



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

---

---

**INTEGRACIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE FRÍO POR  
ABSORCIÓN EN LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DE UNA  
PLANTA PROCESADORA DE FRUTAS**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
**INGENIERA EN ALIMENTOS**

**P R E S E N T A**

MONTSERRAT FADUL GONZÁLEZ

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

**CUAUTITLÁN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO, 2022**



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN  
SECRETARÍA GENERAL  
DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN

UNAM  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLÁN  
ASUNTO: VOTO APROBATORIO



DR. DAVID QUINTANAR GUERRERO  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN  
PRESENTE

ATN: DRA. MARIA DEL CARMEN VALDERRAMA BRAVO  
Jefa del Departamento de Titulación  
EXÁMENES PROFESIONALES de la FES Cuautitlán.

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la: **Tesis y examen profesional**

**Integración de la producción de frío por absorción en la instalación frigorífica de una planta procesadora de frutas.**

Que presenta la pasante: **Montserrat Fadul González**

Con número de cuenta: **417077608** para obtener el título de: **Ingeniera en Alimentos.**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO.**

**ATENTAMENTE**

**"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"**

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 28 de Junio de 2022.

**PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO**

	NOMBRE	FIRMA
<b>PRESIDENTE</b>	I.Q. Guadalupe Franco Rodríguez	
<b>VOCAL</b>	I.A. Alfredo Álvarez Cárdenas	
<b>SECRETARIO</b>	Dra. María Elena Vargas Ugalde	
<b>1er. SUPLENTE</b>	I.A. Manuel Alarcón López	
<b>2do. SUPLENTE</b>	I.A. Miriam Edith Fuentes Romero	

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional

# ÍNDICE

## RESUMEN

## INTRODUCCIÓN

<b>CAPÍTULO I. ANTECEDENTES</b>	<b>1</b>
1.1 Producción de frío por compresión mecánica	1
1.1.1 Producción de frío en una etapa de compresión	1
1.1.2 Diagrama presión-entalpía para una etapa de compresión	2
1.1.3 Componentes de la producción de frío por compresión mecánica	4
1.1.3.1 Compresor	4
1.1.3.1.1 Compresor tornillo	4
1.1.3.2 Condensador	5
1.1.3.2.1 Condensador evaporativo	5
1.1.3.3 Dispositivos de expansión	6
1.1.3.3.1 Válvula de expansión manual	6
1.1.3.3.2 Válvula de expansión termostática	7
1.1.3.4 Evaporadores	8
1.1.3.4.1 Evaporadores de aire forzado	8
1.1.3.4.1.1 Deshielo	9
1.1.4 Otros componentes utilizados en la producción de frío por compresión	9
1.1.4.1 Economizador	9
1.1.4.2 Variadores de frecuencia	10
1.1.5 Métodos de alimentación a evaporadores	11
1.1.5.1 Expansión Directa	11
1.1.5.2 Recirculado	12
1.1.5.2.1 Recirculado por bombeo	12
1.1.6 Refrigerantes utilizados en la producción de frío por compresión mecánica	13
1.1.6.1 Amoníaco R-717	13
1.1.7 Potencia frigorífica	14
1.1.8 Consumo energético de una instalación frigorífica por compresión mecánica	19
1.1.9 Eficiencia termodinámica de la producción de frío por compresión mecánica	20
1.2 Producción de frío por absorción	22
1.2.1 Producción de frío por absorción en simple efecto	22
1.2.2 Diagrama presión-temperatura-concentración para la producción de frío por absorción en simple efecto	23
1.2.3 Componentes de la producción de frío por absorción	26
1.2.3.1 Generador	26
1.2.3.2 Absorbedor	26
1.2.3.3 Intercambiador de calor de la solución	27
1.2.3.4 Condensador	27
1.2.3.5 Evaporador	27

1.2.4	Pares de fluidos mayormente utilizados en la producción de frío por absorción	27
1.2.5	Eficiencia de la producción de frío por absorción	29
1.2.6	Aplicaciones de la producción de frío por absorción	30
1.3	Efecto del COP en producción de frío por compresión mecánica y por absorción	31
1.4	Producción de frío en cascada de compresión mecánica-absorción	32
1.4.1	Descripción de la producción de frío en cascada de compresión mecánica-absorción	32
1.5	Calor y energía combinados, sistemas de cogeneración	33
1.5.1	Sistemas de cogeneración con motores térmicos alternativos	35
1.5.2	Asignación de costos combustible en sistemas de cogeneración	36
1.5.2.1	Métodos de asignación de costos basados en exergía	37
1.5.3	Eficiencia total del sistema de cogeneración	41
<b>CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN DE CAMPO</b>		<b>43</b>
2.1	Planteamiento del problema	43
2.2	Objetivo general	43
2.3	Caso de estudio	44
2.4	Determinación de la capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa	46
2.5	Determinación del consumo energético y costos de operación de la instalación frigorífica	47
2.6	Eficiencia termodinámica	49
2.7	Selección de la máquina de absorción y sistemas de cogeneración	49
2.8	Eficiencia operativa y consumo energético en rediseño	50
2.9	Asignación de costos de combustible del sistema de cogeneración	51
2.10	Costo de la producción de frío	52
2.11	Eficiencia termodinámica tras la integración del sistema en cascada	55
2.12	Instrumentos de medición	54
<b>CÁPITULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS</b>		<b>55</b>
3.1	Paquete de refrigeración general	55
3.1.1	Descripción de instalación frigorífica	55
3.1.2	Especificaciones técnicas y capacidad instalada	60
3.1.3	Capacidad instalada versus Capacidad requerida	62
3.1.4	Consumo energético y costos operación	65
3.1.4.1	Compresores	65
3.1.4.2	Condensador	71
3.1.4.3	Bombas de los recirculadores	73
3.1.4.4	Evaporadores	75
3.1.5	Eficiencia termodinámica	77

3.2	Paquete IQF	80
3.2.1	Descripción de instalación frigorífica	80
3.2.2	Especificaciones técnicas y capacidad instalada	84
3.2.3	Capacidad instalada versus Capacidad requerida	86
3.2.4	Consumo energético y costos operación	87
3.2.4.1	Compresores	87
3.2.4.2	Condensador	89
3.2.4.3	Bombas de los recirculadores	91
3.2.4.4	Túneles de congelación	92
3.2.5	Eficiencia termodinámica	93
3.3	Integración de la producción de frío por absorción	94
3.3.1	Descripción	94
3.3.2	Especificaciones técnicas y capacidad instalada	104
3.3.3	Capacidad instalada versus Capacidad requerida	106
3.3.4	Consumo energético	108
3.3.4.1	Compresores	108
3.3.4.2	Torre de enfriamiento	109
3.3.4.3	Sección de absorción	109
3.3.4.4	Instalación frigorífica en rediseño	110
3.3.5	Asignación de costos de combustible	113
3.3.5.1	Costo de la producción de energía	115
3.3.6	Costo de la producción de frío	116
3.3.6.1	Asignación de combustible	116
3.3.6.2	Ahorro anual	119
3.3.7	Eficiencia termodinámica tras la integración del sistema en cascada	122
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>125</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>128</b>
	<b>APÉNDICES</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		Página
1	<i>Formato para el registro de potencia de los compresores del paquete de refrigeración general</i>	49
2	<i>Formato de registro de intensidad de los equipos</i>	49
3	<i>Instrumentos utilizados en el trabajo de campo.</i>	54
4	<i>Propiedades termodinámicas del refrigerante en la línea de baja temperatura</i>	58
5	<i>Propiedades termodinámicas del refrigerante en la línea de alta temperatura</i>	58
6	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de compresores del paquete de refrigeración general</i>	60
7	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada del condensador evaporativo del paquete de refrigeración general</i>	60
8	<i>Especificaciones técnicas bombas de los recirculadores del paquete de refrigeración general</i>	60
9	<i>Marca y modelo de los evaporadores del paquete de refrigeración general</i>	61
10	<i>Capacidad instalada de los evaporadores del paquete de refrigeración general</i>	61
11	<i>Especificaciones técnicas del intercambiador de placas destinado a la línea de segunda transformación</i>	62
12	<i>Especificaciones técnicas de los intercambiadores de placas destinado a las tinas de inmersión del túnel IQF</i>	62
13	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa los compresores del paquete de refrigeración general</i>	63
14	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete de refrigeración general</i>	63
15	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los evaporadores</i>	64
16	<i>Temporadas de producción de la planta procesadora de frutas</i>	65
17	<i>Días de trabajo al año de los compresores del paquete de refrigeración general</i>	66

18	<i>Consumo energético de los compresores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general</i>	69
19	<i>Costo de operación de los compresores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general</i>	69
20	<i>Consumo energético del compresor 3</i>	69
21	<i>Costo de operación del compresor 3</i>	69
22	<i>Consumo energético del compresor 4</i>	70
23	<i>Costo de operación del compresor 4</i>	70
24	<i>Consumo energético del condensador del paquete de refrigeración General</i>	72
25	<i>Costo de operación del condensador del paquete de refrigeración General</i>	73
26	<i>Consumo energético de las bombas de los recirculadores del paquete de refrigeración general</i>	74
27	<i>Costo de operación de la bomba de los recirculadores del paquete de refrigeración general</i>	74
28	<i>Horas de trabajo al día de los motores de los evaporadores por aplicación</i>	75
29	<i>Consumo energético de los evaporadores del paquete de refrigeración general</i>	76
30	<i>Costos de operación evaporadores del paquete de refrigeración General</i>	77
31	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 1</i>	78
32	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 2</i>	78
33	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 3</i>	79
34	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 4</i>	79
35	<i>Consumo energético y costo de operación anual del paquete de refrigeración general</i>	80
36	<i>Propiedades termodinámicas del refrigerante del paquete IQF</i>	83
37	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores del paquete IQF.</i>	84
38	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada condensador evaporativo del paquete IQF</i>	85
39	<i>Especificaciones técnicas de las bombas de los recirculadores del paquete IQF</i>	85
40	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los túneles de congelación 1 y 2</i>	85



41	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los compresores del paquete IQF</i>	86
42	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete IQF</i>	86
43	<i>Días y horas de trabajo de los compresores del paquete IQF</i>	87
44	<i>Intensidad (A) por hora del compresor 5 del paquete IQF</i>	87
45	<i>Intensidad (A) por hora del compresor 6 del paquete IQF</i>	88
46	<i>Consumo energético compresores del paquete IQF</i>	89
47	<i>Costo de operación de los compresores del paquete IQF</i>	89
48	<i>Consumo energético del condensador del paquete IQF</i>	91
49	<i>Costos de operación del condensador del paquete IQF</i>	91
50	<i>Consumo energético de las bombas de los recirculadores del paquete IQF</i>	92
51	<i>Costos de operación de las bombas de los recirculadores del paquete IQF</i>	92
52	<i>Consumo energético de los túneles de congelación</i>	92
53	<i>Costos de operación de los túneles de congelación</i>	93
54	<i>Eficiencia termodinámica de los compresores del paquete IQF</i>	93
55	<i>Consumo energético y costos de operación anual del paquete IQF</i>	94
56	<i>Simbología del diagrama de flujo de la integración de la producción de frío por absorción y sistemas de cogeneración</i>	95
57	<i>Propiedades termodinámicas del refrigerante de la sección de compresión del sistema en cascada</i>	100
58	<i>Simbología de colores del diagrama presión-entalpía y diagrama de Dühring de la sección de absorción del sistema en cascada</i>	100
59	<i>Propiedades del refrigerante y absorbente de la sección de absorción del sistema en cascada</i>	102
60	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	104
61	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de la torre de enfriamiento</i>	104
62	<i>Especificaciones técnicas y capacidad instalada de la máquina de absorción</i>	105
63	<i>Especificaciones técnicas y energía producida en los sistemas de cogeneración</i>	105

64	<i>Consumo de combustible, producción de energía eléctrica y térmica de los 3 sistemas de cogeneración</i>	106
65	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	106
66	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete de refrigeración general tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	107
67	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de la torre de enfriamiento</i>	107
68	<i>Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de la máquina de absorción</i>	107
69	<i>Consumo energético de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	108
70	<i>Consumo energético de la torre de enfriamiento</i>	109
71	<i>Consumo energético de la sección de absorción</i>	110
72	<i>Consumo de electricidad de las instalaciones frigoríficas por hora en temporada baja tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	111
73	<i>Consumo de electricidad de las instalaciones frigoríficas por hora en temporada alta tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	112
74	<i>Consumo energético al anual requerido por las instalaciones frigoríficas tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	113
75	<i>Factores de asignación de costos de combustible para la producción de energía eléctrica y térmica por cada sistema de cogeneración</i>	114
76	<i>Asignación del combustible requerido por hora por cada sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica</i>	114
77	<i>Costo de la producción de electricidad y calor en los 3 sistemas de cogeneración</i>	115
78	<i>Eficiencia total de los sistemas de cogeneración</i>	116
79	<i>Asignación del combustible para la producción de frío con operatividad del compresor 1</i>	117
80	<i>Costo de la producción de frío con operatividad del compresor 1.</i>	117

81	<i>Asignación del combustible para la producción de frío con operatividad del compresor 2</i>	118
82	<i>Costo de la producción de frío con operatividad del compresor 2</i>	118
83	<i>Asignación y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada</i>	120
84	<i>Ahorro anual de las dos instalaciones frigoríficas tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada y la producción de energía eléctrica y térmica en los sistemas de cogeneración</i>	121
85	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 1 tras la integración de la producción de frío por absorción</i>	123
86	<i>Eficiencia termodinámica del compresor 2 tras la integración de la producción de frío por absorción</i>	123
87	<i>Eficiencia termodinámica de la sección de absorción</i>	123

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Página
1	<i>Diagrama del sistema de compresión simple</i>	2
2	<i>Diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión simple</i>	3
3	<i>Esquema compresor tornillo</i>	5
4	<i>Esquema del condensador evaporativo</i>	6
5	<i>Válvula de expansión manual</i>	7
6	<i>Válvula de expansión termostática</i>	8
7	<i>Evaporador de aire forzado</i>	9
8	<i>Economizador tipo casco y serpentín</i>	10
9	<i>Instalación frigorífica recirculada por bombas</i>	13
10	<i>Diagrama de la producción de frío por absorción en simple efecto</i>	23
11	<i>Diagrama presión-temperatura para la producción de frío por absorción en simple efecto</i>	24
12	<i>Diagrama de Dühring para la producción de frío por absorción en simple efecto</i>	24
13	<i>Diagrama de flujo para la producción de frío en cascada de compresión-absorción</i>	33
14	<i>Motor térmico alternativo</i>	36
15	<i>Sistema de cogeneración con motor térmico alternativo</i>	36
16	<i>Diagrama de flujo paquete de Refrigeración general</i>	56
17	<i>Diagrama presión-entalpía del paquete de refrigeración general</i>	57
18	<i>Potencia consumida por el compresor 1</i>	66
19	<i>Potencia consumida por el compresor 2</i>	66
20	<i>Potencia consumida por el compresor 3</i>	67
21	<i>Potencia consumida por el compresor 4</i>	68
22	<i>Potencia (kWh) versus Capacidad (%) del compresor 4 día 9</i>	68
23	<i>Intensidad (A) por hora consumida por el motor del ventilador 1 del condensador evaporativo de paquete de refrigeración general.</i>	71

24	<i>Intensidad (A) por hora consumida por el motor del ventilador 2 del condensador evaporativo de paquete de refrigeración general.</i>	72
25	<i>Diagrama de flujo paquete IQF</i>	81
26	<i>Diagrama presión-entalpía del paquete IQF</i>	82
27	<i>Intensidad (A) por hora del compresor 6</i>	88
28	<i>Intensidad (A) por hora del ventilador 1 del condensador evaporativo paquete IQF</i>	90
29	<i>Intensidad (A) por hora del ventilador 2 del condensador evaporativo paquete IQF</i>	90
30	<i>Diagrama de flujo de la integración de la producción de frío por absorción mediante un sistema en cascada y de la producción de energía eléctrica y térmica por medio de sistemas de cogeneración</i>	96
31	<i>Diagrama presión-entalpía de la sección de compresión del sistema en cascada.</i>	99
32	<i>Diagrama presión-entalpía del refrigerante la sección de absorción del sistema en cascada</i>	101
33	<i>Diagrama de Dühring de la sección de absorción del sistema en cascada</i>	102

## NOMENCLATURA

$A$	Área de la sección ( $ft^2$ )
$A_{ER}$	Área del espacio refrigerado ( $ft^2$ )
$BkWh$	Potencia al freno del motor (kWh)
$LiBr$	Bromuro de litio
$C$	Corrida
$CA$	Cambios de aire
$C.O$	Costo de operación (\$)
$CHP$	Sistema de cogeneración
$CFM$	Densidad del aire dentro del espacio refrigerado ( $\frac{lb}{ft^3}$ )
$C.E$	Consumo de energía (kWh /kW día/ kW año)
$C_{F_{el}}$	Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de electricidad (\$)
$C_{F_{ter}}$	Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de calor (\$)
$C_{p_a}$	Calor específico por arriba del punto de congelación ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}F}$ )
$C_{p_b}$	Calor específico por debajo del punto de congelación ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}F}$ )
$C_{W_{CHP}}$	Costo por kWh de electricidad producida en el sistema de cogeneración (\$)
$C_{Q_{CHP}}$	Costo por kWh de calor producido en el sistema de cogeneración (\$)
$COP$	Coeficiente de rendimiento
$CO_2$	Dióxido de carbono
$CPC$	Cámara de producto congelado
$C_R$	Calor de respiración ( $\frac{Btu}{lbh}$ )
$\cos\phi$	Factor de potencia del motor
$D.S.$	Desviación estándar
$\xi$	Eficiencia termodinámica (%)
$\epsilon$	Eficiencia operativa de la instalación (%)
$F_L$	Factor de luces 0.75 ( $\frac{W}{ft^2}$ )

$F_M$	Factor de calor producido por persona ( $\frac{Btu}{h}$ )
$H$	Entalpía ( $\frac{Btu}{lb}$ )
$H_{ae}$	Entalpía del aire exterior ( $\frac{Btu}{lb}$ )
$H_c$	Entalpía del aire del espacio refrigerado ( $\frac{Btu}{lb}$ )
$h_i$	Coefficiente de convección interno ( $\frac{Btu}{lb\ ft^2\ ^\circ F}$ )
$h_L$	Calor latente de fusión del producto ( $\frac{Btu}{lb}$ )
$h_o$	Coefficiente de convección externo ( $\frac{Btu}{lb\ ft^2\ ^\circ F}$ )
$h_T$	Horas de trabajo (h)
$H_2O$	Agua
$I$	Intensidad de corriente que consume el motor (A)
$k$	Conductividad térmica del material ( $\frac{Btu}{h\ ft\ ^\circ F}$ )
$m$	Flujo másico ( $\frac{lb}{día}$ )
$NH_3$	Amoniaco
$P$	Potencia del motor (kWh)
$P_{abs}$	Presión absoluta (psia)
$P_{man}$	Presión manométrica (psig)
$P_o$	Presión de succión (psig)
$P$	Presión de descarga (psig)
$\#P$	Número de personas en el espacio refrigerado
$POT$	Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)
$Q$	Calor a retirar ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_C$	Calor emitido por el compresor ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_E$	Carga térmica de montacargas ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_F$	Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh)
$Q_{Fel}$	Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de electricidad (kWh)
$Q_{Fter}$	Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de calor (kWh)
$Q_G$	Cargas térmicas por personas ( $\frac{Btu}{h}$ )

$Q_{GEN}$	Calor de activación del sistema (kWh)
$Q_{in}$	Carga por infiltración ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_L$	Carga térmica por luces ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_M$	Carga térmica de motores ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_o$	Carga térmica total ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_o \text{ real}$	Potencia frigorífica real ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_P$	Carga térmica del producto ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_{sa}$	Carga térmica total requerida por la sección de absorción ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_T$	Carga por transmisión ( $\frac{Btu}{h}$ )
$Q_{ter}$	Calor producido por el sistema de cogeneración (kWh)
$S$	Entropía ( $\frac{Btu}{lb^\circ C}$ )
$SV$	Apertura de la válvula deslizante (%)
$t$	Tiempo de operación (horas)
$T$	Temperatura de succión (°F)
$T_{bh}$	Temperatura del bulbo húmedo (°F)
$T_d$	Temperatura de descarga (°F)
$T_a$	Temperatura de almacenamiento (°F)
$T_{ae}$	Temperatura del aire exterior (°F)
$T_{ar}$	Temperatura del aire dentro del espacio refrigerado (°F)
$T_c$	Temperatura de congelación del producto (°F)
$T_{cond}$	Temperatura de condensación (°F)
$T_e$	Temperatura de entrada del producto (°F)
$T_{evap}$	Temperatura de evaporación (°F)
$T_f$	Temperatura final del producto (°F)
$T_i$	Temperatura ambiente (°F)
$T_S$	Temperatura del calor producido por el sistema de cogeneración (°F)
$U$	Coeficiente global de transferencia de calor ( $\frac{Btu}{hft^2^\circ F}$ )
$v$	Volumen del espacio refrigerado ( $ft^3$ )
$V$	Voltaje (V)



$V$	Volumen específico ( $\frac{ft^3}{lb}$ )
VFD	Variador de frecuencia
$W$	Electricidad producida por el sistema de cogeneración (kWh)
$x$	Espesor de la pared ( $ft$ )
$X$	Media
$\alpha_{el}$	Factor de asignación de costo de combustible para la producción de electricidad en el sistema de cogeneración
$\alpha_{ter}$	Factor de asignación de costo combustible para la producción de calor en el sistema de cogeneración
$\eta_{el}$	Eficiencia de la producción de electricidad en el sistema de cogeneración
$\eta_{ter}$	Eficiencia de la producción de calor en el sistema de cogeneración
$\eta_c$	Factor de Carnot
$\eta_o$	Eficiencia total del sistema de cogeneración (%)

## SUBÍNDICES

<i>comp</i>	Compresor
<i>SA</i>	Sección de absorción
<i>GEN</i>	Generador

## RESUMEN

El diseño inadecuado de una instalación frigorífica origina sistemas termodinámicamente deficientes, los cuales afectan la operatividad de la instalación y elevan el consumo de energía. El presente trabajo fue desarrollado con la finalidad de proponer la integración de la producción de frío por absorción, así como la producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración. Durante el trabajo de campo se llevó a cabo el cálculo y análisis de las cargas térmicas, capacidades instaladas, capacidades requeridas, consumo energético de los compresores, condensadores, bombas de los recirculadores y evaporadores, eficiencia termodinámica de los compresores, así como la determinación de los costos de operatividad de las dos instalaciones.

De las instalaciones frigoríficas en estudio, una de éstas se encuentra destinada las aplicaciones de congelación y refrigeración, mientras que la otra es utilizada para los túneles de congelación. El mayor consumo energético de las dos instalaciones es causado por el compresor, para una instalación frigorífica la falta de capacidad de los compresores origina problemas para lograr las temperaturas de diseño de las aplicaciones a las que se encuentran destinados los compresores, así como causa una baja eficiencia termodinámica de estos equipos. Por otro lado, la segunda instalación cuenta con compresores con baja eficiencia termodinámica, lo cual lleva a consumos de energía innecesarios por parte de estos equipos. Con la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada compresión-absorción, la producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración se logran ahorros significativos en los costos operación de todos los equipos de las dos instalaciones frigoríficas, se resuelven los problemas de falta de capacidad de los equipos y se logra el incremento de la eficiencia termodinámica del sistema.

## INTRODUCCIÓN

A causa de las afecciones ambientales en gran escala, las nuevas tecnologías se encuentran en búsqueda de lograr procesos más eficientes con un menor consumo de energía, de forma que generen un menor impacto ambiental. La Agencia Internacional de la Energía indica en su informe *World Energy Outlook* del 2014 que la demanda de energía mundial crecerá un 37% para el 2040.

La refrigeración es una tecnología altamente utilizada en el área de alimentos, debido a la importancia de conservar productos por lapsos más prolongados. Las instalaciones frigoríficas por compresión mecánica ocasionan una alta demanda de electricidad y por ende elevados costos de operación. Dentro de las instalaciones de producción de frío por compresión mecánica entre el 60 y 70% de la energía eléctrica utilizada es destinada a la refrigeración (Evans & Gigiel, 2007). Se cree que la cadena de frío es responsable de aproximadamente el 2.5% de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero a través de efectos directos (refrigerantes), e indirectos (consumo energético) (Clodic & Palandre, 2004).

En la producción de frío por absorción, los compresores se remplazan por un conjunto de generador y absorbedor, teniendo el calor como la principal fuente de energía, logrando una reducción significativa en el consumo de electricidad de la instalación. Con la integración de la producción de frío por absorción y compresión en un sistema en cascada se obtienen las ventajas de ambos sistemas en forma individual, al mismo tiempo que se minimiza las limitaciones de ambos, de forma que el consumo energético requerido por la sección de compresión y el calor requerido por la sección de absorción puede reducirse significativamente (Mussati, *et al.*, 2020).

La Agencia Internacional de Energía (2011) menciona que, durante la producción de energía eléctrica en centrales eléctricas convencionales, alrededor de dos tercios de la energía primaria suministrada es desperdiciada al medio ambiente en forma de calor. Con la utilización de sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica se logra el aprovechamiento del calor desperdiciado durante la producción de energía eléctrica con métodos

convencionales, incrementando la eficiencia del sistema, ya que se utiliza el mismo combustible para la producción de dos tipos de energía diferentes. Así como se logra la reducción de costos y afecciones causadas al medio ambiente.

## **CAPÍTULO I. ANTECEDENTES**

### **1.1 Producción de frío por compresión mecánica**

El ciclo de refrigeración de vapor es el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial. En tal ciclo el refrigerante se evapora y se condensa alternativamente, siendo uno de los procesos que intervienen en el ciclo de compresión de vapor (Stoecker, 1978).

#### **1.1.1 Producción de frío en una etapa de compresión**

En la Figura 1 se esquematiza los componentes principales del ciclo de la producción de frío por compresión en una etapa.

- a) El compresor de vapor, su función es remover el vapor del evaporador y elevar su presión y temperatura a un punto en el que el vapor pueda ser condensado en el medio de condensación (punto 1).
- b) La línea de descarga, transporta el vapor de alta presión y temperatura de la descarga del compresor al condensador (punto 2).
- c) El condensador, su propósito es proveer la transferencia de calor por medio de la transferencia del calor del vapor refrigerante al medio de condensación (punto 3).
- d) El tanque receptor, almacena el refrigerante líquido de la salida del condensador, de manera que este suministro se encuentre disponible cuando los evaporadores lo requieran (punto 4).
- e) La línea de líquido, transporta el líquido refrigerante del tanque receptor a la válvula de expansión (punto 5).
- f) La válvula de expansión, controla la cantidad de refrigerante que ingresa al evaporador y reduce la presión de éste, de manera que se logre su vaporización en el intercambiador de calor a la temperatura deseada (punto 6 ) (Dossat, 1961).

g) El evaporador, cuya función es llevar a cabo la transferencia de calor del producto hacia el espacio refrigerado, de forma que ceda su calor y se logre vaporización del refrigerante (punto 7).

b) La línea de succión, la cual transporta el vapor de baja presión del evaporador a la succión del compresor (punto 8).

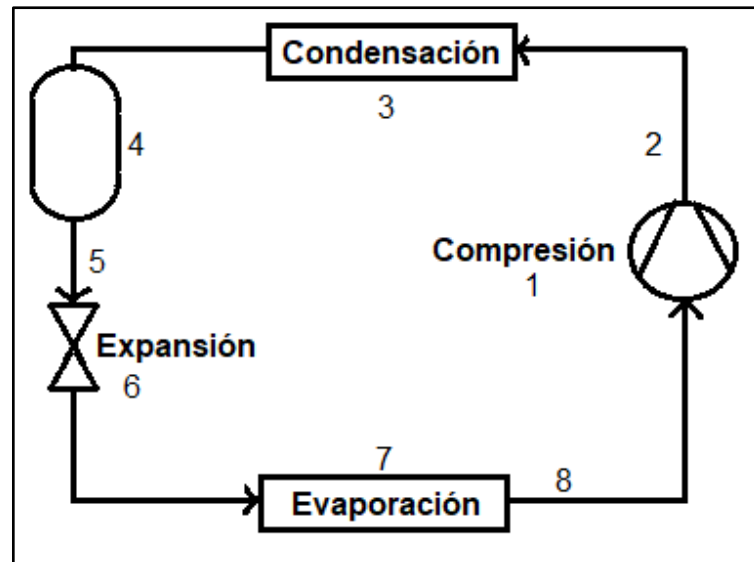


Figura 1. Diagrama del sistema de compresión simple  
Traducida y adaptada de (Hundy, et al., 2016).

### 1.1.2 Diagrama presión-entalpía para una etapa de compresión

El ciclo simple de compresión de vapor se representa en el diagrama presión-entalpía de la Figura 2.

a) Compresión adiabática (de punto 1 a 2)

La compresión está representada por una línea diagonal en la zona sobrecalentada. La energía utilizada para comprimir el vapor se convierte en calor, causando el aumento de temperatura y entalpía del refrigerante, por lo que después del proceso de compresión, el refrigerante se encuentra sobrecalentado y a una temperatura más alta que la temperatura de condensación. Este proceso es conocido como compresión adiabática debido al aumento de entalpía (Hundy, et al., 2016).

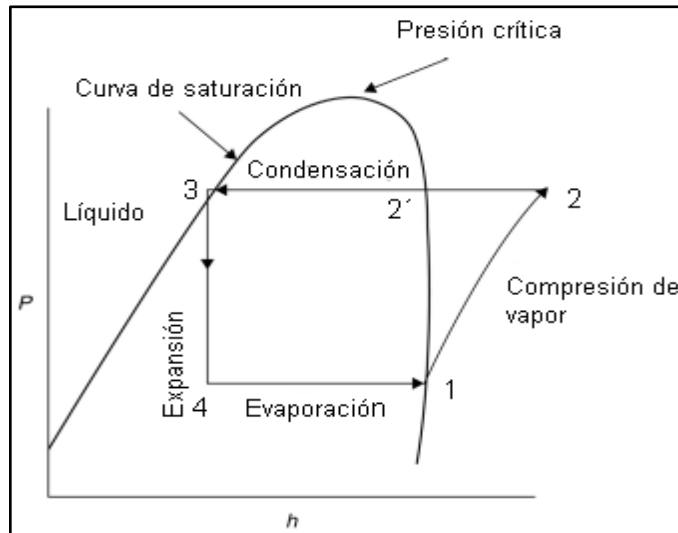


Figura 2. *Diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión simple Traducida y adaptada de Hundy, et al., 2016.*

b) Condensación (de punto 2 a 3)

Este proceso se encuentra representado de la línea horizontal dentro de la curva de saturación. La temperatura de compresión final está por encima de la temperatura de condensación, por lo que algo de calor se rechaza a una temperatura superior que la temperatura de condensación. Esto representa una desviación del ciclo ideal (Hundy, *et al.*, 2016). En el condensador existe inicialmente un proceso de pérdida de calor a temperatura variable, para posteriormente producirse un cambio de estado a temperatura constante. 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 (Vega, 2017).

c) Expansión (de punto 3 a 4)

La expansión es un proceso de entalpía constante que se muestra como una línea vertical en el diagrama presión-entalpía. No se absorbe ni se rechaza calor durante esta expansión, el líquido simplemente pasa a través de una válvula. Dado que la reducción de la presión en esta válvula debe causar una caída correspondiente en la temperatura, parte del fluido frigorífico se convertirá en vapor para eliminar la energía de este enfriamiento (Hundy, *et al.*, 2016).

d) Evaporación (de punto 4 a 1)

La evaporación del refrigerante es un proceso de presión constante, por lo que se encuentra representado en una línea horizontal. Este proceso es llevado a cabo 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 de un porcentaje del refrigerante. A la salida del evaporador, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado, apto para ser succionado por el compresor (Vega, 2017).

### **1.1.3 Componentes de la producción de frío por compresión mecánica**

#### **1.1.3.1 Compresor**

El propósito del compresor, en el ciclo de compresión de vapor es comprimir el refrigerante en estado de vapor a baja presión procedente del evaporador y elevar su presión a la del condensador. Los compresores se pueden dividir en dos tipos: de desplazamiento positivo y dinámicos. Los de tipo desplazamiento positivo comprimen discretos volúmenes de vapor a baja presión, reduciendo físicamente los volúmenes, causando un aumento de presión. Los tipos dinámicos aumentan la velocidad del vapor de baja presión y posteriormente la reducen de una manera que causa un incremento de presión (Hundy, *et al.*, 2016).

##### **1.1.3.1.1 Compresor de tornillo**

Los compresores de tornillo son equipos de desplazamiento positivo. El principio de funcionamiento de estos compresores se basa en la disminución del volumen del refrigerante en estado de vapor en la cámara de compresión donde se encuentra confinado, produciéndose el incremento de la presión interna hasta llegar al valor de diseño previsto, momento en el cual el refrigerante es liberado al sistema.

La tecnología del tornillo es más avanzada que el compresor de pistón. Ambos sistemas son de desplazamiento positivo, la principal diferencia entre estas tecnologías está en la forma de comprimir, que en el caso del compresor de tornillo es continua a lo largo del rotor y en el de pistón lo hace en dos fases. Esta forma de comprimir el refrigerante en el pistón genera alteraciones en el flujo, mientras que la del tornillo produce un flujo de refrigerante continuo (Mundo Compresor, 2020). En la Figura 3 se esquematiza el proceso de aspiración y descarga de compresor de doble tornillo.



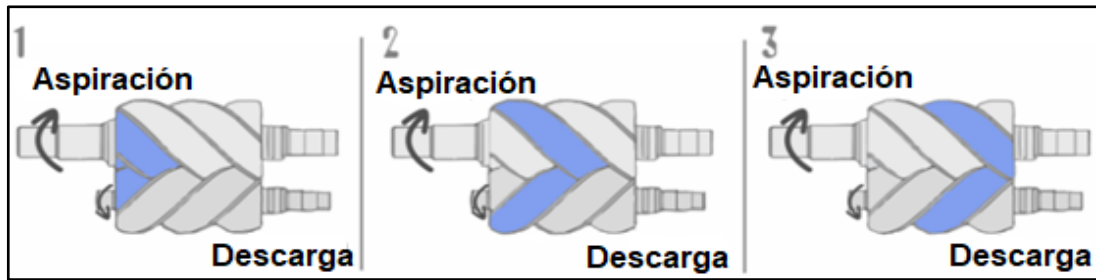


Figura 3. Esquema compresor tornillo (Mundo Compresor, 2020).

### 1.1.3.2 Condensador

El propósito del condensador en un ciclo de compresión de vapor es aceptar el vapor caliente a alta presión del compresor y enfriarlo para eliminar primero el sobrecalentamiento y luego el calor latente, de modo que el refrigerante se vuelva a condensar a líquido. El líquido a la salida del condensador suele estar ligeramente subenfriado. El medio de enfriamiento más común es el aire o agua (Hundy, *et al.*, 2016).

#### 1.1.3.2.1 Condensador evaporativo

San Juan (2017) establece que, el condensador evaporativo es un sistema de refrigeración en el que aire y agua sirven como medio de enfriamiento para condensar refrigerante caliente, transformándolo de vapor a líquido. Los gases calientes dentro de la sección del serpentín, situados en la parte superior del equipo, son enfriados al evaporarse el agua, la cual es distribuida por un método de aspersion que cubre los tubos, como se esquematiza en la Figura 4. El amoniaco se condensa y fluye hacia el sistema receptor. El agua recibe el calor y se enfría a través del proceso de evaporación. Aunque la mayor parte del enfriamiento se realiza gracias a que el agua absorbe calor, el aire también absorbe algo de esta temperatura sensible del agua. El sistema de recirculación del agua es una parte vital del condensador, ya que sirve como intercambiador de calor, siendo necesario mantener las superficies limpias para que la transferencia de calor sea eficiente. En este equipo, a medida que se produce la evaporización, solo el agua pura se vaporiza, dejando los minerales y sólidos disueltos en el agua de recirculación, por lo que la purga y tratamiento de agua son importantes para mantener la correcta operación del equipo.

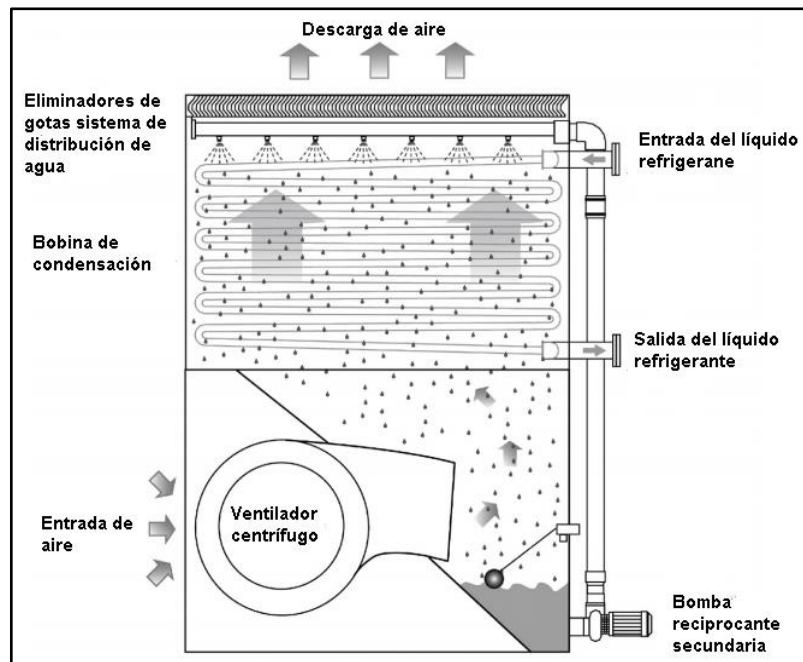


Figura 4. Esquema del condensador evaporativo.  
Traducida de Hundy et al.,2016.

### 1.1.3.3 Dispositivos de expansión

El propósito de la válvula de expansión es controlar el flujo de refrigerante desde el lado de condensación de alta presión del sistema hacia el evaporador de baja presión. En la mayoría de los casos, la reducción de presión se logra a través de un orificio de flujo variable. Las válvulas de expansión reducen la presión del refrigerante antes del evaporador, la caída de presión enfría al fluido que a continuación es rociado en el interior del evaporador. Las válvulas de expansión pueden clasificarse según el método de control (Hundy et al.,2016).

#### 1.1.3.3.1 Válvula de expansión manual

Son válvulas de aguja operadas manualmente. El caudal de paso por la válvula depende del grado de apertura de ésta y del diferencial de presión a través del orificio de la válvula. La regulación se realiza mediante un tornillo. En este tipo de válvulas, el recalentamiento no depende de la temperatura de evaporación del refrigerante en su estado gaseoso, sino que se fija manualmente. (Talavera, 2014). Las partes de este método de expansión se muestran en la Figura 5.

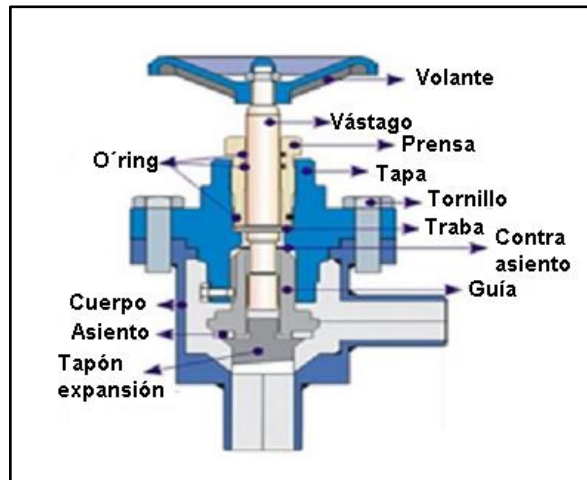


Figura 5. *Válvula de expansión manual (Hecam S.R.L. fabricantes de válvulas).*

### 1.1.3.3.2 Válvula de expansión termostática

Es el dispositivo de regulación de flujo más usado, ya que se puede instalar en sistemas de cualquier capacidad, puede realizar un buen control automático del flujo del refrigerante al evaporador. La diferencia entre esta válvula y la válvula de expansión automática es que se conecta a ella un elemento térmico mediante un pequeño tubo capilar cerrado. El elemento térmico (bulbo) está parcialmente lleno de líquido refrigerante. El bulbo térmico está unido a la línea de succión, como se muestra en la Figura 6, de manera que cualquier cambio de temperatura de la línea de succión produce un cambio correspondiente en el bulbo térmico.

Bajo un aumento de carga por calor, el refrigerante hierve con más rapidez en el evaporador, dando como resultado un aumento de temperatura en el bulbo térmico debido al sobrecalentamiento. La temperatura más alta produce una presión mayor dentro del bulbo y del tubo, haciendo que se dilate el fuelle metálico y ocasione una abertura de la válvula, como resultado se ingresa más refrigerante en el evaporador, la apertura de la válvula se controla por medio de la temperatura para la cual se encuentra ajustada la válvula. Si disminuye la carga de refrigeración, la apertura de la válvula admite menos refrigerante al evaporador, esta condición continúa hasta que la apertura de la válvula es constante para el calor que este ajustado el bulbo térmico (Jiménez, 2011).

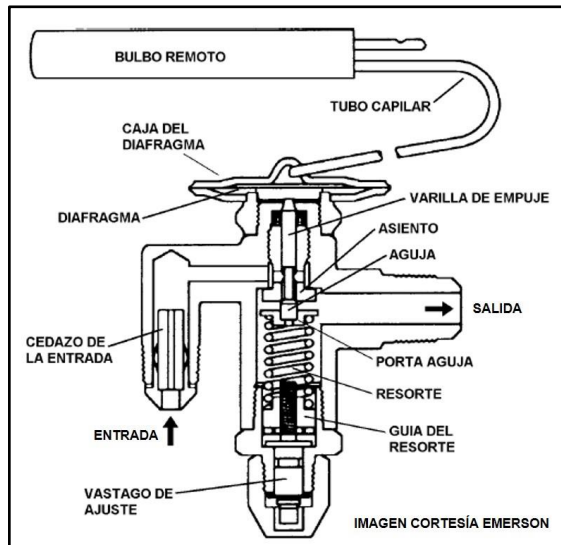


Figura 6. *Válvula de expansión termostática (EMERSON®).*

#### 1.1.3.4 Evaporadores

El propósito del evaporador es recibir fluido a baja presión y baja temperatura de la válvula de expansión y ponerlo en estrecho contacto térmico con la carga de la cámara. El refrigerante toma el calor latente de la carga y sale del evaporador como vapor. Los evaporadores se clasifican de acuerdo con su patrón de flujo de refrigerante y su función (Hundy *et al*, 2016).

