incrementado y debido al impacto que trae consigo, tanto en el aspecto ambiental como económico, se han buscado medidas para disminuir su repercusión, estas medidas se refieren principalmente a la reducción del consumo y el aumento de la eficiencia, es por ello que se realizó el análisis del consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, como una medida de ahorro energético.

En el análisis de consumo energético de los sistemas recirculados por bombas y por presión de gas, se evaluó el consumo de energía adicional que es necesaria para mantener el flujo de refrigerante. El sistema de recirculación por bombas en estudio tiene un consumo energético en promedio de 95.85 hp al día, el cual expresado en costo anual es de \$31,014.95. Como referencia se calculó el costo anual en base a la potencia de salida del motor obtenida del catálogo del equipo del fabricante, de \$31,837.34. Esta cantidad parece no ser significativa considerando el consumo energético que implica toda la instalación frigorífica, ya que el equipo que consume la mayor cantidad de energía de una instalación frigorífica es el compresor. Es importante considerar que este sistema de recirculación implica costos adicionales como los relacionados al mantenimiento del equipo de bombeo y el empleo de una bomba que se encuentra en stand-by como medida de prevención ante posibles averías o mantenimiento del equipo de bombeo.

El consumo energético en el sistema de recirculación por presión de gas se basó en la determinación del consumo de potencia demandado por el motor del compresor de primera etapa, una vez que ocurre la descarga del líquido contenido en la trampa Phillips® y cuando no ocurría la descarga, el resultado obtenido fue un consumo energético de 615.12 hp al día cuando el sistema se encontraba operando de forma estable y un consumo energético de 619.17 hp al día, cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips®. El resultado expresado en costo energético anual es de \$199,019 y \$200,328 respectivamente, la diferencia entre ambas condiciones de operación representa el consumo energético del sistema de recirculación a presión siendo de \$1,309, a pesar de que existe un aumento del consumo de energía en el compresor cuando ocurre la descarga del líquido de la trampa Phillips®, en

los sistemas de recirculación en estudio el consumo energético del sistema de recirculación por bombas representa mayores costos que el sistema a presión de gas.

Como se mencionó anteriormente el ahorro de energía se refiere de igual manera a el aumento de la eficiencia en su uso, en el caso de instalaciones frigoríficas, la eficiencia es descrita por el coeficiente de rendimiento (COP), este coeficiente es una relación entre la potencia frigorífica y la energía suministrada para que opere el sistema, la desviación del COP de un ciclo real respecto al de un ciclo ideal proporciona la eficiencia del sistema. Para el sistema de recirculación por bombas se obtuvieron valores de COP de 1.02 a 1.34 que con respecto al COP de diseño de 1.59 permiten obtener altos valores de eficiencia, la mayoría situándose entre 60% y 90% de eficiencia, demostrando así la alta eficiencia del sistema en estudio, debido a su arreglo que ofrece ventajas termodinámicas.

En el sistema recirculado a presión de gas los valores obtenidos de COP real fueron de 3.6 a 4, se compararon con el COP del ciclo de Carnot de 4.52, el porcentaje de reducción respecto al de Carnot se situó entre 10 y 20 %, lo cual muestra una alta eficiencia del sistema. Comparándose las dos condiciones de operación, es decir cuando ocurre la descarga del líquido de la trampa Phillips® y cuando no, el resultado fueron puntos de mayor eficiencia cuando el sistema se encuentra en estado estable, es decir cuando no ocurre la descarga del líquido de la trampa Phillips®, sin embargo en ambas condiciones de operación las eficiencias obtenidas son altas, la mayoría por encima entre 80% y 90%. Las eficiencias obtenidas en ambas condiciones de operación muestra que, independientemente de que afecte el vapor utilizado en la descarga del líquido contenido en la trampa Phillips® sobre el compresor de primera etapa, esto no es significativo al obtener la eficiencia del sistema.

Finalmente se evaluó el funcionamiento de los sistemas de recirculación, con el fin de obtener las características, funcionamiento de sus elementos y observar la influencia de los elementos que los conforman y del mecanismo que emplean para mantener la circulación del fluido, sobre otros elementos del sistema y en la eficiencia.

Durante el diseño del sistema de recirculación por bombas es importante cuidar las condiciones de presión en el lado de succión de la bomba, a fin de evitar el fenómeno de

cavitación, de igual manera es importante mantener un nivel líquido en el separador de partículas, esto con la finalidad de tener un sello de líquido en la línea de succión de la bomba que requiere un suministro continuo de líquido. En el sistema de recirculación por bombas, se aprecia una gran variación del nivel de líquido en el separador de partículas, esta variable es posible controlarla mediante el empleo de dispositivos reguladores de nivel. Otra variable importante dentro de los sistemas de recirculación por bombas es la presión diferencial, la cual se refiere a la presión generada por la bomba para vencer la suma de todas las pérdidas de presión en la instalación, los resultados muestran que no existe variación en la presión diferencial, ya que los valores obtenidos son prácticamente similares, esto se debe a que el sistema cuenta con un sistema de control de presión diferencial entre la bomba y el separador de partículas.

En el sistema de recirculación por presión de gas se determinaron los tiempos de transferencia, correspondientes al tiempo de apertura de la válvula de tres vías y la inyección de vapor a alta presión y alta temperatura, al tiempo de descarga del fluido refrigerante y el cierre de la válvula de tres vías y al tiempo de igualación de presiones entre la trampa Phillips® y el separador de partículas. Esto con el fin de caracterizar el funcionamiento del sistema de recirculación por presión de gas, ya que el vapor proveniente de la línea de gas caliente empleado para el trasvase de líquido de la trampa Phillips® tiene un efecto sobre el compresor de primera y segunda etapa, así como el líquido que se desplaza hacia el interenfriador.

En el compresor de primera etapa el vapor a alta presión y alta temperatura, tiene efecto sobre la presión de succión que va de 0.27 lb/in^2 a 1.1 lb/in^2 aunado al cambio en la presión de succión se encuentra el consumo energético, que mostró no tener gran diferencia entre ambas condiciones de operación.

El líquido que recibe el interenfriador proveniente de la trampa Phillips® provoca una disminución en la presión a la que se encuentra el interenfriador, que puede llegar a ser de 4 lb/in^2 , esta disminución trae consigo una disminución en la eficiencia dentro del ciclo frigorífico, ya que se requiere un mayor trabajo de compresión en el compresor de segunda etapa, a su vez la variación en la presión, provoca variación en la temperatura, afectando la calidad del producto que se encuentra en cámaras, debido al cambio en el Set point de

temperatura de las cámaras de refrigeración. En el compresor de segunda etapa también se observa una disminución en la presión de succión cuando ocurre la descarga de la trampa Phillips®, que llega a ser de 4 lb/in², esta disminución trae como consecuencia la disminución en la eficiencia del sistema, ya que aumenta el trabajo de compresión y por consecuencia el consumo de energía absorbido por el compresor. El consumo energético del compresor de segunda etapa aumenta ligeramente cuando se efectúa la descarga del líquido de la trampa Phillips®, la diferencia entre ambos consumos llega a representar un aumento de 2.2% de consumo energético cuando se trabaja a dos condiciones de operación diferente, es decir en estado estable y cuando se efectúa la descarga del líquido contenido en la trampa Phillips® mediante el empleo de vapor a alta presión y alta temperatura.

Los resultados obtenidos muestran ventajas y desventajas que implican los sistemas de recirculación por bombas y a presión de gas, en estudio. El sistema de recirculación por bombas muestra la ventajas termodinámicas que implica su arreglo, mientras que el sistema de recirculación a presión, tiene modificaciones que afectan a varios componentes de la instalación, modificando las presiones y por ende temperaturas, afectando así la temperatura de cámaras, ambos sistemas presentaron buenas eficiencias. A pesar del efecto en las presiones de succión en los compresores en el sistema recirculación a presión, en el costo energético anual no se obtuvo gran diferencia. Es importante considerar que las condiciones de operación, características, tamaño y aplicaciones de cada sistema, son diferentes, lo que hace a cada sistema único e imposible establecer una comparación entre ambos.