##### 1.1.3.4.1 Evaporadores de aire forzado

Según Mateos (s.f), este tipo de evaporador es un tubo en forma de serpentín y ventiladores, las aletas de éstos se encuentran separadas entre sí, a fin de establecer una adecuada circulación de aire, evitando la formación de escarcha entre éstas, ya que de lo contrario la escarcha actuaría como aislante e impediría la perfecta absorción de calor. El serpentín va montado dentro de una caja metálica con uno o varios ventiladores directamente dirigidos, de manera que establecen la circulación de aire forzado, aumentando así la absorción de calor y reduciendo en consecuencia la superficie de evaporador. Con este tipo de evaporador se consiguen temperaturas más uniformes en el interior de la cámara debido a la rápida circulación del aire. Cuando el espacio entre las aletas del ventilador es reducido, se da la formación excesiva de escarcha, perjudicando la eficiencia del evaporador, por lo que resulta necesario aplicar el descarche a fin de mantener libre de hielo la batería y conseguir su máxima eficacia de transmisión. Ese tipo de evaporadores normalmente de encuentran instalados

en la pared del recinto refrigerado o en el techo. En la Figura 7 se puede observar un evaporador de aire forzado.



Figura 7. Evaporador de aire forzado (Mateos, s.f.).

#### **1.1.3.4.1.1 Deshielo**

De acuerdo con Hundy *et al.*, (2016), los evaporadores de refrigeración por aire que funcionen por debajo de 32 °F acumulan escarcha que debe eliminarse de forma periódica, ya que de lo contrario obstruirá la transferencia de calor. Cuando el aire circundante está siempre a 39.2 °F o más, es suficiente detener el flujo de refrigerante durante un período y permitir que la escarcha se derrita. Este método se puede utilizar para cámaras frigoríficas donde el período de servicio puede interrumpirse. Para temperaturas más bajas, se debe aplicar calor para derretir la escarcha dentro de un tiempo razonable. Los métodos usados para el descarche son: resistencias eléctricas, gas caliente y ciclo inverso.

#### **1.1.4 Otros componentes utilizados en la producción de frío por compresión**

##### **1.1.4.1 Economizador**

El economizador es el equipo encargado de subenfriar el refrigerante líquido desde una temperatura de condensación hasta una temperatura intermedia. Esto se realiza evaporando parte del líquido, provocando *flash gas*, el cual es succionado a través del puerto lateral del compresor (De la Fuente García, 2010, p.10).

Los tres tipos de economizadores más utilizados son:

- Economizador tipo tanque *flash*

- Economizador tipo casco y serpentín
- Economizador tipo intercambiador de expansión directa.

Economizador tipo casco y serpentín:

Consiste en un tanque o recipiente a presión con un serpentín en su interior, como es mostrado en la Figura 8, en el cual el nivel de líquido se controla para mantener inundado un serpentín donde circula refrigerante en estado líquido a presión de condensación.

El líquido que circula dentro del serpentín se enfría de manera sensible, manteniendo la presión de condensación del sistema, por lo que no existe limitante en la presión de operación de este tipo de economizador. Sin embargo, la temperatura del refrigerante sub-enfriado no podrá ser igual a la temperatura de evaporación de líquido en el lado del tanque, por lo menos debe existir una diferencia de 10°F (De la Fuente García, 2010, p.11).

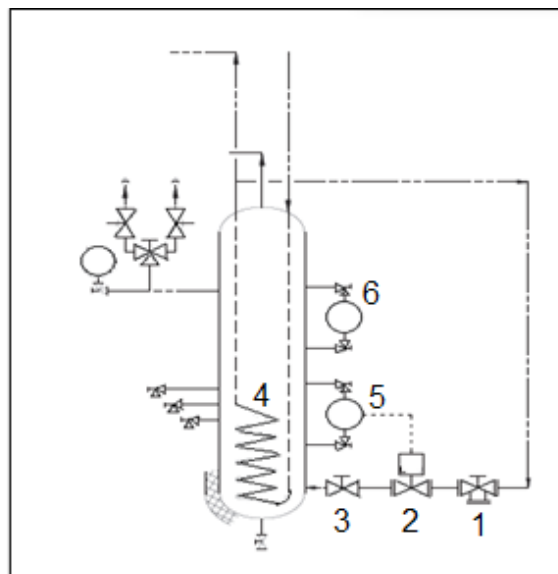


Figura 8. *Economizador tipo casco y serpentín* (Gómez, 2010).

Nota: 1= Válvula de tres vías, 2= Válvula solenoide, 3= Válvula de expansión manual, 4=Serpentín, 5= Sensor de nivel y 6=Sensor de alto nivel.

#### 1.1.4.2 Variadores de frecuencia

Un variador de frecuencia es un regulador industrial encontrado entre la alimentación energética y el motor. La energía de la red pasa por el variador y

regula la energía antes de que ésta llegue al motor para luego ajustar la frecuencia y la tensión en función de los requisitos del procedimiento. Este dispositivo se encarga de regular la velocidad de motores eléctricos para que la electricidad que llega al motor se ajuste a la demanda real de la aplicación, reduciendo el consumo energético del motor entre un 20 y un 70%. El variador de frecuencia también es conocido como convertidor de frecuencia de corriente alterna, convertidor de velocidad variable, variador de velocidad, VSD, VFC o VFD por sus siglas en inglés (ABB, s.f.).

Con la implementación de un variador de frecuencia en el compresor se logra el control de la velocidad de éste de acuerdo con la presión de succión, el variador entrega la frecuencia necesaria con base en la presión de succión del sistema, si ésta sube, la frecuencia y velocidad de giro aumentará incrementando la capacidad del compresor hasta que éste logre alcanzar la presión correspondiente a la temperatura de evaporación que se requiere. En el compresor se tiene un control de la temperatura final de la condensación, el variador de frecuencia monitoriza el nivel de alta presión utilizando sensores de temperatura. La velocidad se reduce antes de que la presión de descarga alcance un valor crítico. La implementación de un variador de frecuencia en el condensador logra el control de la velocidad del ventilador de acuerdo con un punto fijo de temperatura (ABB, 2017).

Ventajas de la utilización de variador de frecuencia en compresores:

- Ahorro de energía hasta un 40% al realizar control de capacidad por velocidad y lograr mantener la eficiencia compresor en distintas condiciones de operación.
- Menor castigo al motor y piezas mecánicas del compresor debido a arranques y paros de la unidad.
- Regulación, control más preciso y comportamiento estable de la presión de evaporación.

### **1.1.5 Métodos de alimentación a evaporadores**

#### **1.1.5.1 Expansión Directa**

En este método el refrigerante líquido es alimentado en relación uno a uno, por lo que prácticamente todo el líquido refrigerante que ingresa al equipo de

intercambio es evaporado completamente (Alarcón, 2005). El refrigerante que alimenta el evaporador es una mezcla de refrigerante líquido y en estado vapor, su eficiencia está limitada a la cantidad que puede ser completamente vaporizada desde el tiempo en que ingresa el refrigerante al serpentín hasta que sale del mismo, de tal manera que solo llegue vapor a la línea de succión (Mithraratne & Wijesundera, 2002 citado por Vázquez, 2016).

Este método de alimentación se encuentra asociado con controles como la válvula de expansión termostática o controladores con bajo efecto de recalentamiento. Generalmente se utilizan en instalaciones de amoníaco con aplicaciones en temperaturas de operación mayores a 32 °F y en donde las cargas térmicas no son grandes, ya que el mecanismo de transferencia de calor provoca la necesidad de contar con evaporadores más grandes. Las aplicaciones más comunes de este método son: 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).

#### **1.1.5.2 Recirculado**

En este sistema se considera una sobrealimentación de refrigerante al equipo de intercambio, provocando una alta velocidad del refrigerante en el evaporador, con lo que mejora en forma importante la velocidad de transferencia de calor en el equipo. Dicha velocidad aumentará las caídas de presión. Los métodos de recirculado son generalmente utilizados para aplicaciones de baja temperatura, pero también cuando las capacidades de extracción de calor son de gran capacidad y alta temperatura (Alarcón, 2005).

##### **1.1.5.2.1 Recirculado por bombeo**

La base fundamental de este sistema es enviar líquido refrigerante a presión de evaporación al evaporador, utilizando una bomba. Como se muestra en la Figura 9, el líquido sale de la condensación e ingresa al tanque de bombeo a través de un control de nivel, este tanque está a presión de evaporación, enfriando el líquido, el cual es bombeado al evaporador produciendo su evaporación, a la salida de éste hay una mezcla líquido-vapor, la cual en su paso hacia el compresor es separada en el tanque de bombeo, permitiendo retornar el líquido



que no se evaporó a la bomba y los gases saturados al compresor (Firmino , 1999).

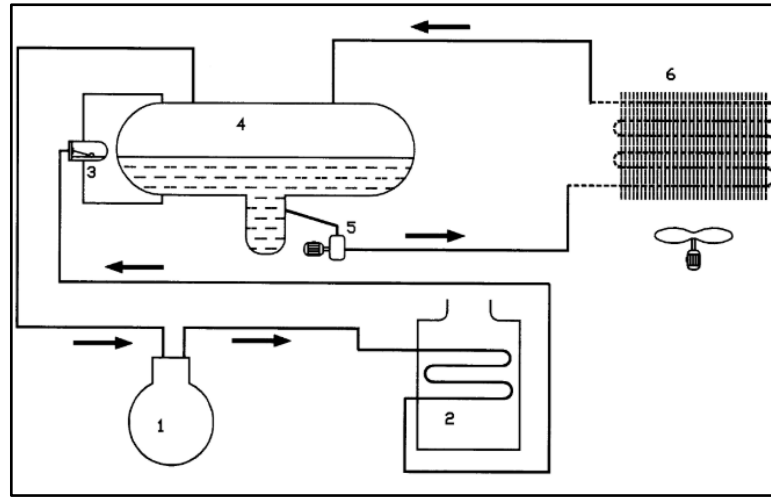


Figura 9. *Instalación frigorífica recirculada por bombas (Firmino, 1999).*

Nota: 1=Compresor, 2=Condensador, 3=Control de nivel, 4=Recipiente recirculador, 5=Bomba y 6=Evaporador.

### 1.1.6 Refrigerantes utilizados en la producción de frío por compresión mecánica

Un refrigerante es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. En la refrigeración mecánica por compresión, el refrigerante en estado líquido se evapora y una vez convertido en vapor, éste se comprime. El refrigerante por definición es el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa puede funcionar como refrigerante, su aplicación depende del intervalo de presiones y temperaturas a la que realice estos cambios (Indubel SLR,s.f).

#### 1.1.6.1 Amoníaco R-717

Es el refrigerante más utilizado en sistemas de refrigeración industrial, es clasificado por el standard 34 como R-717, se encuentra dentro del grupo de refrigerantes naturales, no destruye la capa de ozono y no contribuye al efecto invernadero asociado al calentamiento global. El amoníaco es un compuesto encontrado en la naturaleza, su liberación a la atmósfera es inmediatamente

reciclada. Esto lo hace consistente con los acuerdos internacionales respecto a la reducción del calentamiento global y destrucción de la capa de ozono.

Debido a sus características termodinámicas favorables, los sistemas de refrigeración con amoníaco emplean menos energía que los otros refrigerantes comunes, provocando menores emisiones de  $CO_2$  de las plantas generadoras de electricidad. El amoníaco en altas concentraciones es extremadamente tóxico, por lo que su fuerte olor se convierte en una ventaja para la detección de fugas.

El costo del amoníaco es mucho menor que cualquier refrigerante sintético, de manera general cuesta de un 10 a un 20% menos en instalación. Termodinámicamente, el amoníaco es de 3 a 10% más eficiente que los otros refrigerantes; como resultado, un sistema de refrigeración de amoníaco tiene menor consumo eléctrico.

Se requiere de una menor cantidad de amoníaco para la misma aplicación que otros refrigerantes y al ser una sustancia natural, no tiene una fecha límite en que se pueda producir o usar, a diferencia de otros refrigerantes sintéticos cuyo uso o producción está limitada a una cierta cantidad de años (Nieto, 2011).

### 1.1.7 Potencia frigorífica

La potencia frigorífica hace referencia a las cargas térmicas (cantidad de calor) que debe ser retirada del sitio a refrigerar para reducir o mantener la temperatura deseada (Vázquez, 2016). Las cargas térmicas para considerar en la obtención de la potencia frigorífica son: cargas térmicas por transmisión, cargas térmicas por infiltración, cargas térmicas del producto y cargas térmicas adicionales.

- Cargas térmicas por transmisión

Hacen referencia al calor ganado a través de las paredes, suelo y techos debido a la diferencia de temperaturas entre las superficies (ASHRAE, 2010).

$$Q_T = UA(T_{ae} - T_{ar}) \quad (1)$$

Donde:

- $Q_T$  = Carga por transmisión ( $\frac{Btu}{h}$ ).
- $U$  = Coeficiente global de transferencia de calor ( $\frac{Btu}{hft^2°F}$ ).
- $A$  = Área de la sección ( $ft^2$ ).
- $T_{ae}$  = Temperatura del aire exterior (°F).
- $T_{ar}$  = Temperatura del aire dentro del espacio refrigerado (°F).

El coeficiente global de transferencia de calor U de las paredes, techo y suelo es calculado por medio de la Ecuación 2.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (2)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor ( $\frac{Btu}{hft^2 \circ F}$ ).

$h_i$  = Coeficiente de convección interno ( $\frac{Btu}{hft^2 \circ F}$ ).

$x$  = Espesor de la pared (ft).

$k$  = Conductividad térmica del material ( $\frac{Btu}{hft \circ F}$ ).

$h_o$  = Coeficiente de convección externo ( $\frac{Btu}{hft^2 \circ F}$ ).

Con paredes gruesas y baja conductividad, la resistencia  $\frac{x}{k}$  hace que U sea muy pequeño, de tal forma que  $\frac{1}{h_i}$  y  $\frac{1}{h_o}$  no tienen efecto y se pueden omitir del cálculo, por lo que la ecuación queda:

$$U = \frac{1}{\frac{x}{k}} \quad (3)$$

- Cargas térmicas por infiltración

Hacen referencia al calor sensible y calor latente ingresado al espacio refrigerado a través de los cambios de aire ocasionados por la apertura de puertas. En espacios refrigerados con puertas abiertas constantemente o con frecuentes entradas a la cámara causan que el aire fluya directamente a través de la puerta. De igual forma, la presión negativa en otras partes del edificio, creada por mecanismos de escape de aire sin reabastecimiento mecánico causan las cargas térmicas por infiltración, estas cargas se calculan por medio de la siguiente ecuación (Krack Corporation, 2012):

$$Q_{in} = v * CA * CFM * (H_{ae} - H_c) \quad (4)$$

Donde:

$Q_{in}$  = Carga por infiltración ( $\frac{Btu}{h}$ ).

$v$  = Volumen del espacio refrigerado (ft<sup>3</sup>).

$CA$  = Cambios de aire.

$CFM$  = Densidad del aire dentro del espacio refrigerado ( $\frac{lb}{ft^3}$ ).

$H_{ae}$  = Entalpía del aire exterior ( $\frac{Btu}{lb}$ ).

$H_c$  = Entalpía del aire del espacio refrigerado ( $\frac{Btu}{lb}$ ).

- Cargas térmicas del producto.

Son las cargas de refrigeración primarias de los productos introducidos y que se mantienen en el espacio refrigerado, lo cual engloba el calor que se necesita eliminar para llevar los productos a la temperatura de almacenamiento y el calor de respiración generado por productos (principalmente frutas y verduras) almacenados (ASHRAE, 2010).

El calor por eliminar se puede calcular de la siguiente manera:

- a) Cuando el producto es ingresado al espacio refrigerado a una temperatura por encima de la temperatura de congelación, el producto va a ceder calor al espacio refrigerado hasta que este se enfríe a la temperatura del espacio refrigerado.

#### a.1 Carga térmica del producto.

$$Q_P = mCp_a(Te - Ta) \quad (5)$$

Donde:

$Q_P$  = Carga térmica del producto ( $\frac{Btu}{h}$ ).

$m$  = Flujo másico ( $\frac{lb}{día}$ ).

$Cp_a$  = Calor específico por arriba del punto de congelación ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}F}$ ).

$Te$  = Temperatura de entrada del producto ( $^{\circ}F$ ).

$Ta$  = Temperatura de almacenamiento ( $^{\circ}F$ ).

#### a.2 Cargas térmicas por respiración.

Las frutas frescas y vegetales son organismos vivos y continúan respirando cuando se almacenan por encima de su temperatura de congelación, de forma que producen calor. Este calor producido se encuentra relacionado con la cantidad de producto almacenado y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_P = m * C_R \quad (6)$$

Donde:

$Q_P$  = Carga térmica del producto ( $\frac{Btu}{h}$ ).

$$m = \text{Flujo másico } \left(\frac{lb}{\text{día}}\right).$$

$$C_R = \text{Calor de respiración } \left(\frac{Btu}{lbh}\right).$$

b) Cuando el producto se congela y almacena a una temperatura por debajo de la temperatura de congelación del producto, el calor a eliminar se calcula de la siguiente manera:

**b.1** Calor sensible removido por encima del punto de congelación, es el calor cedido por el producto en el espacio refrigerado de la temperatura de entrada a la temperatura de congelación del producto.

$$Q_p = mCp_a(Te - T_C) \quad (7)$$

Donde:

$$Q_P = \text{Carga térmica del producto } \left(\frac{Btu}{h}\right).$$

$$m = \text{Flujo másico } \left(\frac{lb}{\text{día}}\right).$$

$$Cp_a = \text{Calor específico por arriba del punto de congelación } \left(\frac{Btu}{lb^\circ F}\right)$$

$$Te = \text{Temperatura de entrada del producto } (^\circ F).$$

$$T_C = \text{Temperatura de congelación del producto } (^\circ F).$$

**b.2** Cristalización del producto, es el calor latente removido por el producto en solidificación.

$$Q_P = mh_L \quad (8)$$

Donde:

$$Q_P = \text{Carga térmica del producto } \left(\frac{Btu}{h}\right).$$

$$m = \text{Flujo másico } \left(\frac{lb}{\text{día}}\right).$$

$$h_L = \text{Calor latente de fusión del producto } \left(\frac{Btu}{lb}\right).$$

**b.3** Calor sensible removido debajo del punto inicial de congelación, es el calor dado por el producto en su forma congelada de la temperatura de congelación a la temperatura final del producto.

$$Q = mCp_b(T_C - T_f) \quad (9)$$

Donde:

$$Q_P = \text{Carga térmica del producto } \left(\frac{Btu}{h}\right).$$

$$m = \text{Flujo másico } \left(\frac{lb}{\text{día}}\right).$$

$$Cp_b = \text{Calor específico por debajo del punto de congelación } \left(\frac{Btu}{lb^\circ F}\right).$$

$T_C =$  Temperatura de congelación del producto (°F)  
 $T_f =$  Temperatura final del producto (°F).

Cuando se desea que el producto sea congelado en un tiempo menor a 24 h, el calor equivalente de carga del producto debe ser dividido entre el tiempo deseado de congelación, de manera que se obtiene el calor por hora, este resultado es multiplicado por 24 h para calcular el calor equivalente en un periodo de 24 h (Dossat, 1961).

- Cargas térmicas adicionales

Abarcan el calor emitido por las personas, las luces, motores y montacargas (ASHRAE, 2010).

a) Las cargas térmicas por personas.

Las personas emiten calor, mientras más arduo trabajen, mayor es el calor brindado por estos. El calor por personas es calculado de la siguiente manera (Dossat, 1961):

$$Q_G = \#P * F_M * h_T \quad (10)$$

Donde:

$Q_G =$  Cargas térmicas por personas ( $\frac{Btu}{h}$ ).  
 $\#P =$  Número de personas en el espacio refrigerado.  
 $F_M =$  Factor de calor producido por persona ( $\frac{Btu}{h}$ ).  
 $h_T =$  Horas de trabajo (h).

b) Carga térmica por luces.

Los espacios refrigerados no cuentan con ventanas, por lo que se requiere utilizar luces. El calor producido por las luces se calcula de la siguiente manera:

$$Q_L = (A_{ER} * F_L * h_T) * 3.42 \quad (11)$$

Donde:

$Q_L =$  Carga térmica por luces ( $\frac{Btu}{h}$ ).  
 $A_{ER} =$  Área del espacio refrigerado ( $ft^2$ ).  
 $F_L =$  Factor de luces 0.75 ( $\frac{W}{ft^2}$ ).  
 $h_T =$  Horas de trabajo (h).  
 3.42 = Factor de conversión de watts a ( $\frac{Btu}{h}$ ).

c) Las cargas por motores

Equivalen a motores de los evaporadores y otros equipos, los cuales aportan calor al espacio refrigerado y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_M = (P * h_T) * 3414.134 \quad (12)$$

Donde:

$$Q_M = \text{Carga térmica de motores } \left( \frac{Btu}{h} \right)$$

$$P = \text{Potencia del motor (kWh).}$$

$$h_T = \text{Horas de trabajo (h).}$$

$$3414.134 = \text{Factor de conversión de kWh a } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

- Cargas térmicas totales

La carga térmica total por un periodo de 24 horas es la suma de las cargas térmicas anteriores. En la practica se agrega un porcentaje de seguridad del 10% debido a las posibles discrepancias entre el diseño y la operación (ASHRAE, 2010).

$$Q_O = (Q_T + Q_{in} + Q_P + Q_G + Q_L + Q_M + Q_E) * 1.10 \quad (13)$$

Donde:

$$Q_O = \text{Carga térmica total } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_T = \text{Carga por transmisión } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_{in} = \text{Carga por infiltración } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_P = \text{Carga térmica del producto } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_G = \text{Cargas térmicas por personas } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_L = \text{Carga térmica por luces } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_M = \text{Carga térmica de motores } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

$$Q_E = \text{Caga térmica de montacargas } \left( \frac{Btu}{h} \right).$$

### 1.1.8 Consumo energético de una instalación frigorífica por compresión mecánica

Actualmente los temas del ahorro energético y la protección del medio ambiente han tomado mayor fuerza debido a los altos costos en energía y al fuerte impacto ambiental. Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica tienen una alta demanda de electricidad, provocando elevados costos de operatividad para aquellas instalaciones con necesidades de frío considerables. Los requerimientos de energía en una instalación frigorífica por compresión mecánica tienen un impacto directo en los costos de operación de ésta y un

impacto indirecto sobre el medio ambiente (ASHRAE, 2001 citado por Vega, 2017).

El 20% del impacto de calentamiento global causado por la refrigeración se debe a las emisiones directas de la fuga de fluoro carbonos. Mientras que, el 80% restante es causado por las emisiones indirectas producidas en las centrales eléctricas de combustibles fósiles para la generación de electricidad necesaria para alimentar estos sistemas (Coulomb, 2008; James & James, 2010 citados por Marchi, *et al.*, 2019). La reducción del consumo eléctrico es uno de los temas que ha tomado mayor interés por los investigadores. Es necesario analizar y comprender el consumo de energía de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica para mejorar su eficiencia energética y reducir sus impactos ambientales.

La refrigeración es uno de los principales sectores donde se genera gran consumo de energía. El ahorro en estos sistemas se enfoca en los métodos que se aportan para producir una cantidad de frío con el menor gasto posible. Las necesidades energéticas en una instalación frigorífica por compresión mecánica se dan en los diferentes elementos que conforman el sistema, el principal componente que consume energía es el compresor debido a su funcionamiento.

El consumo energético de una instalación frigorífica por compresión mecánica se calcula en función de la potencia consumido por sus motores y el tiempo de operación de éstos (Manitilla & Cardona).

$$CE=P.t \quad (14)$$

Donde:

$C.E$ = Consumo de energía (kWh)

$P$ = Potencia del motor (kWh).

$t$ = Tiempo de operación (horas).

### **1.1.9 Eficiencia termodinámica de la producción de frío por compresión mecánica**

En la naturaleza no existen procesos ideales, por lo que la eficiencia en un proceso real es siempre inferior a la unidad, debido a que en la transformación que lleva a cabo la máquina, se producen invariablemente pérdidas mecánicas por rozamiento y pérdidas de calor en las superficies de intercambio con el



ambiente exterior. El rendimiento de una máquina se puede definir de forma general como el cociente entre la energía o el trabajo útil producido por esa máquina y la energía que debe aplicarse a la misma para que produzca el trabajo que se le demanda. De acuerdo con el principio anterior, el número adimensional que mide este rendimiento es siempre inferior a uno.

En el ciclo frigorífico, para medir la eficiencia se define el *COP* (Coeficiente de rendimiento), el cual es el cociente entre el efecto frigorífico útil y la potencia empleada para conseguirlo. La eficiencia es mayor cuanto mayor es el *COP*, ya que dada una cierta refrigeración útil deseada, cuanto mayor sea el *COP* del ciclo menor será la potencia requerida (Ortíz, 2020).

Los Coeficientes de rendimiento real, de Carnot y eficiencia termodinámica son calculados de la siguiente manera (Vázquez, 2016):

$$COP_{real} = \frac{Q_o \text{ real}}{POT} \quad (15)$$

Donde:

$COP_{real}$  = Coeficiente de rendimiento.  
 $Q_o \text{ real}$  = Potencia frigorífica real (kWh).  
 $POT$  = Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh).

El coeficiente de rendimiento de Carnot, es una función de los límites de temperatura.

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (16)$$

Donde:

$COP_{carnot}$  = Coeficiente de rendimiento de Carnot.  
 $T_{evap}$  = Temperatura de evaporación (K).  
 $T_{cond}$  = Temperatura de condensación (K).

La eficiencia termodinámica hace referencia al cociente entre el coeficiente de rendimiento real y el coeficiente de rendimiento de Carnot.

$$\Sigma = \frac{COP_{real}}{COP_{carnot}} \times 100 \quad (17)$$

Donde:

$\Sigma$  = Eficiencia termodinámica (%)

$COP_{real} =$  Coeficiente de rendimiento.  
 $COP_{carnot} =$  Coeficiente de rendimiento de Carnot.

## 1.2 Producción de frío por absorción

En estos sistemas, el compresor utilizado para la producción de frío por compresión mecánica es remplazado por un conjunto de generador y absorbedor. En la producción de frío por absorción, el refrigerante sufre un proceso de compresión química en un ciclo térmicamente activo. Estos sistemas son ampliamente utilizados cuando la energía eléctrica es muy costosa o no se encuentra disponible, así como en el aprovechamiento de calor residual (Chattopadhyay & Ghosh, 2020).

### 1.2.1 Producción de frío por absorción en simple efecto

El ciclo de la producción de frío por absorción en simple efecto es esquematizado en la Figura 10 y descrito a continuación (Chattopadhyay & Ghosh, 2020).

- a) En el generador (GEN), por medio de la aplicación de calor se logra la separación del refrigerante de la solución diluida, a causa de la evaporación de una parte del refrigerante, la cual fluye hacia el condensador, mientras que la solución restante regresa al absorbedor (ABS).
- b) En el condensador (CON) se retira calor latente del refrigerante en estado de vapor convirtiéndolo a refrigerante en estado líquido.
- c) El refrigerante en estado líquido pasa a través de la válvula de expansión (REV), donde reduce su presión a la presión de evaporación.
- d) El refrigerante a muy baja presión comienza a absorber el calor de la aplicación en el evaporador (EVP), pasando a refrigerante en estado de vapor.
- e) El refrigerante en estado de vapor es absorbido por el absorbente en el absorbedor (ABS), liberando calor al agua de enfriamiento que circula por el serpentín del absorbedor y produciendo la solución diluida (mezcla refrigerante absorbente).
- f) La bomba de solución (SP) suministra la solución diluida desde el absorbedor (ABS) hacia el generador (GEN), haciéndolo pasar por el intercambiador de calor de la solución (SHX).

g) En el intercambiador de calor de la solución (SHX), la solución diluida es precalentada antes a su ingreso al generador (GEN), al mismo tiempo que enfría la solución concentrada procedente del generador (GEN) previo a su retorno al absorbedor (ABS).

h) La solución concentrada en estado líquido proveniente del generador (GEN) pasa por la válvula de expansión de la solución (SEV), en donde disminuye su presión antes de a su retorno al absorbedor (ABS).

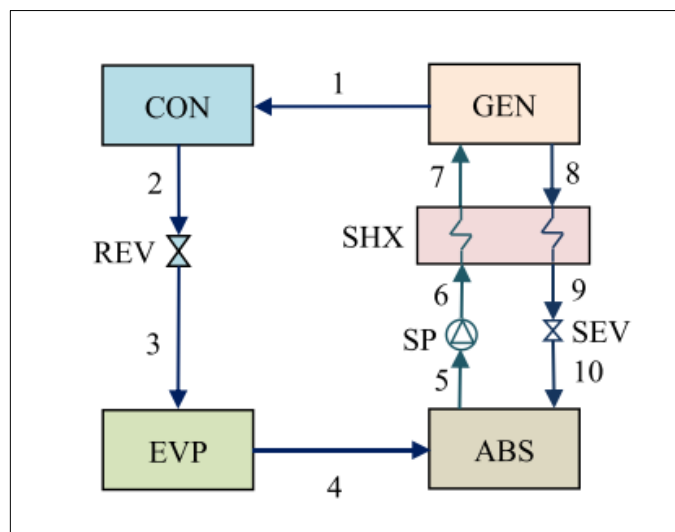


Figura 10. *Diagrama de la producción de frío por absorción en simple efecto. Adaptada de Chattopadhyay & Ghosh, (2020).*

### 1.2.2 Diagrama presión-temperatura-concentración para la producción de frío por absorción en simple efecto

En la Figura 11 (página siguiente) se muestra el diagrama presión-temperatura para la producción de frío por absorción en simple efecto.

Este diagrama representa el ciclo de absorción en función de la presión y temperatura de la solución. Es de gran utilidad para el establecimiento de las zonas de alta y baja presión del sistema.

En la Figura 12 (página siguiente) se esquematiza el diagrama de Dühring.

El Diagrama de Dühring es conocido por este nombre ya que fue diseñado utilizando la regla de Dühring, la cual menciona que, si el punto de ebullición de una disolución es representado frente al punto al punto de ebullición del

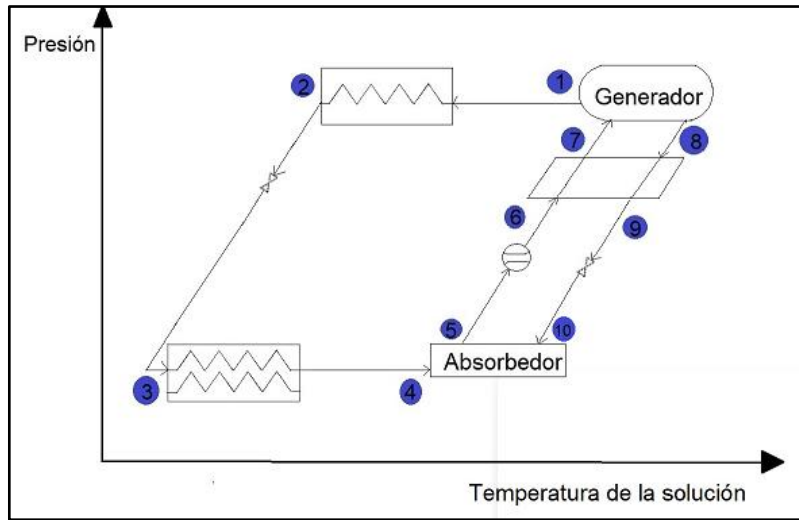


Figura 11. Diagrama presión-temperatura para la producción de frío por absorción en simple efecto.

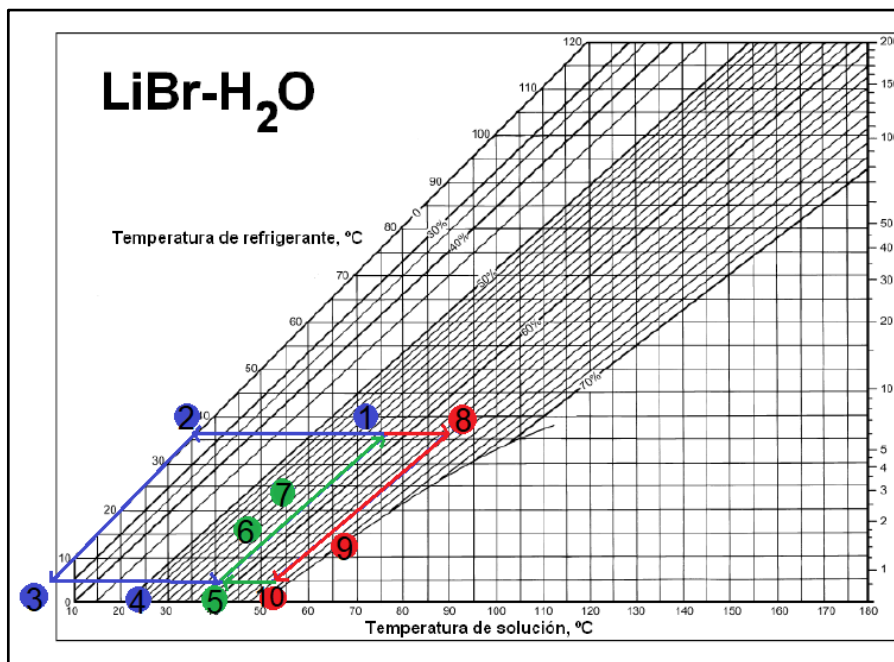


Figura 12. Diagrama de Dühring para la producción de frío por absorción en simple efecto.

disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta (Del Cano, 2008 citado por Bravo Méndez, 2011). Este diagrama representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la solución, la concentración, temperaturas de la solución y del refrigerante. Es

importante en la selección de pares de fluidos y determinación de la concentración de la solución a la que operará el sistema.

Descripción de los diagramas mostrados en las Figura 11 y Figura 12:

a) De 1 a 2

El refrigerante se separa de la solución en el generador y posteriormente ingresa al condensador en donde se retira calor, pasando a refrigerante en estado líquido. Este proceso se lleva a cabo a presión constante. Al generador y al condensador se les considera como la zona de alta presión del sistema.

b) De 2 a 3

El refrigerante en estado líquido proveniente del condensador ingresa a la válvula de expansión, en donde reduce su presión y temperatura, hasta llegar a la presión y temperatura de evaporación previo a su ingreso en el evaporador. Al evaporador y al absorbedor se les considera como la zona de baja presión del sistema.

c) De 3 a 4

En el evaporador, el refrigerante retira el calor latente de la aplicación, de forma que a la salida de este equipo, el refrigerante se encuentra en estado de vapor para después ingresar al absorbedor.

d) De 5 a 6

La bomba de solución desplaza la solución diluida hacia el generador y debido al trabajo ejercido por este equipo la solución incrementa su presión y un poco su temperatura.

e) De 6 a 7

La solución diluida ingresa al intercambiador de calor, en donde aumenta su presión y temperatura previo a su ingreso al generador.

f) De 7 a 8

A causa de la evaporación del refrigerante, la solución incrementa su concentración de absorbente, por lo que ahora se le conoce como solución concentrada, la cual retorna al absorbedor.

g) De 8 a 9

La solución concentrada cede calor a la solución diluida, por medio del contacto indirecto de ambas soluciones en el intercambiador de calor de la solución, de forma que a la salida de este equipo, disminuye la presión y temperatura de la solución concentrada.

h) De 9 a 10

La solución concentrada ingresa a la válvula de expansión en donde reduce su presión y temperatura previo a su ingreso al absorbedor.

### **1.2.3 Componentes de la producción de frío por absorción**

#### **1.2.3.1 Generador**

En este equipo se aplica energía térmica para separar el refrigerante de la solución. La fuente de energía es normalmente vapor o agua caliente. La solución absorbe el calor, causando la separación del refrigerante al hacer evaporar el refrigerante y recuperar parte del absorbente. En el caso de la mezcla  $NH_3 - H_2O$ , para lograr una separación eficiente es necesario utilizar una columna de rectificación adicional, debido al mayor requerimiento de temperatura en el generador (Universidad Mayor de San Simón, s.f).

#### **1.2.3.2 Absorbedor**

Este dispositivo tiene como objetivo poner en contacto dos corrientes. Dentro del absorbedor, el absorbente absorbe el vapor de refrigerante y como es un proceso exotérmico, el absorbente va al agua de enfriamiento que circula a través de los tubos en el interior del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea una zona de baja presión dentro del absorbedor, en el caso del par de fluidos  $LiBr - H_2O$ , debido a la afinidad del absorbente ( $LiBr$ ) por el agua, se induce un flujo continuo de vapor de refrigerante desde el evaporador. En el caso del par de fluidos  $NH_3 - H_2O$ , la alimentación de la corriente rica en amoníaco (procedente del evaporador) debe de suministrarse por la parte baja del tanque, mientras que la solución pobre de amoníaco (procedente del generador) se alimenta por la parte superior. Esto evita que el amoníaco escape en forma de gas sin disolverse en la solución pobre (Universidad Mayor de San Simón, s.f).

### **1.2.3.3 Intercambiador de calor de la solución**

En el intercambiador de calor de la solución se ponen en contacto indirecto la solución diluida (procedente del absorbedor) y la solución concentrada (procedente del generador), debido a que la solución diluida se precalienta a su ingreso al generador a causa de que la solución concentrada cede su calor a ésta. De forma que, a la salida de este equipo la solución concentrada reduce su temperatura en su retorno al absorbedor y la solución diluida aumenta su temperatura previa a su ingreso al generador. El propósito del intercambiador de calor de la solución es reducir el requerimiento de calor externo por medio de la utilización de la energía disponible en la máquina de absorción que, de otra manera sería desperdiciada (Radermacher, *et al.*, 2016).

### **1.2.3.4 Condensador**

Este es el mismo que el utilizado en la producción de frío por compresión mecánica, el cual tiene la función de retirar el calor latente del refrigerante en estado de vapor para convertirlo en refrigerante en estado líquido. En el caso de la producción de frío por absorción, el vapor refrigerante proviene del generador, una vez que pasa por el condensador y se convierte a estado líquido, se descarga en la válvula de expansión. Con este método de producción de frío se puede realizar la condensación por agua o por aire.

### **1.2.3.5 Evaporador**

Este equipo es el mismo al utilizado en la producción de frío por compresión mecánica, en éste, el refrigerante retira el calor del aire de la aplicación o en el caso de los evaporadores inundados, el calor del agua. Los métodos de alimentación a evaporadores más usados para la producción de frío por absorción son expansión directa e inundado, este último es el empleado cuando se trabaja el par de fluidos  $LiBr - H_2O$ , ya que con éstos no es posible enfriar directamente el aire.

## **1.2.4 Pares de fluidos mayormente utilizados en la producción de frío por absorción**

Los pares de fluidos mayormente utilizados en la producción de frío por absorción son:

- $LiBr - H_2O$

Este tipo de producción de frío utiliza agua como refrigerante, por lo que se encuentra limitado a temperaturas de refrigeración superiores a 32 °F y son comúnmente utilizadas como enfriadores de agua para sistemas de aire acondicionado. El bromuro de litio es ventajoso como absorbente porque es no volátil, por lo que para este ciclo no se requiere rectificador. Mientras que, el agua es ventajosa como refrigerante porque no cristaliza en los intervalos de temperatura utilizados para los ciclos de absorción.

Cristalización de soluciones salinas:

La naturaleza de las soluciones salinas, como el *LiBr*, hace que el componente salino precipite cuando la fracción másica de la sal exceda el límite de solubilidad, el cual se encuentra fuertemente relacionado con la fracción másica y la temperatura. La concentración máxima de *LiBr* recomendada para sistemas de absorción es 70%. El problema causado con la precipitación del *LiBr* es el bloqueo de las tuberías del sistema, lo cual en una máquina de absorción comúnmente ocurre a la salida del intercambiador de calor de la solución, a causa de las temperaturas relativamente bajas y la alta concentración de *LiBr*. La cristalización del *LiBr* es el obstáculo principal en la producción de aire frío en una máquina de absorción. La solución ante esta problemática es incrementar la temperatura de la porción cristalizada a un punto donde su viscosidad se reduzca lo suficiente para que las bombas puedan hacer circular la solución. Una vez que la solución se encuentra circulando, ésta puede ser fácilmente diluida por medio de la utilización del refrigerante en estado líquido (agua) proveniente del evaporador. Esto es altamente deseable para evadir los efectos de la cristalización.

Requerimientos de vacío:

Las presiones típicas de una máquina de absorción con *LiBr* son subatmosféricas y están determinadas por la presión del vapor y las características de los fluidos de trabajo. Debido a que existe agua pura (refrigerante) en el condensador y en el evaporador, la temperatura de operación de estos componentes define la presión del sistema de absorción. La baja presión de estos sistemas provoca tanto que sus componentes sean de gran tamaño debido al volumen específico del vapor, como el requerimiento de sellos herméticos en los componentes.



La capacidad de estas máquinas va de 10 a 1500 TR y el coeficiente de rendimiento (*COP*) varía entre 0.6 y 0.75 (Radermacher, *et al.*, 2016).

Hoy en día la producción de frío por absorción basado en  $LiBr - H_2O$  se está volviendo preferible a la producción de frío por absorción basada en  $NH_3 - H_2O$ , debido a la naturaleza tóxica y corrosiva del amoníaco (Chattopadhyay & Ghosh, 2020).

- $NH_3 - H_2O$

Este sistema de producción de frío utiliza amoníaco como refrigerante, es comúnmente utilizado para la producción de hielo y aire acondicionado. Una ventaja de este ciclo es que permite llegar a temperaturas menores, la temperatura de congelación de amoníaco es de  $-107.86$  °F. El principal factor de venta de este sistema es la capacidad de proporcionar aire frío directo. Estas máquinas de absorción se encuentran disponibles en capacidades de 3 a 25 TR con un *COP* típicamente alrededor de 0.5 (Radermacher, *et al.*, 2016). La temperatura de funcionamiento del amoníaco acuoso se encuentra en un rango de  $-40$  °F a  $39.2$  °F (Abu-Zour & Riffat, 2015).

La producción de frío por absorción basado en  $NH_3 - H_2O$  necesita una temperatura de funcionamiento más alta en el generador ( $257-338$  °F), en comparación con el ciclo basado en  $LiBr - H_2O$  ( $167-248$  °F), por lo que el sistema basado en  $NH_3 - H_2O$  no es adecuado para aplicaciones de energía solar térmica, pero puede aplicarse eficientemente para gases de escape de motores de alta temperatura o calor residual industrial (Chattopadhyay & Ghosh, 2020).

### **1.2.5 Eficiencia de la producción de frío por absorción**

La principal idea errónea sobre las máquinas de absorción es que los equipos de compresión mecánica con motores eléctricos son mucho más eficientes. La razón detrás de este concepto erróneo parte de la utilización del coeficiente de rendimiento (*COP*) como medida común de eficiencia para comparar los diferentes sistemas de producción de frío. Es importante considerar que es el costo de operación y no la comparación de los valores de *COP* es lo que justifica el negocio. Para analizar de una manera más apropiada la rentabilidad de la producción de frío por absorción, se debe considerar como se correlacionan los

*COP* con los costes de energía reales. Esta comparación se supone para una máquina de absorción y una máquina de compresión con las mismas capacidades frigoríficas y temperaturas de diseño, se obtienen sus respectivos *COP* y costos operativos. Con ello se llega a la conclusión de que, el costo operativo de la máquina de absorción es significativamente menor a pesar de tener un *COP* mucho más bajo. Lo importante de este análisis es mostrar que, aunque los valores numéricos de *COP* de una máquina de absorción son más bajos que una máquina de compresión no significa necesariamente que las máquinas de absorción sean más costosas de operar. De hecho, ocurre lo contrario, incluso el ahorro causado por una máquina de absorción se incrementa cuando el calor suministrado a ésta es residual (Dixit, 2018).

En el cálculo del coeficiente de rendimiento de una máquina de absorción, la potencia real utilizada en la producción de frío por compresión se sustituye por el calor de activación del sistema (José López, 2016).

$$COP_{real} = \frac{Q_o \text{ real}}{Q_{GEN}} \quad (18)$$

Donde:

- $COP_{real}$  = Coeficiente de rendimiento.
- $Q_o \text{ real}$  = Potencia frigorífica real (kWh).
- $Q_{GEN}$  = Calor de activación del sistema (kWh).

### 1.2.6 Aplicaciones de la producción de frío por absorción

La principal aplicación mundial de la producción de frío por absorción es la refrigeración de edificios. Las máquinas de absorción industriales se pueden encontrar en grandes edificios, donde generalmente proporcionan agua fría que se hace circular a los intercambiadores de calor en todo el edificio para enfriar el aire. La ventaja de las máquinas de absorción es que utilizan una fuente de energía no eléctrica. Los enfriadores de absorción también se utilizan como componentes en aplicaciones de enfriamiento de "distrito", donde el agua enfriada, para el aire acondicionado, se proporciona desde una planta de enfriamiento central y se distribuye a varios edificios en un distrito. La ventaja de un enfoque de enfriamiento de distrito es que a menudo es más eficiente hacer funcionar una sola enfriadora grande en lugar de varias enfriadoras pequeñas (Radermacher, et al., 2016).

Los equipos utilizados en la producción de frío por absorción generalmente son más grandes en tamaño y requieren de un tiempo más prolongado para la puesta en marcha y alcanzar la temperatura del espacio frío (Sharma, *et al.*, 2016 citado por Chattopadhyay & Ghosh, 2020). La producción de frío por absorción funciona a muy baja presión, un ejemplo es la presión de funcionamiento del ciclo  $BrLi - H_2O$ , la cual se encuentra por debajo de la presión atmosférica, por lo que la bomba de solución del ciclo de absorción necesita una cantidad insignificante de potencia (Ananthanarayanan, 2015 citado por Chattopadhyay & Ghosh, 2020).

### **1.3 Efecto del COP en producción de frío por compresión mecánica y por absorción**

Los *COP* de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica disminuyen cuando aumenta la temperatura del condensador, manteniendo constantes otros parámetros. El trabajo del compresor aumenta cuando aumenta la temperatura del condensador porque aumenta la diferencia de presión entre la succión y la descarga de este equipo. El efecto de enfriamiento específico disminuye a mayor presión del condensador correspondiente a la temperatura más alta del condensador y por lo tanto, los *COP* de los ciclos de refrigeración por compresión disminuyen significativamente. Los cambios en *COP* en base a las modificaciones de la temperatura de evaporación, en el caso de la producción de frío por compresión mecánica, el *COP* aumentan cuando la temperatura del evaporador aumenta, debido a que el efecto de enfriamiento aumenta y el trabajo requerido para el compresor disminuye, a mayor presión del evaporador correspondiente a una mayor temperatura del evaporador.

Para la producción de frío por absorción, el trabajo de la bomba y la tasa de calor del generador aumentan de manera insignificante ante cualquier aumento en la temperatura del condensador. Como resultado, los *COP* de estos sistemas disminuyen de forma insignificante. En cuanto a la modificación de la temperatura de evaporación en los sistemas de absorción, las mejoras en *COP* son nulas cuando se aumenta la temperatura del evaporador porque el proceso de compresión involucrado en este ciclo es compresión química en lugar de compresión mecánica y el trabajo de la bomba permanece casi sin cambios (Radermacher, *et al.*, 2016).

#### **1.4 Producción de frío en cascada de compresión mecánica-absorción**

Es un sistema que integra la producción de frío por compresión mecánica y la producción de frío por absorción, trayendo consigo las ventajas de ambos sistemas en forma individual al tiempo que, minimiza las limitaciones de ambos, de forma que el consumo energético requerido para la producción de frío por compresión y el calor requerido para la producción de frío por absorción puede reducirse significativamente, logrando un incremento en el valor del *COP* de ambas secciones (Mussati, *et al.*, 2020). En un estudio realizado por Vaibhav, *et al.*, (2013) describe que, tras la implementación de un sistema en cascada de compresión-absorción se logró una reducción del consumo eléctrico del 61% y una mejora de 155% del *COP* de la sección de compresión mecánica. Herrera, *et al.*, (2020) establecen que, con la implementación de un sistema en cascada de compresión-absorción se logra un incremento en el *COP* de la sección de compresión, así como se obtiene una reducción de aproximadamente el 50% del trabajo realizado por el compresor.

##### **1.4.1 Descripción de la producción de frío en cascada de compresión mecánica-absorción**

Estos sistemas tienen 8 componentes principales: generador, intercambiador de calor de la solución, absorbedor, bomba de solución, condensador, intercambiador de calor de cascada, compresor, válvula de expansión y evaporador. Para el caso de la sección de absorción, este ciclo trabaja con un par de fluidos, el absorbente y el refrigerante. El ciclo comienza en el generador, en donde se utiliza calor para separar el refrigerante del absorbente, a la salida de este equipo el refrigerante se encuentra en estado de vapor, el cual se dirige al condensador mientras que, la solución concentrada (alta concentración de absorbente) se dirige al absorbedor. En el condensador, el refrigerante se condensa para su posterior ingreso a la válvula de expansión, reduciendo su presión para alimentarlo en el intercambiador de cascada, en donde se lleva a cabo una evaporación isobárica para producir refrigerante en estado de vapor, el cual ingresa al absorbedor mezclándose con la solución concentrada, produciendo una solución diluida, esta solución la desplaza la bomba de solución hacia el generador para terminar el ciclo de absorción.

En el caso de la sección de compresión mecánica, en el intercambiador de cascada se lleva a cabo una condensación isobárica, debido a que el refrigerante de la sección de absorción retira el calor latente del refrigerante de la sección de compresión, el refrigerante de la sección de compresión, en estado líquido, ingresa a la válvula de expansión donde se reduce su presión a la presión de evaporación y posteriormente ingresa al evaporador. La evaporación en el ciclo por compresión mecánica genera el producto principal del sistema, después del evaporador, el refrigerante en estado de vapor se dirige al compresor, donde se realiza una compresión mecánica para terminar con el ciclo (Herrera & Colorado, 2020). El diagrama de flujo para la producción de frío en cascada compresión-absorción se presenta en la Figura 13.

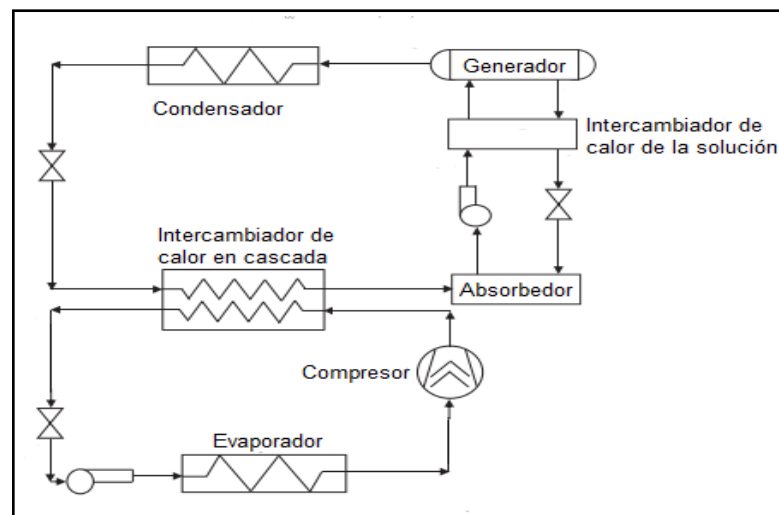


Figura 13. *Diagrama de flujo para la producción de frío en cascada de compresión-absorción Traducido y adaptado de Patel, et al., (2017).*

### 1.5 Calor y energía combinados, sistemas de cogeneración

La producción de electricidad en una central eléctrica convencional va acompañada de la producción de calor, el cual se desperdicia al medio ambiente (Frangopoulos, 2017). La Agencia Internacional de Energía (2011) menciona que las centrales eléctricas convencionales presentan eficiencias de aproximadamente 32%, debido a que alrededor de dos tercios de la energía primaria suministrada se desperdicia al medio ambiente (IEA, 2011). La mayor parte del calor rechazado durante la producción de electricidad puede recuperarse y utilizarse en otros procesos, convirtiendo así la central eléctrica en

una central de cogeneración (Frangopoulos, 2017). Las plantas de cogeneración cuentan con eficiencias superiores al 70% debido a la suma de la eficiencia térmica y la eficiencia eléctrica, que son las energías producidas en la planta CHP (Ye, 2003). Además de que, el aprovechamiento del calor residual conduce a una reducción significativa de los costes energéticos y de las emisiones de  $CO_2$  (IEA, 2011).

La cogeneración se define como, la generación simultánea de trabajo y calor útil a partir de la misma fuente de energía primaria. El trabajo generado en los sistemas de cogeneración puede ser energía mecánica o energía eléctrica (Frangopoulos, 2017). Un ejemplo de un sistema de cogeneración es la generación simultánea de electricidad y calor útil a partir del aprovechamiento del calor rechazado en un proceso, convirtiendo este calor en la energía de entrada para un proceso posterior. Estos sistemas son conocidos como CHP (por sus siglas en inglés *Combined Heat and Power*) (Ye, 2003). La producción simultánea de dos diferentes tipos de energía causa el ahorro de dinero debido a que se usa una sola fuente de combustible para producir dos tipos de energía útil diferentes. El principio básico de la cogeneración de calor es que la mayor parte del calor liberado durante un proceso de conversión de la energía del combustible en energía mecánica o eléctrica no se desperdicie, sino que sea utilizado económicamente (Frangopoulos, 2017).

La máquina que convierte el combustible en energía mecánica y calor se denomina comúnmente motor primario. Los motores primarios mayormente utilizados son: turbinas de vapor, turbinas de gas, motores alternativos y sistemas de ciclo combinado (IEA, 2008). La energía mecánica se convierte en energía eléctrica por medio de un generador eléctrico mientras que, el calor se puede convertir en frío por medio de una máquina de absorción (Frangopoulos, 2017).

Las plantas de cogeneración constan de cuatro elementos básicos: un motor primario, un generador de electricidad, un sistema de recuperación de calor y un sistema de control. El motor primario, mientras impulsa el generador de electricidad, crea calor utilizable a recuperar (IEA,2008).

Las energías generadas por un sistema de cogeneración pueden ser electricidad, agua caliente, vapor, agua fría, refrigeración o aire acondicionado, aire caliente, entre otras. Prácticamente todos los sistemas de cogeneración tienen como una de las energías de salida a la electricidad mientras que, la otra energía es para alguna aplicación térmica. Por esta razón, los sistemas de cogeneración se diseñan de modo que sean capaces de satisfacer la demanda térmica mínima del consumidor y cierta producción de energía eléctrica, la cual puede utilizar el mismo productor o puede ser comercializada a otros consumidores (Frangopoulos, 2017).

### **1.5.1 Sistemas de cogeneración con motores térmicos alternativos**

Los componentes principales de estos sistemas son: émbolo, cilindros, válvulas de admisión y escape. Pueden ser de dos tipos: de encendido por chispa y de encendido por compresión. El funcionamiento de éstos se describe a continuación: por la válvula de admisión ingresa aire para los de encendido por compresión, o mezcla de aire-combustible si es el caso de encendido por chispa. El fluido de trabajo, en el cilindro, se comprime debido al desplazamiento del émbolo desde el punto inferior (punto muerto) hasta el punto superior. Posteriormente, se lleva a cabo la combustión que se produce mediante la chispa de la bujía en un motor de encendido por chispa mientras que, en un motor de encendido por compresión, después de inyectar el combustible la mezcla se auto enciende como resultado de que el aire se encuentra por encima de su temperatura de ignición. La combustión es exotérmica y hace que el émbolo descienda al punto inferior. A continuación, la válvula de escape se abre expulsando los productos de la combustión al mismo tiempo que, por la válvula de admisión empieza a ingresar aire para repetir el ciclo. Los motores transforman el movimiento lineal del émbolo en un movimiento rotatorio que acciona al cigüeñal, conectándose a un generador eléctrico y produciendo así electricidad. A la salida de la válvula de escape, los productos de la combustión se llevan a un intercambiador de calor conocido como generador de vapor por recuperación de calor; así los productos de la combustión o gases de escape que se encuentran a temperaturas elevadas (698 °F) ceden calor al agua bombeada desde la cisterna y la convierten en vapor para una aplicación

posterior. En las Figura 14 y 15 se representa el sistema de cogeneración con motor térmico alternativo.

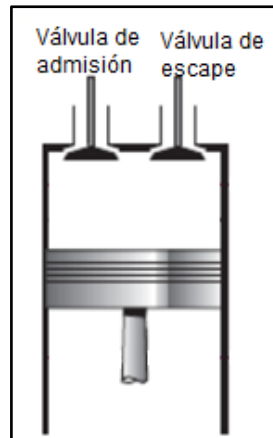


Figura 14. *Motor térmico alternativo adaptado de Cengel & Michael (2006) citado por Quispe Chanampa (2010).*

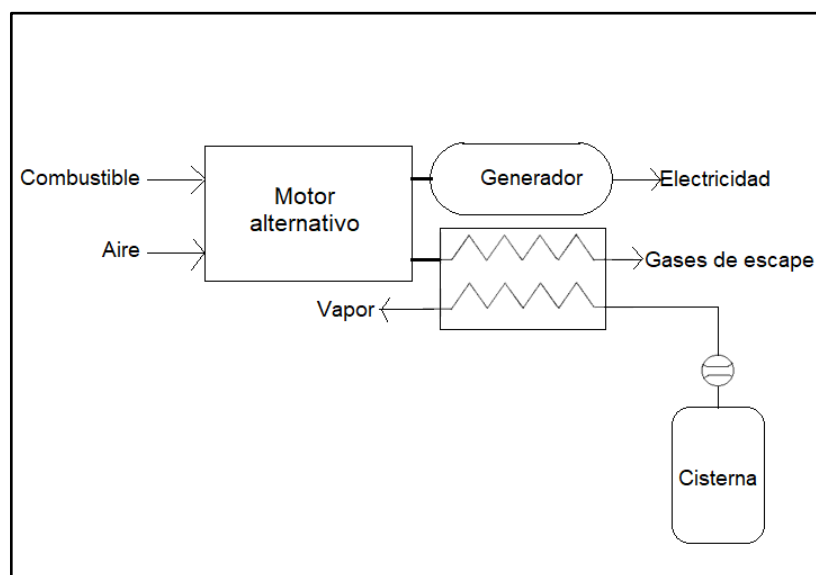


Figura 15. *Sistema de cogeneración con motor térmico alternativo (Elaboración propia).*

### 1.5.2 Asignación de costos de combustible en sistemas de cogeneración

Para determinar los beneficios de una planta de cogeneración es necesario determinar el costo de producción de la energía eléctrica y térmica. Debido a la complejidad de manejar diferentes flujos de energía, los beneficios de esta tecnología deben evaluarse aplicando un método racional. Los métodos de



asignación de costos de combustible y productos son los adecuados, ya que consideran todos los flujos de entrada y salida del sistema (Leiva, *et al.*, 2018).

Los métodos de asignación de costos se clasifican en: métodos termodinámicos, económicos, termo-económicos, algebraicos y de cálculo (Leiva, *et al.*, 2018). Los métodos termodinámicos se basan en la Primera y/ o Segunda Ley de la Termodinámica (Ye & Li, 2013). Los métodos económicos son similares a los termodinámicos dependiendo de, si la prioridad es reducir los costos de energía o calor. Los métodos termo-económicos se basan en la Segunda Ley de la Termodinámica y principios económicos. Los métodos algebraicos utilizan las ecuaciones algebraicas de balance y ecuaciones auxiliares de costos para cada componente, se enfocan principalmente en el proceso de formación de costos y determinan los costos promedio. Finalmente, los métodos de cálculo utilizan ecuaciones diferenciales de manera que, los flujos de costos del sistema se obtienen en conjunto con procedimientos de optimización basados en el método de multiplicadores de Lagrange y se utiliza para determinar los costos marginales (Leiva, *et al.*, 2018).

El principio de los diferentes métodos de asignación de costos es el mismo: el consumo de combustible de la planta de cogeneración se asigna primero al calor y la electricidad, de esta manera se obtiene el factor de asignación de costo de combustible. Luego, este factor se multiplica por los costos de combustible para obtener el valor monetario de cada producto energético (Siitonen, *et al.*, 2010).

#### **1.5.2.1 Métodos de asignación de costos basados en exergía**

De acuerdo con diferentes autores, los métodos basados en exergía son más significativos y precisos, debido a que la calidad y cantidad de la energía es diferenciada y medida gracias a que el análisis se realiza en función de la exergía. Estos métodos se basan en la Segunda Ley de la Termodinámica y asignan el consumo total de calor de acuerdo con la relación entre la exergía del calor útil y la exergía del calor recuperado. La exergía es una medida de la capacidad máxima de un sistema de energía para realizar un trabajo útil a medida que avanza hacia un estado final específico en equilibrio con el entorno. La exergía no solo representa la cantidad de energía, sino también la calidad de la energía. Al aplicar el método de exergía, se pueden identificar diferentes formas de cualidades energéticas (Ye, 2003). Algunos de los métodos basados

en exergía son: el modelo de exergía reducida, el método de cambio de entropía y el método de Carnot (Vázquez, 2016).

En el método de Carnot, los factores de asignación de costos de combustible se obtienen en función a la eficiencia de la producción de electricidad, de calor y al factor de Carnot del sistema de cogeneración (Kaestle, 2014).

- Eficiencia de la producción de electricidad del sistema de cogeneración.

$$\eta_{el} = \frac{W}{Q_F} \quad (19)$$

Donde:

$\eta_{el}$  = Eficiencia de la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$W$  = Electricidad producida por el sistema de cogeneración (kWh).

$Q_F$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh).

- Eficiencia de la producción de calor del sistema de cogeneración.

$$\eta_{ter} = \frac{Q_{ter}}{Q_F} \quad (20)$$

Donde:

$\eta_{ter}$  = Eficiencia de la producción de calor en el sistema de cogeneración.

$Q_{ter}$  = Calor producido por el sistema de cogeneración (kWh).

$Q_F$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh).

- Factor de Carnot del sistema de cogeneración.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_i}{T_S} \quad (21)$$

Donde:

$\eta_c$  = Factor de Carnot.

$T_i$  = Temperatura ambiente (K).

$T_S$  = Temperatura del calor producido por el sistema de cogeneración (K).

- Factor de asignación de costo combustible para la producción de energía eléctrica en el sistema de cogeneración.

$$\alpha_{el} = \frac{1 * \eta_{el}}{\eta_{el} + \eta_c * \eta_{ter}} \quad (22)$$

Donde:

$\alpha_{el}$  = Factor de asignación de costo de combustible para la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$\eta_{el}$  = Eficiencia de la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$\eta_c$  = Factor de Carnot.

$\eta_{ter}$  = Eficiencia de la producción de calor en el sistema de cogeneración.

- Factor de asignación de costo de combustible para la producción de energía térmica en el sistema de cogeneración.

$$\alpha_{ter} = \frac{\eta_c * \eta_{ter}}{\eta_{el} + \eta_c * \eta_{ter}} \quad (23)$$

Donde:

$\alpha_{ter}$  = Factor de asignación de costo combustible para la producción de calor en el sistema de cogeneración.

$\eta_c$  = Factor de Carnot.

$\eta_{el}$  = Eficiencia de la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$\eta_{ter}$  = Eficiencia de la producción de calor en el sistema de cogeneración.

La suma de ambos factores de asignación de costo de combustible debe ser igual a uno.

$$\alpha_{el} + \alpha_{ter} = 1 \quad (24)$$

Donde:

$\alpha_{el}$  = Factor de asignación de costo de combustible para la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$\alpha_{ter}$  = Factor de asignación de costo combustible para la producción de calor en el sistema de cogeneración.

- Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica (Ye & Li, 2013).

$$Q_{Fel} = \alpha_{el} Q_F \quad (25)$$

Donde:

$Q_{Fel}$  = Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de electricidad (kWh).

$\alpha_{el}$  = Factor de asignación de costo de combustible para la producción de electricidad en el sistema de cogeneración.

$Q_F$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh).

- Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de energía térmica (Ye & Li, 2013).

$$Q_{Fter} = \alpha_{ter} Q_F \quad (26)$$

Donde:

$Q_{Fter}$  = Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de calor (kWh).

$\alpha_{ter}$  = Factor de asignación de costo combustible para la producción de calor en el sistema de cogeneración.

$Q_F$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh).

- Costo de la producción de electricidad en el sistema de cogeneración (Ye & Li, 2013).

$$C_{Fel} = Q_{Fel} * 0.359 \quad (27)$$

Donde:

$C_{Fel}$  = Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de electricidad (\$).

$Q_{Fel}$  = Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de electricidad (kWh).

0.359= Precio del kWh de gas natural en la zona del Bajío.

- Costo de la producción de calor útil en el sistema de cogeneración (Ye & Li, 2013).

$$C_{Fter} = Q_{Fter} * 0.359 \quad (28)$$

Donde:

$C_{Fter}$  = Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de calor (\$).

$Q_{Fter}$  = Asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de calor (kWh).

0.359= Precio del kWh de gas natural en la zona del Bajío.

### 1.5.3 Eficiencia total del sistema de cogeneración

Los sistemas de cogeneración implican la recuperación de calor que, de otro modo se desperdiciaría, logrando así el incremento de la eficiencia en el uso de combustible de estos sistemas. La eficiencia total del sistema de cogeneración es la medida utilizada para comparar eficiencia energética de un sistema de cogeneración con la eficiencia de los suministros convencionales (combinación de electricidad suministrada por la red y energía térmica útil producida en una caldera convencional).

La eficiencia total del sistema de cogeneración es la suma de la electricidad neta producida y el calor útil neto producido, dividido entre la energía del combustible suministrado. El cálculo de la eficiencia total del sistema evalúa las salidas (la electricidad y la producción térmica útil) en función del combustible consumido. Los sistemas cogeneración generalmente logran eficiencias totales del sistema superiores al 70%. Esta medida no diferencia entre el valor de la electricidad y el valor del calor útil. Si no que, considera ambas como si tuvieran el mismo valor. En realidad, la electricidad es la forma de energía más valiosa debido a sus propiedades únicas (EPA, 2021).

La eficiencia total de un sistema de cogeneración se representa de la siguiente manera:

$$\eta_o = \frac{W + Q_{ter}}{Q_F} * 100 \quad (29)$$

Donde:

$\eta_o$  = Eficiencia total del sistema de cogeneración (%).

$W$  = Electricidad producida por el sistema de cogeneración (kWh).

$Q_{ter}$  = Calor producido por el sistema de cogeneración (kWh).

$Q_F$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración (kWh).

## CAPÍTULO II. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN DE CAMPO

### 2.1 Planteamiento del problema

El impacto ambiental ha tomado gran relevancia en las últimas décadas, por lo que las nuevas tecnologías se han enfocado en el desarrollo procesos más eficientes que causen menor deterioro al medio ambiente. De acuerdo con La Agencia Internacional de Energía (2011) durante la producción de electricidad con métodos convencionales dos tercios de la energía primaria suministrada se desperdicia en forma de calor al medio ambiente.

Las instalaciones frigoríficas forman parte de los sectores con mayor consumo de electricidad del mundo y por ende con mayor impacto ambiental. Terehovics *et al.*, ( 2018) mencionan que en las instalaciones de almacenamiento en frío, entre el 60% y el 70% de la energía eléctrica utilizada se destina a la refrigeración.

La inadecuada selección de equipos en una instalación frigorífica conlleva a sistemas termodinámicamente deficientes, los cuales afectan la operatividad de la instalación y causan consumos de energía innecesarios.

### 2.2 Objetivo general

Proponer la integración de la producción de frío por absorción en una instalación frigorífica por compresión mecánica de una planta procesadora de frutas mediante la utilización de calor de cogeneración para la reducción del consumo energético y costos de operación.

#### **Objetivos Particulares:**

**Objetivo Particular 1:** Estimar la eficiencia termodinámica de la instalación frigorífica por compresión mecánica, determinado las condiciones de trabajo y el coeficiente de operación.

**Objetivo Particular 2:** Determinar el consumo energético de la instalación frigorífica por compresión mecánica, a través de las potencias eléctricas y

tiempos de operación de los equipos para el diagnóstico de los costos de operación del sistema.

**Objetivo Particular 3:** Proponer la pertinencia técnica de la integración de una producción de frío por absorción y la producción de frío por compresión, en una planta procesadora de frutas, analizando el comportamiento termodinámico para la reducción de costos de energía.

**Objetivo Particular 4:** Proponer la pertinencia técnica de la integración de un sistema de cogeneración, en una planta procesadora de frutas, mediante la generación simultánea de dos tipos de energía para la reducción de las afecciones ambientales y costos causados en la producción de electricidad.

### **2.3 Caso de estudio**

El caso de estudio se presenta en una planta procesadora de frutas situada en Zamora Michoacán, en donde las aplicaciones de frío forman parte fundamental de la conservación de los diversos productos, ya que son utilizadas desde el almacenamiento de las materias primas, congelación, conservación de producto fresco, de producto congelado, así como en áreas de proceso donde se requieren temperaturas menores a la ambiental.

La planta cuenta con dos instalaciones frigoríficas de forma independiente, ubicadas en un mismo cuarto de máquinas, una de ellas es “el paquete de refrigeración general”, la cual abarca todas las cámaras y áreas de proceso, la segunda instalación es “el paquete IQF” destinada a los dos túneles de congelación.

Por medio de la información proporcionada por los técnicos del cuarto de máquinas, se detectaron problemas de capacidad de los equipos destinados a las aplicaciones de baja temperatura del paquete de refrigeración general.

Las variables operativas consideradas durante el trabajo de campo se mencionan a continuación: potencia frigorífica, capacidad instalada, condiciones de operación de los equipos (presiones y temperaturas de succión, presiones y temperaturas de descarga, grado de apertura de la válvula deslizante), tiempo de operación y consumo energético.



El trabajo de campo fue dividido en dos etapas. En la primera etapa, se llevó a cabo el análisis, monitoreo y registro de las variables operativas, así como factores de medición de la instalación frigorífica. Esta etapa abarca el cumplimiento de los objetivos 1, 2 y fue dividida en 3 subetapas.

a) Primera subetapa: Identificación en planta de los componentes que forman parte de la instalación y condiciones de operación para el cálculo de la capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa

b) Segunda subetapa: Obtención de la potencia eléctrica consumida e intensidad de los motores para los cálculos de consumo energético y costos de operación.

c) Tercera subetapa: Obtención del  $COP_{real}$  y  $COP_{carnot}$  para el cálculo de eficiencia termodinámica.

La segunda etapa del trabajo de campo fue gracias al apoyo económico del “Programa de apoyo a la titulación de egresados de Licenciatura de la UNAM a través de estancia académica en el extranjero (TEE)”, realizado en el departamento *Maschinen und Energieanlagentechnik* (Tecnología de maquinaria y centrales eléctricas) del *Institut für Energietechnik* (Instituto de Tecnología Energética) de *Technische Universität Berlin* (Universidad Técnica de Berlín). En esta etapa se llevó cabo el análisis del funcionamiento de sistemas de absorción, de cogeneración, así como de métodos de asignación de costos de combustible para la determinación de los costos de la producción de frío por compresión y absorción, con suministro de energía de un sistema de cogeneración. La segunda etapa abarca el cumplimiento de los objetivos 3, 4 y fue dividida en 5 subetapas.

a) Primera subetapa: Determinación de las nuevas condiciones de operación de los equipos para la selección de una máquina de absorción y sistemas de cogeneración.

b) Segunda subetapa: Cálculo de la capacidad instalada de los equipos con nuevas condiciones de operación y nuevos equipos, para la obtención de la eficiencia operativa y consumo energético en rediseño.

c) Tercer subetapa: Obtención de la eficiencia de la producción de electricidad, eficiencia de la producción de calor y factor de Carnot del sistema de

cogeneración, para el cálculo de los factores de asignación de combustible del sistema de cogeneración.

d) Cuarta subetapa: Determinación de la asignación del combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica y térmica demanda por la instalación frigorífica en rediseño para los cálculos de costos de operación.

d) Quinta subetapa: Obtención del  $COP_{real}$  y  $COP_{carnot}$  de la sección de compresión y de la sección de absorción para el cálculo de eficiencia termodinámica del sistema, tras la integración de la producción de frío por absorción.

#### **2.4 Determinación de la capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa**

1. Se identificaron las diferentes aplicaciones de frío en la planta, se procedió a realizar un recorrido y una entrevista a los responsables del área, por medio de la cual se obtuvo información relevante de cada aplicación, como temperatura de la cámara/área de proceso, tipo productos procesados/almacenados, dimensiones de la cámara, tipo y espesor del material aislante, método de alimentación a los evaporadores, tipo y tiempo de deshielo.
2. Se caracterizó el producto, su temperatura de entrada en cada aplicación, temperatura de salida, tipo de envase, acomodo y duración de almacenamiento.
3. Se identificó la marca, modelo, serie, condiciones de operación y aplicaciones destinadas de cada uno de los equipos localizados en el cuarto de máquinas, así como la utilización o no de variadores de frecuencia.
4. Se elaboraron los diagramas de flujo y diagramas presión-entalpía de las dos instalaciones frigoríficas.
5. Se identificaron las propiedades termodinámicas del refrigerante en los diferentes puntos de los diagramas.
6. Se recopilaron las fichas técnicas de compresores, condensadores, bombas de los recirculadores, evaporadores e intercambiadores de placas.
7. Se obtuvo la capacidad instalada de los equipos bajo sus condiciones de operación por medio de las fichas técnicas de éstos.

8. Se obtuvo la información relacionada al cálculo de cargas térmicas por medio de una entrevista con los responsables del cuarto de máquinas, la información recabada fue: las horas de trabajo, flujo másico de producto ingresado en cada aplicación, número de personas en el área, frecuencia de apertura de puertas y tiempo en abatir la carga.

9. Se calcularon las cargas térmicas de cada aplicación por medio de una hoja de cálculo de Excel con base a la secuencia metodológica descrita en el Apartado 1.1.7, página 14.

10. Se determinó la eficiencia operativa de las instalaciones frigoríficas por medio de la división de la capacidad requerida entre la capacidad instalada de cada uno de los componentes de la instalación.

$$\epsilon = \frac{\text{Capacida requerida}}{\text{Capacidad instalada}} \times 100 \quad (30)$$

## **2.5 Determinación del consumo energético y costos de operación de la instalación frigorífica**

1. Se determinó el consumo energético real por hora, por día temporada baja, día temporada alta y año de los compresores, condensadores, bombas de los recirculadores, evaporadores y túneles de congelación.

a) Compresores del paquete de refrigeración general.

La potencia consumida por éstos se muestra en el panel de control, por lo que el consumo energético se calcula por medio de la multiplicación de la potencia del equipo por el tiempo de operación de éste (Ecuación 14).

b) Compresores del paquete IQF, motores de los ventiladores y bombas de los condensadores, bombas de los recirculadores, motores de los evaporadores y motores del túnel de congelación.

**b.1** Se obtuvo la intensidad por triplicado de cada motor con ayuda de unas pinzas amperimétricas.

**b.2** Se calculó la potencia consumida por los motores, por medio de la siguiente ecuación (Barreda, 2012):

$$P = (\sqrt{3} * V * I * \cos\phi) / 1000 \quad (31)$$

Donde:

- $P$  Potencia del motor (kWh).
- $V$  Voltaje (V).
- $I$  Intensidad de corriente que consume el motor (A).
- $\cos\phi$  Factor de potencia del motor.
- 1000= Factor de conversión de watts a kilowatts.

**b.3** Se calculó el consumo energético por medio de la multiplicación de la potencia del equipo por el tiempo de operación del equipo (Ecuación 14).

2. Se determinó el costo de operación de los equipos por hora, hora pico, día temporada baja, día temporada alta y año, con base en costo de la tarifa industrial de la CFE correspondiente a la zona del Bajío, la cual es \$2.54 por kWh y \$3.0309 por kWh en hora pico, de las 18 a las 22 horas (Anexo n).

Para horario normal:

$$C.O = kWh * t * 2.54 \quad (32)$$

Donde:

- $C.O$  Costo de operación (\$).
- $kWh$  Kilowatts hora consumidos por el motor.
- $t$  Tiempo de operación (horas).
- 2.54= Precio del kWh.

Para hora pico:

$$C.O = kWh * t * 3.0309 \quad (33)$$

3.0309= Precio del kWh en hora pico.

En la Tabla 1 se presenta el formato de compilación de datos para el cálculo del consumo energético y costos de operación de los compresores del paquete de refrigeración general.

Tabla 1. *Formato para el registro de potencia de los compresores del paquete de refrigeración general.*

Equipo, Día, Potencia (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.

En la Tabla 2 se muestra el formato de compilación de datos para el cálculo del consumo energético y costos de operación del resto de los equipos de las instalaciones frigoríficas.

Tabla 2. *Formato de registro de intensidad de los equipos.*

Equipo, Día, intensidad (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.

## 2.6 Eficiencia termodinámica

1. Se calculó el  $COP_{real}$  de la instalación frigorífica (Ecuación 15).
2. Se calculó el  $COP_{Carnot}$  (Ecuación 16).
3. Se calculó la eficiencia termodinámica (Ecuación 17).

## 2.7 Selección de la máquina de absorción y sistemas de cogeneración

a) Selección de la máquina de absorción:

1. Se obtuvo el calor emitido por el compresor de mayor capacidad de la sección de compresión del sistema en cascada.

$$Q_C = BkWh * 3414.134 \quad (34)$$

Donde:

$$Q_C = \text{Calor emitido por el compresor } \left(\frac{Btu}{h}\right).$$

$BkWh =$  Potencia al freno del motor (kWh).

3 414.134 = Factor de conversión de kWh a  $\frac{Btu}{h}$

2. Se calculó la carga térmica total requerida por la sección de absorción por medio de la suma de la carga térmica de las aplicaciones de frío del sistema en cascada y calor emitido por el compresor de la sección de compresión.

$$Q_{sa} = Q_o + Q_c \quad (35)$$

Donde:

$Q_{sa} =$  Carga térmica total requerida por la sección de absorción ( $\frac{Btu}{h}$ ).

$Q_o =$  Carga térmica total ( $\frac{Btu}{h}$ ).

$Q_c =$  Calor emitido por el compresor ( $\frac{Btu}{h}$ ).

b) Selección de los sistemas de cogeneración:

1. Se seleccionaron los sistemas de cogeneración en función al calor requerido por el generador de la sección de absorción.

2. Se determinó la energía eléctrica y térmica producida por los sistemas de cogeneración, así como el combustible requerido por éstos por hora, día y año, con base en las especificaciones mostradas en la ficha técnica.

3. Se elaboraron los diagramas de flujo y diagramas presión-entalpía.

4. Se determinaron las propiedades termodinámicas del refrigerante de la sección de compresión y de la sección de absorción.

## **2.8 Eficiencia operativa y consumo energético energético en rediseño**

1. Se calculó la eficiencia operativa de los equipos con nuevas condiciones de operación (compresores 1 y 2, condensador ATC-1046E-1G) y los equipos adicionados a la instalación frigorífica (torre de enfriamiento, máquina de absorción por medio de la Ecuación 30.

2. Se obtuvo el consumo energético de toda la instalación frigorífica por hora en temporada baja, temporada alta y por año tras la integración de la producción de frío por absorción con la Ecuación 14.

3. Se realizó una comparativa entre el consumo energético demandado por la instalación frigorífica en rediseño y la energía producida por los sistemas de cogeneración.

## 2.9 Asignación de costos de combustible del sistema de cogeneración

1. Se calculó la eficiencia de la producción de electricidad, de calor y factor de Carnot del sistema de cogeneración por medio de las Ecuaciones 19, 20 y 21.

2. Se calcularon los factores de asignación de costo combustible para la producción de energía eléctrica y térmica del sistema de cogeneración por medio de las Ecuaciones 22 y 23.

3. Se calculó la asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica, con las Ecuaciones 25 y 26.

4. Se determinó el costo de la producción de electricidad y calor útil en el sistema de cogeneración, por medio de las Ecuaciones 27 y 28.

5. Se obtuvo, como referencia, el costo por kWh de electricidad producida en el sistema de cogeneración.

$$C_{W_{CHP}} = \frac{C_{F_{el}}}{W} \quad (36)$$

Donde:

$C_{W_{CHP}}$  = Costo por kWh de electricidad producida en el sistema de cogeneración (\$).

$C_{F_{el}}$  = Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de electricidad (\$).

$W$  = Electricidad producida por el sistema de cogeneración (kWh).

6. Se obtuvo, como referencia, el costo por kWh de calor producido en el sistema de cogeneración.

$$C_{Q_{CHP}} = \frac{C_{F_{ter}}}{Q_{ter}} \quad (37)$$

Donde:

$C_{Q_{CHP}}$  = Costo por kWh de calor producido en el sistema de cogeneración (\$).

$C_{F_{ter}}$  = Costo del combustible requerido por el sistema de cogeneración para producción de calor (\$).

$Q_{ter}$  = Calor producido por el sistema de cogeneración (kWh.)

7. Se determinó la eficiencia total del sistema de cogeneración con la Ecuación 29.

### 2.10 Costo de la producción de frío

1. Se determinó el combustible requerido (sin asignación) por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica demandada por el compresor y la sección de absorción del sistema en cascada por hora.

a) Compresor:

$$Q_{F_{comp}} = \frac{C \cdot E_{comp} * 2\,850\, kWh}{1\,200\, kWh} \quad (38)$$

Donde:

$Q_{F_{comp}}$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica demanda por el compresor (kWh).

$C \cdot E_{comp}$  = Consumo de energía eléctrica demandada por el compresor (kWh).

2 850 = Combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).

1 200 = Energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).

b) Sección de absorción:

$$Q_{F_{SA}} = \frac{C \cdot E_{SA} * 2\,850\, kWh}{1\,200\, kWh} \quad (39)$$

Donde:

$Q_{F_{SA}}$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica demanda por la sección de absorción (kWh).

$C \cdot E_{SA}$  = Consumo de energía eléctrica demandada por la sección de absorción (kWh).



- 2 850 = Combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).
- 1 200 = Energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).

2. Se calculó el combustible requerido (sin asignación) por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía térmica demandada por el generador de la sección de absorción por hora.

$$Q_{FGEN} = \frac{Q_{GEN} * 2850 \text{ kWh}}{1293 \text{ kWh}} \quad (40)$$

Donde:

- $Q_{FGEN}$  = Combustible consumido por el sistema de cogeneración para la producción de energía térmica demandada por el generador de la sección de absorción (kWh).
- $Q_{GEN}$  = Calor de activación del sistema (kWh).
- 2 850 = Combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).
- 1 293 = Energía térmica producida por los 3 sistemas de cogeneración (kWh).

3. Se determinó la asignación de combustible requerido por hora del sistema de cogeneración para la producción de la energía eléctrica demandada por el compresor y la sección de absorción, así como para la producción de energía térmica demanda por el generador de la sección de absorción del sistema en cascada por medio de las Ecuaciones 25 y 26.

4. Se calculó el costo del combustible requerido por hora por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica demandada por el compresor y la sección de absorción, así como energía térmica demanda por el generador de la sección de absorción del sistema en cascada con las Ecuaciones 27 y 28.

5. Se determinó la asignación y costo de combustible por día y por año para la producción de energía eléctrica demandada por el compresor y sección de absorción, así como para la producción de energía térmica demandada por el generador de la sección de absorción.

6. Se calculó la asignación y costo del combustible anual requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la electricidad y el calor demandado al año por cada equipo de la instalación frigorífica en rediseño.