Frente al presente estudio se hizo evidente la importancia del diseño de instalaciones frigoríficas, ya que una mala elección en el diseño y selección de equipos y recipientes trae consigo repercusiones en el funcionamiento y la eficiencia, en el caso del sistema recirculación por bombas el separador de partículas mostró variación en el nivel de líquido que contenía debido a que el sistema exigía un recipiente de mayor capacidad, y con ello evitar posibles daños en el equipo de bombeo. En el caso del sistema de recirculación por presión de gas, el vapor utilizado para la descarga del líquido de la trampa Phillips®, tiene efecto sobre varios componentes del sistema debido a su arreglo. En conjunto todo se

traduce a energía y el aprovecharla de la mejor forma, conduce a mayores ganancias financieras y a la protección del medio ambiente.

BIBLIOGRAFÍA

- Alarcón, C. J. (1998). *Tratado práctico de refrigeración automática*. España: Marcombo.
- Alarcón López, M. (2005). *El sistema de recirculación de líquido por presión de gas, desde un análisis en sus aplicaciones prácticas en la industria frigorífica* (Tesis de licenciatura). Universidad Nacional Autónoma de México. Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán. México.
- ASHRAE. (2001). *ASHRAE Handbook. Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2000). *ASHRAE Handbook HVAC Systems and equipment*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2002). *ASHRAE Handbook refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Barreiro M., J. A., & Sandoval B., A. J. (2006). *Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas*. 1a edición. Venezuela: Equinoccio.
- Bernier, J., & Martin, F. (1998). *Intinerario del frigorista*. España: A. Vicente ediciones.
- Campos A., J. C., Lora F., E., Meriño S., L., Tovar O., I., Navarro G., A., Quispe O., E. C., Castrillón M., R. (2007). *Ahorro de energía en sistemas de bombas centrífugas*. Colombia: COLCIENCIAS.
- Cerepnalkovski, I. (1991). *Modern refrigerating machines*. Amsterdam: Elsevier.
- Chen, W., Xing, Z., Tang, H., & Wu, H. (2011). Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions. *International journal of refrigeration*, 34(4), 1141-1150.
- Crane. (1999). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: Mc Graw Hill.
- Demirel, Y. (2012). *Energy. Production, conversion, storage, conservation, and coupling*. London: Springer.

- Dossat, R. J. (2001). *Principios de refrigeración*. México: CECSA.
- Fernández S., J. (2004). *Sistemas de refrieración por compresión: Problemas resueltos*. España: Ciencia 3.
- FRICK by Johnson Controls Incorporation. (2008). *RWF II Rotary screw compressor units* (Equipment Manual-Section 70). United States of America: Johnson Controls Inc.
- Giménez López, R. (2005). *Frío industrial (Vól. 1): mantenimiento y servicios a la producción*. España: Marcombo.
- GRUNDFOS Management A/S (2004). *Manual de bombeo. Guía de referencia de bombas*. Dinamarca: GRUNDFOS.
- Hanlon, P. C. (2001). *Compressor Handbook*. United States of America: McGraw-Hill Companies.
- Hydraulic Institute, Europump, & Technologies, U. D. (2001). *Pump life cycle costs: A guide to LCC analysis for pumping systems*. U.S.A.: Hydraulic Institute.
Recuperado de http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs.
- Kanoğlu, M., Çengel, Y. A., & Dinçer, I. (2012). *Efficiency evaluation of energy systems*. United States of America: Springer.
- Katzeff, S. (2011). *An investigation into the efficiency of systems for circulating refrigerant through evaporators in the ice-making plant at ERPM Gold Mine* (Tesis de Maestria). University of Witwatersrand: Johannesburg.
- Krajnc, D., Lukman, R., & Glavic, P. (2008). Approaches to Sustainable Energy Consumption Patterns. En F. Barbir, & S. Ulgiati, *Sustainable energy production and consumption. benefits, strategies and environmental costing* (págs. 213-226). Italy: Springer Netherlands.
- Lapuerta A., M., & Armas, O. (2012). *Frío industrial y aire acondicionado*. España: Ediciones de la Universidad de Castilla-La Mancha.
- Madureira, N. L. (2014). *Key concepts in energy*. Switzerland: Springer.

- Mode, Elver. (2000). *Elementos de probabilidad y estadística*. 2da edición. España: Editorial Reverté.
- Moreno López, F. J. (1994). *Revisión de criterios empleados en el diseño de instalaciones frigoríficas* (Tesis de licenciatura). Universidad Nacional Autónoma de México. Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán. México.
- Mörsel, H. (1973). *Vademecum del Frigorista*. España: Acribia.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. 6a edición. México: Pearson Educación.
- Olivo, C. T. (1990). *Principles of refrigeration*. 3rd Edition. United States of America: Delmar Publishers Inc.
- Pinazo O., J. M. (1995). *Cálculos en instalaciones frigoríficas*. España: Editorial U.P.V.
- Rolle, K. C. (2006). *Termodinámica*. 6a edición. México: Pearson Educación.
- Sancho G., J., Miró H., R., & Gallardo B., S. (2006). *Gestión de la energía*. España: Universidad Politécnica de Valencia.
- Shilling, R., Bernhagen, P., Goldschmidt, V., Hrnjak, P., Jonson, D., & Timmerhaus, K. (2008). Section 11 Heat- Transfer Equipment. En D. Green, & R. Perry, *Perry's Chemical engineers Handbook* (págs. 11.78-11.98). United States of America: McGraw-Hill Companies.
- Stoecker, W. F., & Jones, J. W. (1986). *Refrigeration & air conditioning*. 2da edición. New York: McGraw-Hill Companies.
- Tiburcio, L., & Vázquez, V. (2011). *Análisis de daños presentados en compresores recíprocantes para refrigeración* (Tesina). Universidad Veracruzana. Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica. México.
- Torrella A, E. (1995). *Ejercicios de producción de frío*. España: Editorial U.P.V.
- Torrella, A. E. (2000). *La producción de frío*. España: Editorial U.P.V.
- VILTER™ (2013). *Vilter single screw compressors for industrial refrigeration specifications*. United States of America: Emerson Climate Technologies, Inc.

Volk, M. W. (2005). *Pump characteristics and applications*. 2nd Edition. United States of America: Taylor & Francis Group.

Widell, K. N., & Eikevik, T. (2010). Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. *International journal of refrigeration*, 33(1), 88-94.

APÉNDICES

APÉNDICE I

Memoria de cálculo para la determinación del consumo energético de los sistemas de recirculación de líquido a evaporadores, por bombas y a presión

La siguiente memoria de cálculo es aplicada para el sistema de recirculación por bombas y el sistema de recirculación a presión de gas, con la variante de que la intensidad de corriente medida para el sistema de recirculación por bombas se realiza en el motor de la bomba y para el sistema de recirculación a presión de gas, se realiza en el motor del compresor de primera etapa. La toma de datos para el sistema de recirculación a presión de gas se realiza en dos momentos, el primero cuando el compresor succiona el vapor proveniente del tanque de transferencia, denominándolo como descarga de la trampa Phillips® y el segundo cuando la trampa Phillips® recibía líquido denominándolo estado estable.

1.- En el primer bloque se mide el amperaje del motor, con ayuda de un amperímetro digital de gancho; a los valores registrados se les realizó un análisis estadístico en cada bloque de tres datos obtenidos por medio de las siguientes ecuaciones (Mode, 2000).

$$\text{Media} = \bar{X} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{Xi}{n} \right] \quad \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}$$

Donde:

x_i Valor individual de cada elemento de la población

\bar{X} Media poblacional

n Cantidad de elementos de la población

σ^2 Varianza

σ Desviación Estándar

A continuación se muestra un ejemplo de cada cálculo mencionado.

Hora	Dato	Amperaje (A)			Media	Varianza	Desv. Est.
		R1	R2	R3			
10:00	1	4.7	5	4.9	4.87	0.0156	0.12472191
10:10	2	5	4.6	4.9	4.83	0.0289	0.16996732
10:20	3	4.8	4.7	4.9	4.80	0.0067	0.08164966
10:30	4	4.8	4.9	4.7	4.80	0.0067	0.08164966
10:40	5	4.9	4.7	4.7	4.77	0.0089	0.0942809
10:50	6	4.7	5	4.9	4.87	0.0156	0.12472191
11:00	7	5	4.9	4.6	4.83	0.0289	0.16996732
11:10	8	5	4.9	4.9	4.93	0.0022	0.04714045
11:20	9	4.8	4.8	4.7	4.77	0.0022	0.04714045
11:30	10	4.7	4.7	5	4.80	0.0200	0.14142136

2.- En el segundo bloque, a partir de las medias obtenidas de amperaje y con el voltaje y factor de potencia proporcionado por la placa del equipo, se calcula la potencia consumida por el motor del equipo, con la siguiente ecuación (GRUNDFOS, 2004)

$$P_1 = \sqrt{3}V * I * \cos\phi$$

donde:

V= Voltaje (volt)

I = Intensidad (Amperios)

$\cos\phi$ = Factor de potencia

3.- En el tercer bloque se calcula el consumo de energía, a partir de la potencia que demanda el equipo (kW) y el tiempo de operación del equipo (horas al año) (Campos et al, 2007). Los datos se expresan en hp por día.

$$C_E = P_1 * t$$

4.- En el cuarto bloque se calcula el costo energético, multiplicando el consumo de energía por \$1.1887 kWh.

$$\text{Costo energético} = C_E \left(\frac{\$1.1887}{\text{kWh}} \right)$$

APÉNDICE II

Memoria de cálculo para la determinación de la eficiencia en el sistema recirculado por bombas

1.- En el primer bloque se registraron la potencia consumida por el compresor. A los valores registrados se realizó un análisis estadístico en cada bloque de tres datos obtenidos por medio de las siguientes ecuaciones (Mode, 2000).

$$\text{Media} = \bar{X} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{X_i}{n} \right] \quad \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}$$

Donde:

x_i Valor individual de cada elemento de la población

\bar{X} Media poblacional

n Cantidad de elementos de la población

σ^2 Varianza

σ Desviación Estándar

A continuación se muestra una imagen con un ejemplo de cada cálculo mencionado.

Potencia (kW)							
Hora	Dato	R1	R2	R3	Promedio	Varianza	Desv. Est.
10:00	1	149	152	154	151.67	4.22222222	2.05480467
10:10	2	155	155	157	155.67	0.88888889	0.94280904
10:20	3	193	195	187	191.67	11.55555556	3.39934634
10:30	4	180	178	175	177.67	4.22222222	2.05480467
10:40	5	170	168	169	169.00	0.66666667	0.81649658
10:50	6	143	143	144	143.33	0.22222222	0.47140452
11:00	7	140	143	146	143.00	6	2.44948974
11:10	8	140	140	139	139.67	0.22222222	0.47140452
11:20	9	145	143	150	146.00	8.66666667	2.94392029
11:30	10	185	184	186	185.00	0.66666667	0.81649658

2.- En el segundo bloque se calcula el coeficiente de rendimiento real de la instalación COP_{real} , a partir de la potencia frigorífica real de la instalación de 51 T.R. empleando la siguiente ecuación:

$$COP_{real} = \frac{Q_{o\ real}}{Pot}$$

donde:

$Q_{o\ real}$ Potencia frigorífica real que produce la instalación

Pot Potencia eléctrica real consumida por el compresor

3.- Posteriormente para obtener la relación de eficiencia del sistema de refrigeración . Se requiere calcular el COP de diseño mediante la siguiente relación:

$$COP_{dise\ o} = \frac{Q_o}{Pot}$$

donde:

Q_o Potencia frigorífica de diseño que produce la instalación

Pot Potencia eléctrica de diseño consumida por el compresor

La determinación de la capacidad y potencia de diseño del equipo de compresión se obtuvieron del catalogo del equipo (FRICK, 2008) con las condiciones obtenidas en el Objetivo 1, con la temperatura a la Succión del compresor en estado saturado y con la temperatura de condensación en estado saturado.

Una vez calculados los coeficientes de rendimiento real y de diseño de la instalación, se obtiene la eficiencia del sistema, que se define como:

$$\eta = \frac{COP_{real}}{COP_{dise\ o}}$$

5.- Finalmente para su mejor análisis se graficó el porcentaje de reducción del COP real respecto al de diseño y la eficiencia del sistema.

APÉNDICE III

Memoria de cálculo para la determinación de la eficiencia en el sistema recirculado por presión de gas

1.- En el primer bloque se registró la presión de succión, presión de descarga y temperatura de descarga del compresor de primera y segunda etapa, y la presión de descarga de la bomba que se encuentra en el interenfriador. A los valores registrados se realizó un análisis estadístico en cada bloque de tres datos obtenidos por medio de las siguientes ecuaciones (Mode, 2000).

$$\text{Media} = \bar{X} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{Xi}{n} \right] \quad \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad \sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}$$

Donde:

x_i Valor individual de cada elemento de la población

\bar{X} Media poblacional

n Cantidad de elementos de la población

σ^2 Varianza

σ Desviación Estándar

A continuación se muestra una imagen con un ejemplo de cada cálculo mencionado.

		Presión de succión (psig)								
	Hora	Dato	R1	R2	R3	Promedio	Varianza	Desv. Est.	P[psia]	
4	Dia 1 normal	1	7.8	7.9	7.8	7.8333333	0.00222222	0.04714045	22.543333	
5		10:10	2	7.9	7.7	8	7.8666667	0.01555556	0.12472191	22.576667
6		10:20	3	7.9	7.7	8	7.8666667	0.01555556	0.12472191	22.576667
7		10:30	4	7.5	7.5	7.5	7.5	0	0	22.21
8		10:40	5	8.1	7.6	7.7	7.8	0.04666667	0.21602469	22.51
9		10:50	6	7.9	7.9	7.8	7.8666667	0.00222222	0.04714045	22.576667
10		11:00	7	7.8	8.3	7.8	7.9666667	0.05555556	0.23570226	22.676667
11		11:10	8	7.7	7.7	7.7	7.7	0	0	22.41
12		11:20	9	7.9	7.7	7.8	7.8	0.00666667	0.08164966	22.51
13		11:30	10	8	7.9	7.8	7.9	0.00666667	0.08164966	22.61

2.- Con los datos obtenidos se procede a la obtención de las entalpías h_1 , h_2 , h_3 , h_4 y h_8 , del refrigerante mediante las tablas de propiedades del amoníaco, los puntos son en base al diagrama presión-entalpía de la figura 26.

3.- Calcular el Coeficiente de rendimiento COP_{real} de la instalación empleando la siguiente ecuación (Torrella, 1995):

$$COP_{real} = \frac{Q_{o\ real}}{Pot_{CB} + Pot_{CA}} = \frac{h_1 - h_8}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)}$$

donde:

$Q_{o\ real}$ Potencia frigorífica real que produce la instalación

Pot_{CB} Potencia consumida por el compresor en el lado de baja presión

Pot_{CA} Potencia consumida por el compresor en el lado de alta presión

Una vez obtenido el coeficiente de rendimiento real COP_{real} es necesario compararlo con un valor de COP_{Carnot} con la finalidad de evaluar que tan eficiente es la instalación, para ello se calcula el COP_{Carnot} mediante la siguiente ecuación

$$COP_{cart} = \frac{T_o}{T_K + T_o}$$

donde:

T_o Temperatura de evaporación

T_K Temperatura de condensación

5.- Finalmente se calcula la eficiencia, con la siguiente relación.

$$\eta_R = \frac{COP_{real}}{COP_{cart}}$$

APÉNDICE IV

Tablas de datos recabados en campo

Compilación de datos para el cálculo de consumo energético en sistema recirculado por bombas periodo 1.