7. Se obtuvo el ahorro anual logrado tras la integración de la producción de frío por absorción, la producción de energía eléctrica y térmica en los sistemas de cogeneración.

### 2.11 Eficiencia termodinámica tras la integración del sistema en cascada

a) Sección de compresión:

1. Se calculó el  $COP_{REAL}$ ,  $COP_{carnot}$  y eficiencia termodinámica de los compresores 1 y 2 bajo sus nuevas condiciones de operación por medio de las Ecuaciones 15, 16 y 17.

b) Sección de absorción:

1. Se calculó el  $COP_{REAL}$  y el  $COP_{carnot}$  de la sección de absorción, con las Ecuaciones 18 y 16.

2. Se determinó la eficiencia termodinámica de la sección de absorción con la Ecuación 17.

### 2.12 Instrumentos de medición

Los instrumentos utilizados durante el trabajo de campo se encuentran en la

Tabla 3.

Tabla 3. *Instrumentos utilizados en el trabajo de campo.*

Instrumento	Marca	Modelo	Serie	Especificaciones
Pinzas amperimétricas	FLUKE	322	X	Intervalo: 0 a 400 A Intervalo de temperaturas de operación: -14 °F a 122 °F.
Cámara termográfica	FLIR	E4	63921656	Campo de visión: 45° x 34° Precisión: ±0.5°F
Termómetro	Traceable®	4371	181465674	Intervalo de temperatura: -58 a 572°F Precisión: ±0.5°F

## **CAPITULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

### **3.1 Paquete de refrigeración general**

#### **3.1.1 Descripción de instalación frigorífica**

El sistema frigorífico de la planta se encuentra dividido en dos instalaciones de forma independiente, una de éstas se encuentra asignada a todas las aplicaciones de refrigeración, esta instalación es conocida como paquete de refrigeración general, la cual cuenta con cuatro compresores tornillo, un condensador evaporativo, un recipiente piloto, un recipiente de alta presión, dos recirculadores de bombas, uno de éstos con economizador tipo casco y serpentín. Esta instalación se encuentra destinada para aplicaciones de baja y alta temperatura. El compresor uno y dos, como se puede observar en la Figura 16, se encuentran interconectados con el economizador y en su conjunto, se destina a las aplicaciones de baja temperatura, las cuales son: Congeladores de ráfaga, CPC, CPC Coberturas y Congelador. Para esta línea, en la temporada alta, solo opera el compresor 1, mientras que, en temporada baja, se alternan cada semana, el compresor 1 y 2. El compresor tres y cuatro se destinan a las aplicaciones de alta temperatura, las cuales corresponden a Contenedores, Bolsa grande, Recepción de Fruta Fresca, Coberturas, Recepción de fruta IQF y Empaque IQF. En la temporada de producción alta opera el compresor con mayor potencia (compresor 3) y en temporada baja, el compresor 4, el cual cuenta con variador de frecuencia, por lo que opera con capacidades desde el 25% hasta el 100%. Esta alternancia de equipos se realiza para disminuir el consumo energético ocasionado por los compresores, de forma que solo trabajan 2 compresores y 2 se encuentran detenidos. En las Figuras 16 y 17 se muestran respectivamente el diagrama de flujo y el diagrama presión-entalpía de esta instalación. En las Tablas 4 y 5 se presentan las propiedades termodinámicas del refrigerante en los diferentes puntos de la instalación del paquete de refrigeración general.

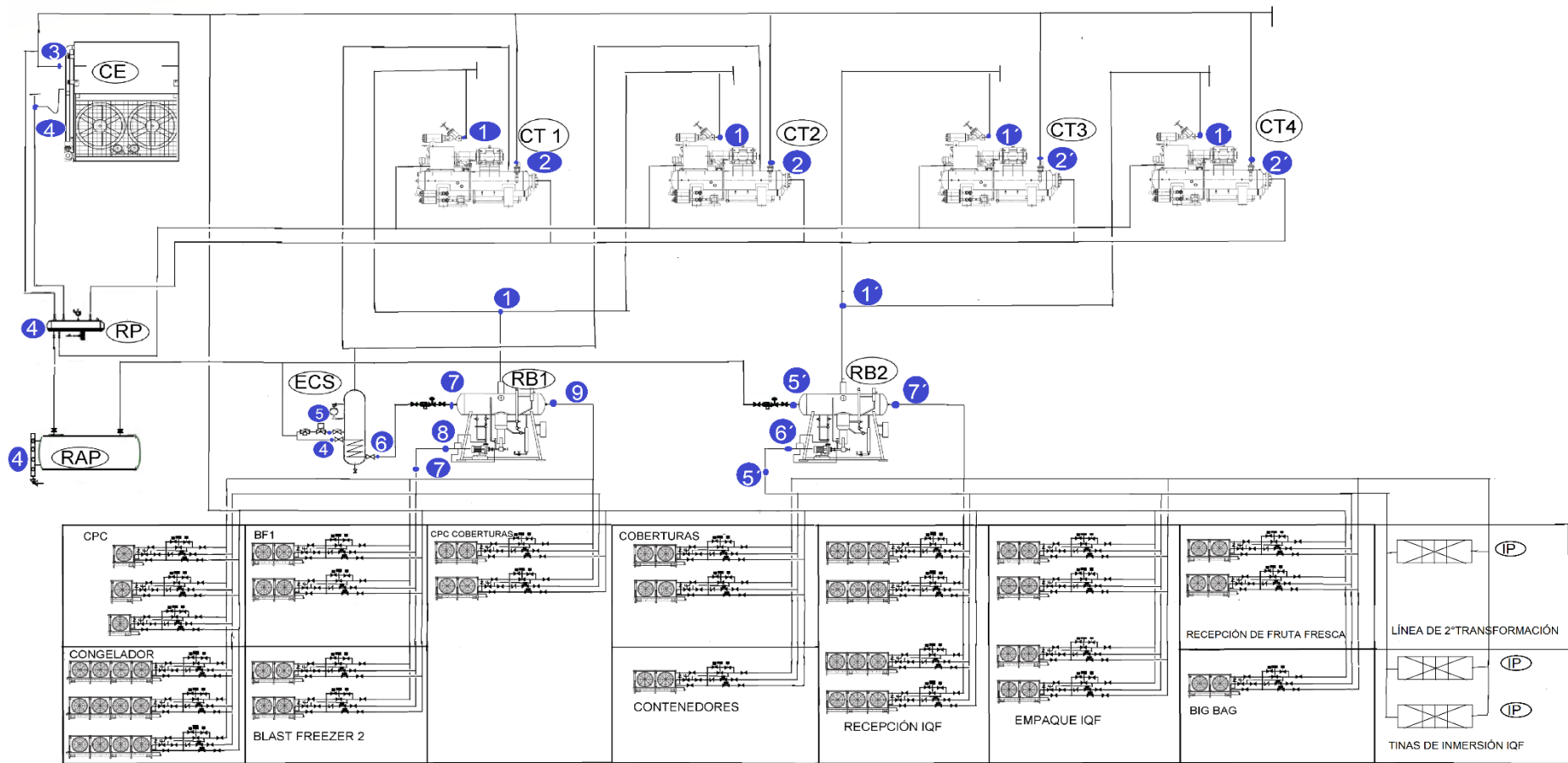


Figura 16. Diagrama de flujo del paquete de refrigeración general.

Nota: CT= Compresor tornillo, CE=Condensador evaporativo, RP=Recipiente piloto, RAP=Recipiente de alta presión, ECS=Economizador de casco y serpentín, RB=Recirculador de bombas y IP=Intercambiador de placas.

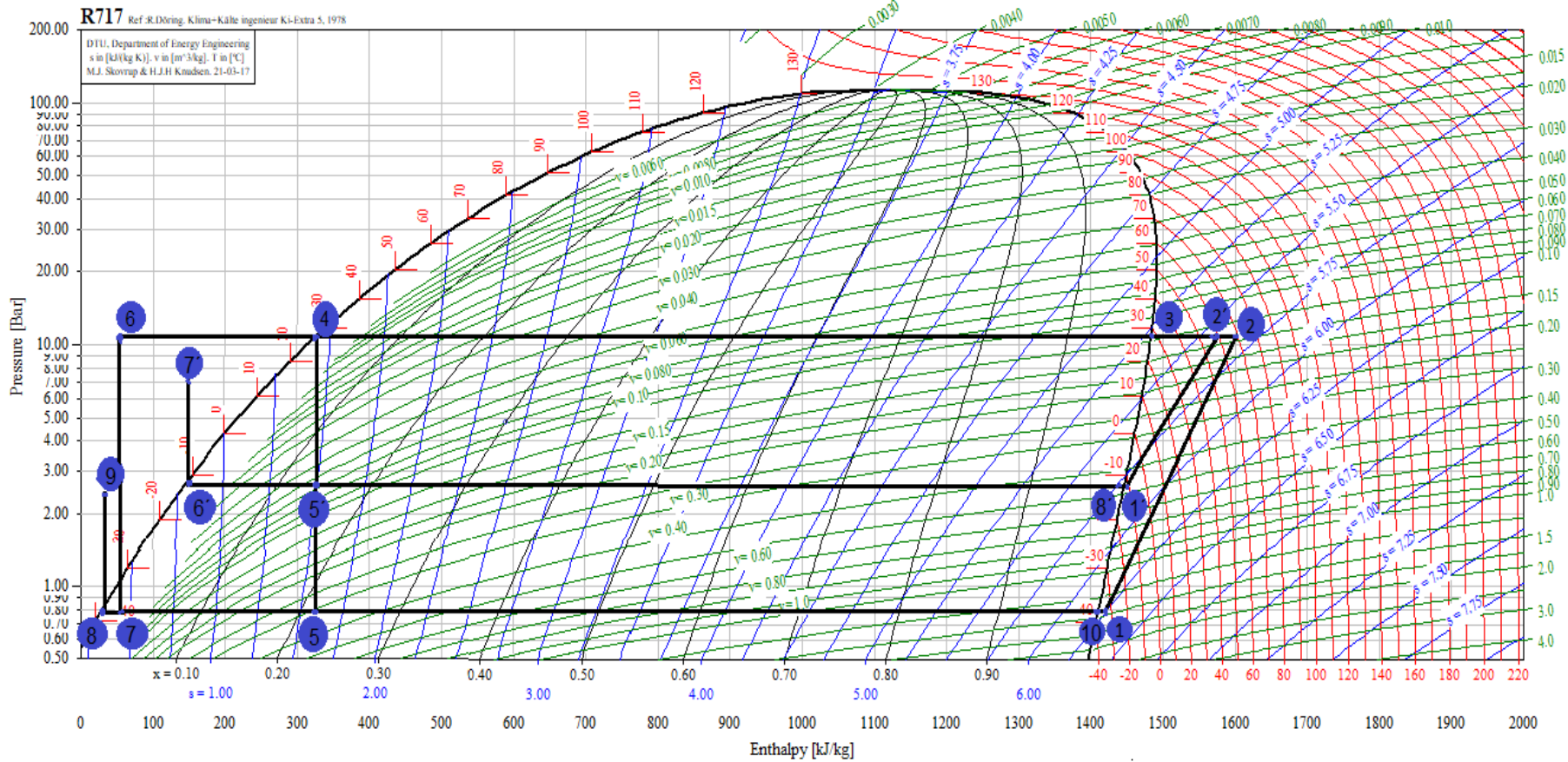


Figura 17. Diagrama presión-entalpía del paquete de refrigeración general.

Tabla 4. *Propiedades termodinámicas del refrigerante en la línea de baja temperatura.*

P T O	Propiedad termodinámica						
	T (°F)	Pabs (psia)	Pman (psig)	H ( $\frac{Btu}{lb}$ )	V ( $\frac{ft^3}{lb}$ )	S ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}C}$ )	EST
1	-31.00	11.46	6.38 inHg	609.3.0	22.79	2.67	VSC
2	158.00	154.75	140.00	690.04	2.33	2.67	VSC
3	80.60	154.75	140.00	637.90	1.93	2.27	VS
4	80.60	154.75	140.00	139.71	NA	NA	LS
5	-36.40	11.46	6.38 inHg	139.71	NA	NA	MLV 21.50% Vapor
6	-26.41	154.75	140.00	23.10	NA	NA	LSE
7	-36.40	11.46	6.38 inHg	23.10	NA	NA	MLV 2.30% Vapor
8	-36.40	11.46	6.38 inHg	12.40	NA	NA	LS
9	-37.88	34.81	20.00	10.94	NA	NA	LSE
10	-36.40	11.46	6.38 inHg	606.15	22.69	2.67	VS

Nota: PTO= Punto, LSE= Líquido subenfriado, LS= Líquido saturado, VS= Vapor saturado, VSC= Vapor sobrecalentado, MLV= Mezcla líquido-vapor y EST= Estado.

Tabla 5. *Propiedades termodinámicas del refrigerante en la línea de alta temperatura.*

P T O	Propiedad termodinámica						
	T(°F)	Pabs (psia)	Pman (psig)	H ( $\frac{Btu}{lb}$ )	V ( $\frac{ft^3}{lb}$ )	S ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}C}$ )	EST
1'	9.50	38.73	24.00	621.60	7.22	2.48	VSC
2'	140.00	154.75	140.00	679.06	2.25	2.48	VSC
3	80.60	154.75	140.00	637.90	1.93	2.27	VS
4	80.60	154.75	140.00	139.72	NA	NA	LSE
5'	10.40	38.73	24.00	139.72	NA	NA	MLV 13.90% Vapor
6'	10.40	38.73	24.00	64.19	NA	NA	LS
7'	14.32	104.43	90.00	67.83	NA	NA	LSE
8'	10.40	38.73	24.00	622.14	7.20	2.48	VS

Nota: PTO= Punto, LSE= Líquido subenfriado, LS= Líquido saturado, VS= Vapor saturado, VSC= Vapor sobrecalentado, MLV= Mezcla líquido-vapor y EST= Estado.

Con base en diagrama presión-entalpía y los datos obtenidos en las Tablas 4 y 5 se identifica que el compresor succiona vapor sobrecalentado a baja presión, (punto 1 y 1') y lo descarga a alta presión (punto 2 y 2'), aumentando la entalpía y reduciendo el volumen específico del refrigerante. El proceso de compresión se realiza a entropía constante (isentropico).

Después de la descarga del compresor, el refrigerante comienza a disminuir su temperatura, entalpía y entropía a presión constante, debido a la pérdida de calor sensible causado por el desplazamiento por la tubería, de manera que a la entrada del condensador, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado a la temperatura de condensación de 80.6 °F (punto 3).

Dentro del condensador, el refrigerante pierde calor latente efectuándose el cambio de fase a una temperatura constante y disminuyendo su entalpía, de manera que a la salida del condensador, el refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado (punto 4). Para la línea de baja temperatura, después del condensador, el refrigerante ingresa al economizador, en donde una parte del fluido se expande (punto 5) y la otra se subenfria a presión de condensación, logrando la disminución de la temperatura del refrigerante a -26.41 °F (punto 6).

Después del economizador y del condensador, para la línea de alta temperatura, el refrigerante ingresa al dispositivo de expansión, donde se reduce su presión y su temperatura a entalpía constante (expansión adiabática), obteniendo a la salida líquido y un poco de vapor, resultado de haber vaporizado una parte de su propio líquido para poder enfriarse. En el recipiente recirculador, a causa del trabajo ejercido por la bomba, el refrigerante incrementa un poco su presión (punto 8 y 6'), este incremento se pierde al desplazarse por la tubería y al ingresar a la válvula de expansión del evaporador (punto 7 y 5').

Dentro del evaporador el refrigerante absorbe calor latente a temperatura constante y aumenta su entalpía, a la salida de éste, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado (punto 9 y 7'), posteriormente, el refrigerante continúa absorbiendo calor sensible, causando el aumento de temperatura (recalentamiento) entre la salida del evaporador y la succión del compresor.

### 3.1.2 Especificaciones técnicas y capacidad instalada

En las Tablas 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12 se presentan las especificaciones y capacidades instaladas de los equipos pertenecientes al paquete de refrigeración general.

Tabla 6. *Especificaciones técnicas y capacidad instalada de compresores del paquete de refrigeración general.*

C	Marca	Modelo	P (kWh)	Cap (%)	Po (psig)	T (°F)	P (psig)	Td (°F)	Q <sub>o</sub> (TR)
1	MYCOM	250VMD	298.28	100	6.38 inHg	-36.4	140	140	137.666
2	MYCOM	250VSD	260.99	100	6.38 inHg	-36.4	140	158	109.051
3	MYCOM	200VLD	298.28	100	25	10.4	140	158	243.271
4	MYCOM	200VSD	186.42	25-100	25	10.4	140	131	160.219

Nota: C=Compresor, Cap=Capacidad.

Tabla 7. *Especificaciones técnicas y capacidad instalada del condensador evaporativo del paquete de refrigeración general.*

<b>Tipo</b>	Evaporativo
<b>Marca</b>	EVAPCO
<b>Modelo</b>	ATC-1046E-1G
<b>Motor Ventilador (2) (kWh)</b>	18.642
<b>Cosφ Ventilador</b>	0.840
<b>Bomba (2) (kWh)</b>	3.728
<b>Cosφ Bomba</b>	0.820
<b>Temperatura de condensación (°F)</b>	80.60
<b>Temperatura de bulbo húmedo (°F)</b>	68.00
<b>Q<sub>o</sub>(TR)</b>	707.851

Tabla 8. *Especificaciones técnicas de las bombas de los recirculadores del paquete de refrigeración general.*

Recirculador	Marca	Modelo	Potencia (kWh)
Línea de baja temperatura	TEIKOKU	R42-216F-4AM	2.46
Línea de alta temperatura	TEIKOKU	R42-316F-4AM	2.24



Tabla 9. Marca y modelo de los evaporadores del paquete de refrigeración general.

Aplicación	Marca	Modelo	NE	NTE
Congelador ráfaga 1	FRICK	ICB-2B-5010-3-5-HGU	2	2
Congelador ráfaga 2	FRICK	ICB-2B-5010-3-5-HGU	2	2
CPC 1	FRICK	ICB-1B-2210-4	3	1
CPC Coberturas	EVAPCO	SSTL2-02219-3	2	2
Congelador	EVAPCO	SSTL4-05005-3	3	4
Contenedores	EVAPCO	SSTL2-02876-3	1	2
Bolsa grande	FRICK	ICB-2A-306-3	1	2
Recepción de fruta fresca	FRICK	ICB-2B-4210-4	2	2
Coberturas	EVAPCO	SSTW2-01036-4	2	2
Recepción de fruta IQF	EVAPCO	SSTM3-02159-4-HGC	4	3
Empaque IQF	EVAPCO	SSTW2-00797-4	4	2

Nota: NE=Número de evaporadores, NTE=Número de turbinas por evaporador.

Tabla 10. Capacidad instalada de los evaporadores del paquete de refrigeración general

Aplicación	Temperatura de la aplicación (°F)	Potencia del motor (kWh)	Potencia total de motores (kWh)	$Q_o$ (TR)
Congelador ráfaga 1	-22.000	3.728	14.912	35.571
Congelador ráfaga 2	-22.000	3.728	14.912	35.571
CPC 1	-31.000	3.728	11.184	32.549
CPC Coberturas	-22.000	2.237	8.948	32.131
Congelador	-40.000	5.593	67.116	108.207
Contenedores	41.000	2.237	4.474	21.056
Bolsa grande	41.000	1.491	2.982	10.627
Recepción fruta fresca	41.000	2.237	8.948	21.255
Coberturas	41.000	0.373	1.492	12.638
Recepción de fruta IQF	41.000	0.746	8.952	56.997
Empaque IQF	41.000	0.373	2.984	25.276

Tabla 11. *Especificaciones técnicas del intercambiador de placas destinado a la línea de segunda transformación.*

<b>Marca</b>	Alfa Laval
<b>Modelo</b>	M10-BWFD
<b>Serie</b>	30116-95050
<b>Flujo volumétrico de producto (<math>ft^3/h</math>)</b>	35.3
<b>Temperatura de entrada del producto (°F)</b>	194.0
<b>Temperatura de salida del producto (°F)</b>	104.0
<b>Temperatura de entrada del agua (°F)</b>	104.0
<b>Temperatura de salida del agua (°F)</b>	41.0
<b>Caudal (<math>ft^3/h</math>)</b>	2 053.3
<b><math>Q_o</math>(TR)</b>	16.5

Tabla 12. *Especificaciones técnicas de los intercambiadores de placas destinados a las tinas de inmersión del túnel IQF.*

<b>Flujo másico de producto (lb/h)</b>	4 850.2
<b>Temperatura de entrada del producto (°F)</b>	60.8
<b>Temperatura de salida del producto (°F)</b>	42.8
<b>Temperatura de entrada del agua (°F)</b>	50.0
<b>Temperatura de salida del agua (°F)</b>	42.8
<b>Caudal (<math>ft^3/h</math>)</b>	1 002.6
<b><math>Q_o</math>(TR)</b>	12.5

Nota: Son dos intercambiadores de placas con las mismas condiciones de operación, estos intercambiadores fueron diseñados en la propia empresa, por lo que no cuentan con marca ni modelo.

### 3.1.3 Capacidad instalada versus Capacidad requerida

En las Tablas 13, 14 y 15 se presentan los resultados de capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los compresores, condensador y evaporadores destinados al paquete de refrigeración general. Los resultados de eficiencia operativa superiores al 100% demuestran carencia en la capacidad de los equipos, ya que éstos no cumplen con los requerimientos de potencia frigorífica demanda por las aplicaciones a las que se encuentran destinados.

Como se observa en los resultados presentados en la Tabla 13 (página siguiente), los compresores 1 y 2, destinados a las aplicaciones de baja temperatura, se encuentran carentes de capacidad. En el diseño original de la

Tabla 13. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los compresores del paquete de refrigeración general.*

Compresor	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
1	137.666	174.100	126.466
2	109.051	119.500	109.581
3	243.271	233.500	95.983
4	160.219	129.000	80.625

instalación no se contaba con la aplicación de Congelador, tras la implementación de esta cámara, las aplicaciones de baja temperatura no logran la temperatura de diseño. En temporada alta todas las cámaras se encuentran a temperaturas próximas de  $-13$  °F. Mientras que, en temporada baja, se encuentran a temperaturas próximas a los  $-22$ °F. Estas carencias de capacidad causan la prolongación de los tiempos de congelación de los productos.

En el caso de los compresores pertenecientes a las aplicaciones de alta temperatura, el compresor 3 se encuentra limitado de capacidad, sin embargo esto no representa una problemática en los requerimientos de las aplicaciones, debido al gran diferencial de temperatura entre la temperatura de succión del compresor ( $10.4$  °F) y la temperatura de las cámaras ( $41$  °F), por lo que las aplicaciones logran la temperatura establecida. El compresor 4 cuenta con variador de frecuencia, lo cual permite la regulación el consumo energético del equipo con base en los requerimientos de la instalación.

Tabla 14. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete de refrigeración general.*

Condensador	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
ATC-1046E-1G	707.851	680.357	96.110

Los resultados presentados en la Tabla 14, demuestran que el condensador se encuentra limitado de capacidad, esto justifica que el equipo no sea capaz de llevar a cabo el subenfriamiento del refrigerante a la salida de éste. A pesar de esta limitante, gracias al efecto del economizador, es posible llevar a cabo el

subenfriamiento del refrigerante para las aplicaciones de baja temperatura, mientras que, para las aplicaciones de alta temperatura, se logra el retiro de calor latente dentro del equipo de condensación, obteniendo a la salida de éste, líquido saturado a la temperatura de condensación.

Tabla 15. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los evaporadores.*

<b>Aplicación</b>	<b>Capacidad instalada <math>Q_o</math> (TR)</b>	<b>Capacidad requerida <math>Q_o</math> (TR)</b>	<b><math>\epsilon</math> (%)</b>
Congelador ráfaga 1	35.571	23.900	67.190
Congelador ráfaga 2	35.571	23.900	67.190
CPC 1	32.549	26.900	82.645
CPC Coberturas	32.131	29.300	91.189
Congelador	108.207	70.100	64.783
Contenedores	21.056	21.700	103.059
Bolsa grande	10.627	7.400	69.634
Recepción de fruta fresca	50.610	45.000	88.915
Coberturas	16.403	15.500	94.495
Recepción de fruta IQF	56.997	71.300	125.094
Empaque IQF	25.276	31.200	123.437

Como se observa en la Tabla 15, la selección de los evaporadores es adecuada. La mayoría de las aplicaciones no cuenta con sobredimensionamiento excesivos en estos equipos que provoquen consumos energéticos innecesarios. Las aplicaciones de Recepción de fruta IQF y Empaque IQF indican eficiencias operativas superiores al 100%, lo cual demuestra carencia de capacidad. Durante el trabajo de campo, se obtuvo una potencia de 2.504 kWh, 0.778 kWh, 13.906 kWh por motor del evaporador de Recepción de fruta IQF, Empaque IQF y Congelador, respectivamente (Tabla 29, página 76). La memoria de cálculo para la obtención de la potencia de estos equipos puede ser consultada en el Apéndice III. Sin embargo, en las fichas técnicas de éstos (Tabla 10, página 61), la potencia es de 0.746 kWh, 0.372 kWh, 13.906 kWh por motor, respectivamente, siendo una potencia menor a las obtenidas durante el trabajo

de campo para las aplicaciones de Recepción de fruta IQF, Empaque IQF y una potencia mayor a la obtenida en el trabajo de campo para la aplicación del Congelador. Esto se atribuye a un error en el modelo del evaporador con el que cuenta la planta o cambio de motor de los evaporadores. La aplicación de Contenedores tiene una pequeña falta de capacidad del 3%.

### 3.1.4 Consumo energético y costos operación

Para los cálculos de costo de operación de esta instalación se consideró el costo por kWh de la zona del Bajío, es cual es de \$2.54 y \$ 3.0309 en la hora pico (de las 18:00 a las 22:00 horas).

#### 3.1.4.1 Compresores

La operatividad de la planta se divide en dos temporadas, la temporada de producción alta y la temporada de producción baja (Tabla 16). Durante la temporada alta, los dos compresores en operación trabajan 24 horas al día. Mientras que, en la temporada baja, el compresor que se encuentra trabajando para la línea de baja temperatura se apaga en la hora pico. Durante la temporada alta, trabaja el compresor 1 y 3, mientras que, en la temporada baja, para la línea de baja temperatura, la operatividad de los compresores es alternada cada semana y para la línea de alta temperatura el compresor 4, el cual cuenta con variador de frecuencia. En la Tabla 17 se muestran los días de trabajo al año de cada compresor. En las Figuras 18, 19, 20, 21 y 22 se muestra el consumo energético por hora de los compresores pertenecientes al paquete de refrigeración general. En el Apéndice XI se encuentran las fechas correspondientes a los días del trabajo de campo.

Tabla 16. *Temporadas de producción de la planta procesadora de frutas.*

Temporada	Meses	Días
Baja	enero, febrero, marzo, abril, mayo, octubre, noviembre, diciembre	240
Alta	junio, julio agosto y septiembre	120

Tabla 17. *Días de trabajo al año de los compresores del paquete de refrigeración general.*

Compresor	Trabajo al año (Días)	Trabajo al día en temporada baja (h)	Trabajo al día en temporada alta (h)
1	240	20	24
2	120	20	0
3	120	0	24
4	240	24	0

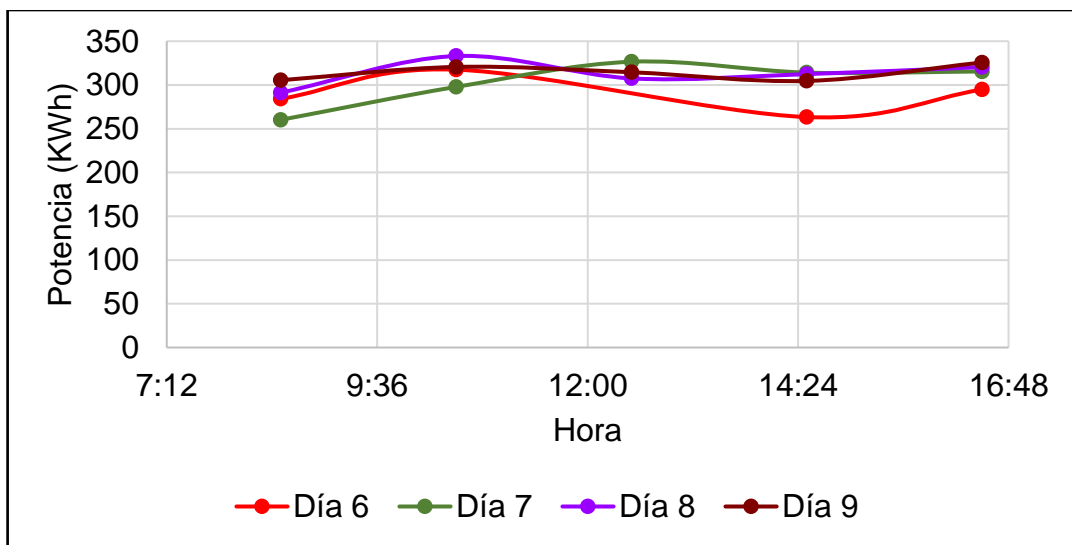


Figura 18. *Potencia consumida por el compresor 1.*

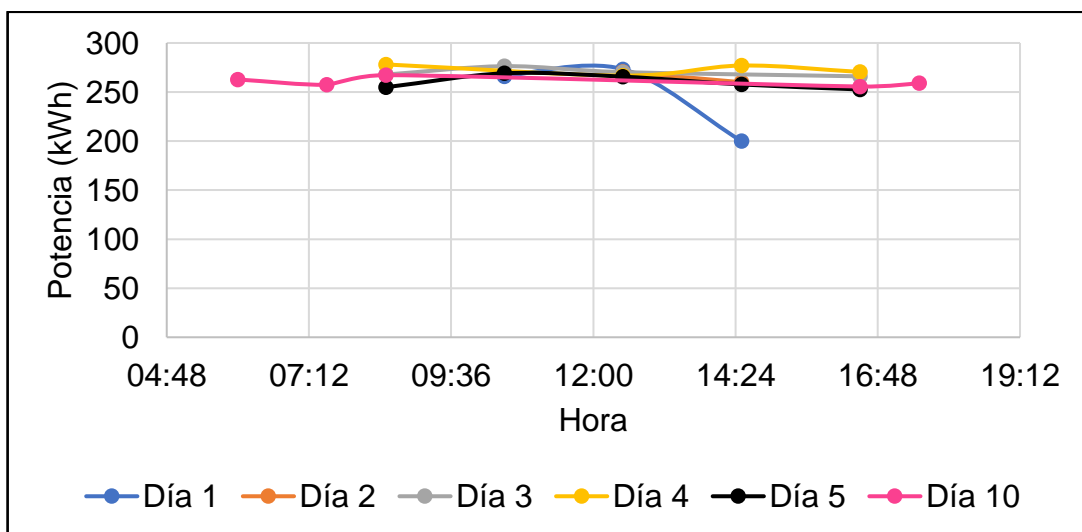


Figura 19. *Potencia consumida por el compresor 2.*

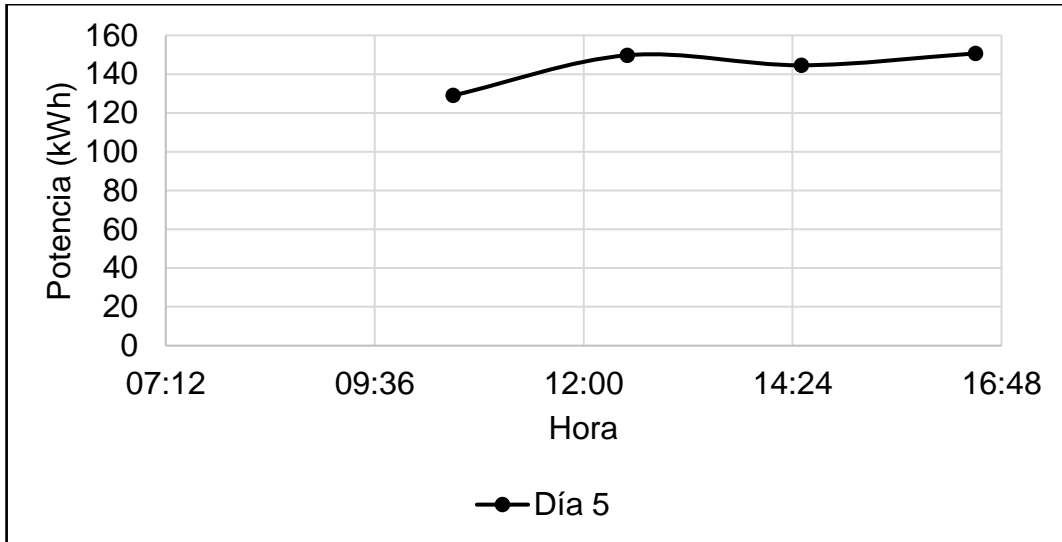


Figura 20. *Potencia consumida por el compresor 3.*

Nota: La variación en los días de toma de potencia de los compresores es debida a que los equipos operan en diferentes días.

En las Figuras 18 a la 20 se observa una potencia próxima de los equipos en las diferentes horas del día. Las pequeñas variaciones en los gráficos se atribuyen a factores que causan el incremento de la carga térmica, como la introducción materia prima, el ingreso de personas y montacargas. Para el cálculo del consumo energético de cada compresor, se consideró el promedio del día que presentó menor variación, para el caso del compresor 1 fue el día 9 (Apéndice XI), para el compresor 2 el día 4 (Apéndice XI). En el caso del compresor 3, solo se cuenta con los datos del día 5, debido a que durante el trabajo de campo, la planta se encontraba en temporada baja y este equipo no operaba. Para el cálculo del consumo anual de este compresor, se obtuvo el promedio del consumo de 12:30, 14:30 y 16:30 horas, por ser los valores más próximos.

En la Figura 21 (página siguiente), se observa la fuerte variación en la potencia consumida por el compresor 4, esta variación se debe a la implementación de un variador de frecuencia en el equipo, de forma que la potencia consumida por el motor se ajusta en función a los requerimientos de la planta. La capacidad del compresor se regula en función de la presión de succión éste, al incrementarse la presión de succión del equipo y por ende la temperatura del espacio refrigerado a causa del ingreso de producto dentro de las cámaras y personal en

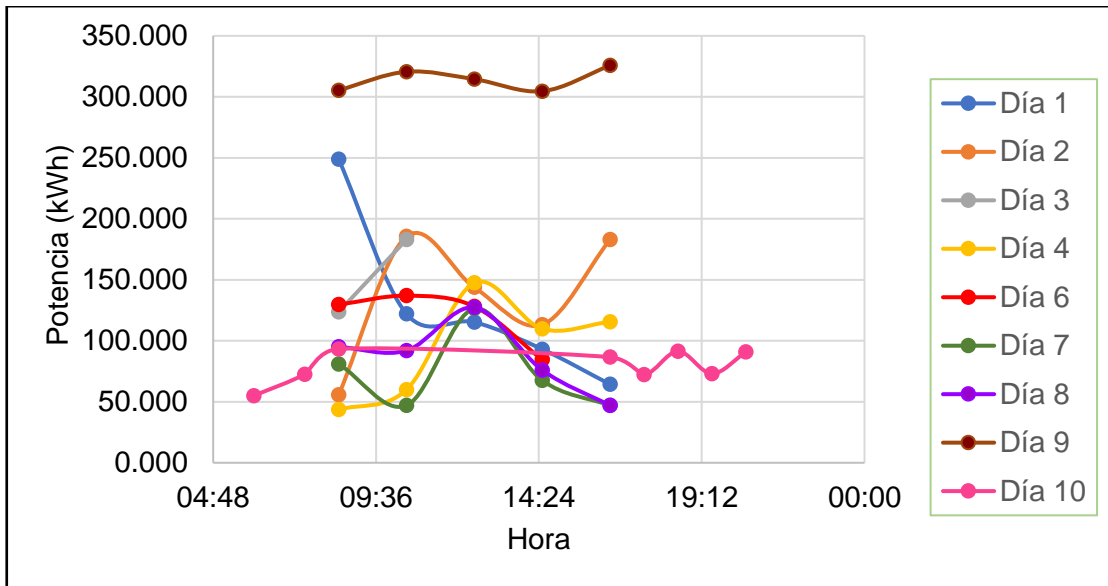


Figura 21. Potencia consumida por el compresor 4.

el área de proceso, la capacidad del compresor aumenta para lograr mantener la presión de succión. Por lo contrario, el compresor disminuye su capacidad cuando los espacios refrigerados se encuentran en las condiciones establecidas. En este caso, el grado de apertura de la válvula deslizante juega un papel muy importante en el control de la presión de succión del compresor, cuando la presión de succión se incrementa, la válvula deslizante aumenta el grado de apertura hasta lograr reducir la presión de succión a los valores establecidos. Por lo contrario, cuando la presión de succión disminuye, la válvula disminuye el grado de apertura.

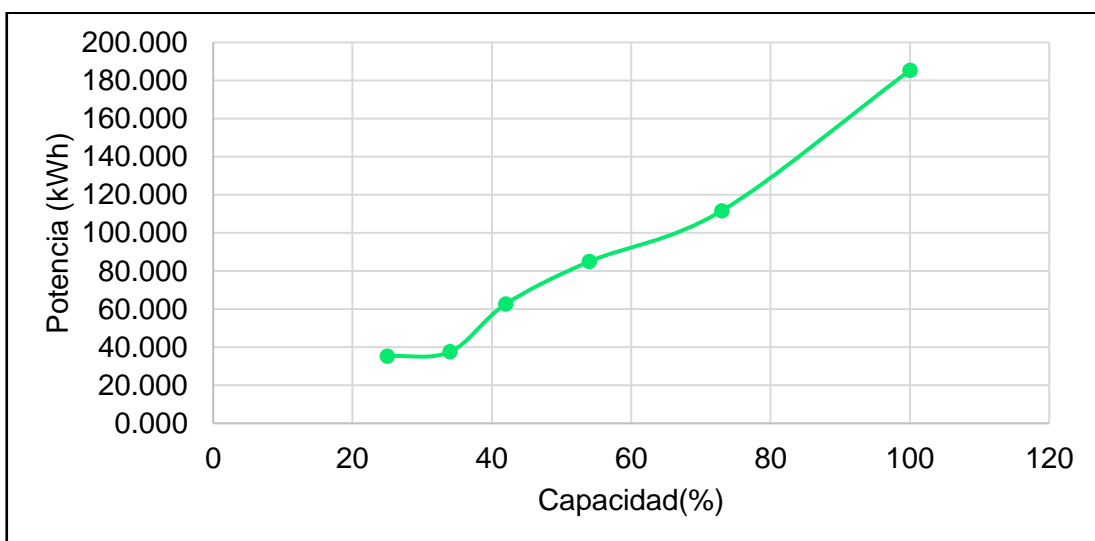


Figura 22. Potencia (kWh) versus Capacidad (%) del compresor 4 día 9.



En la Figura 22, se muestra la potencia del compresor en función de la capacidad de operación. Al incrementarse la capacidad del compresor, el variador de frecuencia aumenta la velocidad de los motores, por lo que provoca el aumento de la potencia del equipo. La capacidad del compresor se regula en función a la presión de succión del equipo, de forma que la electricidad que llega al motor se ajusta en función de la demanda real de la aplicación.

De las Tablas 18 a la 23 se presentan los resultados de consumo energético y costo de operación de los compresores del paquete de refrigeración general.

Tabla 18. *Consumo energético de los compresores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general.*

Compresor	Hora (kWh)	Día temporada baja (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
1	314.167	6 283.340	7540.008	1 658 801.760
2	273.100	54 62.000	X	655 440.000

Tabla 19. *Costo de operación de los compresores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general.*

Compresor	Hora (\$)	Hora Pico (\$)	Día temporada baja (\$)	Día Temporada alta (\$)	Año (\$)
1	797.984	952.209	15 959.680	19 768.52	4 287 384.270
2	693.674	827.739	13 873.480	X	1 664 817.600

Tabla 20. *Consumo energético del compresor 3.*

Hora (kWh)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
148.333	3 560.000	17 800.000

Tabla 21. *Costo de operación del compresor 3.*

Hora (\$)	Hora Pico (\$)	Día (\$)	Año (\$)
376.767	449.584	9 333.679	1 120 040.080

Tabla 22. Consumo energético del compresor 4.

Capacidad (%)	Hora (kWh)	Día (kW día)	Año (kW año)
25	35.283	846.800	203 232.000
34	37.567	901.600	216 384.000
42	62.633	1 503.200	360 768.000
54	84.967	2 039.200	489 408.000
73	111.600	2 678.400	642 816.000
100	185.350	4 448.400	1 067 616.000

Tabla 23. Costo de operación del compresor 4.

Capacidad (%)	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día (\$)	Año (\$)
25	89.620	106.940	2 220.150	532 837.040
34	95.419	113.861	2 363.830	567 319.180
42	159.089	189.835	3 941.110	945 867.560
54	215.815	257.525	5 346.410	1 283 138.050
73	283.464	338.248	7 022.270	1 685 345.700
100	470.789	561.777	11 662.890	2 799 093.42 0

Con base en los datos mostrados en las Tablas de la 18 a la 23, se determina que los compresores con mayor consumo energético y costos de operación son los compresores 1 y 2 correspondientes a la línea de baja temperatura. Esto se encuentra relacionado con la mayor potencia de los motores con los que cuentan estos equipos. Los compresores 1, 2 al tener escasa capacidad y tratar de cumplir con los requerimientos de frío de sus aplicaciones, causan que el motor de estos equipos trabaje a su máxima capacidad, la cual incluso supera la potencia nominal de éste (Tabla 6, página 60). Así como provoca que el grado de apertura de la válvula deslizante siempre sea 100 % (Apéndice XI). Para el compresor 4, el gasto energético para operar entre el 25% y el 100% de su capacidad representa una diferencia anual de \$ 2 266 256.38, en el Apéndice XI se muestra la variación de la capacidad del compresor 4. El costo de operación anual total de los compresores del paquete de refrigeración general, considerando la operatividad del compresor 4 al 54% es de \$ 8 355 380.00,

representando el 65% del costo de operación anual total de la instalación frigorífica.

### 3.1.4.2 Condensador

Para el condensador del paquete de refrigeración general, se obtuvo el consumo y gasto energético perteneciente a los motores de sus ventiladores y a los motores de sus bombas. Los motores de los ventiladores de este equipo cuentan con variador de frecuencia, se consideró un trabajo 24 horas al día y 360 días al año. En las Figuras 23 y 24 se muestra la intensidad por hora de los ventiladores del condensador evaporativo.

En las Figuras 23 y 24 (página siguiente) se observa la variación del amperaje de los motores de los ventiladores del condensador evaporativo, este cambio lo origina el variador de frecuencia con el que cuenta cada uno de los motores. Este dispositivo regula la velocidad de los ventiladores en función de la temperatura de condensación establecida, si la temperatura de condensación se incrementa, el variador de frecuencia incrementa la velocidad para llegar a la temperatura predeterminada, mientras que cuando la temperatura de condensación disminuye, sucede lo contrario. Para la obtención del consumo y gasto

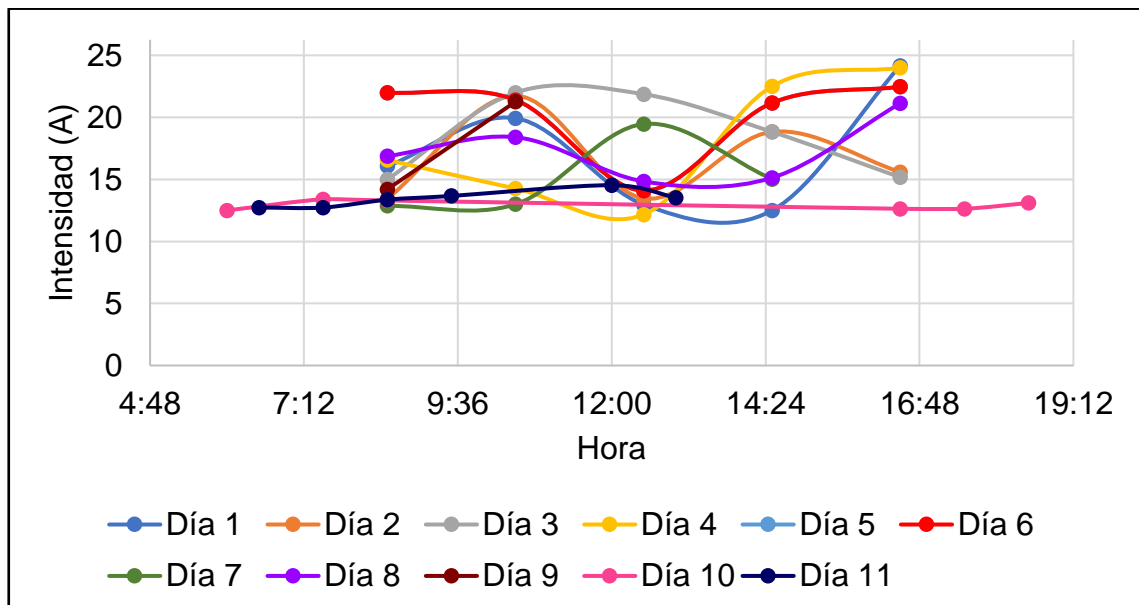


Figura 23. Intensidad (A) por hora consumida por el motor del ventilador 1 del condensador evaporativo del paquete de refrigeración general.

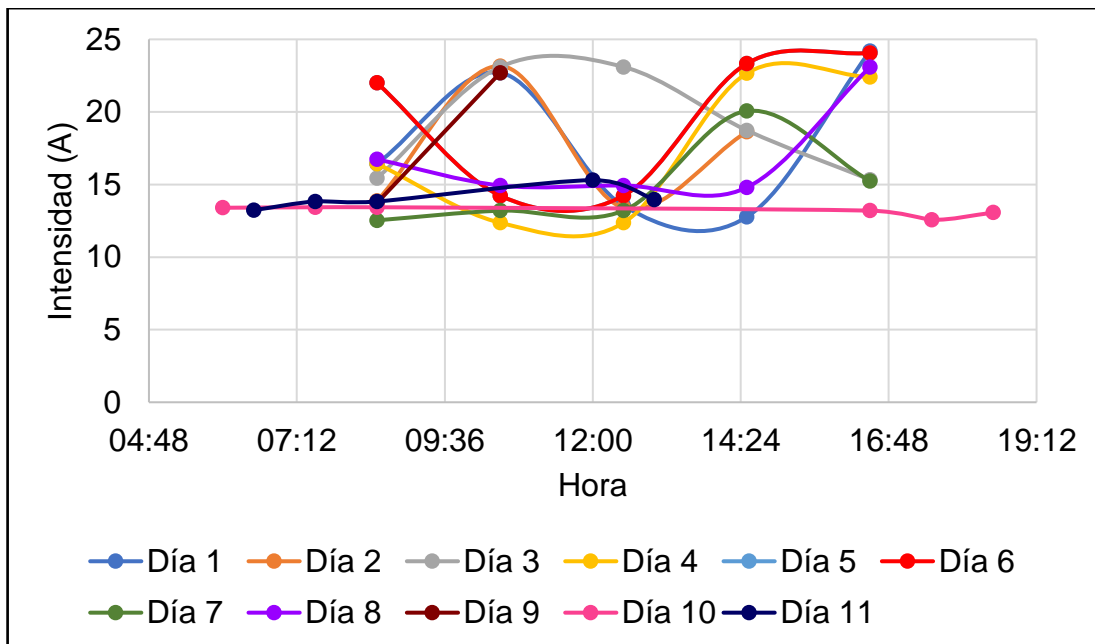


Figura 24. Intensidad (A) por hora consumida por el motor del ventilador 2 del condensador evaporativo del paquete de refrigeración general.

energético anual de los ventiladores, se promedió la intensidad por hora del día 10 (Apéndice XI), por ser el más constante, para el consumo y gasto energético de las bombas se promediaron todos los datos obtenidos por ser muy próximos, la intensidad de estos equipos puede consultarse en el Apéndice XI.

En las Tablas 24 y 25 se presentan los resultados de consumo energético y costo de operación del condensador del paquete de refrigeración general.

Tabla 24. Consumo energético del condensador del paquete de refrigeración general.

	Hora (kWh)	Día (kW día)	Año (kW año)
Ventilador 1	8.276	198.622	71 503.980
Ventilador 2	8.511	204.256	73 532.020
Bomba 1	4.020	96.488	35 218.210
Bomba 2	3.622	86.934	31 730.860
<b>Total</b>	<b>24.420</b>	<b>586.300</b>	<b>211 985.070</b>

Como se observa en la Tabla 24, la variación del consumo energético entre los motores de los ventiladores es mínima, al igual a que el consumo entre los motores de las bombas. El consumo energético ocasionado por los motores de

los ventiladores, es mayor debido a que la potencia con la que cuentan estos motores es mayor (Tabla 7, página 60).

Tabla 25. Costo de operación del condensador del paquete de refrigeración general

	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día (\$)	Año (\$)
Ventilador 1	21.021	25.083	520.751	187 470.320
Ventilador 2	21.617	25.795	535.521	192 787.490
Bomba 1	10.212	12.185	252.975	91 070.830
Bomba 2	9.201	10.979	227.925	82 052.870
<b>Total</b>				<b>553 381.510</b>

Los datos obtenidos en la Tabla 25 muestran que, el costo de operación anual ocasionado por estos equipos es muy bajo en comparación al causado por los compresores, esto se debe a la poca potencia con la que cuentan sus motores. El gasto energético anual causado por el condensador representa el 4.3% del gasto anual total de la instalación

#### 3.1.4.3 Bombas de los recirculadores

En la obtención del consumo energético y costos de operación correspondientes a las bombas de los recirculadores, para el recirculador de la línea de baja temperatura, en temporada alta se considera un trabajo de 24 horas al día y 120 días al año. Mientras que, en temporada baja, un trabajo de 20 horas al día y 240 días al año. El recirculador de alta temperatura trabaja 24 horas al día los 360 días al año. Cada recirculador cuenta con dos bombas, una en paro y otra trabajando, por si la bomba que trabaja presenta alguna avería. En las Tablas 26 y 27 se muestran los resultados de consumo energético y costos de operación de las bombas de los recirculadores.

Con base en los datos presentados en la Tabla 26 (página siguiente) se determina que la bomba del recirculador de la línea de alta temperatura representa un consumo energético anual aproximadamente 52.3% mayor que la bomba del recirculador de la línea de baja temperatura. Esto se debe a que la bomba del recirculador de alta temperatura es de mayor potencia; al trabajar con

Tabla 26. Consumo energético de las bombas de los recirculadores del paquete de refrigeración general.

Recirculador	Hora (kWh)	Día temporada baja (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
Línea de baja temperatura	1.546	30.930	37.115	11 876.940
Línea de alta temperatura	2.626	63.021		22 687.580

presiones positivas (20 psig), requiere una mayor potencia para lograr el desplazamiento del refrigerante. Mientras que la línea de baja temperatura al trabajar con presiones de vacío requiere menor potencia para desplazar el fluido. El otro factor que causa el incremento en el consumo anual es el tiempo de operación de las bombas; el recirculador de alta temperatura trabaja 24 horas todo el año, mientras que el de baja temperatura solo trabaja 20 horas en la temporada baja. El consumo energético causado por estos equipos es el menor de todo el paquete de refrigeración general, debido a que cuenta con motores de poca potencia: 2.46 kWh para el recirculador de baja temperatura y 2.24 kWh para el recirculador de alta temperatura (Tabla 8, página 60). En los datos presentados en el Apéndice XI, se observa como la intensidad de estos equipos es siempre constante.

Tabla 27. Costo de operación de la bomba de los recirculadores del paquete de refrigeración general.

Recirculador	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día temporada baja (\$)	Día temporada alta (\$)	Año (\$)
Línea de baja temperatura	3.928	4.687	78.561	97.310	30 531.840
Línea de alta temperatura	6.670	7.959	165.230		59 482.670
<b>Total</b>					90 014.510

Como se observa en la Tabla 27, el costo de operación causado por las bombas de los recirculadores es el mínimo del paquete de refrigeración general, representando el 0.74 % del gasto anual total de la instalación.

### 3.1.4.4 Evaporadores

Para los evaporadores pertenecientes a la línea de baja temperatura se considera un trabajo al año de 360 días, las horas de trabajo al día de los evaporadores de estas aplicaciones se encuentran en la Tabla 28. En temporada baja, al igual que los compresores, los evaporadores se apagan durante la hora pico. CPC de coberturas no opera en noviembre y diciembre. Para la línea de alta temperatura, las aplicaciones de Recepción IQF y Empaque IQF solo trabajan de febrero a mayo 1 turno y de junio a septiembre 2 turnos, Coberturas no opera los meses de noviembre, diciembre y enero, para el resto de las aplicaciones se consideran 360 días de trabajo al año. Los resultados de consumo y costos de operación para evaporadores se muestran en las Tablas 29 y 30.

Tabla 28. Horas de trabajo al día de los motores de los evaporadores por aplicación.

Aplicación	Día temporada baja (h)	Día temporada alta (h)	Días de trabajo al año
Congelador ráfaga 1	17.300	21.300	360
Congelador ráfaga 2	18.210	21.300	360
CPC1	16.000	20.000	360
CPC Coberturas	17.850	21.850	300
Congelador	17.440	21.440	360
Contenedores	22.033	22.033	360
Bolsa grande	7.167	15.167	360
Coberturas	7.250	14.500	270
Recepción de fruta fresca	7.167	23.167	360
Recepción de fruta IQF	6.500	21.000	240
Empaque IQF	6.000	13.000	240

Nota: Las horas de operatividad al día en las diferentes temporadas se obtuvieron con base en los turnos de operación de cada aplicación y el tiempo de deshielo de los evaporadores, los cuales pueden consultarse en el Apéndice X.

Con base en los resultados obtenidos en la Tabla 29 (página siguiente), se puede determinar que las aplicaciones con mayor consumo energético al día en temporada alta son el Congelador, precedido de Recepción de fruta IQF y del

Tabla 29. Consumo energético de los evaporadores del paquete de refrigeración general.

Aplicación	Hora (kWh)	Día temporada baja (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
Congelador ráfaga 1	8.156	141.093	173.716	54 708.220
Congelador ráfaga 2	8.332	151.720	177.465	57 708.500
CPC 1	10.672	170.752	213.440	66 593.380
CPC Coberturas	10.359	184.912	226.349	60 446.130
Congelador	166.872	2910.240	3 577.727	1 127 784.840
Contenedores	2.838	62.428		22 474.150
Bolsa grande	2.956	21.182	44.823	10 462.510
Recepción de fruta fresca	3.999	28.659	92.637	17 994.550
Coberturas	1.491	10.813	21.625	4 216.934
Recepción de fruta IQF	30.052	195.338	631.092	75 731.000
Empaque IQF	6.222	37.333	80.889	9 706.690
				1 507 826.900

Nota: Debido a que la aplicación de Coberturas no se encontraba en funcionamiento, el consumo energético se calculó en función de la potencia del modelo del evaporador.

resto de las aplicaciones de la línea de baja temperatura. Esto se ve justificado por el incremento en la potencia de los motores de estos evaporadores. Al incrementar la carga térmica del espacio refrigerado, se requiere una mayor potencia de los motores de los ventiladores para lograr la correcta distribución del aire, las dimensiones de cada aplicación también influyen en la carga térmica y por ende en la selección del evaporador. El número de motores utilizados y la potencia de éstos representa un papel importante en el consumo energético. El mayor consumo energético anual corresponde a las aplicaciones de la línea de baja temperatura y Recepción de fruta IQF, debido a que las aplicaciones de baja temperatura operan los tres turnos, los 360 días al año (a excepción de CPC Coberturas). Recepción de fruta IQF es la aplicación de alta temperatura con mayor número evaporadores y motores de éstos.



Tabla 30. Costos de operación de los evaporadores del paquete de refrigeración general.

Aplicación	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día Tempo. Baja (\$)	Día Tempo. Alta (\$)	Año (\$)
Congelador ráfaga 1	20.715	24.719	358.376	446.443	139 583.440
Congelador ráfaga 2	21.162	25.252	385.368	456.077	147 217.620
CPC 1	27.107	32.346	433.711	542.138	169 147.180
CPC Coberturas	26.312	31.397	469.677	584.335	154 662.120
Congelador	423.854	505.771	7392.010	9205.386	2 878 728.800
Contenedores	7.208	8.601	161.354		51 633.170
Bolsa grande	7.507	8.958	53.803	113.851	33 780.590
Recepción de fruta fresca	10.157	12.120	72.793	241.516	46 452.150
Coberturas	3.788	4.520	27.464	57.857	11 062.433
Recepción de fruta IQF	76.332	91.085	496.158	1617.725	194 127.030
Empaque IQF	15.804	18.859	94.827	205.458	24 655.000
<b>Total</b>					<b>3 851 049.530</b>

Los datos presentados en la Tabla 30 muestran que la aplicación con mayor costo de operación anual en evaporadores es el Congelador. El costo de operación anual de los evaporadores representa el 29.97% del costo de operación anual total de la instalación.

### 3.1.5 Eficiencia termodinámica

La eficiencia termodinámica de los compresores se obtuvo siguiendo la metodología mostrada en el Apéndice IV. Para el compresor 4, debido a que la potencia frigorífica real influye en el valor obtenido del Coeficiente de rendimiento real y por ende, en el resultado de eficiencia termodinámica, esta potencia frigorífica real no puede calcularse cada vez que el variador de frecuencia disminuye la capacidad del compresor, a causa de una disminución en la potencia frigorífica de las aplicaciones a las que se encuentra destinado. Por lo

que, el  $COP_{real}$ ,  $COP_{carnot}$  y eficiencia termodinámica, solo se calcularon a una capacidad intermedia de operación del compresor del 54%. De las Tablas 31 a la 34 se presentan los resultados de eficiencia termodinámica de los compresores del paquete de refrigeración general.

Tabla 31. Eficiencia termodinámica del compresor 1.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	484.563	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		1.542	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	314.167		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	235.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		3.617	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	300.170		

Tabla 32. Eficiencia termodinámica del compresor 2.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	383.859	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		1.406	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	273.100		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	235.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		3.617	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	300.170		

Según la información proporcionada por el fabricante del equipo, una eficiencia termodinámica del compresor del 70% es considerada muy buena debido a las pérdidas por fricción, de flujo y de transferencia de calor que pueda llegar a sufrir el equipo. En los resultados de las Tablas 31 y 32 se demuestra que, los equipos pertenecientes a la línea de baja temperatura se encuentran carentes de eficiencia termodinámica, esto se asocia a la falta de capacidad con las que cuentan estos compresores y al elevado consumo energético que producen sus motores para tratar de cumplir con la potencia frigorífica que requieren sus aplicaciones.

Tabla 33. Eficiencia termodinámica del compresor 3.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	821.92	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		5.541	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	148.333		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	261.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		6.693	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	300.170		

Tabla 34. Eficiencia termodinámica del Compresor 4.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	454.000	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		5.335	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	84.967		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	261.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		6.693	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	300.170		

Los datos presentados en las Tablas 33 y 34 muestran que, los compresores pertenecientes a la línea de alta temperatura cuentan con una buena eficiencia termodinámica, ya que los equipos tienen la capacidad de cumplir con los requerimientos de potencia de las aplicaciones. El compresor 3 fue encendido unas horas en temporada baja (solo trabaja en temporada alta), por lo que gracias a la válvula deslizante, este equipo reguló su consumo energético. Se espera que, en su operatividad normal, en temporada alta, el consumo energético de este equipo aumente y por ende la eficiencia termodinámica disminuya. El compresor 4 gracias a la implementación del variador de frecuencia tiene la capacidad de regular su consumo energético, incrementando su eficiencia termodinámica.

En la Tabla 35 se presenta el consumo energético y costo de operación anual del paquete de refrigeración general.

Tabla 35. *Consumo energético y costo de operación anual del paquete de refrigeración general.*

<b>Equipo</b>	<b>Consumo energético anual (kW año)</b>	<b>Costo de operación anual (\$)</b>
Compresor 1	1 658 801.76	4 287 384.27
Compresor 2	655 440.00	1 664 817.60
Compresor 3	17 800.00	1 120 040.08
Compresor 4	489 408.00	1 283 138.05
Condensador	211 985.07	553 381.51
Recirculador de línea de baja temperatura	11 876.94	30 531.84
Recirculador de línea de alta temperatura	22 687.58	59 482.67
Evaporadores	1 507 826.90	3 851 049.53
<b>Total</b>	<b>4 575 826.25</b>	<b>12 849 825.55</b>

Nota: El consumo energético anual del compresor 4 está considerado a una capacidad de operación del 54%.

### **3.2 Paquete IQF**

#### **3.2.1 Descripción de la instalación frigorífica**

La segunda instalación es conocida como “paquete IQF”, cuenta con dos compresores tornillo, un condensador evaporativo, el cual en su interior, por diseño de fábrica, se encuentra dividido en dos; dos recipientes piloto de alta presión, dos economizadores de tipo casco y serpentín, dos recirculadores de bombas y dos intercambiadores de placas. Esta instalación se encuentra destinada a los túneles de congelación. El compresor tornillo 5, en conjunto con el ventilador 1 y bomba 1 del condensador evaporativo, recipiente piloto 1, economizador 1 y recirculador 1, se encuentran destinados al túnel de congelación 1. El compresor tornillo 6, en conjunto con el resto de los equipos se encuentran destinados al túnel de congelación 2. Los túneles operan en la temporada de producción alta por un tiempo de dos turnos (16 horas) y en los meses de febrero a mayo por 1 turno (8 horas), por lo que la operatividad anual de estos equipos es de 240 días al año. En la Figura 25 se muestra el diagrama de flujo de la instalación, en la Figura 26 se presenta el diagrama presión-entalpía de la instalación. En la Tabla 36 se encuentran las propiedades termodinámicas del refrigerante.

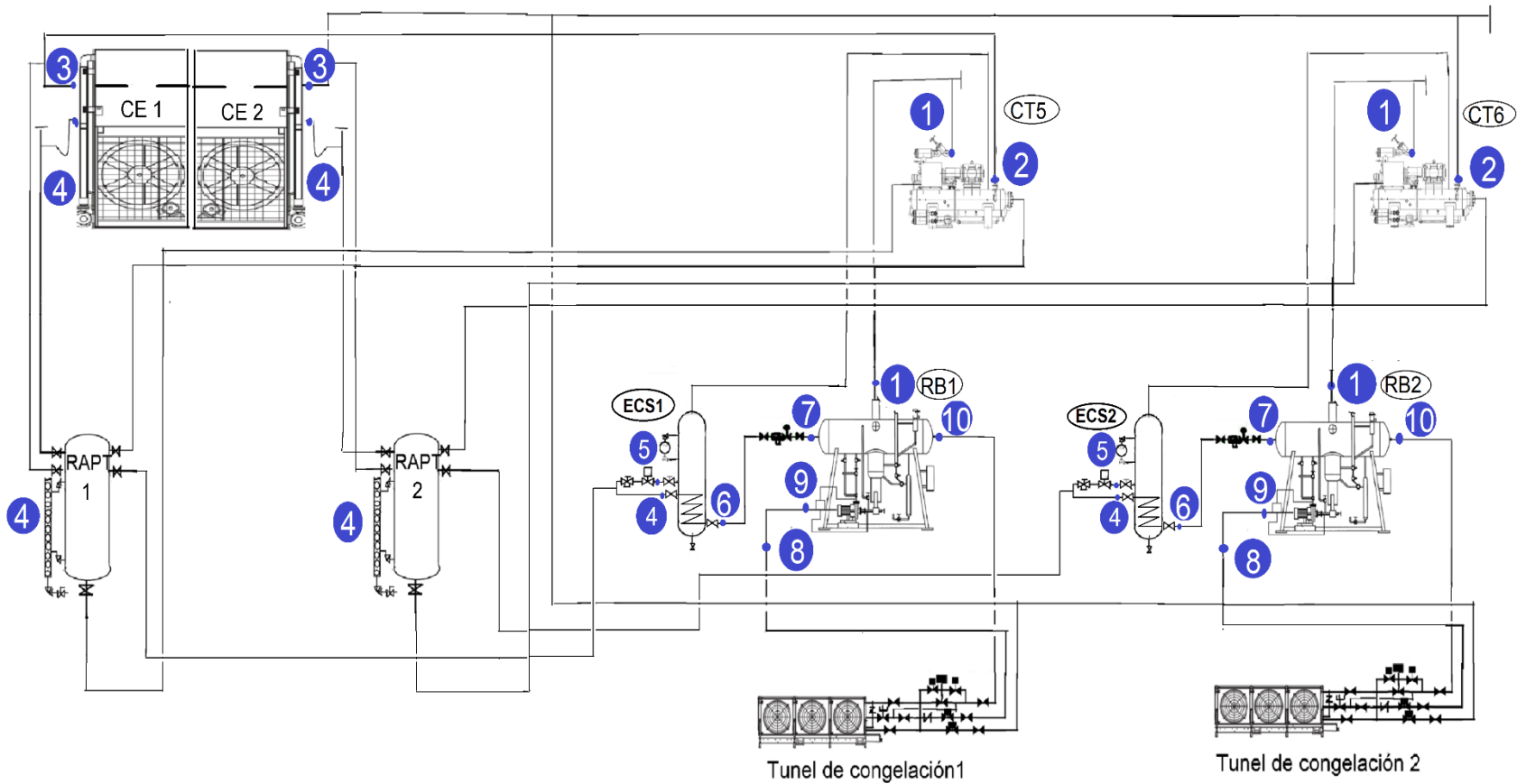


Figura 25. Diagrama de flujo del paquete IQF.

Nota: CT= Compresor tornillo, CE= Condensador evaporativo, RAP= Recipiente alta presión termosifón ECS= Economizador de casco y serpentín, RB= Recirculador de bombas.

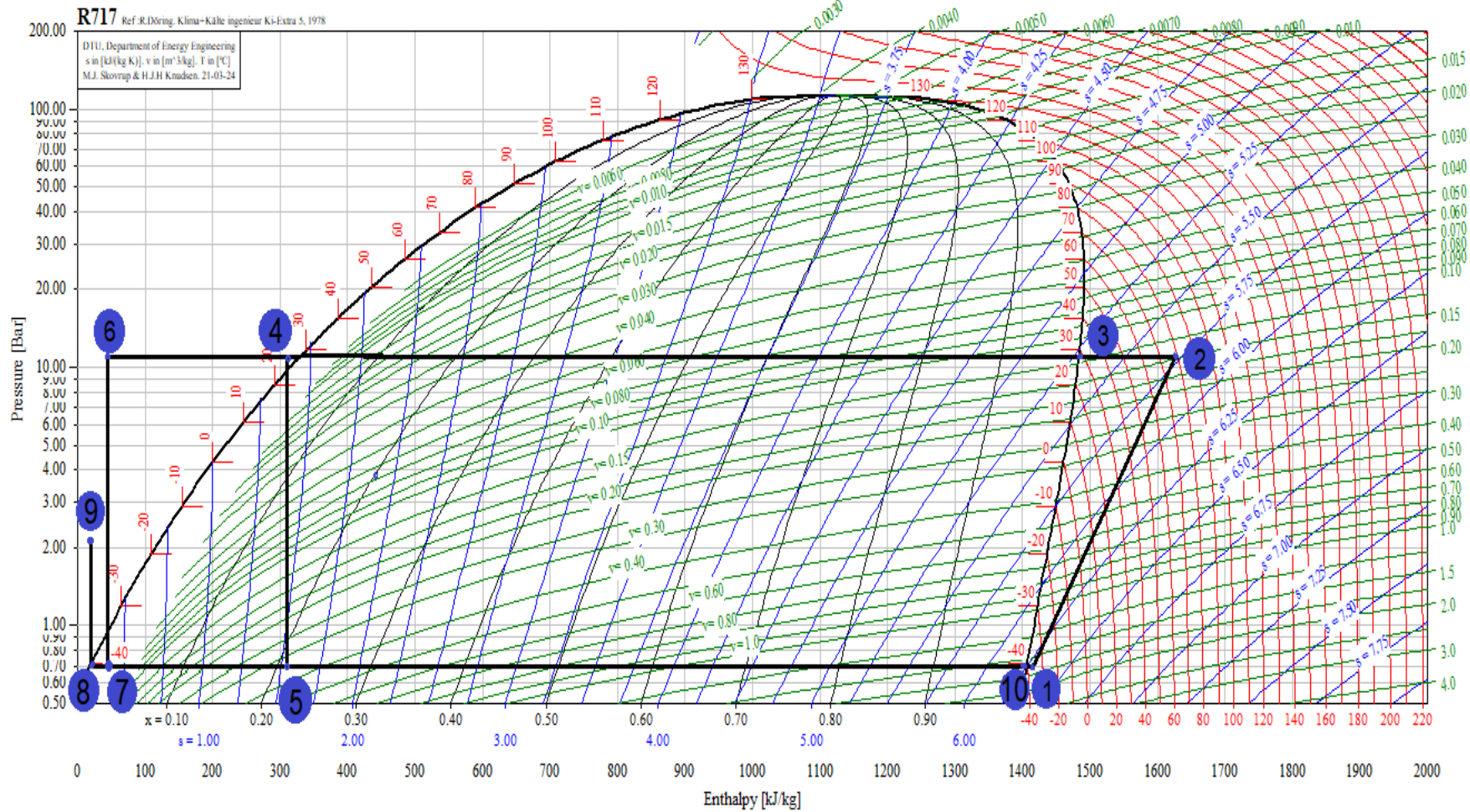


Figura 26. Diagrama presión-entalpía del paquete IQ

Tabla 36. *Propiedades termodinámicas del refrigerante del paquete IQF.*

P T O	Propiedad termodinámica						
	T(°F)	Pabs (psia)	Pman (psig)	H ( $\frac{Btu}{lb}$ )	V ( $\frac{ft^3}{lb}$ )	S ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}C}$ )	EST
1	-34.60	10.44	8.70 inHg	607.98	25.13	2.69	VSC
2	176.00	154.75	140.00	701.76	2.43	2.69	VSC
3	80.60	154.75	140.00	637.90	1.93	2.27	VS
4	73.40	10.66	140.00	133.66	NA	NA	LSE
5	-40.00	10.44	8.70 inHg	133.66	NA	NA	MLV 20.90% Vapor
6	-30.01	154.75	140.00	19.28	NA	NA	LSE
7	-40.00	10.44	8.70 inHg	19.28	NA	NA	MLV 1.90% Vapor
8	-40.00	10.44	8.70 inHg	8.70	NA	NA	LS
9	-40.85	31.91	17.10	7.80	NA	NA	LSE
10	-40.00	10.44	8.70 inHg	605.11	24.81	2.69	VS

Nota: PTO= Punto, LSE= Líquido subenfriado, LS= Líquido saturado, VS= Vapor saturado, VSC= Vapor sobrecalentado, MLV= Mezcla líquido-vapor y EST= Estado.

Con base en el diagrama presión-entalpía de la Figura 26 y los datos obtenidos en la Tabla 36, se identifica que el compresor succiona vapor sobrecalentado a baja presión (punto 1) y lo descarga a alta presión (punto 2), aumentando la entalpía y reduciendo el volumen específico del refrigerante. El proceso de compresión se realiza a entropía constante (isentrópico).

Después de la descarga del compresor, el refrigerante comienza a disminuir su temperatura, entalpía y entropía, a presión constante, debido a la pérdida de calor sensible causada por el desplazamiento por la tubería, de manera que a la entrada del condensador, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado a la temperatura de condensación de 80.60 °F (punto 3).

Dentro del condensador, debido al exceso de capacidad del equipo, el refrigerante pierde calor latente y calor sensible, por lo que se efectúa el cambio de fase, disminución de temperatura y entalpía, logrando un subenfriamiento de 39.2 °F. De manera que, a la salida del condensador, el refrigerante se encuentra en estado de líquido subenfriado (punto 4), posteriormente, el refrigerante

ingresa al economizador, en donde una parte del fluido se expansiona (punto 5) y la otra se subenfria, a presión de condensación, logrando la disminución de la temperatura del refrigerante -30 °F (punto 6).

Después del economizador, el refrigerante ingresa al dispositivo de expansión, donde se reduce su presión y temperatura, a entalpía constante (expansión adiabática), obteniendo a la salida líquido y un poco de vapor, resultado de haber vaporizado una parte de su propio líquido para poder enfriarse. En el recipiente recirculador, a causa del trabajo ejercido por la bomba, el refrigerante incrementa un poco su presión (punto 8), este incremento es perdido al desplazarse por la tubería y al ingresar a la válvula de expansión del evaporador (punto 7).

Dentro del evaporador, el refrigerante absorbe calor latente a temperatura constante y aumenta su entalpía. A la salida de éste, el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado (punto 9), posteriormente, el refrigerante continúa absorbiendo calor sensible, causando el aumento de temperatura (recalentamiento) entre la salida del evaporador y la succión del compresor.

### 3.2.2 Especificaciones técnicas y capacidad instalada

En las Tablas 37, 38, 39 y 40 se muestran las especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores, condensadores, bombas de los recirculadores y túneles del paquete IQF.

Tabla 37. *Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores del paquete IQF.*

C	Marca	Modelo	P (kWh)	Po (inHg)	T (°F)	P (psig)	Td (°F)	Q <sub>o</sub> (TR)
5	MYCOM	280JM-VE	372.850	8.7	-40	140	176	146.977
6	MYCOM	280JM-VE	372.850	8.7	-40	140	176	146.977

Nota: C=Compresor.



Tabla 38. Especificaciones técnicas y capacidad instalada condensador evaporativo del paquete IQF.

<b>Tipo</b>	Evaporativo
<b>Marca</b>	EVAPCO
<b>Modelo</b>	ATC-830E-1G
<b>Motor Ventilador (2) (kWh)</b>	14.914
<b>Cos <math>\phi</math> Ventilador</b>	0.850
<b>Bomba (2) (kWh)</b>	2.237
<b>Cos <math>\phi</math> Bomba</b>	0.800
<b>Temperatura de condensación (°F)</b>	80.600
<b>Tbh (°F)</b>	68.000
<b><math>Q_o</math>(TR)</b>	561.485

Tabla 39. Especificaciones técnicas de las bombas de los recirculadores del paquete IQF.

<b>Recirculador</b>	<b>Marca</b>	<b>Modelo</b>	<b>Potencia (kWh)</b>
1	TEIKOKU	R42-217C4-AM	2.237
2	TEIKOKU	R42-217C4-AM	2.237

Tabla 40. Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los dos túneles de congelación 1 y 2.

<b>Tipo</b>	Espiral
<b>Marca</b>	OCTOFROST
<b>Modelo</b>	8/2
<b>Largo (ft)</b>	30.18
<b>Ancho (ft)</b>	9.84
<b>Alto (ft)</b>	9.51
<b>Material interior</b>	Acero inoxidable
<b>Espesor de las paredes (ft)</b>	0.27
<b>Material aislante</b>	Poliestireno expandido
<b>Cantidad de ventiladores</b>	8.00
<b>Potencia por ventilador (kWh)</b>	3.73
<b>Potencia del motor de la banda (kWh)</b>	8.57
<b>Temperatura de entrada del producto (°F)</b>	41.00
<b>Temperatura de salida del producto (°F)</b>	-0.40
<b>Temperatura de aplicación (°F)</b>	-40.00
<b>Flujo de alimentación (lb/h)</b>	5 467.46
<b>Tiempo en abatir la carga(h)</b>	0.75
<b>Tiempo de operación en temporada baja (h)</b>	8.00
<b>Tiempo de operación en temporada alta (h)</b>	16.00
<b><math>Q_o</math>(TR)</b>	137.60

### 3.2.3 Capacidad instalada versus Capacidad requerida

En las Tablas 41 y 42 se muestran los resultados de capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los compresores y del condensador del paquete IQF.

Tabla 41. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de los compresores del paquete IQF.*

Compresor	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
5	146.977	133.900	91.102
6	146.977	133.900	91.102

Los resultados obtenidos de eficiencia operativa, mostrados en la Tabla 41, indican la correcta selección de los túneles de congelación. Estos equipos no presentan sobredimensionamiento excesivo que provoquen consumos energéticos innecesarios, así como tampoco presentan falta de capacidad que impidan cumplir con el requerimiento de frío de sus aplicaciones.

Tabla 42. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete IQF.*

Condensador	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
ATC-830E-1G	561.485	448.169	79.815

Los resultados mostrados en la Tabla 42 indican que el condensador opera al 79.815% de su capacidad. El exceso de capacidad de 20.185% permite un subenfriamiento del refrigerante de 7.2 °F a la salida del equipo. La sobra de capacidad del condensador no provoca consumos energéticos elevados, ya que la potencia de los motores de los ventiladores y las bombas de este equipo es pequeña (Tabla 38, página 85).

### 3.2.4 Consumo energético y costos de operación

Para los cálculos de consumo energético se consideró una operatividad de los equipos (compresores 5, 6, condensador, recirculador 1, 2, túnel de congelación 1 y 2, pertenecientes al paquete IQF) de 240 días al año, 120 días en temporada alta y 120 días en temporada baja. En temporada alta, todos los equipos trabajan 16 horas al día. En los meses de febrero a mayo, pertenecientes a la temporada baja, todos los equipos operan durante 8 horas al día.

Para los cálculos de costos de operación de esta instalación, se consideró el costo por kWh de la zona del Bajío, el cual es de \$2.54 y \$ 3.0309 en la hora pico (de las 18:00 a las 22:00 horas).

#### 3.2.4.1 Compresores

En la Tabla 43 se presenta el tiempo de operación de los compresores pertenecientes al paquete IQF. En las Tablas 44, 45 y la Figura 27 se muestra la Intensidad (A) por hora estos equipos. Debido a que, el trabajo de campo fue realizado durante la temporada baja, se cuentan con muy pocos datos de los compresores.

Tabla 43. *Días y horas de trabajo de los compresores del paquete IQF.*

Compresor	Horas de trabajo al día temporada baja	Horas de trabajo al día temporada alta	Días de trabajo al año
5	8	16	240
6	8	16	240

Tabla 44. *Intensidad (A) por hora del compresor 5 del paquete IQF.*

Hora	Intensidad día 1 (A)	Intensidad día 5 (A)	Intensidad día 8 (A)
08:30	502.667	185.900	386.666
10:30			248.000

La notable variación en la intensidad, obtenida en los diferentes días de operación del compresor 5 (Tabla 44) se le atribuye al grado de apertura de la válvula deslizante, ya que está regulado en función de la presión de evaporación. Cuando la presión de evaporación se incrementa, la válvula aumenta el grado de apertura, mientras que cuando la presión de evaporación disminuye, sucede

lo contrario. La variación en la presión de evaporación se encuentra relacionada con la carga térmica ingresada al túnel, la presión de evaporación disminuye cuando se ingresa menor cantidad de producto al túnel (carga térmica), mientras que cuando se ingresa mayor cantidad de producto sucede lo contrario. La variación en la cantidad de producto ingresado al túnel se da al inicio, final de turno y descanso de los trabajadores.

Tabla 45. *Intensidad (A) por hora del compresor 6 del paquete IQF.*

Hora	Intensidad día 2 (A)	Intensidad día 3 (A)
12:30	459.333	453.333
14:30	379.000	
16:30	404.333	

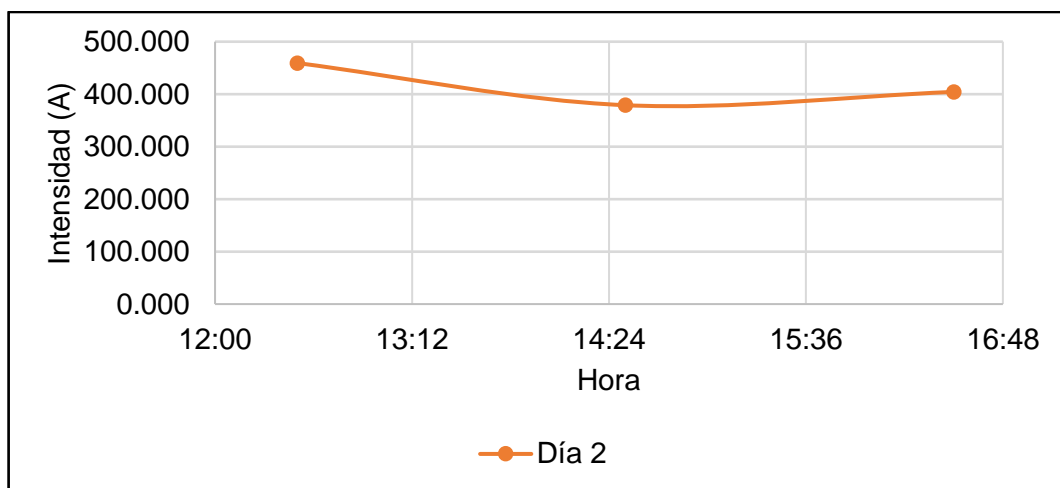


Figura 27. Intensidad (A) por hora del compresor 6.

En la Figura 27 se muestran los datos obtenidos de intensidad del día 2 para el compresor 6. Como se observa en la gráfica, la intensidad consumida por el motor de este equipo es similar durante la toma de datos. Debido a que los compresores del paquete IQF son del mismo modelo y operan bajo las mismas condiciones, para la obtención de la potencia, consumo energético y costos de operación, se promediaron los datos del día 2 del compresor 6, por ser los datos obtenidos de forma consecutiva y más próximos, descartando el dato más alejado (intensidad a las 14:30 del día).

En las Tablas 46 y 47 se presentan los resultados de consumo energético y costos de operación de los compresores del paquete IQF.

Tabla 46. *Consumo energético de compresores del paquete IQF.*

Compresor	Hora (kWh)	Día de febrero a mayo (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
5	300.438	2403.500	4807.000	576 840.030
6	300.438	2403.500	4807.000	576 840.030

Tabla 47. *Costo de operación de los compresores del paquete IQF.*

Compresor	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día de febrero a mayo (\$)	Día temporada alta (\$)	Año (\$)
5	763.111	910.596	6104.890	12799.720	1 535 966.360
6	763.111	910.596	6104.890	12799.720	1 535 966.360

Los datos mostrados en las Tablas 46 y 47, a pesar de que los motores de estos equipos cuentan con una potencia de 74.57 kWh mayor que el compresor 1 (298.28 kWh), el consumo energético por hora de los compresores 1, 5 y 6 es muy similar. Esto se encuentra asociado con el efecto del grado de apertura de la válvula deslizante de los compresores 5 y 6. Mientras que, para el compresor 4, al tratar de cumplir con las necesidades de frío de sus aplicaciones, el grado de apertura de la válvula deslizante siempre es 100%. El costo total causado por los compresores del paquete IQF es de \$3 071 932.72 y representa el 79.16% del costo total anual de la instalación del paquete IQF.

### 3.2.4.2 Condensador

Para el condensador evaporativo del paquete IQF, se obtuvo el consumo y gasto energético perteneciente a los motores del ventilador y bomba destinado a cada túnel de congelación. En las Figuras 28 y 29 se muestran la intensidad por hora de los ventiladores del condensador evaporativo.