DIA 1. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.7	5	4.9	4.87	0.016	0.125
10	5	4.6	4.9	4.83	0.029	0.170
20	4.8	4.7	4.9	4.80	0.007	0.082
30	4.8	4.9	4.7	4.80	0.007	0.082
40	4.9	4.7	4.7	4.77	0.009	0.094
50	4.7	5	4.9	4.87	0.016	0.125
60	5	4.9	4.6	4.83	0.029	0.170
70	5	4.9	4.9	4.93	0.002	0.047
80	4.8	4.8	4.7	4.77	0.002	0.047
90	4.7	4.7	5	4.80	0.020	0.141

DIA 2. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.6	4.9	4.7	4.73	0.016	0.125
10	4.9	4.7	4.8	4.80	0.007	0.082
20	4.7	4.8	4.7	4.73	0.002	0.047
30	4.8	5	4.7	4.83	0.016	0.125
40	4.6	4.8	4.7	4.70	0.007	0.082
50	4.7	4.8	4.7	4.73	0.002	0.047
60	5	4.7	4.9	4.87	0.016	0.125
70	4.6	4.8	5	4.80	0.027	0.163
80	4.7	5	4.9	4.87	0.016	0.125
90	4.8	4.9	4.8	4.83	0.002	0.047

DIA 3. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.8	4.7	4.8	4.77	0.002	0.047
10	4.9	4.6	4.8	4.77	0.016	0.125
20	4.8	4.8	5	4.87	0.009	0.094
30	4.6	4.5	4.9	4.67	0.029	0.170
40	4.8	4.8	4.8	4.80	0.000	0.000
50	4.7	4.8	4.5	4.67	0.016	0.125
60	4.7	4.7	4.9	4.77	0.009	0.094
70	4.6	4.6	4.8	4.67	0.009	0.094
80	5	4.7	4.9	4.87	0.016	0.125
90	4.7	4.6	4.8	4.70	0.007	0.082

DIA 4. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.6	4.6	4.6	4.60	0.000	0.000
10	4.7	4.8	4.6	4.70	0.007	0.082
20	4.8	4.9	4.9	4.87	0.002	0.047
30	4.8	4.8	4.8	4.80	0.000	0.000
40	4.8	4.6	4.7	4.70	0.007	0.082
50	4.7	4.7	4.9	4.77	0.009	0.094
60	4.7	4.7	4.9	4.77	0.009	0.094
70	4.9	4.7	4.7	4.77	0.009	0.094
80	4.6	4.7	4.7	4.67	0.002	0.047
90	0	0	0	0.00	0.000	0.000

DIA 5. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.6	4.9	4.7	4.73	0.016	0.125
10	4.6	4.8	4.8	4.73	0.009	0.094
20	4.6	4.7	5	4.77	0.029	0.170
30	4.8	4.7	4.8	4.77	0.002	0.047
40	4.7	4.8	4.7	4.73	0.002	0.047
50	4.7	4.7	4.7	4.70	0.000	0.000
60	4.8	4.7	4.7	4.73	0.002	0.047
70	4.8	4.5	4.7	4.67	0.016	0.125
80	4.7	4.6	4.6	4.63	0.002	0.047
90	4.8	4.7	4.7	4.73	0.002	0.047

Compilación de datos para el cálculo de consumo energético en sistema recirculado por bombas periodo 2

DIA 1. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.6	4.6	4.6	4.60	0.000	0.000
20	4.8	4.9	4.9	4.87	0.002	0.047
40	4.8	4.8	4.8	4.80	0.000	0.000
60	4.7	4.7	4.9	4.77	0.009	0.094
80	4.9	4.7	4.7	4.77	0.009	0.094
100	4.7	4.6	4.9	4.73	0.016	0.125
120	4.6	4.7	4.5	4.60	0.007	0.082
140	4.9	4.6	4.8	4.77	0.016	0.125
160	4.7	4.8	4.8	4.77	0.002	0.047
180	4.6	4.6	4.6	4.60	0.000	0.000
200	4.6	4.7	4.6	4.63	0.002	0.047
220	4.8	4.7	4.7	4.73	0.002	0.047
240	4.8	4.7	4.9	4.80	0.007	0.082
260	4.9	4.7	4.8	4.80	0.007	0.082
280	4.7	4.7	4.7	4.70	0.000	0.000
300	4.8	4.7	4.7	4.73	0.002	0.047
320	4.6	4.5	4.8	4.63	0.016	0.125
340	4.7	4.7	4.7	4.70	0.000	0.000
360	4.9	4.7	4.8	4.80	0.007	0.082
380	4.9	4.7	4.8	4.80	0.007	0.082
400	4.6	4.6	4.6	4.60	0.000	0.000
420	4.6	4.9	4.7	4.73	0.016	0.125
440	4.7	4.6	4.8	4.70	0.007	0.082
460	4.6	4.7	4.6	4.63	0.002	0.047
480	4.5	4.5	4.5	4.50	0.000	0.000

DIA 2. Amperaje (Amperios)						
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.
0	4.6	4.8	4.8	4.73	0.009	0.094
20	4.8	4.7	4.8	4.77	0.002	0.047
40	4.7	4.7	4.7	4.70	0.000	0.000
60	4.7	4.8	4.7	4.73	0.002	0.047
80	4.7	4.7	4.6	4.67	0.002	0.047
100	4.5	4.7	4.6	4.60	0.007	0.082
120	4.7	4.8	4.6	4.70	0.007	0.082
140	4.6	4.7	4.6	4.63	0.002	0.047
160	4.6	4.5	4.6	4.57	0.002	0.047
180	4.6	4.9	4.8	4.77	0.016	0.125
200	4.5	4.7	4.5	4.57	0.009	0.094
220	4.7	4.5	4.6	4.60	0.007	0.082
240	4.7	4.6	4.9	4.75	0.016	0.126
260	4.8	4.7	4.7	4.73	0.002	0.047
280	4.5	4.4	4.6	4.50	0.007	0.082
300	4.6	4.7	4.9	4.73	0.016	0.125
320	4.8	4.6	4.8	4.73	0.009	0.094
340	4.5	4.6	4.7	4.60	0.007	0.082
360	4.7	4.6	4.5	4.60	0.007	0.082
380	4.5	4.5	4.3	4.43	0.009	0.094
400	4.5	4.7	4.7	4.63	0.009	0.094
420	4.5	4.7	4.7	4.63	0.009	0.094
440	4.8	4.8	4.7	4.77	0.002	0.047
460	4.6	4.7	4.5	4.60	0.007	0.082
480	4.7	4.7	4.6	4.67	0.002	0.047

Compilación de datos para el cálculo de consumo energético en sistema recirculado por presión de gas periodo 1.

DIA 1. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	32.4	32.3	32.2	32.30	0.007	0.082	33.2
10	33.1	33	33	33.03	0.002	0.047	33.1
20	32.8	33.2	32.6	32.87	0.062	0.249	33.9
30	33	33.4	32.8	33.07	0.062	0.249	32.9
40	32.9	32.8	32.8	32.83	0.002	0.047	33.2
50	33.8	33.1	33.9	33.60	0.127	0.356	32.9
60	32.6	33.1	33.7	33.13	0.202	0.450	32.9
70	32.6	33.1	33	32.90	0.047	0.216	33.4
80	32.9	33.1	33	33.00	0.007	0.082	33.2
90	32.7	34.4	34.4	33.83	0.642	0.801	32.9

DIA 2. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	32.8	33.2	33.2	33.07	0.036	0.189	33.4
10	32.8	32.8	33.1	32.9	0.020	0.141	33.5
20	33.3	33.3	33.2	33.27	0.002	0.047	33.8
30	33.1	33.5	33.6	33.4	0.047	0.216	33.3
40	32.3	33.4	33.2	32.97	0.229	0.478	33.4
50	33	33	32.8	32.93	0.009	0.094	33.2
60	33.3	33.4	33.3	33.33	0.002	0.047	33.3
70	33.3	33.4	33.9	33.53	0.069	0.262	33.2
80	34	33.4	33.2	33.53	0.116	0.340	33.8
90	33.2	34	33.2	33.47	0.142	0.377	33

DIA 3. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	32.2	33	32.6	32.6	0.107	0.327	33.2
10	32.8	33	33.6	33.13	0.116	0.340	33.3
20	33.1	32.8	32.6	32.83	0.042	0.205	33.1
30	34.1	32.9	32.9	33.3	0.320	0.566	33.4
40	33.9	33.8	32.8	33.5	0.247	0.497	33.4
50	32.3	32.2	32.6	32.37	0.029	0.170	33.3
60	32.2	33.4	33.4	33	0.320	0.566	33
70	33.1	33.5	33	33.2	0.047	0.216	33.1
80	31.5	33.2	32.1	32.27	0.496	0.704	33.1
90	32.7	31.9	32.2	32.27	0.109	0.330	33.5