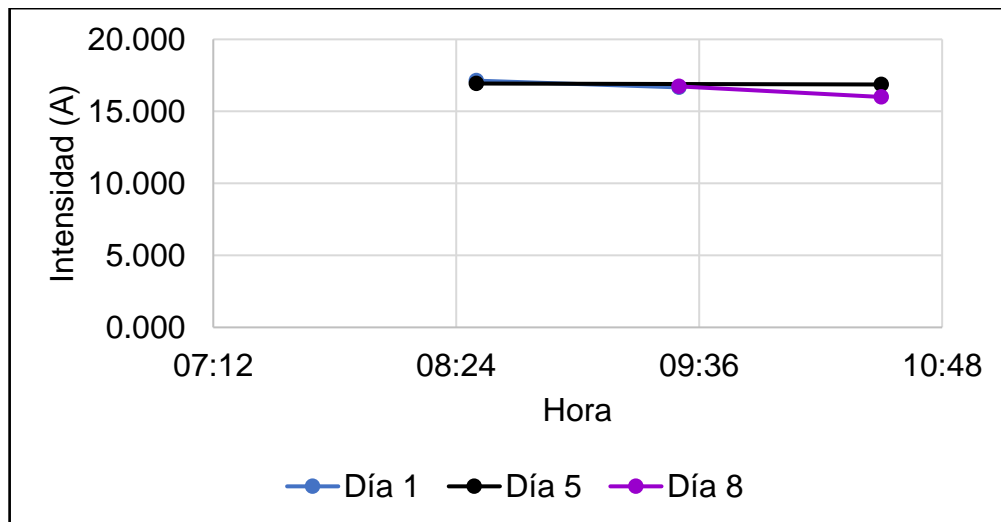


Figura 28. *Intensidad (A) por hora del ventilador 1 del condensador evaporativo del paquete IQF.*

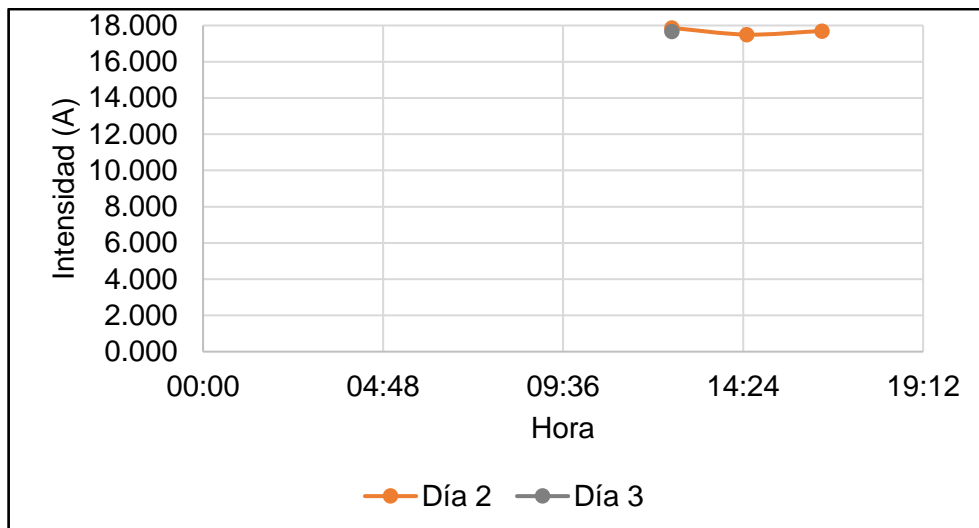


Figura 29. *Intensidad (A) por hora del ventilador 2 del condensador evaporativo del paquete IQF.*

Con base en las gráficas representadas en las Figuras 28 y 29, se identifica que los ventiladores del condensador presentan un consumo energético muy similar a lo largo del día, esta similaridad se le atribuye a que los motores no cuentan con variador de frecuencia, por lo que el consumo energético de los ventiladores depende solo de la potencia del motor y el tiempo de operación de los mismos. Para los cálculos de consumo y gasto energético se promediaron los datos obtenidos de cada equipo en el trabajo de campo, los cuales pueden consultarse en el Apéndice XI.

En las Tablas 48 y 49 se presentan, respectivamente, el consumo energético y costos de operación del condensador del paquete IQF.

Tabla 48. *Consumo energético del condensador del paquete IQF.*

	Hora (kWh)	Día de febrero a mayo (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
Ventilador 1	10.450	83.601	167.202	30 096.340
Ventilador 2	11.320	90.562	181.124	32 602.370
Bomba 1	2.305	18.441	36.882	6 638.700
Bomba 2	1.916	15.327	30.655	5 517.860
<b>Total</b>	<b>25.99</b>	<b>207.931</b>	<b>415.860</b>	<b>74 855.270</b>

Tabla 49. *Costos de operación del condensador del paquete IQF.*

	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día de febrero a mayo (\$)	Día temporada alta (\$)	Año (\$)
Ventilador 1	26.543	31.673	212.346	445.213	78 907.08
Ventilador 2	28.753	34.311	230.028	482.284	85 477.44
Bomba 1	5.855	6.987	46.840	98.206	17 405.47
Bomba 2	4.866	5.807	38.932	81.625	14 466.83
<b>Total</b>	<b>66.017</b>	<b>78.778</b>	<b>528.146</b>	<b>1107.33</b>	<b>196 256.82</b>

Los resultados mostrados en las Tablas 48 y 49 muestran que el equipo tiene un consumo energético bajo debido a la baja potencia con la que cuentan los motores de los ventiladores (14.915 kWh por ventilador) y las bombas (2.237 kWh por bomba) (Tabla 38, página 85). El costo de operación anual de este equipo representa el 5% del costo total de la instalación del paquete IQF.

### 3.2.4.3 Bombas de los recirculadores

Cada recirculador cuenta con dos bombas, una en paro y otra trabajando, por si la bomba que trabaja presenta alguna avería. En las Tablas 50 y 51 se muestran respectivamente los resultados de consumo energético y costos de operación de las bombas de los recirculadores.

Tabla 50. Consumo energético de las bombas de los recirculadores del paquete IQF.

Recirculador	Hora (kWh)	Día de febrero a mayo (kW día)	Día de temporada alta (kW día)	Año (kW año)
1	2.486	19.891	39.783	7 160.900
2	2.213	17.702	35.405	6 372.880

Tabla 51. Costos de operación de las bombas de los recirculadores del paquete IQF.

Recirculador	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día de febrero a mayo (\$)	Día de temporada alta (\$)	Año (\$)
1	6.316	7.536	50.524	105.931	18 774.560
2	5.621	6.707	44.964	94.274	16 708.530
<b>Total</b>					35 483.090

En las Tablas 50 y 51 se identifica que el consumo energético y costos de operación anual de las bombas de los recirculadores es el menor de toda la instalación, representando tan solo el 0.91% del costo de operación anual de ésta.

### 3.2.4.4 Túneles de congelación

El amperaje obtenido durante el trabajo de campo corresponde a la intensidad de los motores de los ventiladores y la banda de cada túnel, los cuales pueden consultarse en el Apéndice XI. En las Tablas 52 y 53 se presentan respectivamente el consumo energético y los costos de operación de los túneles de congelación.

Tabla 52. Consumo energético de los túneles de congelación.

Túnel de congelación	Hora (kWh)	Día de febrero a mayo (kW día)	Día de temporada alta (kW día)	Año (kW año)
1	38.207	305.654	611.308	110 035.39
2	38.207	305.654	611.308	110 035.39



Como se observa en la Tabla 52, el consumo energético ocasionado por los túneles de congelación es pequeño en comparación con el consumo ocasionado por los motores de los compresores. Esto es debido a la poca potencia con la que cuentan los motores de este equipo. En la Tabla 40 (página 85), se identifica que el túnel cuenta con 8 ventiladores de 3.728 kWh de potencia cada uno, y una banda con 7.457 kWh de potencia.

Tabla 53. Costo de operación de los túneles de congelación.

Túnel de congelación	Hora (\$)	Hora pico (\$)	Día de febrero a mayo (\$)	Día temporada alta (\$)	Año (\$)
1	97.045	115.801	776.361	1627.744	288 492.610
2	97.045	115.801	776.361	1627.744	288 492.610

El costo de operación de los túneles de congelación presentado en la Tabla 53 representa tan solo el 14.86 % del gasto total de la instalación.

### 3.2.5 Eficiencia termodinámica

En la Tabla 54 se muestra la eficiencia termodinámica de los compresores del paquete IQF.

Tabla 54. Eficiencia termodinámica de los compresores del paquete IQF.

Potencia frigorífica real (kWh)	484.352	$COP_{real}$	$\xi$ (%)
		1.612	
Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)	300.438		
Temperatura de evaporación (K)	233.150	$COP_{carnot}$	
		3.480	
Temperatura de condensación (K)	300.150		

Según la información proporcionada por el fabricante del equipo, una eficiencia termodinámica del compresor del 70% se considera muy buena debido a las pérdidas por fricción, de flujo y de transferencia de calor que pueda llegar a sufrir el equipo. Los resultados mostrados en la Tabla 54 indican una baja eficiencia termodinámica, lo cual demuestra un consumo energético elevado por parte de los compresores. Mientras menor sea la potencia eléctrica consumida por el

compresor, mayor es el valor obtenido de  $COP_{real}$  y por ende, mayor es la eficiencia termodinámica.

En la Tabla 55, se presenta el consumo energético y costo de operación anual del paquete IQF.

Tabla 55. Consumo energético y costos de operación anual del paquete IQF.

Equipo	Consumo energético anual (kW año)	Costos de operación anual (\$)
Compresor 5	576 840.03	1 535 966.36
Compresor 6	576 840.03	1 535 966.36
Condensador	74 855.27	196 256.82
Recirculador 1	7 160.90	18 774.56
Recirculador 2	6 372.88	16 708.53
Túnel de congelación 1	110 035.39	288 492.61
Túnel de congelación 2	110 035.39	288 492.61
<b>Total</b>	<b>1 462 139.89</b>	<b>3 880 657.85</b>









### 3.3 Integración de la producción de frío por absorción

#### 3.3.1 Descripción

La producción de frío por absorción mediante un sistema en cascada se integra a la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general. El método de enfriamiento de aceite de los compresores y el método de alimentación a los evaporadores de dicha línea sigue siendo el mismo que el del diseño original de la instalación. El sistema en cascada opera 24 horas al día en temporada alta y baja, por lo que el tiempo de operación de los compresores 1, 2, recirculador de bombas y evaporadores pertenecientes a línea de baja temperatura incrementa 4 horas al día en temporada alta, causando un aumento anual el tiempo de operación de 480 horas por compresor, 960 horas para el recirculador y 960 horas por evaporador. La línea de alta temperatura del paquete de refrigeración general trabaja bajo las mismas condiciones de operación, con la diferencia de que el condensador de dicho paquete ahora solo se encuentra interconectado con esta línea. Para el paquete IQF no se realiza ninguna modificación en el diseño. La energía eléctrica producida por los sistemas de cogeneración se

suministra a las dos instalaciones frigoríficas y cuando hay más electricidad de la requerida por dichas instalaciones, se suministra al resto de la planta. En la Tabla 56 se presenta la simbología del diagrama de flujo de la integración de la producción de frío por absorción, producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración (Figura 30).

Tabla 56. Simbología del diagrama de flujo de la integración de la producción de frío por absorción y sistemas de cogeneración.

Figura	Simbología
	Consumidor de calor: Línea de segunda transformación, Evaporadores, Lavadora de cubeta, Esterilizado de contenedores
	Bomba
	Energía eléctrica producida
	Torre de enfriamiento
	Condensador
	Intercambiador de calor de cascada
	Agua fría
	Vapor

Para la simplificación del diagrama de la sección de compresión del sistema en cascada, no se representó el método de enfriamiento de aceite de los compresores, el recipiente de alta presión y el recirculador de bombas.

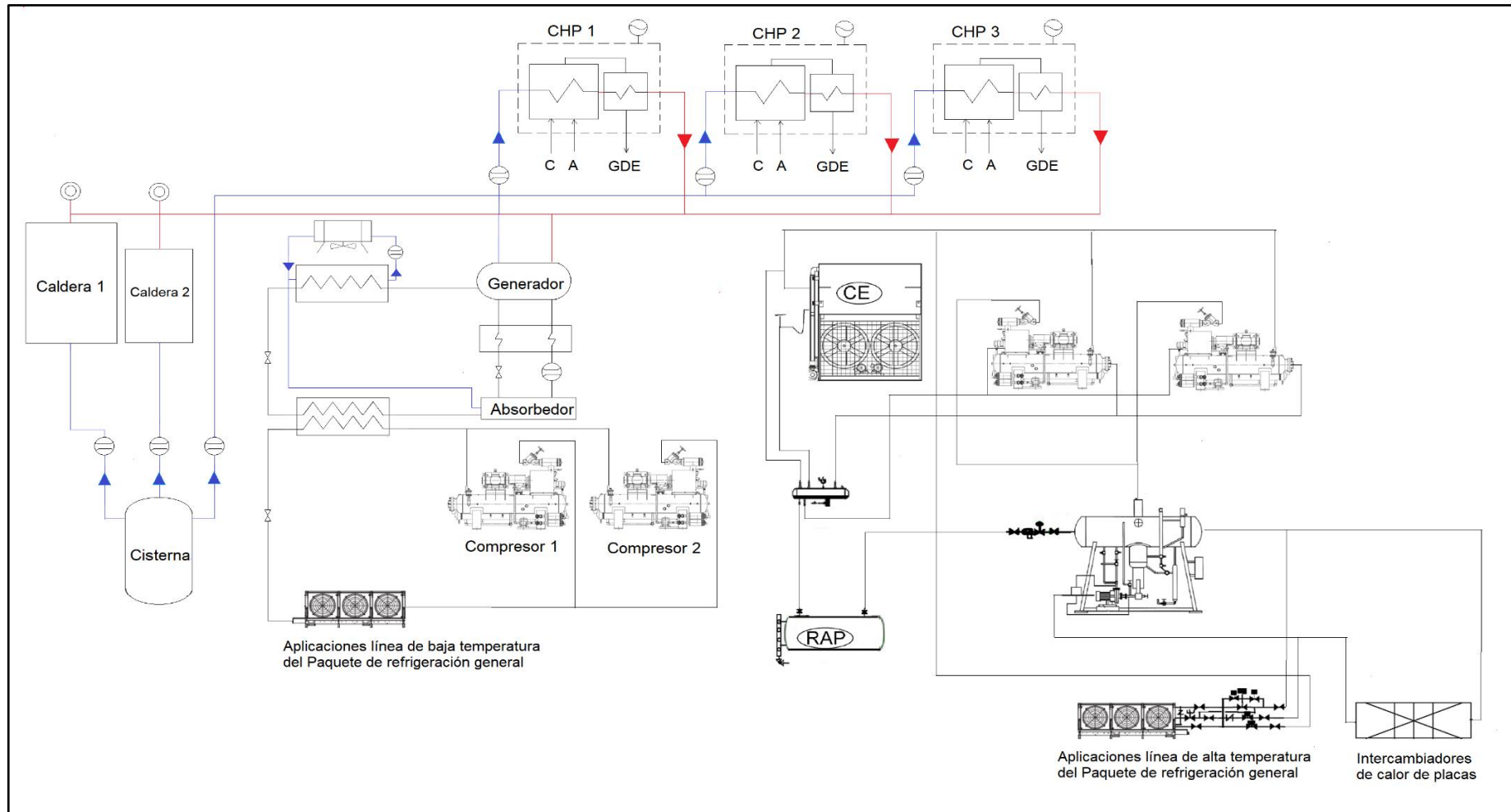


Figura 30. Diagrama de flujo de la integración de la producción de frío por absorción mediante un sistema en cascada y de la producción de energía eléctrica y térmica por medio de sistemas de cogeneración.

Nota: C=Combustible, A=Aire, GDE=Gases de escape.

Con base en la Figura 30 se describe el diagrama de flujo.

- Sección de cogeneración:

Los sistemas de cogeneración propuestos para la producción de energía eléctrica y térmica son de tipo motor alternativo con encendido por compresión. Su funcionamiento se describe a continuación: el aire a temperatura ambiente (77 °F) ingresa al cilindro por una de las válvulas de admisión, en donde se comprime debido al desplazamiento del émbolo desde el punto inferior (punto muerto) hasta el punto superior. Posteriormente, ingresa combustible por la otra válvula de admisión, provocando una combustión exotérmica y causando el desplazamiento del émbolo al punto inferior (punto muerto). El movimiento lineal del émbolo acciona el generador y produce electricidad, la cual se suministra a las dos instalaciones frigoríficas. Al mismo tiempo que se da la combustión, la válvula de escape se abre expulsando los productos de la combustión a temperaturas elevadas (663.8 °F) en un intercambiador de calor por recuperación de calor residual, en donde los productos de la combustión ceden calor al agua bombeada desde la cisterna y al condensado proveniente del generador de la sección de absorción, convirtiéndolos en vapor, el cual se suministra al generador de la sección de absorción y el calor no utilizado por el generador de la sección de absorción, se suministra a los consumidores de calor, por lo cual los sistemas de cogeneración y las calderas se encuentran interconectadas, sin embargo su operatividad es independiente.

- Sección de compresión del sistema en cascada:

El compresor succiona refrigerante en estado de vapor de un punto de baja presión y lo descarga a un punto de alta presión, el intercambiador de calor cascada, en donde el refrigerante de la sección de compresión ( $NH_3$ ) cede calor latente al refrigerante de la sección de absorción (agua), convirtiendo el  $NH_3$  al estado líquido, el cual pasa a la válvula de expansión, en donde reduce su presión antes de ingresar al evaporador y retirar el calor de la aplicación.

- Sección de absorción del sistema en cascada:

En el generador se aplica calor proveniente de los sistemas de cogeneración para separar el refrigerante ( $H_2O$ ) de la solución (mezcla refrigerante-absorbente). El refrigerante en estado de vapor ingresa al condensador, en donde cede calor latente y pasa a estado líquido, mientras que la solución

concentrada en absorbente retorna al absorbedor. El refrigerante en estado líquido ingresa a la válvula de expansión, en donde reduce su presión para después ingresar al intercambiador de cascada, en donde el refrigerante de la sección de absorción ( $H_2O$ ) retira el calor latente del refrigerante de la sección de compresión ( $NH_3$ ), convirtiéndose el  $H_2O$  en vapor para después ingresar al absorbedor, en donde se forma la solución diluida (mezcla refrigerante-absorbente), la cual se bombea con la bomba de solución hacia el generador para continuar con el ciclo de absorción.

En la Figura 31 (página siguiente) se presenta el diagrama presión-entalpía de la sección de compresión del sistema en cascada, en la Tabla 57 (página 100) se muestran las propiedades termodinámicas del refrigerante de dicha sección.

Con base en el diagrama presión-entalpía y la Tabla 57, de las páginas siguientes se describe la sección de compresión del sistema en cascada:

El compresor succiona al refrigerante en estado de vapor sobre calentado (punto 1), para posteriormente descargarlo a presión intermedia, aumentando la entalpía y reduciendo el volumen específico del refrigerante (punto 2). A causa del desplazamiento de refrigerante por las tuberías, éste disminuye su temperatura y entalpía, de forma que al ingreso en el intercambiador de cascada, el refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado (punto 3). El intercambiador de calor de cascada funciona como condensador de la sección de compresión y como evaporador de la sección de absorción. Dentro de este equipo, el refrigerante de la sección de compresión cede calor latente, reduciendo su temperatura y entalpía, de forma que a la salida de este equipo, el refrigerante de la sección de compresión se encuentra en estado de líquido saturado (punto 4). Posteriormente, el refrigerante ingresa a la válvula de expansión, en donde su presión y temperatura se reduce hasta la presión de evaporación a entalpía constante (punto 5). Debido al efecto causado por la bomba del recirculador, el refrigerante al desplazarse por este equipo aumenta su presión (punto 7), para posteriormente regresar a la presión de evaporación (punto 6) debido al desplazamiento de refrigerante por las tuberías. En el evaporador, el refrigerante retira calor latente de la aplicación, aumentando su

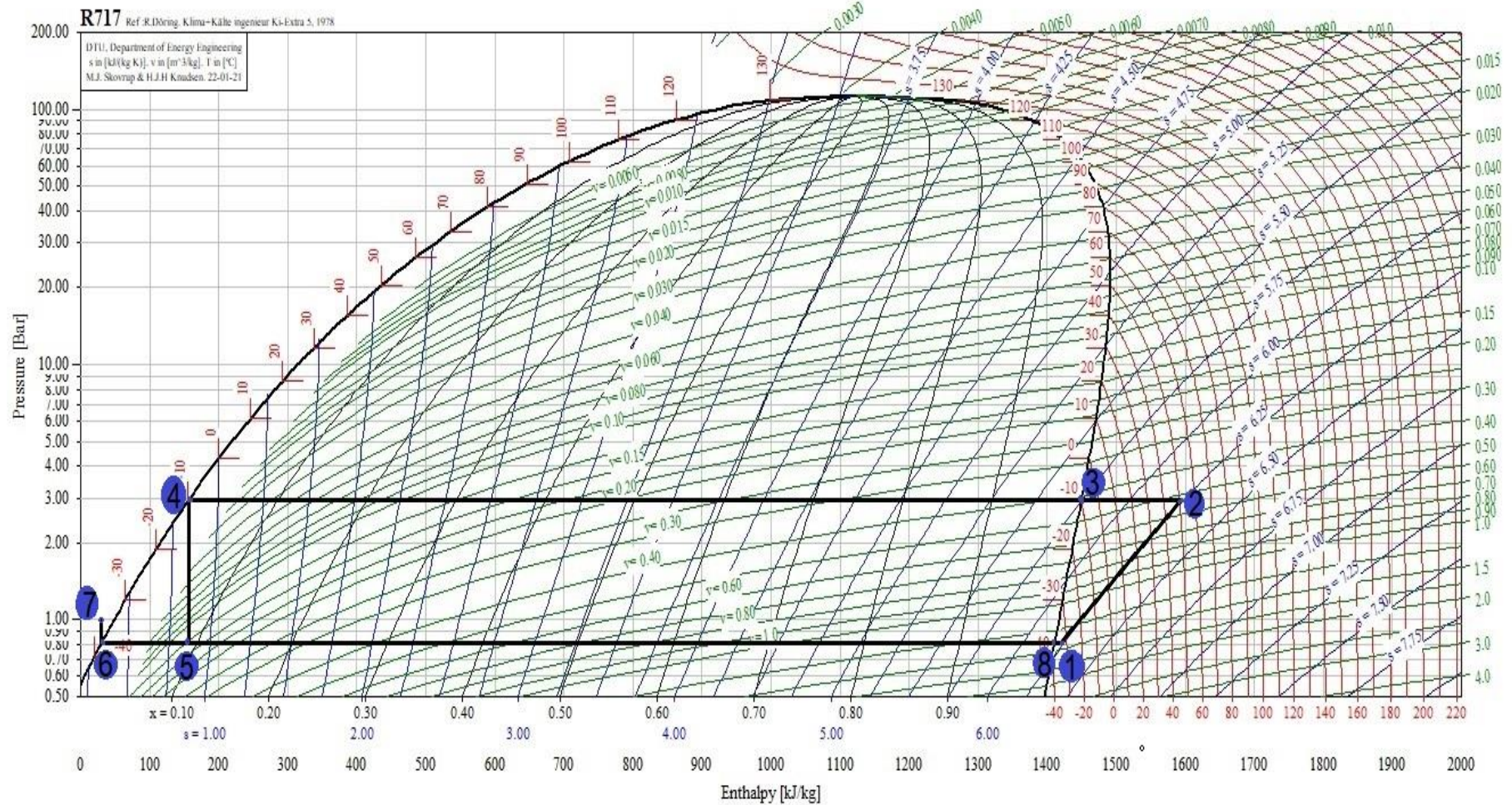


Figura 31. Diagrama presión-entalpía de la sección de compresión del sistema en cascada.

Tabla 57. *Propiedades termodinámicas del refrigerante de la sección de compresión del sistema en cascada.*




P T O	Propiedad termodinámica						
	T(°F)	Pabs (psia)	Pman (psig)	H ( $\frac{Btu}{lb}$ )	V ( $\frac{ft^3}{lb}$ )	S ( $\frac{Btu}{lb^{\circ}C}$ )	EST
1	-31.00	11.46	6.38 inHg	609.30	22.79	2.67	VSC
2	126.52	42.20	27.50	686.74	8.57	2.67	VSC
3	14.00	42.20	27.50	622.88	6.69	2.47	VS
4	14.00	42.20	27.50	66.43	NA	NA	LS
5	-36.4	11.46	6.38 inHg	66.43	NA	NA	MLV 9.10% Vapor
6	-36.4	11.46	6.38 inHg	14.89	NA	NA	LS
7	-36.15	14.53	8.11 inHg	12.76	NA	NA	LSE
8	-36.4	11.46	6.38 inHg	66.43	22.40	2.66	VS

Nota: PTO= Punto, LSE= Líquido subenfriado, LS= Líquido saturado, VS= Vapor saturado, VSC= Vapor sobrecalentado, MLV= Mezcla líquido-vapor y EST= Estado.

entalpía, por lo que a la salida de este equipo se encuentra en estado de vapor saturado (punto 8). Posteriormente, el refrigerante continúa absorbiendo calor sensible, causando el aumento de temperatura (recalentamiento) entre la salida del evaporador y la succión del compresor.

En la Tabla 58 se presenta la simbología del diagrama presión-entalpía del refrigerante de la sección de absorción del sistema en cascada (Figura 32) y del diagrama de Dühring de la sección de absorción (Figura 33). En la Tabla 59 se muestran las propiedades termodinámicas del refrigerante y absorbente de la sección de absorción.

Tabla 58. *Simbología de colores del diagrama presión-entalpía y diagrama de Dühring de la sección de absorción del sistema en cascada.*

Línea	Simbología
	Refrigerante (agua)
	Solución diluida (58 % LiBr)
	Solución concentrada (64% LiBr)



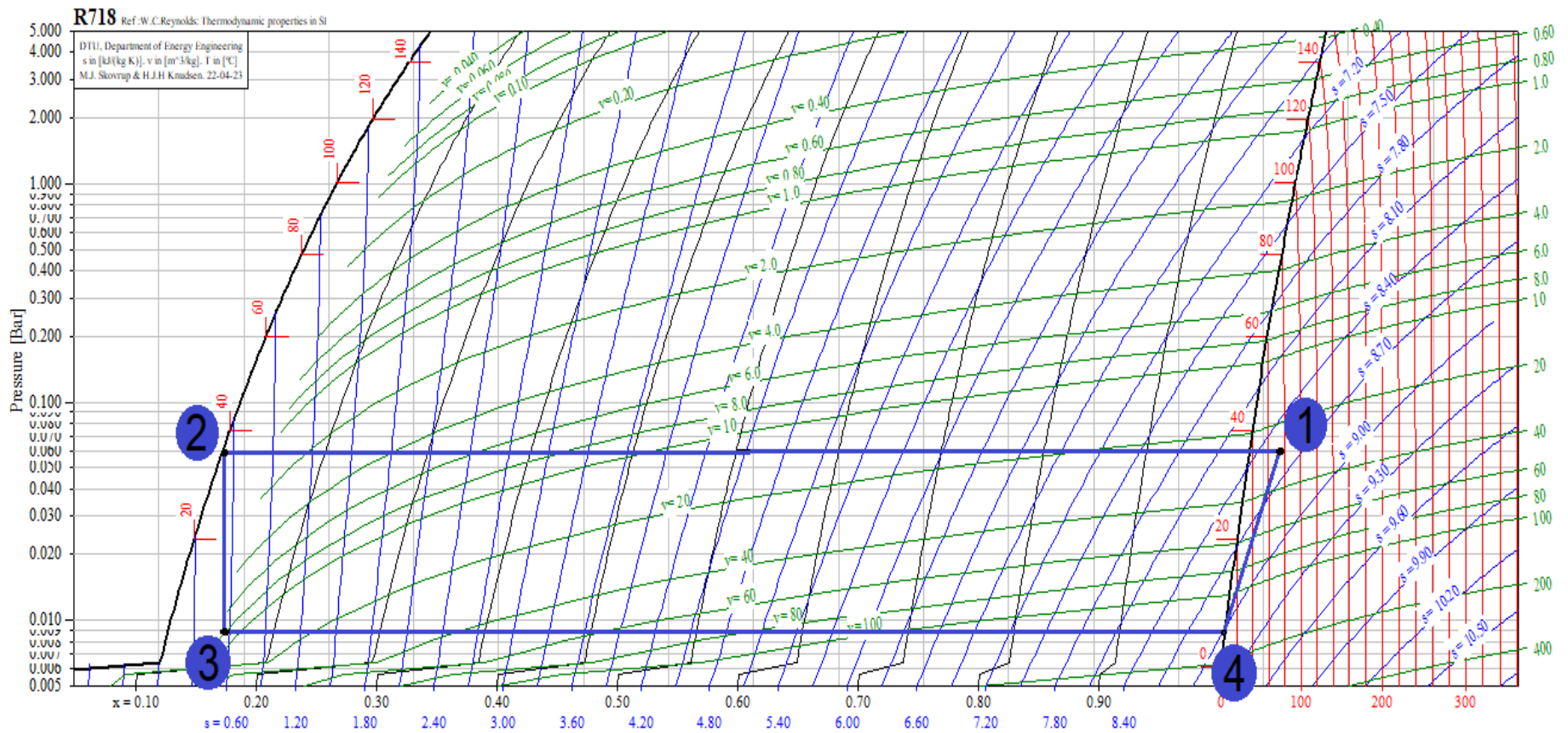


Figura 32. Diagrama presión-entalpía del refrigerante la sección de absorción del sistema en cascada.

Nota: La compresión que se lleva a cabo en la refrigeración por absorción es química.

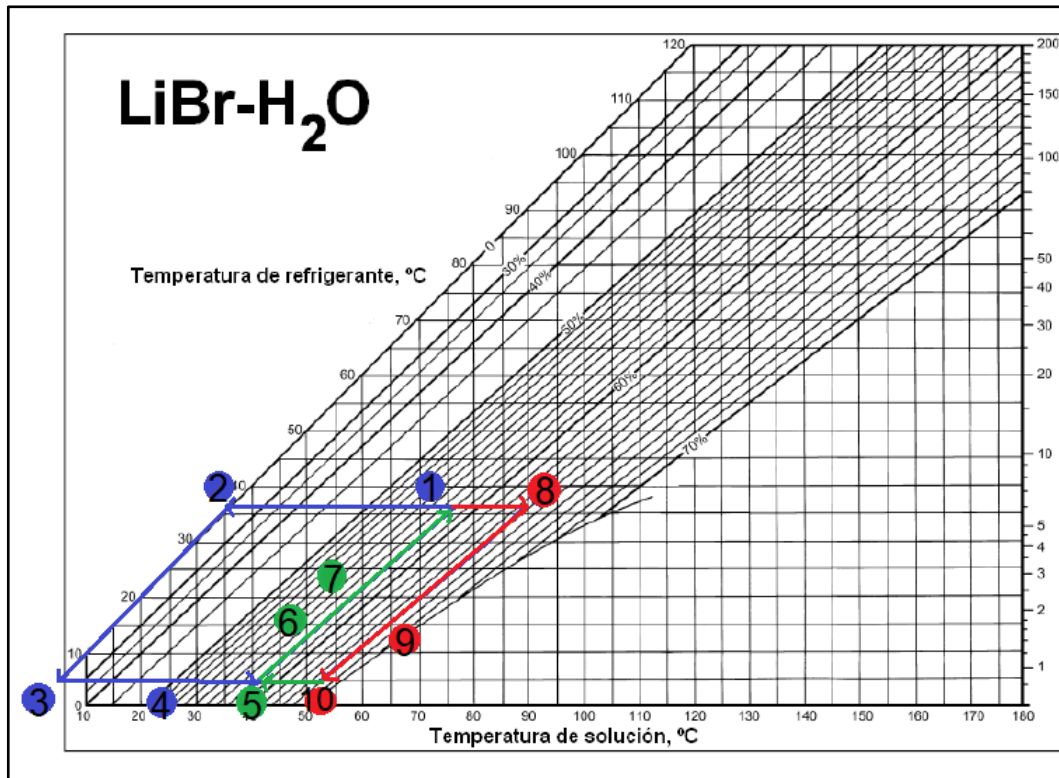


Figura 33. Diagrama de Dühring de la sección de absorción del sistema en cascada.

Tabla 59. Propiedades termodinámicas del refrigerante y absorbente de la sección de absorción del sistema en cascada.

	Concentración LiBr (%)	Estado	Presión (psig)	Temperatura (°F)	H (Btu/lb)
1	0	VSC	0.870	168.800	1 135.748
2	0	LS	0.870	96.800	64.725
3	0	MLV	0.101	41.000	64.725
4	0	VS	0.101	41.000	1 082.639
5	58	SLS	0.101	105.800	45.679
6	58	SLP	0.246	125.600	57.179
7	58	SLP	0.333	134.600	59.114
8	64	SLS	0.870	194.000	103.009
9	64	SLSE	0.246	149.000	78.805
10	64	MLV	0.101	127.400	69.862

Nota: Refrigerante= Agua, Absorbente= LiBr. LS= Líquido saturado, VS= Vapor saturado, VSC= Vapor sobrecalentado, MLV= Mezcla líquido-vapor, SLS= Solución líquida saturada, SLSE= Solución líquida subenfriada y SLP= Solución líquida precalentada.

Con base en las Figuras 32, 33 y Tabla 59 se describe la sección de absorción del sistema en cascada:

El calor proveniente de los sistemas de cogeneración se suministra al generador para separar el refrigerante ( $H_2O$ ) del absorbente ( $LiBr$ ). Debido a que el refrigerante tiene menor punto de ebullición que el absorbente, el refrigerante se evapora a alta presión y temperatura, convirtiéndose en vapor sobrecalentado, el cual se dirige hacia el condensador (punto 1). A causa de la evaporación del refrigerante, la solución (mezcla refrigerante-absorbente) incrementa su concentración en absorbente (64%  $LiBr$ ), a esta solución se le conoce como solución concentrada y se le dirige hacia el absorbedor en estado de líquido saturado (punto 8). En el condensador, se retira el calor latente del refrigerante, a presión constante, de forma que a la salida de este equipo, el refrigerante se encuentra en estado líquido saturado a menor temperatura (punto 2). Posteriormente, el refrigerante ingresa a la válvula de expansión, causando la reducción de la presión hasta llegar a la presión y temperatura de evaporación, convirtiéndose en mezcla líquido-vapor previo a su ingreso en el intercambiador de calor de cascada (punto 3). En este equipo, el refrigerante de la sección de absorción ( $H_2O$ ) retira el calor latente del refrigerante de la sección de compresión ( $NH_3$ ), de forma que a la salida del intercambiador de calor de cascada, el refrigerante de la sección de absorción pasa a estado de vapor saturado (punto 4). Posteriormente, el refrigerante ingresa al absorbedor, en donde el absorbente absorbe al vapor refrigerante gracias a la alta afinidad de éstos, lo cual permite mantener constante la presión en el absorbedor. Al ser un proceso exotérmico, el agua de enfriamiento que circula por el serpentín del absorbedor elimina el calor aportado al refrigerante en el evaporador durante el proceso de absorción. A la salida del absorbedor, se produce una solución con concentración de 58% de absorbente (punto 5). Esta solución se le conoce como solución diluida, la bomba de solución la desplaza hacia el generador. Debido al trabajo ejercido por este equipo, la presión de la solución diluida se incrementa (punto 6). Posteriormente, la solución diluida ingresa al intercambiador de calor (punto 7), aumentando su presión y temperatura antes de ingresar al generador. El incremento de la temperatura de la solución diluida se logra debido a que la solución concentrada retornante del generador se pone en contacto con la

solución diluida en el intercambiador de calor, de forma que la solución concentrada cede calor para precalentar la solución diluida mientras que la solución concentrada reduce su presión y temperatura en su retorno al absorbedor (punto 9). Posteriormente, la solución concentrada ingresa a la válvula de expansión en donde reduce su presión y temperatura antes de su ingreso al absorbedor (punto 10).

### 3.3.2 Especificaciones técnicas y capacidad instalada

De las Tablas 60 a la 63 se presentan las especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores 1,2, torre de enfriamiento, máquina de absorción y sistemas de cogeneración.

Tabla 60. *Especificaciones técnicas y capacidad instalada de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.*

C	Marca	Mod	P (kWh)	Cap (%)	Po (psig)	T (°F)	P (psig)	Td (°F)	Q <sub>o</sub> (TR)
1	MYCOM	250 VMD	298.28	100	6.38 inHg	-36.4	27.5	126.52	161.92
2	MYCOM	250 VSD	260.99	100	6.38 inHg	-36.4	27.5	126.52	127.96

Nota: C=Compresor, Cap=Capacidad, Mod=Modelo.

Tabla 61. *Especificaciones técnicas y capacidad instalada de la torre de enfriamiento.*

<b>Marca</b>	EVAPCO
<b>Modelo</b>	AT 14-3F9
<b>Motor ventilador (2) (kWh)</b>	2.237
<b>Motor bomba (2) (kWh)</b>	1.100
<b>Temperatura de bulbo húmedo (°F)</b>	68.000
<b>Temperatura del agua caliente (°F)</b>	95.000
<b>Temperatura del agua fría (°F)</b>	84.920
<b>Flujo de agua (ft<sup>3</sup>/h)</b>	3 231.292
<b>Q<sub>o</sub>(TR)</b>	100.000

Nota: La torre de enfriamiento suministra el agua de servicio requerida por la sección de absorción.

Tabla 62. Especificaciones técnicas y capacidad instalada de la máquina de absorción.

<b>Marca</b>	TRANE®
<b>Modelo</b>	112
<b>Tipo de energía suministrada</b>	Vapor
<b>Presión del vapor (psig)</b>	12.038
<b>Calor suministrado (kWh)</b>	1 188.560
<b>Flujo del agua de servicio (<math>ft^3/h</math>)</b>	3 231.292
<b>Temperatura del agua de servicio (°F)</b>	84.920
<b>Flujo del agua a enfriar (<math>ft^3/h</math>)</b>	2 069.439
<b>Temperatura del agua a la entrada de la máquina de absorción (°F)</b>	60.800
<b>Temperatura del agua a la salida de la máquina de absorción (°F)</b>	41.000
<b>Refrigerante</b>	Agua
<b>Absorbente</b>	Bromuro de Litio
<b>COP</b>	0.640
<b><math>Q_o</math>(TR)</b>	212.918

Tabla 63. Especificaciones técnicas y energía producida en los sistemas de cogeneración.

<b>Tipo</b>	Motor alternativo
<b>Encendido por</b>	Compresión
<b>Marca</b>	SES
<b>Modelo</b>	HPC 400 N
<b>Motor</b>	MWM TCG 3016 V12C
<b>Energía eléctrica producida (kWh)</b>	400.000
<b>Energía térmica producida (kWh)</b>	431.000
<b>Combustible suministrado (kWh)</b>	950.000
<b>Combustible</b>	Gas natural
<b>Flujo de combustible (<math>ft^3/h</math>)</b>	3 139.474
<b>Precio del gas natural (\$/kWh)</b>	0.359
<b>Temperatura ambiente (°F)</b>	77.000
<b>Temperatura del calor utilizado (°F)</b>	663.800

Nota: Son 3 sistemas de cogeneración propuestos para la instalación en planta, con el mismo modelo y las mismas condiciones de operación.

En la Tabla 64 se presenta la producción de energía eléctrica, térmica y consumo de combustible ocasionado por los 3 sistemas de cogeneración. La memoria de cálculo puede consultarse en el Apéndice V.

Tabla 64. Consumo de combustible, producción de energía eléctrica y térmica de los 3 sistemas de cogeneración.

	Hora (kWh)	Día (kW día)	Año (kW año)
<b>Electricidad</b>	1 200	28 800	10 368 000
<b>Calor</b>	1 239	29 736	10 704 960
<b>Combustible</b>	2 850	68 400	24 624 000

### 3. 3.3 Capacidad instalada versus Capacidad requerida

La capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa, tras la integración de la producción de frío por absorción se determina para los equipos con nuevas condiciones de operación (compresores 1 y 2, condensador ATC-1046E-1G) (Tablas 65 y 66) y para los equipos adicionados a la instalación frigorífica (torre de enfriamiento, máquina de absorción) (Tablas 67 y 68).

Tabla 65. Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.

Compresor	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
1	161.92	174.10	107.52
2	127.96	119.50	93.38

Tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada para la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general, se logra la reducción de la presión de descarga (presión de condensación) de los compresores 1 y 2, pertenecientes a la sección de compresión de dicho sistema. Con esto, se consigue el incremento del 15 % de la capacidad instalada de ambos equipos. En el caso del compresor 1, el resultado de eficiencia operativa del 107.52% demuestra una falta de capacidad del 7.52%. Sin embargo, esto representa una mejora en la operatividad del equipo, ya que bajo las condiciones originales de operación, este compresor tiene una falta de capacidad de 40 TR y con las nuevas condiciones de operación, la falta de capacidad se reduce a 12 TR. Para el caso del compresor 2, se logró cumplir con los requerimientos de capacidad de frío de sus aplicaciones.

Tabla 66. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa del condensador del paquete de refrigeración general tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.*

Condensador	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
ATC-1046E-1G	613.198	354.973	57.880

Con la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada para la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración, el condensador de esta instalación ahora solo opera con la línea de alta temperatura. Con esto, se produce la disminución de la capacidad requerida del equipo y se soluciona el problema de límite de capacidad con el que cuenta el equipo en sus condiciones normales de operación. El sobredimensionamiento del condensador no implica un consumo energético y gastos de operación innecesarios, ya que la potencia de los motores con los que cuenta este equipo es pequeña (Tabla 7, página 60). Por el contrario, beneficia al subenfriamiento del refrigerante.

Tabla 67. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de la torre de enfriamiento.*

Torre de enfriamiento	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
AT 14-3F9	100.000	87.968	87.968

El resultado de eficiencia operativa obtenido en la Tabla 67 demuestra que el equipo seleccionado para el enfriamiento del agua de servicio requerido por la sección de absorción del sistema en cascada es el adecuado ya que no presenta falta ni exceso de capacidad que pueda perjudicar la operatividad de la sección de absorción.

Tabla 68. *Capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa de la máquina de absorción.*

Máquina de absorción	Capacidad instalada $Q_o$ (TR)	Capacidad requerida $Q_o$ (TR)	$\epsilon$ (%)
112	212.918	206.380	96.920

Los datos de capacidad instalada, capacidad requerida y eficiencia operativa presentados en la Tabla 68 muestran la selección de una máquina de absorción con producción de frío muy próxima a la requerida por la instalación. Sin embargo, los cálculos realizados para la sección de la máquina de absorción se basan en las capacidades máximas de diseño y la selección de la máquina próxima de mayor capacidad implicaría consumos elevados de calor. Por ello se deduce que la máquina seleccionada es la adecuada, ya que brinda la potencia frigorífica requerida por la sección de absorción sin sacrificar una cantidad elevada de calor requerida por la misma.