DIA 4. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	32.6	32.7	32.5	32.6	0.007	0.082	33
10	33.2	33.4	32.9	33.17	0.042	0.205	33.3
20	32.6	32.4	33.1	32.7	0.087	0.294	33.1
30	32	32.9	32.4	32.43	0.136	0.368	32.9
40	32	32.9	33.7	32.87	0.482	0.694	33.4
50	31.9	33	33.2	32.7	0.327	0.572	32.8
60	33	33.5	32.9	33.13	0.069	0.262	32.4
70	32.5	32.8	32.6	32.63	0.016	0.125	33.1
80	33.4	32.8	33.5	33.23	0.096	0.309	32.7
90	33.1	33	32.8	32.97	0.016	0.125	33

DIA 5. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	32.2	31.5	32.6	32.1	0.207	0.455	32.8
10	33.2	33.1	32.4	32.9	0.127	0.356	33.2
20	32.7	32.3	32.5	32.5	0.027	0.163	33
30	33	33.4	33	33.13	0.036	0.189	33
40	32	32.2	32.2	32.13	0.009	0.094	32.9
50	33	32.7	32.8	32.83	0.016	0.125	32.6
60	33.2	32.8	32.8	32.93	0.036	0.189	33.1
70	33.1	32.4	32.4	32.63	0.109	0.330	33.7
80	33.1	33	32.5	32.87	0.069	0.262	33.4
90	33.3	33.4	33.1	33.27	0.016	0.125	32.7

Compilación de datos para el cálculo de consumo energético en sistema recirculado por presión de gas periodo 2.

DIA 1. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	33	32.8	32.6	32.8	0.027	0.163	32.7
20	32.5	32.9	33	32.8	0.047	0.216	33.2
40	32.8	32.5	33	32.77	0.042	0.205	33
60	33.3	33.1	32.8	33.07	0.042	0.205	32.2
80	33.3	33.1	33.2	33.2	0.007	0.082	32.9
100	32.1	32	31.8	31.97	0.016	0.125	32.1
120	31.8	32.1	32.3	32.07	0.042	0.205	31.9
140	32.8	32.5	31.2	32.17	0.482	0.694	31.9
160	31.7	31.9	33.2	32.27	0.442	0.665	30.8
180	31.8	32	32.5	32.1	0.087	0.294	30.9
200	32.2	31.7	32.8	32.23	0.202	0.450	31.7
220	31.4	32.2	32.5	32.03	0.216	0.464	32.2
240	32.4	32.3	32.2	32.3	0.007	0.082	32
260	32.1	32.2	32.4	32.23	0.016	0.125	32
280	32.3	33.3	31.5	32.37	0.542	0.736	31.9
300	32.2	31.8	32.1	32.03	0.029	0.170	32
320	32.1	32.4	32.8	32.43	0.082	0.287	32.3
340	31.6	31.5	31.3	31.47	0.016	0.125	32.2
360	32	33.1	32.3	32.47	0.216	0.464	32.3
380	32	31.7	32.9	32.2	0.260	0.510	31.3
400	32.2	32.9	32.9	32.67	0.109	0.330	32
420	32.6	32.3	32.4	32.43	0.016	0.125	32.9
440	33	33.2	33	33.07	0.009	0.094	32
460	32	32	32	32	0.000	0.000	32
480	32.4	32.4	32.9	32.57	0.056	0.236	32.2

DIA 2. Amperaje (Amperios) estado estable							Amperaje descarga de trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	Amperaje (Amperios)
0	33.2	32.8	33.1	33.03	0.029	0.170	32.3
20	32.5	32.4	32.8	32.57	0.029	0.170	32.5
40	32.8	32.5	32.9	32.73	0.029	0.170	33.7
60	32.2	31.9	31.9	32	0.020	0.141	32.3
80	32.2	32.3	32.7	32.4	0.047	0.216	31
100	32.4	32.4	32	32.27	0.036	0.189	32.1
120	32	31.9	32	31.97	0.002	0.047	32.8
140	32.5	32.6	32.3	32.47	0.016	0.125	32.9
160	31.9	31.7	31.8	31.8	0.007	0.082	32.1
180	32	32.5	32.4	32.3	0.047	0.216	33.5
200	32.2	32	31.9	32.03	0.016	0.125	32.2
220	31.7	31.4	32.4	31.83	0.176	0.419	33
240	32	32.5	32	32.17	0.056	0.236	33.3
260	31.9	32.2	32.05	32.05	0.015	0.122	32.8
280	32.5	32.4	32.1	32.33	0.029	0.170	32.9
300	32	32	32.1	32.03	0.002	0.047	33
320	31.8	31.8	32.1	31.9	0.020	0.141	32.9
340	32.2	31.3	31.3	31.6	0.180	0.424	32.8
360	31.8	31.8	31.9	31.83	0.002	0.047	32.2
380	32.1	32	32	32.03	0.002	0.047	32.9
400	32.5	32.3	31.2	32	0.327	0.572	31.5
420	31.7	31.8	31.8	31.77	0.002	0.047	32.2
440	31.6	32	32	31.87	0.036	0.189	32.8
460	32.1	32.2	31.8	32.03	0.029	0.170	32.9
480	32.2	32.2	32	32.13	0.009	0.094	32

Compilación de datos para el cálculo la eficiencia en el sistema recirculado por bombas periodo 1.

DIA 1.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	142	147	127	138.67	72.222	8.498
10	172	170	163	168.33	14.889	3.859
20	125	125	122	124	2	1.414
30	169	165	167	167	2.667	1.633
40	137	135	136	136	0.667	0.816
50	129	162	158	149.67	216.222	14.704
60	123	137	167	142.33	336.889	18.355
70	133	141	148	140.67	37.556	6.128
80	138	133	141	137.33	10.889	3.300
90	177	175	173	175	2.667	1.633

DIA 2.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	152	161	160	157.67	16.222	4.028
10	162	168	149	159.67	62.889	7.930
20	188	192	188	189.33	3.556	1.886
30	170	145	152	155.67	110.889	10.530
40	177	171	172	173.33	6.889	2.625
50	169	142	152	154.33	124.222	11.146
60	159	161	163	161	2.667	1.633
70	174	175	176	175	0.667	0.816
80	171	168	171	170	2	1.414
90	139	140	147	142	12.667	3.559

DIA 3.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	193	183	181	185.67	27.556	5.249
10	176	177	173	175.33	2.889	1.700
20	168	160	168	165.33	14.222	3.771
30	187	185	189	187	2.667	1.633
40	165	174	176	171.667	22.889	4.784
50	167	171	144	160.667	141.556	11.898
60	173	171	172	172	0.667	0.816
70	177	191	196	188	64.667	8.042
80	194	196	198	196	2.667	1.633
90	173	177	140	163.333	274.889	16.580

DIA 4.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	142	143	120	135	112.667	10.614
10	133	135	134	134	0.667	0.816
20	154	159	122	145	268.667	16.391
30	171	175	172	172.667	2.889	1.700
40	147	149	125	140.333	118.222	10.873
50	122	126	128	125.333	6.222	2.494
60	133	135	140	136	8.667	2.944
70	127	126	123	125.333	2.889	1.700
80	184	173	169	175.333	40.222	6.342
90	155	159	157	157	2.667	1.633

DIA 5.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	132	133	140	135	12.667	3.559
10	133	136	137	135.333	2.889	1.700
20	137	139	140	138.667	1.556	1.247
30	125	145	160	143.333	205.556	14.337
40	163	163	162	162.667	0.222	0.471
50	134	131	132	132.333	1.556	1.247
60	151	133	129	137.667	91.556	9.568
70	176	170	170	172	8	2.828
80	123	119	126	122.667	8.222	2.867
90	162	168	165	165	6	2.449

Compilación de datos para el cálculo la eficiencia en el sistema recirculado por bombas periodo 2.

DIA 1.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S
0	169	172	173	171.333	2.889	1.700
20	151	149	129	143	98.667	9.933
40	117	117	120	118	2	1.414
60	162	158	159	159.667	2.889	1.700
80	126	125	127	126	0.667	0.816
100	164	163	164	163.667	0.222	0.471
120	174	173	172	173	0.667	0.816
140	145	148	152	148.333	8.222	2.867
160	125	108	107	113.333	68.222	8.260
180	173	171	176	173.333	4.222	2.055
200	171	172	174	172.333	1.556	1.247
220	187	184	186	185.667	1.556	1.247
240	122	129	122	124.333	10.889	3.300
260	138	150	162	150	96	9.798
280	156	155	158	156.333	1.556	1.247
300	123	122	127	124	4.667	2.160
320	159	160	159	159.333	0.222	0.471
340	162	163	163	162.667	0.222	0.471
360	152	153	151	152	0.667	0.816
380	146	148	149	147.667	1.556	1.247
400	156	160	161	159	4.667	2.160
420	144	141	142	142.333	1.556	1.247

440	132	134	133	133	0.667	0.816
460	121	121	121	121	0	0
480	123	120	125	122.667	4.222	2.055

DIA 2.	Potencia consumida por el compresor (kW)					
	Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza
0	132	144	159	145	122	11.045
20	125	145	151	140.333	123.556	11.116
40	116	116	115	115.667	0.222	0.471
60	145	141	144	143.333	2.889	1.700
80	126	122	118	122	10.667	3.266
100	123	125	130	126	8.667	2.944
120	148	148	145	147	2	1.414
140	155	155	158	156	2	1.414
160	107	106	108	107	0.667	0.816
180	130	127	131	129.333	2.889	1.700
200	128	128	130	128.667	0.889	0.943
220	166	166	167	166.333	0.222	0.471
240	119	120	121	120	0.667	0.816
260	131	128	130	129.667	1.556	1.247
280	135	135	138	136	2	1.414
300	184	189	180	184.333	13.556	3.682
320	122	121	123	122	0.667	0.816
340	131	133	130	131.333	1.556	1.247
360	148	147	144	146.333	2.889	1.700
380	136	137	137	136.667	0.222	0.471
400	147	120	121	129.333	156.222	12.499
420	122	118	120	120	2.667	1.633
440	142	167	168	159	144.667	12.028
460	134	132	133	133	0.667	0.816
480	112	117	115	114.667	4.222	2.055

Compilación de datos para el cálculo la eficiencia en el sistema recirculado por presión de gas.

DIA 1. Presión de succión (psig) estado estable Compresor de primera etapa							Presión de succión (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	7.4	7.4	7.4	7.4	7.9E-31	8.88E-16	8.1
20	7.8	7.6	7.4	7.6	2.7E-02	1.63E-01	8.4
40	7.2	7.8	7.7	7.57	6.9E-02	2.62E-01	8.5
60	7.5	7.1	7.2	7.27	2.9E-02	1.70E-01	8
80	7.4	7.5	7.4	7.43	2.2E-03	4.71E-02	8.2
100	7.2	7.2	7.4	7.27	8.9E-03	9.43E-02	8.2
120	7.4	7.1	7.2	7.23	1.6E-02	1.25E-01	8
140	7.8	7.7	7.8	7.77	2.2E-03	4.71E-02	8.4
160	7.1	7.1	7	7.07	2.2E-03	4.71E-02	7.7
180	5.7	5.6	5.8	5.7	6.7E-03	8.16E-02	6.8
200	7.1	7.1	7.1	7.1	7.9E-31	8.88E-16	7.6
220	6.9	6.9	6.9	6.9	7.9E-31	8.88E-16	7.4
240	7.2	7.8	7.3	7.43	6.9E-02	2.62E-01	7.9
260	7.6	7.5	7.6	7.57	2.2E-03	4.71E-02	8
280	7.5	7.7	7.9	7.7	2.7E-02	1.63E-01	8.1
300	7.6	7.6	7.6	7.6	7.9E-31	8.88E-16	8.1
320	7.6	7.6	7.6	7.6	7.9E-31	8.88E-16	8.1
340	7.5	7.4	7.4	7.43	2.2E-03	4.71E-02	8.1
360	7.6	7.6	7.7	7.63	2.2E-03	4.71E-02	8.2
380	7.9	7.7	7.7	7.77	8.9E-03	9.43E-02	8.4
400	7.1	7	7.3	7.13	1.6E-02	1.25E-01	7.6
420	7.5	7.5	7.4	7.47	2.2E-03	4.71E-02	8.1
440	7.7	7.6	7.6	7.63	2.2E-03	4.71E-02	7.9
460	7.5	7.6	7.7	7.6	6.7E-03	8.16E-02	8.1
480	7.5	7.4	7.4	7.433	2.2E-03	4.71E-02	7.9

DIA 2. Presión de succión (psig) estado estable Compresor de primera etapa							Presión de succión (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	7.6	7.3	7.4	7.43	0.016	0.125	8.2
20	7.5	7.4	7.6	7.5	0.007	0.082	7.9
40	7.7	7.6	7.6	7.63	0.002	0.047	8.2
60	7.2	7.2	7.3	7.23	0.002	0.047	7.7
80	7.1	7.1	7.1	7.1	7.9E-31	0.000	7.6
100	7	6.9	6.9	6.93	2.2E-03	0.047	7.4
120	6.9	7.2	6.9	7	0.02	0.141	7.4
140	7.2	7.2	7.3	7.23	0.002	0.047	7.9
160	7.1	7.1	7.1	7.1	7.9E-31	0	7.6
180	7.5	7.5	7.5	7.5	0	0	8
200	7.2	7.2	7.2	7.2	0	0	7.8
220	7.2	7.2	7.2	7.2	0	0	7.6
240	6.7	6.6	6.6	6.63	0.002	0.047	7.1
260	6.9	6.8	6.8	6.83	0.002	0.047	7.5
280	7.7	7.7	7.7	7.7	0	0	8.2
300	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9E-31	8.9E-16	8.3
320	7.6	7.6	7.6	7.6	7.9E-31	8.9E-16	8
340	7.7	7.7	7.8	7.73	0.002	0.047	8.3
360	7.5	7.5	7.6	7.53	0.002	0.047	8.1
380	7.6	7.6	7.5	7.57	0.002	0.047	8.1
400	8.3	8.3	8.1	8.23	0.009	0.094	9
420	7.6	7.6	7.5	7.57	0.002	0.047	8.1
440	7.4	7.4	7.4	7.4	7.9E-31	0.000	8
460	7.3	7.3	7.6	7.4	0.02	0.141	7.7
480	8	7.9	7.9	7.93	0.002	0.047	8.5

DIA 1. Presión de descarga (psig) estado estable Compresor de primera etapa							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	26	28	27	27	0.667	0.8165	26
20	27	26	27	26.67	0.222	0.4714	27
40	27	27	27	27	0	0	28
60	28	28	28	28	0	0	26
80	28	28	27	27.67	0.222	0.4714	27
100	26	27	27	26.67	0.222	0.4714	27
120	28	28	28	28.00	0	0	27
140	27	30	26	27.67	2.889	1.6997	27
160	26	27	29	27.33	1.556	1.2472	27
180	28	28	28	28	0	0	27
200	27	27	28	27.33	0.222	0.4714	28
220	26	27	27	26.67	0.222	0.4714	27
240	27	28	27	27.33	0.222	0.4714	28
260	27	27	27	27	0	0	27
280	30	30	28	29.33	0.889	0.9428	27
300	27	28	27	27.33	0.222	0.4714	28
320	27	27	27	27	0	0	29
340	27	27	27	27	0	0	29
360	28	31	28	29	2	1.4142	28
380	27	26	28	27	0.6667	0.8165	26
400	27	27	28	27.33	0.2222	0.4714	27
420	29	28	28	28.33	0.2222	0.4714	28
440	28	31	29	29.33	1.5556	1.2472	29
460	27	27	27	27	0	0	28
480	27	28	28	27.67	0.2222	0.4714	29

DIA 2. Presión de descarga (psig) estado estable Compresor de primera etapa							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	27	27	28	27.333	0.2222	0.4714	26
20	27	26	26	26.333	0.2222	0.4714	27
40	27	27	27	27	0	0	26
60	27	28	28	27.667	0.2222	0.4714	28
80	28	29	29	28.67	0.2222	0.4714	27
100	28	28	28	28	0	0	28
120	28	27	27	27.33	0.2222	0.4714	29
140	28	27	28	27.67	0.2222	0.4714	28
160	28	27	27	27.33	0.2222	0.4714	29
180	26	27	29	27.33	1.5556	1.2472	28
200	28	27	28	27.67	0.2222	0.4714	29
220	26	26	27	26.33	0.2222	0.4714	29
240	28	28	28	28	0	0	28
260	27	28	28	27.67	0.2222	0.4714	28
280	28	29	28	28.33	0.2222	0.4714	27
300	28	28	28	28	0	0	28
320	26	26	27	26.33	0.2222	0.4714	29
340	28	28	28	28	0	0	29
360	28	28	27	27.67	0.2222	0.4714	28
380	28	28	28	28	0	0	29
400	29	29	28	28.67	0.2222	0.4714	30
420	27	27	28	27.33	0.2222	0.4714	27
440	27	27	27	27	0	0	27
460	28	28	27	27.67	0.2222	0.4714	28
480	28	28	28	28	0	0	29