### 3.3.4 Consumo energético

El consumo energético se determina para los equipos con nuevas condiciones de operación (compresores 1 y 2) y para los equipos adicionados a la instalación frigorífica (torre de enfriamiento, máquina de absorción). Para el resto de los equipos, es el mismo al calculado en las secciones anteriores (Sección 3.1.4, página 65 y Sección 3.2.4, página 87). En las Tablas 1 y 2 del Apéndice XII se presenta los nuevos tiempos de operación de los equipos.

#### 3.3.4.1 Compresores

La operatividad del sistema en cascada es de 360 días al año y 24 horas al día. Tras la integración de la producción de frío por absorción, los compresores 1 y 2, pertenecientes a la sección de compresión del sistema en cascada, operan las 24 horas del día en ambas temporadas y se continúa dando la misma alternancia en los días operación de éstos de forma que, solo opera un compresor al día. El consumo energético de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción se encuentra en la Tabla 69.

Tabla 69. *Consumo energético de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.*

Compresor	Hora (kWh)	Día temporada baja (kW día)	Día temporada alta (kW día)	Año (kW año)
1	113.49	2 723.76	2 723.76	653 702.40
2	91.79	2 202.96	X	264 355.20



Como se muestra en la Tabla 69, tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema de cascada para la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general, se logra la disminución del diferencial de presión de los compresores 1 y 2 pertenecientes a dicha línea. A pesar de que estos equipos incrementan su operatividad anual 480 horas, la reducción del diferencial de presión ocasiona la reducción en el consumo energético anual del 60.1% para el compresor 1 y del 59.67% para el compresor 2.

### 3.3.4.2 Torre de enfriamiento

La torre de enfriamiento, destinada a suministrar el agua de servicio de la sección de absorción del sistema en cascada, opera los 360 días del año y las 24 horas del día. El consumo energético de este equipo se presenta en la Tabla 70.

Tabla 70. Consumo energético de la torre de enfriamiento.

	Hora (kWh)	Día (kW día)	Año (kW año)
Ventilador 1	2.237	53.690	19 328.540
Ventilador 2	2.237	53.690	19 328.540
Bomba 1	1.100	26.400	9 504.000
Bomba 2	1.100	26.400	9 504.000
<b>Total</b>	<b>6.674</b>	<b>160.181</b>	<b>57 665.090</b>

Los resultados presentados en la Tabla 70 demuestran que el consumo energético causado por la torre de enfriamiento es pequeño debido a la baja potencia con la que cuentan los motores de este equipo (2.237 kWh ventilador y 1.1 kWh bomba). Además de ser un equipo de baja capacidad (100 TR), en comparación con la capacidad de los condensadores con los que cuenta la instalación.

### 3.3.4.3 Sección de absorción

Para la sección de absorción se determinó el consumo de electricidad de sus motores y el consumo de calor del generador. La sección de absorción del sistema en cascada opera los 360 días del año y las 24 horas del día. El consumo energético de esta sección se presenta en la Tabla 71.

Tabla 71. Consumo energético de la sección de absorción.

	Hora (kWh)	Día (kW día)	Año (kW año)
Motores	6.40	153.60	55 296.00
Calor suministrado	1 188.56	28 525.44	10 269 158.40
<b>Total</b>	<b>1 194.96</b>	<b>28 679.04</b>	<b>10 324 454.40</b>

Nota: Motores incluye la bomba de solución y de refrigerante, motores, bomba de purga y panel del control de la máquina de absorción.

Como se muestra en la Tabla 71, el consumo de electricidad causado por los motores de la sección de absorción no es significativo en comparación con el consumo de calor causado por el generador de la misma sección. Sin embargo, el calor requerido por la sección de absorción se produce, al igual que la electricidad, en los sistemas de cogeneración por medio del aprovechamiento del calor residual que normalmente se desperdiciaría al medio ambiente durante la producción de energía eléctrica con métodos convencionales.

#### 3.3.4.4 Instalación frigorífica en rediseño

El consumo de electricidad por hora en temporada baja y alta de las dos instalaciones en rediseño se presenta en las Tablas 72 y 73, respectivamente.

Con el fin de representar en las Tablas 72 y 73 el máximo consumo de electricidad por hora en temporada baja y alta de las dos instalaciones frigoríficas, se considera la operación en conjunto de todas las aplicaciones de frío. Sin embargo, no todas las aplicaciones operan las 24 horas del día ni los 360 días del año. Los tiempos de operación por equipo tras la integración de la producción de frío por absorción se encuentran en las Tablas 1 y 2 del Apéndice XII. Los 3 sistemas de cogeneración producen 1 200 kW de electricidad por hora (Tabla 64, página 106). Los datos presentados en la Tabla 72 (página siguiente) muestran la electricidad máxima por hora requerida por las dos instalaciones en temporada baja: 1 178.351 kWh, con lo que se comprueba que, para esa temporada, los 3 sistemas de cogeneración producen más electricidad de la requerida por las instalaciones. El exceso de la electricidad producida por los sistemas de cogeneración no representa el desperdicio de ésta ya que puede suministrarse al resto de la planta.

Tabla 72. Consumo de electricidad de las instalaciones frigoríficas por hora en temporada baja tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.

Equipo	Hora (kWh)
<b>Paquete de refrigeración general</b>	
Compresor 2	91.790
Compresor 4	84.967
Condensador	24.420
Recirculador de línea de baja temperatura	1.546
Recirculador de línea de alta temperatura	2.626
Evaporadores	250.458
Motores máquina absorción	6.400
Torre de enfriamiento	6.674
<b>Paquete IQF</b>	
Compresor 5	300.438
Compresor 6	300.438
Condensador	25.990
Recirculador 1	2.486
Recirculador 2	2.213
Túnel de congelación 1	38.207
Túnel de congelación 2	38.207
<b>Total ambas instalaciones</b>	<b>1 178.351</b>

Nota: El compresor 4 se considera a una capacidad del 54%.

Con base al máximo consumo de electricidad por hora en temporada alta presentado en la Tabla 73 (página siguiente) y los datos de la energía producida por los sistemas de cogeneración presentados en la Tabla 64 (página 106), se muestra la falta de electricidad de 63.417 kWh en la producción de energía eléctrica, en los sistemas de cogeneración, para cumplir con los requerimientos de energía de las dos instalaciones. Sin embargo, esta falta de electricidad sería por un periodo máximo de 8 horas al día, ya que es el tiempo en el que puede coincidir la operación en conjunto de todas las aplicaciones de frío. La electricidad faltante puede comprarse a la red pública y no se sacrifican los ahorros logrados tras la producción de energía eléctrica en los sistemas de

Tabla 73. Consumo de electricidad de las instalaciones frigoríficas por hora en temporada alta tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.

Equipo	Hora (kWh)
<b>Paquete de refrigeración general</b>	
Compresor 1	113.490
Compresor 3	148.333
Condensador	24.420
Recirculador de línea de baja temperatura	1.546
Recirculador de línea de alta temperatura	2.626
Evaporadores	251.949
Motores máquina de absorción	6.400
Torre de enfriamiento	6.674
<b>Paquete IQF</b>	
Compresor 5	300.438
Compresor 6	300.438
condensador	25.99 0
Recirculador 1	2.486
Recirculador 2	2.213
Túnel de congelación 1	38.207
Túnel de congelación 2	38.207
<b>Total ambas instalaciones</b>	<b>1 263.417</b>

cogeneración, ya que la electricidad comprada sería la mínima en comparación con la producida.

Como se mencionó anteriormente, los tiempos de operación de los equipos de la instalación frigorífica varían a lo largo del día y los meses del año, por lo que la manera más apropiada de realizar una comparación entre la energía eléctrica producida por los sistemas de cogeneración y la energía eléctrica consumida por las instalaciones frigoríficas es de forma anual, ya que se consideran adecuadamente los tiempos de operación de los equipos.

En la Tabla 74 se muestra el consumo energético anual requerido por las dos instalaciones en rediseño.

Tabla 74. *Consumo energético anual requerido por las instalaciones frigoríficas tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.*

<b>Equipo</b>	<b>Año (kW a ño)</b>	<b>Energía producida por los CHPs Año (kW año)</b>
<b>Energía eléctrica</b>		
Paquete de refrigeración general	3 485 992.38	10 368 000.00
Paquete IQF	1 462 139.89	
<b>Total</b>	<b>4 948 132.27</b>	
<b>Energía térmica</b>		
Máquina de absorción	10 269 158.40	10 704 960.00

Nota: El consumo de energía al año desglosado por equipo se encuentra en la Tabla 3 del Apéndice XII. El compresor 4 se considera a una capacidad del 54%.

Los resultados de consumo de energía eléctrica y térmica al año de las instalaciones frigoríficas presentados la Tabla 74 muestran que los 3 sistemas de cogeneración producen anualmente mayor energía eléctrica y térmica a la requerida por las instalaciones. A causa de la variación en los tiempos de operación de los equipos, el diferencial entre la energía eléctrica producida por los sistemas de cogeneración y la energía eléctrica consumida por las instalaciones se altera a lo largo del día y los meses del año. La electricidad producida por los sistemas de cogeneración y no consumida por las instalaciones frigoríficas puede suministrarse al resto de la planta, a la par de continuar con la compra de energía eléctrica de la red pública para el resto de la planta. Con esto se reduce el gasto causado por la compra de electricidad. En el caso de la energía térmica producida por los sistemas de cogeneración y no consumida por las instalaciones frigoríficas (generador de la sección de absorción), está puede aprovecharse por los consumidores de calor de la planta, en conjunto con el suministro del calor proveniente de las calderas.

### **3.3.5 Asignación de costos de combustible**

Del combustible suministrado al sistema de cogeneración, una parte se utiliza para la producción de energía eléctrica y otra parte se utiliza para la producción de energía térmica. La asignación de combustible para la producción de energía térmica se refiere a la parte del combustible del total suministrado al sistema de cogeneración, que se utiliza para la producción de la energía térmica. La asignación de combustible para la producción de energía eléctrica se refiere a la

parte del combustible del total suministrado al sistema de cogeneración, que se utiliza para la producción de la energía eléctrica. En la Tabla 75 se presentan los resultados de factores de asignación de costos de combustible por cada sistema de cogeneración y en la Tabla 76 se muestra la asignación de combustible requerido por hora.

Tabla 75. Factores de asignación de costos de combustible para la producción de energía eléctrica y térmica por cada sistema de cogeneración.

$\eta_{el}$	$\eta_{th}$	$\eta_c$	$\alpha_{el}$	$\alpha_{th}$
0.421	0.454	0.522	0.640	0.360

Nota: Son 3 sistemas de cogeneración que operan bajo las mismas condiciones. La memoria de cálculo para la obtención de los factores de asignación y asignación de combustible se encuentra en el Apéndice VI.

Lo datos presentados en la Tabla 75 muestran un factor de asignación de costo de combustible para la producción de energía eléctrica de 0.64, lo cual significa que del combustible suministrado al sistema de cogeneración, el 64% se utiliza para la producción de electricidad. El factor de asignación de costo de combustible para la producción de energía térmica es de 0.36, lo cual significa que del combustible suministrado al sistema de cogeneración, el 36% se utiliza para la producción de calor.

Tabla 76. Asignación del combustible requerido por hora por cada sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica.

	%	Combustible hora (kWh)
<b>Producción de energía eléctrica</b>	64	608
<b>Producción de energía térmica</b>	36	342
<b>Combustible total utilizado</b>	100	950

Nota: La memoria de cálculo para la obtención de los factores de asignación y asignación de combustible se encuentra en el Apéndice VI.

Los resultados presentados en la Tabla 76 son los valores por cada sistema de cogeneración. En total son 3 sistemas de cogeneración propuestos para la instalación en planta. Por sistema de cogeneración se requiere el 64% (608 kWh) de combustible para la producción de 400 kWh de energía eléctrica. Se requiere solo el 36% (342 kWh) de combustible para la producción de 431 kWh de energía

térmica. Esto demuestra que, para los sistemas de cogeneración seleccionados es más barato la producción de energía térmica, ya que se requiere menor flujo de combustible y se produce mayor cantidad de calor con éste.

### 3.3.5.1 Costo de la producción de energía

Con base en los datos presentados en la Tabla 64 (página 106), sobre la energía eléctrica, térmica producida por los 3 sistemas de cogeneración y el combustible requerido por estos equipos y con base en los resultados de los factores de asignación de costos de combustible presentados en la Tabla 75 (página 114), se obtuvo el costo por kWh de electricidad y calor producidos por hora por los 3 sistemas de cogeneración. En la Tabla 77 se presenta el costo de la producción de electricidad y calor en los 3 sistemas de cogeneración.

Tabla 77. Costo de la producción de electricidad y calor en los 3 sistemas de cogeneración.

	Energía producida por los 3 CHPs Hora (kWh)	Asignación de combustible por los 3 CHPs (kWh)	Costo de combustible por los 3 CHPs (\$)	\$/kWh
Eléctrica	1 200.000	1 824.000	654.816	0.546
Térmica	1 239.000	1 026.000	368.334	0.297

Nota CHPs= Sistemas de cogeneración. La memoria de cálculo para la obtención de los factores de asignación y asignación de combustible se encuentra en el Apéndice VI.

Con base en los resultados presentados en la Tabla 77 se demuestra que, para los sistemas de cogeneración seleccionados es más barato la producción de calor (\$0.297 por kWh) que la producción de electricidad (\$0.546 por kWh). A pesar de que la producción de electricidad en los sistemas de cogeneración es más cara que la producción de calor, la producción de energía eléctrica en estos equipos sigue siendo más barata que su compra en la red pública. El costo de su compra es de \$2.54 por kWh mientras que, durante la hora pico (de las 18 a las 22 horas) el costo es de \$3.0309 por kWh. Con la producción de electricidad y calor en los sistemas de cogeneración se pueden lograr ahorros significativos en comparación con la compra de electricidad, además de que se logra el aprovechamiento del calor residual que normalmente se desperdicia en los métodos convencionales de producción de energía eléctrica.

En la Tabla 78 se presenta el resultado de eficiencia total de los sistemas de cogeneración.

Tabla 78. *Eficiencia total de los sistemas de cogeneración.*

	%
<b>Eficiencia total del CHP (%)</b>	87.5

Nota: La memoria de cálculo de la eficiencia total del sistema de cogeneración se encuentra en el Apéndice VI.

Ye (2003) menciona que, las centras térmicas convencionales cuentan con eficiencias de aproximadamente 32%, está baja eficiencia se debe al alto desperdicio de la energía primaria suministrada a la central (dos tercios de acuerdo con (IEA, 2011)). El resultado de eficiencia total de los sistemas de cogeneración de 87.5% presentado en la Tabla 78 demuestra que gracias al aprovechamiento de la energía térmica, que comúnmente se desperdicia en las centrales eléctricas, los sistemas de cogeneración logran eficiencias superiores a la de los métodos convencionales de producción de energía eléctrica, además de reducir las afecciones causadas al medio ambiente por el desperdicio de calor.

### **3.3.6 Costo de la producción de frío**

#### **3.3.6.1 Asignación de combustible**

El costo de la producción de frío se obtiene mediante la asignación del combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía demandada por el sistema en cascada y el costo del combustible suministrado a los sistemas de cogeneración (gas natural), \$0.359 por kWh. Como se mencionó en la sección 3.3.1, página 94, para los compresores 1 y 2, pertenecientes a la sección de compresión del sistema en cascada, se continúa dando la misma alternancia que en el diseño original en los días de operación de estos equipos, de forma que solo opera un equipo por día. A diferencia del diseño original, tras la integración de la producción de frío por absorción, los compresores 1 y 2 operan las 24 horas en temporada baja, debido a que el sistema en cascada opera las 24 horas en ambas temporadas. La asignación del combustible y costo de la producción de frío se presentan en las Tablas 79 a 82.



Los resultados presentados en las Tablas 79 a 82 muestran la cantidad y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica demanda por el compresor y la sección de absorción, así como para la producción de energía térmica demandada por el generador de la sección de absorción. En un sistema en cascada se lleva a cabo la operatividad de forma conjunta de la sección de absorción y de la sección de compresión, por

Tabla 79. *Asignación del combustible para la producción de frío con operatividad del compresor 1.*

	<b>Asignación combustible CHPs Hora (kWh)</b>	<b>Asignación combustible CHPs Día (kW día)</b>	<b>Asignación combustible CHPs Año (kW año)</b>
<b>Energía eléctrica compresor 1</b>	172.500	4 140.000	993 600.000
<b>Energía eléctrica de sección de absorción</b>	9.730	233.520	56 044.800
<b>Energía térmica de sección de absorción</b>	943.126	22 635.040	5 432 408.620
<b>Total</b>	1 125.360	27 008.560	6 482 053.420

Nota: CHPs=Sistemas de cogeneración. La energía eléctrica y térmica demandada por cada sección del sistema se encuentra en las Tablas 69 y 71, páginas 118 y 120. La memoria de cálculo se encuentra en el Apéndice VII.

Tabla 80. *Costo de la producción de frío con operatividad del compresor 1.*

	<b>Costo combustible CHPs Hora (\$)</b>	<b>Costo combustible CHPs Día (\$)</b>	<b>Costo combustible CHPs Año (\$)</b>
<b>Compresor 1</b>	61.928	1 486.260	356 702.400
<b>Energía eléctrica de sección de absorción</b>	3.493	83.834	20 120.080
<b>Energía térmica de sección de absorción</b>	338.584	8 126.010	1 950 241.940
<b>Total</b>	404.004	9 696.100	2 327 064.420

Nota: CHPs= Sistemas de cogeneración. La memoria de cálculo se encuentra en el Apéndice VII.

Tabla 81. *Asignación del combustible para la producción de frío con operatividad del compresor 2.*

	<b>Asignación combustible CHPs Hora (kWh)</b>	<b>Asignación combustible CHPs Día (kW día)</b>	<b>Asignación combustible CHPs Año (kW año)</b>
<b>Energía eléctrica compresor 2</b>	139.520	3 348.480	401 817.600
<b>Energía eléctrica sección de absorción</b>	9.730	233.520	28 022.400
<b>Energía térmica sección de absorción</b>	943.126	22 635.040	2 716 204.310
<b>Total</b>	1 092.38	26 217.040	3 146 044.310

Nota: CHPs=Sistemas de cogeneración. La energía eléctrica y térmica demandada por cada sección del sistema se encuentra en las Tablas 69 y 71, páginas 108 y 110.

Tabla 82. *Costo de la producción de frío con operatividad del compresor 2.*

	<b>Costo combustible CHPs Hora (\$)</b>	<b>Costo combustible CHPs Día (\$)</b>	<b>Costo combustible CHPs Año (\$)</b>
<b>Compresor 2</b>	50.088	1 202.104	144 252.520
<b>Energía eléctrica sección de absorción</b>	3.493	83.834	10 060.040
<b>Energía térmica sección de absorción</b>	338.582	8 125.98	975 117.350
<b>Total</b>	392.163	9 411.92	1 129 429.910

Nota: CHPs=Sistemas de cogeneración.

lo que no se puede comparar de forma independiente el consumo y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica y térmica demandada por las secciones de dicho sistema. La mayor cantidad y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración es para la producción del calor necesario por el generador de la sección de absorción. Sin embargo, sin la integración de la sección de absorción no sería posible lograr la reducción del consumo energético y costo de operación

del compresor. Además, para los sistemas de cogeneración seleccionados, resulta más económico la producción de energía térmica (\$0.297/kWh) que la producción de energía eléctrica (\$0.546/kWh) (Tabla 77, página 115), por lo que la operación del sistema en cascada sigue siendo más económica que la operación en el diseño original en donde solo trabaja un compresor (Tabla 19, página 69).

### **3.3.6.2 Ahorro anual**

El combustible anual requerido por los sistemas de cogeneración y el costo de éste se presenta en la Tabla 83.

En la Tabla 83 (página siguiente), con el fin de obtener de la forma más certera los costos de operatividad de cada equipo de las instalaciones frigoríficas, estos cálculos se realizaron con base en la asignación del combustible (gas natural) requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica o térmica demandado por cada equipo.

El ahorro anual logrado tras la integración de la producción de frío por absorción, la producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración se presenta en la Tabla 84.

Los resultados presentados en la Tabla 84 (página 121) muestran el costo anual de la producción de la energía en los sistemas de cogeneración, demandada por las dos instalaciones frigoríficas. Debido a que el sistema en cascada opera 24 horas en temporada alta y baja, tras la integración de la producción de frío por absorción, la operatividad en temporada baja del compresor 1, compresor 2, recirculador y evaporadores de la línea de baja temperatura se incrementa en 4 horas al día, en comparación con el diseño original. Esto implica un aumento en la operatividad de 480 horas al año para cada compresor y un aumento de 960 horas al año para el recirculador y los evaporadores. A pesar de este incremento en los tiempos de operación, con la integración de la producción de frío por absorción, la producción de energía eléctrica y térmica en la misma planta por los sistemas de cogeneración, se obtiene un costo anual de \$ 5 747 052.00, logrando un ahorro al año de \$ 10 983 431.40 en comparación con el diseño

Tabla 83. *Asignación y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica y térmica tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada.*

<b>Equipo</b>	<b>Asignación combustible CHPs Año (kWh año)</b>	<b>Costo combustible CHPs Año (\$)</b>
<b>Paquete de refrigeración general</b>		
Compresor 1	993 627.65	356 342.09
Compresor 2	401 819.90	144 103.62
Compresor 3	27 056.00	9 703.02
Compresor 4	743 900.16	266 782.98
Condensador	322 217.31	115 555.95
Recirculador de línea de baja temperatura	20 303.31	7 281.32
Recirculador de línea de alta temperatura	34 485.12	12 367.31
Evaporadores	2 583 598.11	926 549.06
Energía eléctrica máquina de absorción	84 049.92	30 142.60
Energía térmica máquina de absorción	8 503 972.93	797 049 757.64
Torre de enfriamiento	87 650.93	31 434.02
<b>Total</b>	<b>13 802 681.34</b>	<b>4 950 019.63</b>
<b>Paquete IQF</b>		
Compresor 5	876 796.84	314 443.37
Compresor 6	876 796.84	314 443.37
Condensador	113 780.01	40 804.63
Recirculador 1	10 884.57	797 903.50
Recirculador 2	9 686.78	797 473.94
Túnel de congelación 1	167 253.79	59 981.79
Túnel de congelación 2	167 253.79	59 981.79
<b>Total</b>	<b>2 222 452.62</b>	<b>797 032.39</b>

Nota: CHPs= Sistemas de cogeneración.

Tabla 84. Ahorro anual de las dos instalaciones frigoríficas tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada y la producción de energía eléctrica y térmica en los sistemas de cogeneración.

Equipo	Costo de operación Diseño original Año (\$)	Costo de operación Rediseño Año (\$)	Ahorro Año (\$)
Compresor 1	4 287 384.27	356 342.09	3 931 042.18
Compresor 2	1 664 817.60	144 103.62	1 520 713.98
Compresor 3	1 120 040.08	9 703.02	1 110 337.06
Compresor 4	1 283 138.05	266 782.98	1 016 355.07
Condensador	553 381.51	115 555.95	437 825.56
Recirculador de línea de baja temperatura	30 531.84	7 281.32	23 250.52
Recirculador de línea de alta temperatura	59 482.67	12 367.31	47 115.36
Evaporadores	3 851 049.53	926 549.06	2 924 500.47
Energía eléctrica máquina de absorción	X	30 142.60	X
Energía térmica máquina de absorción	X	3 049 757.64	X
Torre de enfriamiento	X	31 434.02	X
Compresor 5	1 535 966.36	314 443.37	1 221 522.99
Compresor 6	1 535 966.36	314 443.37	1 221 522.99
Condensador	196 256.82	40 804.63	155 452.19
Recirculador 1	18 774.56	3 903.50	14 871.06
Recirculador 2	16 708.53	3 473.94	13 234.59
Túnel de congelación 1	288 492.61	59 981.79	228 510.82
Túnel de congelación 2	288 492.61	59 981.79	228 510.82
<b>Total</b>	<b>16 730 483.40</b>	<b>5 747 052.00</b>	<b>10 983 431.40</b>

original de las instalaciones y la compra de electricidad de la red pública. El trabajo anual de los compresores 1 y 2, en sus condiciones originales de operación (mayor diferencial entre la presión de succión y de descarga), representa mayor gasto que el consumo anual total de las instalaciones en rediseño, a pesar de que en el diseño original estos equipos operan 480 horas

menos al año. Terehovics, *et al.*, (2018) mencionan que en las instalaciones de almacenamiento en frío entre el 60% y 70% de la energía eléctrica suministrada se destina a la refrigeración. Con la producción de energía eléctrica en sistemas de cogeneración, se logra la reducción del gasto causado por la compra de la electricidad demandada por los equipos para la producción de frío. De acuerdo con Clodic & Palandre (2004), se cree que la cadena de frío es el responsable de aproximadamente el 2.5% de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero, a través de efectos directos (refrigerante) e indirectos (consumo energético). Por medio de la producción de energía eléctrica y térmica en los sistemas de cogeneración se logra la reducción de las afecciones causadas al medio ambiente por la producción de energía eléctrica en centrales eléctricas convencionales.

### **3.3.7 Eficiencia termodinámica tras la integración del sistema en cascada**

La eficiencia termodinámica de los compresores 1 y 2 tras la integración de la producción de frío por absorción y la eficiencia termodinámica de la sección de absorción se presentan en las Tablas 85, 86 y 87, respectivamente.

En las Tablas 85 y 86 (página siguiente) se muestran los resultados de  $COP_{real}$ ,  $COP_{carnot}$  y eficiencia termodinámica de la sección de compresión del sistema en cascada. Tras la integración de la producción de frío por absorción se logra la disminución de la presión de condensación de la sección de compresión. Como se menciona en la sección 1.3 (página 31), la presión de condensación y de evaporación tienen una fuerte influencia en el  $COP_{real}$  del compresor, con la disminución de la presión de condensación se logra la disminución del diferencial de presión entre la succión y descarga del compresor, provocando una reducción en la potencia requerida por el compresor para comprimir el refrigerante desde un punto de baja presión (succión) a un punto de alta presión (descarga). Con la reducción de la potencia consumida por el equipo se logra incrementar el  $COP_{real}$ , provocando el incremento de la eficiencia del compresor. A causa del cambio en la presión y temperatura de condensación, se modifica el  $COP_{carnot}$  del equipo.

En las condiciones originales de operación la eficiencia termodinámica obtenida para el compresor 1 es de 42.647% y de 38.864% para el compresor 2. Tras la

integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada, se logra el incremento de la eficiencia de la sección de compresión al 59.8% para el compresor 1 y al 54.567% para el compresor 2.

Tabla 85. Eficiencia termodinámica del compresor 1 tras la integración de la producción de frío por absorción.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	569.958	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		5.022	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	113.490		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	235.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		8.398	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	263.150		

Tabla 86. Eficiencia termodinámica del compresor 2 tras la integración de la producción de frío por absorción.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	420.640	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		4.583	
<b>Potencia eléctrica real consumida por el compresor (kWh)</b>	91.790		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	235.150	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		8.398	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	263.150		

Tabla 87. Eficiencia termodinámica de la sección de absorción.

<b>Potencia frigorífica real (kWh)</b>	749.443	<b><math>COP_{real}</math></b>	<b><math>\xi</math> (%)</b>
		0.631	
<b>Calor de activación del sistema (kWh)</b>	1188.560		
<b>Temperatura de evaporación (K)</b>	277.500	<b><math>COP_{carnot}</math></b>	
		11.078	
<b>Temperatura de condensación (K)</b>	302.550		

En la Tabla 87 se muestran los resultados de  $COP_{real}$ ,  $COP_{carnot}$  y eficiencia termodinámica de la sección de absorción del sistema en cascada. Como se

menciona en la sección 1.2.4 (página 27), el  $COP_{real}$  de una máquina de absorción de simple efecto varía entre 0.6 y 0.75, por lo que el resultado obtenido se considera adecuado. A diferencia de la producción de frío por compresión mecánica, la energía suministrada a la máquina de absorción (tasa de calor alimentado al generador) varía de manera insignificante ante cualquier cambio en la temperatura de condensación. Como resultado, el  $COP_{real}$  de la producción de frío por absorción varía de forma insignificante (Radermacher *et al.*, 2016). Dixit (2018), menciona que el  $COP_{real}$  como medida de comparación de eficiencia entre diferentes sistemas de producción de frío es un concepto erróneo, ya que el costo de operación de una máquina de absorción es menor al de una máquina de compresión (sección 1.2.5, página 29). El ahorro ocasionado por una máquina de absorción se incrementa cuando el calor suministrado es residual. Asimismo, en la obtención del  $COP_{real}$  de las máquinas de compresión mecánica con suministro de energía eléctrica de la red no se considera el rendimiento de la generación de electricidad (32% de acuerdo con IEA, 2011). Para el sistema en cascada, los resultados de costo de operatividad presentados en las Tablas 80 y 82, páginas 117 y 118, demuestran que es mayor el costo de operación de la sección de absorción que de la sección de compresión. Sin embargo, al ser un sistema en cascada ambas secciones se complementan y sin la implementación de la sección de absorción no se lograría la reducción del costo de operación de la sección de compresión. Por último, ambas secciones cuentan con capacidades y condiciones de operación diferente por lo que la comparación del costo de operatividad entre estas no es factible.



## CONCLUSIONES

Los análisis de las dos instalaciones frigoríficas demostraron que, para la instalación frigorífica paquete de refrigeración general, los resultados de eficiencia operativa revelaron una falta de capacidad de 26.46% del compresor 1 y una falta de capacidad de 9.58% del compresor 2. Ambos equipos pertenecientes a la línea de baja temperatura. Esta falta de capacidad ocasiona que las aplicaciones a las que se encuentran destinados estos equipos no lleguen a las temperaturas de diseño, prolongando el tiempo de congelación de los productos. A causa de la falta de capacidad de estos equipos y al constante esfuerzo de sus motores por cubrir la demanda de sus aplicaciones, se obtiene una baja eficiencia termodinámica para ambos equipos, la eficiencia termodinámica del compresor 1 es de 42.647% y la del compresor 2 es de 38.864%. El resultado de eficiencia operativa del condensador de esta instalación muestra que este equipo se encuentra limitado de capacidad, por lo cual no se lleva a cabo el subenfriamiento del refrigerante a la salida de este equipo y se disminuye la eficiencia del ciclo. Los resultados de costo de operatividad del paquete de refrigeración general revelan que los compresores son los equipos más costosos de operar, representando el 65% del costo de operación anual total de la instalación frigorífica. El costo de operatividad anual de la instalación del paquete de refrigeración general es de \$12 849 825.55.

Para la instalación frigorífica paquete IQF, los resultados de eficiencia operativa demuestran la adecuada selección de equipos. Los resultados de eficiencia termodinámica revelaron la carencia de eficiencia termodinámica de los compresores, a causa del elevado consumo de energía ocasionado por éstos, la eficiencia termodinámica de ambos compresores es de 46.328%. Al igual que la instalación frigorífica paquete de refrigeración general, los compresores son los equipos que mayor consumo energético causan, representando el 79.16% del costo total anual de la instalación de paquete IQF. El costo anual de operatividad de esta instalación es de \$ 3 880 657.85.

Tras la integración de la producción de frío por absorción en un sistema en cascada compresión-absorción en la línea de baja temperatura del paquete de

refrigeración general, se logra la reducción de la presión de condensación de la sección de compresión, lo cual conlleva a la reducción del consumo energético y al aumento de la capacidad de los compresores. Los compresores de la sección de compresión del sistema en cascada son los compresores 1 y 2, para los cuales se logra un incremento del 15% de la capacidad, resolviendo el problema de falta de capacidad del compresor 2 y mejorando la operatividad del compresor 1. También se logra la reducción del consumo energético anual del 60.1% para el compresor 1 y del 59.67% del compresor 2, a pesar de que estos equipos operan 480 horas más al año. Gracias a la reducción del consumo energético de estos equipos se logra el incremento del  $COP_{real}$  del 72.37% para el compresor 1 y del 72.42% para el compresor 2, incrementando la eficiencia termodinámica un 21.42% para el compresor 1 y un 19.625 % para el compresor 2. Tras la integración de la producción de frío por absorción, el condensador del paquete de refrigeración general se encuentra interconectado solo a los compresores 3 y 4, lo cual incrementa la capacidad instalada del equipo, solucionando el problema de límite de capacidad del condensador y propiciando el subenfriamiento del refrigerante a la salida de este equipo, mejorando la eficiencia del ciclo.

Con la producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración se logra la reducción del costo de operatividad de todos los equipos de las dos instalaciones, a pesar de que se incrementa el tiempo de operación anual 480 horas para los compresores 1, 2 y 960 horas para recirculador y evaporadores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general. La reducción del costo de operatividad se logra gracias a que resulta más económico la producción de energía eléctrica en sistemas de cogeneración que su compra en la red pública. También se lleva a cabo el aprovechamiento del calor, comúnmente desperdiciado durante la producción de energía eléctrica con métodos convencionales. En los sistemas de cogeneración seleccionados, se produce más energía eléctrica de la requerida por las dos instalaciones, por lo cual se puede suministrar esta energía eléctrica al resto de la planta, reduciendo así los costos de la compra de electricidad de toda la planta. A pesar de que la integración de la producción de frío por absorción no se realizó en la instalación frigorífica del paquete IQF, la energía eléctrica producida por los sistemas de

cogeneración también se suministra a esta instalación, con lo cual se logra la reducción de los costos de operación de los equipos de esta instalación. En el rediseño, el costo de operación anual del paquete de refrigeración general es de \$ 4 950 019.63 y para la instalación frigorífica del paquete IQF el costo de operación anual con el suministro de la energía eléctrica producida por el sistema de cogeneración es de \$ 797 032.39. El costo de operación anual en el diseño original de las dos instalaciones es de \$ 16 730 483.40, mientras que en rediseño es de \$ 5 747 052.00, logrando un ahorro de \$ 10 983 431.40. Con la producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración se disminuye el gasto causado por la compra de la electricidad demanda por los equipos de ambas instalaciones para la producción de frío y se reducen las afecciones ambientales causadas por la producción de energía eléctrica con métodos convencionales.

## BIBLIOGRAFÍA

- ABB. (2017). *Variadores para la mejora de eficiencia energética en compresores*. Obtenido de ABB: [https://new.abb.com/docs/librariesprovider78/eventos/jjts-2017/presentaciones-peru/\(trina-salazar\)-uso-de-variadores-de-velocidad-para-la-mejora-de-la-eficiencia-energetica-en-compresores.pdf?sfvrsn=2](https://new.abb.com/docs/librariesprovider78/eventos/jjts-2017/presentaciones-peru/(trina-salazar)-uso-de-variadores-de-velocidad-para-la-mejora-de-la-eficiencia-energetica-en-compresores.pdf?sfvrsn=2)
- ABB. (s.f.). *Qué es un variador de frecuencia: Definición, cómo funciona, características y ventajas*. Obtenido de ABB: <https://new.abb.com/drives/es/que-es-un-variador>
- Abu-Zour, A. M., & Riffat, S. (2015). New design of CHP for hypermarket of higher energy efficiency, less-fugitive refrigerant emissions and a remarkable reduction in initial. *International Journal of Ambient Energy*, 36(6), 309-319. doi:10.1080/01430750.2013.864588
- Alarcón López, M. (2005). El sistema de recirculación de líquido a presión de gas, desde un análisis en sus aplicaciones prácticas e la industria frigorífica. *International Institute of Ammonia Refrigeration*, 21-59.
- American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2010). *ASHRAE Handbook*. Atlanta.
- Ananthanarayanan, P. (2015). *Basic Refrigeration and Air Conditioning* (4 ed.). New York: McGraw-Hill .
- Barreda Trujillo, Á. U. (2012). Método práctico de la obtención de de potencia y eficiencias de unidades de bombeo en operación. *Ingeniería Hidráulica y Ambiental*, 33(3), 86-97.
- Bautista Kuri, A. (s.f.). *Cálculo de transmisión de elementos constructivos y temperatura de sus superficies*. Obtenido de MUNDO HVAC&R: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/07/calculo-de-transmision-en-elementos-constructivos-y-temperatura-de-sus-superficies/>
- Bravo Méndez, J. (2011). *Estudio analítico de la transferencia de calor en un absorbedor de burbujas*. CDMX: [Tesis de Maestría en Ciencias de Ingeniería en Sistemas Energéticos, IPN].
- Cengel, Y., & Michael, B. (2006). *Termodinámica* (5 ed.). Boston: Mc Graw Hill.
- Chattopadhyay, S., & Ghosh, S. (2020). Comparative Energetic and Exergetic Assessment of Different Cooling Systems in Vegetable Cold Storage Applications. *The Institution of Engineers (India)*, 101(4), 643-650. doi:<https://doi.org/10.1007/s40032-020-00579-2>

- Clodic, D., & Palandre, L. (2004). Determination of Comparative. HCFC and HFC Emission Profiles for the Foam and Refrigeration Sectors until 2015. *Centre d'Energetique*.
- Coulomb, D. (2008). Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment. *Trends in Food Science & Technology*, 19, 413–417.
- De la Fuente García, V. (2010). Doble etapa de compresión contra etapa sencilla de compresión con economizador de tipo tanque flash en compresor tornillo. *International Institute of Ammonia Refrigerationn*, 32 Annual Meeting.
- Del Cano, J. M. (2008). *Prototipo de una máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire*. Madrid: [Tesis de Doctorado, Universidad de Carlos III].
- Dixit, R. (2018). The New Era of Absorption Chillers. Technological advances are moving absorption chillers forward. *DistributedEnergy*.
- Dossat, R. J. (1961). *Principles of refrigeration*. Texas: John Wiley & Sons Inc.
- EMERSON ®. (s.f.). *Válvulas de expansión termostática herméticas*. Obtenido de Climate Technologies: <https://climate.emerson.com/es-mx/products/refrigeration/commercial-refrigeration/refrigeration-controls/expansion-valves-controls>
- Evans, J., & Gigiél, A. (2007). Reducing the energy consumption in cold stores. *The 22nd IIR International Congress of Refrigeration*.
- Firmino Marques, J. M. (1999). *La Ingeniería Eléctrica en un Sistema de Refrigeración Industrial*. Guayaquil: Esucela Superior Politécnica del Litoral.
- Frangopoulos, C. A. (2017). *Cogeneration Technologies, Optimisation and Implementation*. Scotland: The Institution of Engineering and Technology.
- Gómez, O. (2010). Revision de criterios en el diseño de aplicaciones de economizadores en compresores de tornillo. *International Institute of Ammonia Refrigeration*, 32 Annual Meeting. Obtenido de <http://web.iiar.org/membersonly/pdf/tc/TSP31.pdf>
- Hecam S.R.L. (s.f.). *Válvulas de expansión manual*. Obtenido de Hecam: <https://www.hecam.com.ar/>
- Herrera Romero, J., & Colorado Garrido, D. (2020). Comparative study of a compression-absorption cascade system operating with NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O and R134a as working fluids. *Processes*, 8.
- Hundy, G., Trott, A., & Welch, T. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps* (5 ed.). Butterworth-Heinemann.

- Indubel slr. (s.f.). *Gases refrigerantes*. Obtenido de Indubel slr: <https://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>
- International Energy Agency . (2008). *Combined Heat and Power. Evaluating the benefits of greater global investment*. Paris: IEA Publications.
- International Energy Agency. (2014). *World Energy Outlook*. Paris: IEA Publications.
- James, S. J., & James, C. (2010). The food cold-chain and climate change. *Food Research International*, 43(7), 1944–1956.
- Jiménez, C. (2011). *Comportamiento de diferentes dispositivos de expansión al instalar un modulo termoeléctrico en un sistema de refrigeración*. CDMX: [Teis de Licenciatura,IPN].
- José López, J. P. (2016). *Modelación de un sistema de refrigeración por absorción a bajas temperaturas para la producción de hielo* . CDMX: [Tesis de Maestría en Ciencias de la Inegieria Mecánica, IPN].
- Kaestle, G. (2014). Ther Carnot- Method for the Allocation of Input Factors on Multiple Energetic Co- Products. *EHI + COGEN Europe Joint Meeting*. Brussels: TU Clausthal.
- Krack Corporation. (2012). *Refrigeration Load Estimating Manual (RLE)*. Technical Bulletin.
- Leiva Illanes, R., Escobar, R., Cardemil, J., & Alarcón Padilla, D. (2018). Comparison of the levelized cost and thermoeconomic methodologies - Cost allocation in a solar polygeneration plant to produce power, desalted water, cooling and process heat. *Energy Conversion and Management*, 215-229.
- Manitilla Peñalba, L. F., & Cardona Pardo, J. A. (s.f.). *Gestión energética de motores eléctricos: mejora de la eficiencia de los accionamientos con el usode variadores de velocidad*. Santander: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
- Marchi, B., Zanoni, S., & Zavanella, L. (2019). Energy efficiency measures for refrigeration systems in the cold chain. *XXIV Summer School “Francesco Turco” – Industrial Systems Engineering* (págs. 22-228). Brescia: Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Industriale, Università degli Studi di Brescia.
- Mateos Aliaño, J. (s.f.). *Evaporadores*. Obtenido de frigoristas.wordpress: <https://frigoristas.wordpress.com/evaporadores/>
- Mayekawa. (s.f.). *Paquete Tornillo Serie V*.
- Mithraratne, P., & Wijesundera, N. (2002). An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 992-998.