DIA 1. Temperatura de descarga (°F) estado estable Compresor de primera etapa							Temperatura de descarga (°F) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	121.6	122.3	122.9	122.27	0.2822	0.5312	122
20	122.3	123	123.2	122.83	0.1489	0.3859	119.97
40	122.9	124.1	124.5	123.83	0.4622	0.6799	121.43
60	122.3	122.1	122.2	122.2	0.0067	0.0816	123.93
80	121.6	122.3	122.9	122.27	0.2822	0.5312	120.07
100	122.9	123	123.4	123.1	0.0467	0.216	125.4
120	122.3	122.1	122.2	122.20	0.0067	0.0816	123.6
140	120.2	120.5	119.8	120.17	0.0822	0.2867	121.43
160	123.2	124.8	125.2	124.40	0.7467	0.8641	125.7
180	130.2	130.6	130.8	130.53	0.0622	0.2494	131.63
200	124.7	126.3	126.6	125.87	0.6956	0.834	125.07
220	127	128.6	128.4	128.00	0.5067	0.7118	127.97
240	126.1	126.5	127	126.53	0.1356	0.3682	126
260	122.9	124.1	124.5	123.83	0.4622	0.6799	123.93
280	122.3	123	123.2	122.83	0.1489	0.3859	122
300	120.2	120.5	121.4	120.70	0.26	0.5099	121.03
320	120.5	120.3	121.6	120.80	0.3267	0.5715	120.43
340	121.6	122.3	122.9	122.27	0.2822	0.5312	121.47
360	121.2	120.9	120.9	121.00	0.02	0.1414	120.07
380	120.3	120.3	122	120.87	0.6422	0.8014	119.97
400	124.7	126.3	126.6	125.87	0.6956	0.834	121
420	120.5	121.1	121.2	120.93	0.0956	0.3091	121.17
440	121.1	122.5	122.1	121.90	0.3467	0.5888	122
460	121.1	121.4	121.2	121.23	0.0156	0.1247	121.07
480	121.6	122.3	122.9	122.27	0.2822	0.5312	121.17

DIA 2. Temperatura de descarga (°F) estado estable Compresor de primera etapa							Temperatura de descarga (°F) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	121.6	122.3	122.9	122.267	0.2822	0.5312	120.67
20	122.3	122.5	122.9	122.567	0.0622	0.2494	118.67
40	120	120.3	120.3	120.2	0.02	0.1414	120.07
60	120.9	120.1	120.7	120.567	0.1156	0.3399	121.4
80	118.4	118.7	118.7	118.60	0.02	0.1414	122
100	120	119.4	120.2	119.87	0.1156	0.3399	119.6
120	119.6	119.4	119.3	119.43	0.0156	0.1247	119.8
140	118.7	117.6	118.7	118.33	0.2689	0.5185	118.67
160	121.4	122.1	122	121.83	0.0956	0.3091	121.8
180	122.3	122.5	122.9	122.57	0.0622	0.2494	122.23
200	121.4	122.5	122.3	122.07	0.2289	0.4784	123.7
220	124.1	124.1	124.8	124.33	0.1089	0.33	124.23
240	123.8	123.9	124.8	124.17	0.2022	0.4497	123.5
260	124.3	125	125	124.77	0.1089	0.33	124.5
280	121.2	121.1	121.4	121.23	0.0156	0.1247	120.67
300	120.3	120.5	120.5	120.43	0.0089	0.0943	117.03
320	120	120.3	120.3	120.20	0.02	0.1414	121.07
340	122.5	122.7	122.3	122.50	0.0267	0.1633	120.13
360	120.7	120.7	120.7	120.70	0	0	121.23
380	120.3	120.5	120.7	120.50	0.0267	0.1633	121.53
400	121.2	121.2	121.6	121.33	0.0356	0.1886	120.7
420	119.1	118.7	120	119.27	0.2956	0.5437	120.5
440	120.2	119.8	120.7	120.23	0.1356	0.3682	121.1
460	120.5	120.5	120.5	120.50	0	0	119.4
480	119.1	119.1	119.1	119.10	2E-28	1E-14	119.4

DIA 1. Presión de succión (psig) estado estable Compresor de segunda etapa							Presión de succión (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	23	24	24	23.67	0.222	0.471	25
20	26	24	25	25	0.667	0.816	23.67
40	25	24	23	24	0.667	0.816	25
60	23	25	24	24	0.667	0.816	25.67
80	25	25	24	24.67	0.222	0.471	22.67
100	24	24	23	23.67	0.222	0.471	26.67
120	23	23	23	23	0	0	23
140	24	24	23	23.67	0.222	0.471	24
160	25	25	25	25	0	0	23
180	27	27	27	27	0	0	23
200	25	26	26	25.67	0.222	0.471	24
220	24	24	23	23.67	0.222	0.471	25.33
240	25	25	25	25	0	0	24
260	25	25	25	25	0	0	24
280	24	24	24	24	0	0	23
300	26	25	25	25.33	0.222	0.471	23.33
320	23	23	23	23	0	0	23
340	25	26	26	25.67	0.222	0.471	23
360	24	24	24	24	0	0	24
380	26	26	26	26	0	0	23
400	24	25	25	24.67	0.222	0.471	24
420	24	24	24	24	0	0	23
440	26	26	26	26	0	0	24
460	24	24	24	24	0	0	24
480	26	25	25	25.33	0.222	0.471	23

DIA 2. Presión de succión (psig) estado estable Compresor de segunda etapa							Presión de succión (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	25	26	25	25.33	0.222	0.471	24
20	25	26	26	25.67	0.222	0.471	25
40	24	24	24	24	0	0	23
60	26	27	27	26.67	0.222	0.471	23
80	24	24	24	24	0	0	24
100	24	24	24	24	0	0	25
120	26	27	27	26.67	0.222	0.471	23
140	24	24	24	24	0	0	25
160	24	24	24	24	0	0	24
180	23	23	24	23.33	0.222	0.471	24
200	26	26	26	26	0	0	26
220	23	23	23	23	0	0	22.33
240	24	24	25	24.33	0.222	0.471	25
260	25	25	25	25	0	0	23
280	24	25	25	24.67	0.222	0.471	24.67
300	26	27	27	26.67	0.222	0.471	23
320	24	24	24	24	0	0	24
340	25	25	25	25	0	0	25
360	24	24	24	24	0	0	24
380	25	25	25	25	0	0	24.33
400	24	24	24	24	0	0	24
420	27	27	27	27	0	0	25.33
440	24	24	24	24	0	0	24
460	26	26	26	26	0	0	24
480	26	26	26	26	0	0	25

DIA 1. Presión de descarga (psig) estado estable Compresor de segunda etapa							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	158	153	155	155.333	4.2222	2.0548	158
20	158	157	158	157.667	0.2222	0.4714	159
40	159	158	158	158.333	0.2222	0.4714	156
60	157	155	158	156.667	1.5556	1.24722	156
80	158	158	157	157.667	0.2222	0.4714	159
100	157	157	157	157	0	0	162
120	159	159	159	159	0	0	155
140	157	157	157	157	0	0	160
160	154	154	154	154	0	0	156
180	159	160	160	159.667	0.2222	0.4714	160
200	159	160	160	159.667	0.2222	0.4714	162
220	158	158	158	158	0	0	157
240	158	157	157	157.333	0.2222	0.4714	159
260	155	155	155	155	0	0	159
280	157	157	157	157	0	0	156
300	159	160	160	159.667	0.2222	0.4714	158
320	161	160	160	160.333	0.2222	0.4714	157
340	156	156	156	156	0	0	159
360	155	155	155	155	0	0	156
380	154	154	154	154	0	0	158
400	156	156	156	156	0	0	159
420	157	157	157	157	0	0	157
440	165	165	165	165	0	0	162
460	156	156	156	156	0	0	156
480	155	155	155	155	0	0	157

DIA 2. Presión de descarga (psig) estado estable Compresor de segunda etapa							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	154	156	157	155.667	1.5556	1.24722	155
20	151	152	152	151.667	0.2222	0.4714	151
40	156	155	156	155.667	0.2222	0.4714	158
60	159	159	159	159	0	0	160.7
80	156	156	156	156	0	0	156
100	155	155	155	155	0	0	155
120	158	158	158	158	0	0	161.3
140	156	156	156	156	0	0	156.3
160	154	154	154	154	0	0	152
180	153	153	152	152.667	0.2222	0.4714	152
200	153	153	153	153	0	0	154.7
220	158	158	158	158	0	0	159.7
240	155	155	155	155	0	0	155.3
260	157	157	157	157	0	0	158
280	156	156	156	156	0	0	156
300	153	154	154	153.667	0.2222	0.4714	159.7
320	154	153	153	153.333	0.2222	0.4714	153
340	153	153	152	152.667	0.2222	0.4714	153
360	156	156	156	156	0	0	157
380	156	156	156	156	0	0	156
400	156	155	155	155.333	0.2222	0.4714	156
420	159	159	160	159.333	0.2222	0.4714	161.7
440	154	154	154	154	0	0	152.3
460	153	153	153	153	0	0	154
480	153	153	153	153	0	0	155

DIA 1. Temperatura de descarga (°F) estado estable Compresor de segunda etapa							Temperatura de descarga (°F) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	156	153	155	154.7	1.56	1.247	153
20	153	153	153	153	0	0	160
40	151	153	153	152.3	0.89	0.943	152
60	151	148	155	151.3	8.22	2.867	152
80	155	155	155	155	0	0	160
100	155	156	160	157	4.67	2.16	156
120	158	158	158	158	0	0	151
140	156	156	156	156	0	0	157
160	153	153	153	153	0	0	156
180	151	151	151	151	0	0	156
200	160	159	159	159.3	0.22	0.471	163
220	153	153	153	153	0	0	152
240	153	153	153	153	0	0	154
260	149	149	149	149	0	0	151
280	154	154	154	154	0	0	151
300	147	147	147	147	0	0	153
320	152	152	153	152.3	0.22	0.471	155
340	153	153	153	153	0	0	155
360	154	154	154	154	0	0	155
380	156	155	155	155.3	0.22	0.471	159
400	154	154	153	153.7	0.22	0.471	154
420	155	155	155	155	0	0	154
440	159	159	160	159.3	0.22	0.471	162
460	146	146	146	146	0	0	147
480	146	147	147	146.7	0.22	0.471	148

DIA 2. Temperatura de descarga (°F) estado estable Compresor de segunda etapa							Temperatura de descarga (°F) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	155	154	156	155	0.67	0.816	154
20	148	147	147	147	0.22	0.471	152
40	154	154	154	154	0	0	155
60	156	156	156	156	0	0	159
80	152	152	152	152	0	0	152
100	154	154	154	154	0	0	153
120	145	145	146	145	0.22	0.471	152
140	149	149	149	149	0	0	149
160	149	149	149	149	0	0	149
180	155	155	155	155	0	0	153
200	150	150	150	150	0	0	150
220	155	155	155	155	0	0	155
240	157	157	157	157	0	0	155
260	158	158	158	158	0	0	159
280	151	151	151	151	0	0	152
300	152	152	152	152	0	0	155
320	149	149	149	149	0	0	149
340	148	148	148	148	0	0	148
360	153	153	153	153	0	0	150
380	154	154	154	154	0	0	154
400	153	153	153	153	0	0	153
420	159	159	159	159	0	0	160
440	145	145	145	145	0	0	145
460	146	146	146	146	0	0	145
480	146	146	146	146	0	0	146

DIA 2. Presión de descarga (psig) estado estable Compresor de segunda etapa							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	154	156	157	155.667	1.5556	1.24722	155
20	151	152	152	151.667	0.2222	0.4714	151
40	156	155	156	155.667	0.2222	0.4714	158
60	159	159	159	159	0	0	160.7
80	156	156	156	156	0	0	156
100	155	155	155	155	0	0	155
120	158	158	158	158	0	0	161.3
140	156	156	156	156	0	0	156.3
160	154	154	154	154	0	0	152
180	153	153	152	152.667	0.2222	0.4714	152
200	153	153	153	153	0	0	154.7
220	158	158	158	158	0	0	159.7
240	155	155	155	155	0	0	155.3
260	157	157	157	157	0	0	158
280	156	156	156	156	0	0	156
300	153	154	154	153.667	0.2222	0.4714	159.7
320	154	153	153	153.333	0.2222	0.4714	153
340	153	153	152	152.667	0.2222	0.4714	153
360	156	156	156	156	0	0	157
380	156	156	156	156	0	0	156
400	156	155	155	155.333	0.2222	0.4714	156
420	159	159	160	159.333	0.2222	0.4714	161.7
440	154	154	154	154	0	0	152.3
460	153	153	153	153	0	0	154
480	153	153	153	153	0	0	155

DIA 1. Presión descarga de la bomba del interenfriador (psig) estado estable.							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	73	73	73	73	0	0	73.333
20	73	74	75	74	0.6667	0.8165	71
40	73	73	73	73	0	0	70
60	67	68	70	68.33	1.5556	1.2472	73
80	74	74	74	74	0	0	74.333
100	75	75	76	75.33	0.2222	0.4714	74
120	73	73	73	73	0	0	75.33
140	73	73	73	73	0	0	72.00
160	72	72	72	72	0	0	71.00
180	72	71	71	71.33	0.2222	0.4714	71.00
200	72	72	71	71.67	0.2222	0.4714	68.67
220	73	73	73	73	0	0	74.00
240	75	75	75	75	0	0	73.33
260	75	74	75	74.67	0.2222	0.4714	74.33
280	72	72	72	72.00	0	0	73.00
300	74	74	74	74	0	0	74.00
320	74	74	74	74	0	0	73.33
340	76	76	76	76	0	0	73.00
360	73	73	73	73	0	0	73.33
380	75	75	74	74.67	0.2222	0.4714	74.00
400	74	74	75	74.33	0.2222	0.4714	73.33
420	77	77	77	77	0	0	77.00
440	73	74	73	73.33	0.2222	0.4714	73.00
460	76	76	76	76.00	0	0	75.33
480	77	77	76	76.67	0.2222	0.4714	74.00

DIA 2. Presión descarga de la bomba del interenfriador (psig) estado estable.							Presión de descarga (psig) cuando descarga la trampa Phillips®
Tiempo (min)	R1	R2	R3	Media	Varianza	D.S.	
0	73	73	73	73	0	0	74
20	72	73	73	72.66667	0.2222	0.4714	73.33
40	74	74	74	74	0	0	76
60	75	75	75	75.00	0	0	74.00
80	72	73	72	72.33	0.2222	0.4714	70.00
100	77	77	77	77.00	0	0	77.00
120	74	74	72	73.33	0.8889	0.9428	73.00
140	75	75	75	75.00	0	0	72.00
160	75	75	76	75.33	0.2222	0.4714	77.00
180	76	75	75	75.33	0.2222	0.4714	75.67
200	77	77	77	77.00	0	0	77.00
220	73	73	73	73.00	0	0	73.00
240	75	74	74	74.33	0.2222	0.4714	74.00
260	73	73	73	73.00	0	0	72.00
280	74	73	74	73.67	0.2222	0.4714	73.00
300	76	76	77	76.33	0.2222	0.4714	75.00
320	75	75	75	75.00	0	0	72.00
340	77	77	77	77.00	0	0	77.33
360	77	77	77	77.00	0	0	77.00
380	76	76	76	76.00	0	0	76.00
400	75	75	76	75.33	0.2222	0.4714	75.00
420	77	77	77	77.00	0	0	76.67
440	73	73	73	73.00	0	0	71.00
460	78	78	78	78.00	0	0	76.67
480	79	78	78	78.33	0.2222	0.4714	76.67