- Mundo Compresor portal industrial. (2020). *Cómo funciona un compresor tornillo lubricado*. Obtenido de Mundo compresor: <https://www.mundocompresor.com/articulos-tecnicos/como-funciona-compresor-tornillo-lubricado>
- Mussati, S. F., Morosuk, T., & Mussati, M. C. (2020). Superstructure-Based Optimization of Vapor Compression-Absorption Cascade Refrigeration Systems. *Entropy*, 22.
- Nieto, A. (2011). *Refrigeración con amoníaco*. Obtenido de MUNDO HVAC&R: <https://www.mundohvacr.com.mx/2009/03/refrigeracion-con-amoniac/#comments>
- Ortíz, J. M. (2020). *Coeficientes de rendimiento (COP) y eficiencia energética en el ciclo de refrigeración (EER) de la bomba de calor*. Obtenido de Calor y frío: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/definiciones-cop-y-eer.html>
- Patel, B., Surendra, K., & Modi, B. (2017). Thermodynamic Modelling and Parametric Study of a Two Stage Compression-Absorption Refrigeration System for Ice Cream Hardening Plant. *International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration*, 109 , 190 – 202.
- Quispe Chanampa, C. N. (2010). *Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera*. Piura: [Tesis de Licenciatura en Ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad de Piura].
- Radermacher, R., Herold, K., & Klein, S. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps* (5 ed.). Boca Ratón: CRC Press.
- SanJuan, D. (2017). *Calidad del agua en condensadores evaporativos*. Obtenido de Cero grados celsius: <https://0grados.com.mx/control-calidad-del-agua-condensadores-evaporativos/>
- SAS. (2014). *Ficha técnica de la fresa*.
- Sharma, N., Singh, H., & Gupta, M. S. (2016). Performance analysis of vapour compression and vapour absorption refrigeration units working on photovoltaic power supply. *Int. J. Renew. Energy Res*, 2, 455–464.
- Siitonen, S., & Holmberg, H. (2010). Estimating the value of energy saving in industry by different cost allocation methods. *International Journal of Energy Research*, 36, 324-334.
- Stoecker, W. (1978). *Refrigeración y accionamiento de aire*. Illinois: McGraw-Hill.
- Talavera Salgado, F. J. (2014). *Funcionamiento y reglaje de las válvulas de expansión manual*. Obtenido de Montaje y mantenimiento de equipos de refrigeración comercial: <http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros->

tic/21700502/moodle/file.php/77/2\_Curso/0040.\_Montaje\_y\_mantenimiento\_de\_equipos\_de\_refrigeracion\_comercial/Capitulo\_III/Funcionamiento\_y\_Reglaje\_de\_las\_Valvulas\_de\_expansion.pdf

- Terehovics, E., Soloha, R., Veidenbergs, I., & Blumberga, D. (2018). Analysis of fish refrigeration electricity consumption. *Energy Procedia*, 147, 649-653.
- United States Environmental Protection Agency (EPA). (2021). *Combined Heat and Power (CHP) Partnership*. Obtenido de Methods for Calculating CHP Efficiency: [https://19january2021snapshot.epa.gov/chp/methods-calculating-chp-efficiency\\_.html](https://19january2021snapshot.epa.gov/chp/methods-calculating-chp-efficiency_.html)
- Universidad de Cantabria. (2006). *Ciclos de refrigeración*. Santander.
- Universidad Mayor de San Simón. (s.f.). *Análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción*. Bolivia.
- Vaibhav, J., Kachhwaha, S., & Sachdeva, G. (2013). Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. *Energy Conversion and Management* 2013, 75, 685–700.
- Vázquez, S. I. (2016). *Rediseño de los sistemas de producción de frío en una planta procesadora de carne*. Cuautitlán Izcalli: [Tesis de Licenciatura en Ingeniería en Alimentos, FESC-UNAM].
- Vega, B. (2017). *Consumo energético en un sistemas recirculados por bombas y a presión en un planta procesadora de carne*. Cuautitlán Izcalli: [Tesis de Licenciatura en Ingeniería en Alimentos, FESC-UNAM].
- Ye, X. (2003). Reduced exergy method for heat-electricity cost allocation in combined heat and power plants. *Entropy*, 5(5 ), 432–443. doi:<https://doi.org/10.3390/e5050432>
- Ye, X., & Li, C. (2013). A novel evaluation of heat-electricity cost allocation in cogenerations based on entropy change method. *Energy Policy*, 290-295.



## **APÉNDICES**

## APÉNDICE I

*Memoria de cálculo para la determinación de la potencia frigorífica de la aplicación de Recepción de fruta fresca.*

- Cargas térmicas por transmisión

$$Q_T = UA(T_{ae} - T_{ar})$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}}$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), se toma en consideración el espesor de las paredes, techo y piso ( $x$ ), así como la conductividad térmica ( $k$ ), coeficientes convectivos internos ( $h_i$ ) y externos ( $h_o$ ) del material de éstos. El material de las paredes y techo es poliestireno, mientras que el material del piso es cemento. El espesor de las paredes, techo y piso es: 0.664 ft (Tabla 2, Apéndice X). La conductividad térmica del poliestireno se tomó del Anexo F:  $0.035 \frac{W}{mK} = 0.02 \frac{Btu}{hft^{\circ}F}$ . La conductividad térmica del cemento se tomó del Anexo D:  $0.22 \frac{W}{mK} = 0.127 \frac{Btu}{hft^{\circ}F}$ . Los coeficientes de convección internos y externos del poliestireno son:  $0.4 \frac{W}{m^2K} = 0.0704 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}$ . Los coeficientes de convección internos y externos del cemento son:  $1.74 \frac{W}{m^2K} = 0.306 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}$  (Anexo G).

Coeficiente global de transferencia de calor del piso:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.306 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}} + \frac{0.664 ft}{0.127 \frac{Btu}{hft^{\circ}F}} + \frac{1}{0.306 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}}} = 0.09 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}$$

Coeficiente global de transferencia de calor de las paredes y techo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0.0704 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}} + \frac{0.664 ft}{0.02 \frac{Btu}{hft^{\circ}F}} + \frac{1}{0.0704 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}}} = 0.02 \frac{Btu}{hft^2^{\circ}F}$$

Las cargas por transmisión se calcularon por pared, piso y techo. Para el cálculo del área se tomaron en consideración las dimensiones de la cámara (largo, alto y ancho), (Tabla 2, Apéndice X).

Largo= 35 ft , Ancho= 42 ft, Alto= 39.4 ft

Para el cálculo del diferencial de temperatura, se tomó en consideración la temperatura del aire exterior ( $T_{ae}$ ), que corresponde a la temperatura ambiente (bulbo seco) (Anexo M): 95 °F. Así como, la temperatura del aire dentro del espacio refrigerado ( $T_{ar}$ ): 37.4 °F (Tabla 3 Apéndice X).

$$T_{ae} - T_{ar} = 95 \text{ °F} - 37.4 \text{ °F} = 57.6 \text{ °F}$$

Se considera el tiempo de operación de esta aplicación, el cual es de 24 horas al día.

a) Piso:

El piso siempre se encuentra a menor temperatura, por lo que en este caso se consideró un diferencial de temperatura de 47.6 °F

$$Q_T = 0.09 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{°F}} * (35 \text{ ft} * 42 \text{ ft}) * 47.6 \text{ °F} * \frac{24\text{h}}{\text{día}} = 142\,747.9 \text{ Btu/día}$$

b) Techo:

$$Q_T = 0.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{°F}} * (35 \text{ ft} * 42 \text{ ft}) * 57.6 \text{ °F} * \frac{24\text{h}}{\text{día}} = 32\,984.2 \text{ Btu/día}$$

c) Pared norte:

$$Q_T = 0.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{°F}} * (42 \text{ ft} * 39.4 \text{ ft}) * 57.6 \text{ °F} * \frac{24\text{h}}{\text{día}} = 37\,130.8 \text{ Btu/día}$$

d) Pared Este:

Para esta pared se considera un factor de radiación solar de 3 K (Anexo C).

$$(T_{ae} - T_{ar}) = (95 \text{ °F} - 37.4 \text{ °F}) = 57.6 \text{ °F}$$

$$(T_{ae} - T_{ar}) = (308.15 \text{ K} - 276.15 \text{ K}) = 32 \text{ K}$$

$$(T_{ae} - T_{ar}) = 32 \text{ K} + 3 \text{ K} = 35 \text{ K}$$

$$\begin{array}{ccc} 32 \text{ K} & \text{—————} & 57.6 \text{ °F} \\ 35 \text{ K} & \text{—————} & X \\ & & X = 63 \text{ °F} \end{array}$$

$$(T_{ae} - T_{ar}) = 63 \text{ °F}$$

$$Q_T = 0.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{°F}} * (35 \text{ ft} * 39.4 \text{ ft}) * 63 \text{ °F} * \frac{24\text{h}}{\text{día}} = 33\,843.2 \text{ Btu/día}$$

e) Pared Sur:

Esta pared colinda con la aplicación de Bolsa grande, la cual se encuentra a 41°F, por lo que el diferencial de temperatura es:

$$(T_{ae} - T_{ar}) = (41\text{ }^{\circ}\text{F} - 37.4\text{ }^{\circ}\text{F}) = 3.6\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$Q_T = 0.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}} * (35\text{ ft} * 39.4\text{ ft}) * 4 * 3.6\text{ }^{\circ}\text{F} * \frac{24\text{ h}}{\text{día}} = 2\,320.7\text{ Btu/día}$$

f) Pared Oeste:

Para esta pared también se considera el factor de radiación solar de 3 K obtenido del Anexo C.

$$Q_T = 0.02 \frac{\text{Btu}}{\text{hft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}} * (35\text{ ft} * 39.4\text{ ft}) * 63\text{ }^{\circ}\text{F} * \frac{24\text{ h}}{\text{día}} = 33\,843.2\text{ Btu/día}$$

Total de cargas térmicas por transmisión:

$$Q_T = 282\,870.0\text{ Btu/día}$$

- Cargas térmicas por infiltración

$$Q_{in} = v * CA * CFM * (H_{ae} - H_c)$$

El volumen del espacio refrigerado ( $v$ ) se calculó multiplicando el largo, ancho y alto de la cámara.

$$v = 35\text{ ft} * 42\text{ ft} * 39.4\text{ ft} = 57\,918\text{ ft}^3$$

Los cambios de aire ( $CA$ ) se obtuvieron del Anexo H, tomando como referencia el volumen de la aplicación, para el cual le corresponde 2 cambios de aire por 24 horas.

La densidad del aire dentro del espacio refrigerado ( $CFM$ ) se interpoló del Anexo J, tomando como referencia la temperatura del aire de la cámara ( $37.4\text{ }^{\circ}\text{F} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), con densidad de  $1.78\text{ kg/m}^3 = 0.078\text{ lb/ft}^3$ .

La entalpía del aire exterior ( $H_{ae}$ ) y la entalpía del aire del espacio refrigerado ( $H_c$ ) se tomaron de la carta psicométrica, con las temperaturas del aire exterior y del aire del espacio refrigerado, ( $95\text{ }^{\circ}\text{F}$  y  $37.4\text{ }^{\circ}\text{F}$ ), respectivamente.

Se considera un tiempo de operación de la cámara de 24 horas al día.

$$Q_{in} = 57\,918\text{ ft}^3 * 2 * 0.078 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} * (25.37 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 4.73 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}) * \frac{24\text{ h}}{\text{día}}$$

$$Q_{in} = 4\,475\,680.6 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

- Cargas térmicas del producto

El producto que mayormente se procesa/almacena con requerimientos de frío en la planta es la fresa. Además es el producto que por sus propiedades térmicas

(calor específico por debajo y por arriba del punto de congelación, calor latente, punto inicial de congelación y calor por respiración) presenta mayores requerimientos de frío. En consecuencia, las cargas térmicas del producto se realizaron considerando las propiedades térmicas de la fresa.

Considerando la temperatura de entrada del producto, temperatura de salida (Tabla 3 del Apéndice X) y temperatura inicial de congelación de la fresa (Anexo A), se determina que las cargas térmicas de producto a considerar son: carga térmica del producto y calor de respiración.

a) Carga térmica del producto

$$Q_p = mCp_a(Te - Ta)$$

El flujo másico ( $m$ ) de producto para esta aplicación es:  $182\,948.6 \frac{lb}{día}$  (Tabla 3 del Apéndice X). El calor específico por encima del punto de congelación ( $Cp_a$ ), de la fresa se obtuvo del Anexo A:  $4.00 \frac{Kj}{kgK} = 1.72 \frac{Btu}{lb°F}$ . La temperatura de almacenamiento ( $Ta$ ) (Tabla 3 del Apéndice X):  $37.4 °F$

$$Q_p = 182\,948.6 \frac{lb}{día} * 1.72 \frac{Btu}{lb°F} * (77 °F - 37.4 °F) = 12\,460\,995 \frac{Btu}{día}$$

b) Cargas térmicas por respiración.

$$Q_p = m * C_R$$

Calor de respiración de la fresa fue obtenido de la interpolación del Anexo B:  $232.904 \frac{mW}{kg} = 0.36 \frac{Btu}{lbh}$

$$Q_p = 182\,948.6 \frac{lb}{día} * 0.36 \frac{Btu}{lbh} = 65\,861.496 \frac{Btu}{día}$$

Total de cargas térmicas del producto y debido a que el producto llega a la temperatura final en 48 horas.

$$Q_p = \frac{12\,460\,995 \text{ Btu/día} + 65\,861.496 \text{ Btu/día}}{48h} * 24h = 6\,264\,283.3 \frac{Btu}{día}$$

- Cargas térmicas adicionales

En el cálculo de cargas térmicas adicionales, se toman en consideración las horas de trabajo al día en el que se encuentran las personas laborando dentro

de la cámara, el tiempo en el que las luces se encuentran encendidas, así como el tiempo en el que los motores y el montacargas se encuentran operando.

a) Las cargas térmicas por personas.

$$Q_G = \#P * F_M * h_T$$

El número de personas en el espacio refrigerado ( $\#P$ ) y las horas de trabajo ( $h_T$ ) de las mismas se obtuvo de la Tabla 4 del Apéndice X. El factor de calor producido por persona ( $F_M$ ) se interpoló del Anexo I:  $1250 \frac{Btu}{h}$ .

$$Q_G = 1 * 1250 \frac{Btu}{h} * \frac{3 h}{día} = 3750 \frac{Btu}{día}$$

b) Carga térmica por luces.

$$Q_L = (A_{ER} * F_L * h_T) * 3.42$$

El área del espacio refrigerado se obtiene multiplicando el largo por ancho de la cámara.

$$A_{ER} = 35 ft * 42 ft = 1470 ft^2$$

El factor de luces ( $F_L$ ) es  $0.75 \frac{W}{ft^2}$ , las horas de trabajo corresponde a las horas de trabajo de las personas, ya que es cuando las luces se encienden.

$$Q_L = \left( 1470 ft^2 * 0.75 \frac{W}{ft^2} * \frac{3 h}{día} \right) * 3.42 = 11311.65 \frac{Btu}{día}$$

3.42 es el factor de conversión de Watt a  $\frac{Btu}{h}$   $1 Watt = 3.43 \frac{Btu}{h}$

c) Las cargas por motores.

$$Q_M = (P * h_T) * 2544.427$$

Se considera el calor aportado por los motores de los evaporadores (Tabla 29, página 76), esta aplicación tiene una potencia total de motores de 4 kWh, el tiempo de operación corresponde al tiempo en el que el evaporador se encuentra operando, restándole el tiempo de deshielo (Tabla 5 del Apéndice X).

$$Q_M = \left( 4 kWh * \frac{23.167 h}{día} \right) * 3414.134 = 316380.969 \frac{Btu}{día}$$

3414.134 es el factor de conversión de kWh a  $\frac{Btu}{h}$ ,  $1 kWh = 3414.134 \frac{Btu}{h}$

d) Cargas térmicas por montacargas.

$$Q_E = (P * h_T) * 2544.427$$

La cantidad de montacargas (1) se obtuvo de la Tabla 4 del Apéndice X. La potencia ( $P$ ) de los montacargas se obtuvo del mismo equipo (4 Hp) y las horas de trabajo ( $h_T$ ) son las que emplean las personas dentro de la cámara.

$$Q_E = \left( 1 * 4 \text{ HP} * \frac{3 \text{ h}}{\text{día}} \right) * 2544.427 = 30\,534 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

2544.427 es el factor de conversión de HP a  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ ,  $1 \text{ HP} = 2544.427 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ ,

Total de cargas térmicas adicionales

$$\text{Total de cargas adicionales} = 361\,976.619 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

- Carga térmica total

$$Q_o = 282\,870 \frac{\text{Btu}}{\text{día}} + 4\,475\,680.6 \frac{\text{Btu}}{\text{día}} + 6\,263\,428.3 \frac{\text{Btu}}{\text{día}} + 361\,976.619 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

$$Q_o = 11\,383\,955.52 \frac{\text{Btu}}{\text{día}}$$

Con el objetivo de convertir la carga térmica total de  $\frac{\text{Btu}}{\text{día}}$  a TR, se procede a obtener los  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$ , considerando el factor de corrección de tiempo de ciclo, el cual toma en cuenta el tiempo en el que los equipos de refrigeración no suministran frío debido a que los evaporadores se encuentran en deshielo.

Para esta aplicación, los evaporadores se encuentran en deshielo por un total de 0.833 horas al día (Tabla 5 del Apéndice X).

$$\text{Factor de corrección} = 24 \text{ horas} - 0.833 \text{ horas} = 23.167 \text{ horas}$$

$$Q_o = \frac{11\,383\,955.52 \text{ Btu/día}}{23.167 \text{ h}} = 491\,386.7 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Se considera un factor de seguridad del 10% debido a las posibles discrepancias entre el diseño y la operación.

$$Q_o = 491\,386.7 * 1.10 = 540\,525.37 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Por último, se realiza la conversión de  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$  a TR: ( $12\,000 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 1 \text{ TR}$ ).

$$Q_o = \frac{540\,525.37 \text{ Btu/h}}{12\,000 \text{ Btu/h}} = 45 \text{ TR}$$

## APÉNDICE II

*Memoria de cálculo para la obtención del consumo energético y costos de operación de los compresores del paquete de refrigeración general.*

*Ejemplo: compresor 1*

1. Se registró por triplicado la potencia del motor del compresor en kWh, la cual se muestra en el panel de control.
2. Se obtuvo el promedio, varianza y desviación estándar de los datos obtenidos por triplicado.

En el Tabla 1 se muestra el tratamiento estadístico.

Tabla 1. *Ejemplo de tratamiento estadístico de potencia del compresor 1, día 7.*

Potencia kWh							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	259.500	259.500	261.500	260.167	0.889	0.943
10:30	100	296.300	299.800	297.300	297.800	2.167	1.472
12:30	100	326.100	326.800	326.800	326.567	0.109	0.330
14:30	100	315.800	313.600	313.000	314.133	1.449	1.204
16:30	100	315.600	315.400	315.4000	315.467	0.009	0.094

3. Se trazó la gráfica de la potencia consumida por el equipo durante las horas de la toma de datos y se realizaron gráficos comparativos de la potencia consumida por el equipo en los diferentes días del trabajo de campo.

En la Figura 1 se muestra la potencia consumida por el compresor 1 en los diferentes días de trabajo.

4. Se determinó el día en el cual el equipo presentó una menor variación en potencia del motor y se promediaron los valores.

En el Tabla 2 se presenta el promedio de la potencia consumida por el motor del compresor 1.



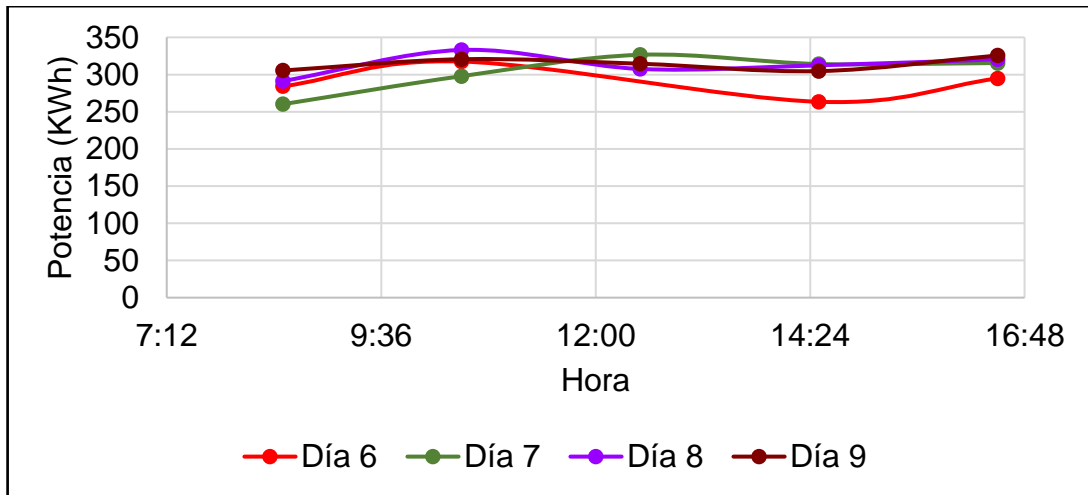


Figura 1. Potencia consumida por el compresor 1.

Tabla 2. Promedio de la potencia del día 9 del compresor 1.

HORA	Día 9 kWh	x
08:30	305.433	314.167
10:30	320.600	
12:30	314.500	
14:30	304.633	
16:30	325.667	

5. Se calculó el consumo energético ( $C.E$ ) y costos de operación ( $C.O$ ), por hora, día temporada baja, día temporada alta y año considerando los tiempos de operación del equipo (Tablas 16 y 17, página 65 y 66) y el costo de la tarifa industrial de la CFE correspondiente a la zona del Bajío (\$2.54 por kWh y \$3.0309 por kWh en hora pico, de las 18 a las 22 horas).

Hora:

$$C.E = 314.167 \text{ kWh} * 1h = 314.167 \text{ kWh}$$

$$C.O = 314.167 \text{ kWh} * \$2.54 = \$ 797.984$$

Hora pico:

$$C.O = 314.167 \text{ kWh} * \$ 3.0309 = \$ 952.209$$

Día temporada baja:

$$C.E = 314.167 \text{ kWh} * 20 h = 6 283.340 \text{ kW día}$$

$$C.O = 6 283.340 \text{ kW día} * \$ 2.54 = \$ 15 959.68$$

Día temporada alta:

$$C.E = 314.167 \text{ kWh} * 24 h = 7 540.008 \text{ kW día}$$

$$C.O = (\$ 797.984 * 20 h) + (\$ 952.209 * 4 h) = \$ 19 768.52$$

Año:

$$C.E = (6 283.340 kW día * 120 días) + (7 540.008 kW día * 120 días) = 1 658 801.76$$

*kW año*

$$C.O = (\$ 15 959.68 * 120 días) + (\$ 19 768.52 * 120 días) = \$4 287 384.27$$

### APÉNDICE III

*Memoria de cálculo para la obtención del consumo energético y costos de operación del resto de los equipos de las instalaciones frigoríficas.*

*Ejemplo: Congelador ráfaga 1*

1. Se registró la intensidad de 1 de los motores de cada evaporado por triplicado, con ayuda de unas pinzas amperimétricas.
2. Se obtuvo el promedio, varianza y desviación estándar de todos los datos obtenidos.

En el Tabla 1 se presenta el tratamiento estadístico.

Tabla 1. *Tratamiento estadístico de intensidad del del evaporador del Congelador ráfaga 1.*

Intensidad (A)							
	Día 1			Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	
08:30	5.800	5.800	5.900	5.700	5.600	5.700	5.692
09:30	5.700	5.800	5.700	X	X	X	
10:30	5.800	5.800	5.900	5.600	5.700	5.600	Varianza
11:30	5.600	5.700	5.600	X	X	X	
12:30	5.600	5.800	5.600	5.600	5.500	5.600	0.013
13:30	5.800	5.700	5.800	X	X	X	
14:30	5.600	5.800	5.600	5.500	5.600	5.500	D.S.
15:30	5.800	5.800	5.900	X	X	X	
16:30	X	X	X	5.600	5.600	5.600	0.112

3. Se determinó la potencia consumida por el motor del evaporador.

$$P = (\sqrt{3} * V * I * \cos\varphi) / 1000$$

El voltaje ( $V$ ) de toda la planta es 440 V, el factor potencia ( $\cos\varphi$ ) fue obtenido de la placa del motor: 0.47

$$P = (\sqrt{3} * 440 \text{ V} * 5.692 \text{ A} * 0.47) / 1000 = 2.039 \text{ kWh}$$

4. Se multiplico la potencia obtenida del motor del evaporador por el número de motores por aplicación. El congelador ráfaga 1 cuenta con dos evaporadores, con dos motores cada uno (Tabla 9, página 61), por lo que el número total de motores es 4.

Potencia total por aplicación:

$$P = 2.039 \text{ kWh} * 4 = 8.156 \text{ kWh}$$

5. Se determinó el consumo energético (*C.E*) y los costos de operación (*C.O*) por hora, día temporada baja, día temporada alta y año con los tiempos de operación de los evaporadores y el costo de la tarifa industrial de la CFE correspondiente a la zona del Bajío (\$2.54 por kWh y \$3.0309 por kWh en hora pico, de las 18 a las 22 horas).

Las horas de trabajo de los evaporadores se calcularon en función el tiempo de deshiele (Tabla 5 del Apéndice X). En temporada baja, al apagar los compresores en la hora pico (de 18 a 22 horas), los evaporadores también dejan de operar.

Tiempo de operación temporada baja:

$$20 \text{ horas} - 2.7 \text{ horas} = 17.3 \text{ horas}$$

Tiempo de operación en temporada alta:

$$24 \text{ horas} - 2.7 \text{ horas} = 21.3 \text{ horas}$$

Hora:

$$C.E = 8.156 \text{ kWh} * 1 \text{ h} = 8.156 \text{ kWh}$$

$$C.O = 8.156 \text{ kWh} * \$ 2.54 = \$ 20.715$$

Hora pico:

$$C.O = 8.156 \text{ kWh} * \$ 3.0309 = \$ 24.719$$

Tiempo de operación temporada baja:

$$20 \text{ horas} - 2.7 \text{ horas} = 17.3 \text{ horas}$$

Tiempo de operación en temporada alta:

$$24 \text{ horas} - 2.7 \text{ horas} = 21.3 \text{ horas}$$

Hora:

$$C.E = 8.156 \text{ kWh} * 1 \text{ h} = 8.156 \text{ kWh}$$

$$C.O = 8.156 \text{ kWh} * \$ 2.54 = \$ 20.715$$

Hora pico:

$$C.O = 8.156 \text{ kWh} * \$ 3.0309 = \$ 24.719$$

Día temporada baja:

$$C.E = 8.156 \text{ kWh} * 17.3 \text{ h} = 141.093 \text{ kW día}$$

$$C.O = (141.093 \text{ kW día} * \$ 2.54) = \$ 358.376$$

Día temporada alta:

$$C.E = 8.156 \text{ kWh} * 21.3 \text{ h} = 173.716 \text{ kW día}$$

$$C.O = (8.156 \text{ kWh} * 20 \text{ h} * \$ 2.54) + (8.156 \text{ kWh} * 1.3 * \$ 3.0309) = \$ 446.443$$

Año:

$$C.E = (141.093 \text{ kW día} * 240 \text{ días}) + (173.716 \text{ kW día} * 120 \text{ días}) = 54\,708.22 \text{ kW}$$

año

$$C.O = (\$ 358.376 * 240) + (\$ 457.252 * 120) = \$ 139\,583.44$$

## APÉNDICE IV

*Memoria de cálculo para la obtención de la eficiencia termodinámica en la producción de frío por compresión.*

*Ejemplo: compresor 3*

1. Se calculó el  $COP_{real}$

$$COP_{real} = \frac{Q_o \text{ real}}{POT}$$

La potencia frigorífica real ( $Q_o \text{ real}$ ) se obtuvo del cálculo de cargas térmicas pertenecientes a las aplicaciones a las que se destina este compresor: 233.5 TR= 821.92 kWh (Tabla 13, página 63), la potencia real ( $POT$ ) se obtuvo de la Tabla 20, página 69: 148.333 kWh.

$$COP_{real} = \frac{821.92 \text{ kWh}}{148.333 \text{ kWh}} = 5.541$$

2. Se calculó el  $COP_{carnot}$

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

La temperatura de evaporación ( $T_{evap}$ ) se obtuvo de la (Tabla 6, página 60): 10.4 °F= 261.15 K. La temperatura de condensación ( $T_{cond}$ ) fue obtenida de la Tabla 5, página 59: 80.6 °F= 300.17 K.

$$COP_{carnot} = \frac{261.15 \text{ K}}{300.17 \text{ K} - 261.15 \text{ K}} = 6.693$$

3. Se calculó la eficiencia termodinámica

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{COP_{real}}{COP_{carnot}} \times 100 \\ \varepsilon &= \frac{5.541}{6.693} \times 100 = 82.792 \% \end{aligned}$$

## APÉNDICE V

*Memoria de cálculo para la obtención del combustible consumido, energía eléctrica y térmica producida por los 3 sistemas de cogeneración.*

1. Se obtuvo el consumo de combustible, producción de energía eléctrica y térmica de los 3 sistemas de cogeneración por hora, día y año a partir de las especificaciones técnicas de éstos (Tabla 63, página 105).

Combustible consumido los 3 sistemas de cogeneración:

Hora:

$$950 \text{ kWh} * 3 \text{ sistemas de cogeneración} = 2\,850 \text{ kWh}$$

Día:

$$2\,850 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 68\,400 \text{ kWdía}$$

Año:

$$68\,400 \text{ kWdía} * 360 \text{ días} = 24\,624\,000 \text{ kW año}$$

Energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración

Hora:

$$400 \text{ kWh} * 3 \text{ sistemas de cogeneración} = 1\,200 \text{ kWh}$$

Día:

$$1\,200 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 28\,800 \text{ kW día}$$

Año:

$$28\,800 \text{ kW día} * 360 \text{ días} = 1\,368\,000 \text{ kW año}$$

Energía térmica producida por los 3 sistemas de cogeneración:

Hora:

$$431 \text{ kWh} * 3 \text{ sistemas de cogeneración} = 1\,293 \text{ kWh}$$

Día:

$$1\,293 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 29\,736 \text{ kW día}$$

Año:

$$29\,736 \text{ kW día} * 360 \text{ días} = 10\,704\,960 \text{ kW año}$$

## APÉNDICE VI

### *Memoria de cálculo para la obtención de asignación de costos de combustible del sistema de cogeneración*

1. Se calculó la eficiencia de la producción de electricidad del sistema de cogeneración.

$$\eta_{el} = \frac{W}{Q_F}$$

La energía eléctrica producida por el sistema de cogeneración ( $W$ ) y el combustible suministrado ( $Q_F$ ) se obtuvieron de la Tabla 63, página 105.

$$\eta_{el} = \frac{400 \text{ kWh}}{950 \text{ kWh}} = 0.421$$

2. Se determinó la eficiencia de la producción de calor del sistema de cogeneración.

$$\eta_{ter} = \frac{Q_{ter}}{Q_F}$$

La energía térmica producida por el sistema de cogeneración ( $Q_{ter}$ ) se obtuvo de la Tabla 63, página 105.

$$\eta_{ter} = \frac{431 \text{ kWh}}{950 \text{ kWh}} = 0.454$$

3. Se obtuvo el factor de Carnot del sistema de cogeneración.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_i}{T_S}$$

La temperatura ambiente ( $T_i$ ) y la temperatura del calor producido por el sistema de cogeneración ( $T_S$ ) se obtuvieron de la Tabla 63, página 105: 77 °F = 298.15 K y 663.8 °F = 624.15 K, respectivamente.

$$\eta_c = 1 - \frac{298.15 \text{ K}}{624.15 \text{ K}} = 0.522$$

4. Se calculó el factor de asignación de costo combustible para la producción de energía eléctrica en el sistema de cogeneración.

$$\alpha_{el} = \frac{1 * \eta_{el}}{\eta_{el} + \eta_c * \eta_{ter}}$$
$$\alpha_{el} = \frac{1 * 0.421}{0.454 + 0.522 * 0.454} = 0.640$$

5. Se determinó el factor de asignación de costo de combustible para la producción de energía térmica en el sistema de cogeneración.



$$\alpha_{ter} = \frac{\eta_c * \eta_{ter}}{\eta_{el} + \eta_c * \eta_{ter}}$$

$$\alpha_{ter} = \frac{0.522 * 0.454}{0.421 + 0.522 * 0.454} = 0.360$$

6. La suma de ambos factores de asignación de costo de combustible debe ser igual a uno.

$$\alpha_{el} + \alpha_{ter} = 1$$

$$0.640 + 0.360 = 1$$

7. Se calculó la asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de energía eléctrica.

$$Q_{F_{el}} = \alpha_e Q_F$$

$$Q_F = 0.640 * 950 \text{ kWh} = 608 \text{ kWh}$$

8. Se calculó la asignación de combustible requerido por el sistema de cogeneración para la producción de energía térmica.

$$Q_{F_{ter}} = \alpha_{ter} Q_F$$

$$Q_{F_{ter}} = 0.36 * 950 \text{ kWh} = 342 \text{ kWh}$$

9. Se determinó la asignación de combustible requerido por los 3 sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica.

$$Q_{F_{el}} = \alpha_e Q_F$$

El combustible suministrado ( $Q_F$ ) por hora por los 3 sistemas de cogeneración, se obtuvo de la Tabla 64, página 106.

$$Q_F = 0.64 * 2850 \text{ kWh} = 1824 \text{ kWh}$$

10. Se determinó la asignación de combustible requerido por los 3 sistemas de cogeneración para la producción de energía térmica.

$$Q_{F_{ter}} = \alpha_{ter} Q_F$$

$$Q_{F_{ter}} = 0.36 * 2850 \text{ kWh} = 1026 \text{ kWh}$$

11. Se calculó el costo de la producción de electricidad en los 3 sistemas de cogeneración.

$$C_{F_{el}} = Q_{F_{el}} * \$ 0.359 = 1824 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 654.816$$

0.359 = Precio del kWh de gas natural

12. Se calculó el costo de la producción de calor útil en los 3 sistemas de cogeneración.

$$C_{F_{ter}} = Q_{F_{ter}} * \$ 0.359 = 1\ 026\ kWh * \$ 0.359 = \$ 368.334$$

0.359= Precio del kWh de gas natural

13. Se obtuvo, como referencia, el costo por kWh de electricidad producida en los 3 sistemas de cogeneración.

$$C_{W_{CHP}} = \frac{C_{F_{el}}}{W}$$

La energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración se obtuvo de la Tabla 64, página 106.

$$C_{W_{CHP}} = \frac{\$ 654.816}{1\ 200\ kWh} = \$ 0.546/kWh$$

14. Se obtuvo, como referencia, el costo por kWh de calor producido en los 3 sistemas de cogeneración.

$$C_{Q_{CHP}} = C_{F_{ter}}/Q_{ter}$$

$$C_{Q_{CHP}} = \frac{\$ 368.334}{1239\ kWh} = \$ 0.297/kWh$$

15. Se determinó la eficiencia total del sistema de cogeneración.

$$\eta_o = \frac{W + Q_{ter}}{Q_F} * 100$$

$$\eta_o = \frac{400\ kWh + 431\ kWh}{950\ kWh} * 100 = 87.500\%$$

## APÉNDICE VII

*Memoria de cálculo para la determinación de los costos de la producción de frío del sistema en cascada con operatividad del compresor 1.*

1. Se determinó la asignación y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica demandada por el compresor del sistema en cascada por hora.

Compresor 1:

$$Q_{F_{comp}} = \frac{C.E_{comp} * 2\ 850\ kWh}{1\ 200\ kWh}$$

2 850 kWh = combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración.

1 200 kWh = energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración.

El consumo de energía ( $C.E$ ) por hora del compresor 1 se obtuvo de la Tabla 69, página 108.

$$Q_{F_{comp}} = \frac{113.49\ kWh * 2\ 850\ kWh}{1\ 200\ kWh} = 269.539\ kWh$$

Los sistemas de cogeneración requieren 269.539 kWh de combustible para producir los 113.49 kWh de energía eléctrica demandada por el compresor 1 de la sección de compresión.

$$Q_{F_{el_{comp}}} = \alpha_{el} Q_{F_{comp}}$$

El factor de asignación de costo de combustible para la producción de electricidad en el sistema de cogeneración ( $\alpha_{el}$ ) se encuentra en la Tabla 75, página 114, resultado de los cálculos anteriores.

$$Q_{F_{el_{comp}}} = 0.64 * 269.539\ kWh = 172.5\ kWh$$

$$C_{F_{el_{comp}}} = 172.5\ kWh * \$0.3590 = \$ 61.86$$

0.359= Precio del kWh de gas natural.

De los 269.539 kWh de combustible suministrado al sistema de cogeneración, 172.5 kWh se utilizan para la producción de la energía eléctrica demanda por el compresor 1, el resto se emplea para la producción de calor.

2. Se calcularon los costos de operación con base en el combustible consumido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica demandada por el compresor del sistema en cascada.

Hora:

$$C.E = 172.5 \text{ kWh} * 1 \text{ h} = 172.5 \text{ kWh}$$

$$C.O = 172.5 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 61.928$$

Día:

$$C.E = 172.5 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 4 140 \text{ kW día}$$

$$C.O = 4 140 \text{ kW día} * \$ 0.359 = \$ 1 486.260$$

Año:

$$C.E = 4 140 \text{ kW día} * 240 \text{ días} = 993 600 \text{ kW año}$$

$$C.O = 993 600 \text{ kW año} * \$ 0.359 = \$ 356 702.40$$

3. Se determinó la asignación y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica demandada por la sección de absorción del sistema en cascada por hora.

Sección de absorción:

$$Q_{FSA} = \frac{C.E_{SA} * 2 850 \text{ kWh}}{1 200 \text{ kWh}}$$

2 850 kWh = combustible consumido por el sistema de cogeneración.

1 200 kWh = energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración.

El consumo de energía eléctrica de la sección de absorción ( $C.E_{SA}$ ) se obtuvo de la Tabla 71, página 110.

$$Q_{FSA} = \frac{6.4 \text{ kWh} * 2 850 \text{ kWh}}{1 200 \text{ kWh}} = 15.2 \text{ kWh}$$

Los sistemas de cogeneración requieren 15.2 kWh de combustible para la producción de 6.4 kWh de energía eléctrica demandada por la sección de absorción.

$$Q_{FelSA} = \alpha_{el} Q_{FSA}$$

$$Q_{FelSA} = 0.64 * 15.2 \text{ kWh} = 9.73 \text{ kWh}$$

$$C_{FelSA} = 9.73 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 3.49$$

0.359 = Precio del kWh de gas natural

De los 15.2 kWh de combustible suministrados al sistema de cogeneración, 9.73 kWh se utilizan para la producción de energía eléctrica.

4. Se calcularon los costos de operación a partir del combustible consumido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica demandada por la sección de absorción del sistema en cascada.

Hora:

$$CE = 9.73 \text{ kWh} * 1 \text{ h} = 9.73 \text{ kWh}$$

$$C.O = 9.73 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 3.493$$

Día:

$$C.E = 9.73 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 233.52 \text{ kW día}$$

$$C.O = 233.52 \text{ kW día} * \$ 0.359 = \$ 83.83$$

Año:

$$C.E = 233.52 \text{ kW día} * 240 \text{ días} = 56\,044.80 \text{ kW año}$$

$$C.O = 56\,044.80 \text{ kW día} * \$ 0.359 = \$ 20\,120.08$$

5. Se determinó la asignación y costo de combustible requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de la energía térmica demandada por el generador de la sección de absorción.

$$Q_{F_{GEN}} = \frac{Q_{GEN} * 2\,850}{1\,293}$$

2850 kWh = combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración

1293 kWh = energía térmica producida por los 3 sistemas de cogeneración.

El calor de activación del sistema ( $Q_{GEN}$ ) requerido por la máquina de absorción, para el funcionamiento de ésta fue obtenido de la Tabla 71, página 110.

$$Q_{F_{GEN}} = \frac{1\,188.56 \text{ kWh} * 2\,850 \text{ kWh}}{1\,293 \text{ kWh}} = 2\,619.796 \text{ kWh}$$

Los sistemas de cogeneración requieren 2 619.796 kWh de combustible para producir los 1 188.56 kWh de calor demandados por la máquina de absorción para la producción de frío.

$$Q_{F_{ter_{GEN}}} = \alpha_{ter} Q_{F_{GEN}}$$

El factor de asignación de costo de combustible para la producción de calor en el sistema de cogeneración ( $\alpha_{ter}$ ) se encuentra en la Tabla 75, página 114, resultado de los cálculos anteriores.

$$Q_{F_{ter_{GEN}}} = 0.36 * 2\,619.796 \text{ kWh} = 943.13 \text{ kWh}$$

De los 2 619.796 kWh de combustible suministrado a los sistemas de cogeneración, 943.13 kWh se utilizan para la producción de calor.

$$C_{F_{terGEN}} = 943.13 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 338.23$$

0.359= Precio del kWh de gas natural

6. Se calcularon los costos de operación con base en el combustible consumido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía térmica demandada por el generador la sección de absorción del sistema en cascada.

Hora:

$$C.E = 943.13 \text{ kWh} * 1 \text{ h} = 943.13 \text{ kWh}$$
$$C.O = 943.13 \text{ kWh} * \$ 0.359 = \$ 338.584$$

Día:

$$C.E = 943.13 \text{ kWh} * 24 \text{ h} = 22\,635.12 \text{ kW día}$$
$$C.O = 22\,635.12 \text{ kW día} * \$ 0.359 = \$ 8\,126.01$$

Año:

$$C.E = 22\,635.12 \text{ kW día} * 240 = 5\,432\,428.80 \text{ kW año}$$
$$C.O = 5\,432\,428.80 \text{ kW año} * \$ 0.359 = \$ 1\,950\,241.94$$

## APÉNDICE VIII

*Memoria de cálculo para la determinación de los costos de operación anual tras la producción de energía eléctrica y térmica en los sistemas de cogeneración.*

*Ejemplo: túnel de congelación 1*

Se calculó la asignación y costo de combustible por año de los sistemas de cogeneración, para la producción de la energía eléctrica demanda por todos los equipos de las instalaciones frigoríficas en rediseño.

1. Se calculo la asignación y costo de combustibles requerido por los sistemas de cogeneración para la producción de energía eléctrica anual demandada por el túnel de congelación 1.

$$Q_{F_{túnel}} = \frac{C \cdot E_{túnel} * 24\ 624\ 000\ kW\ año}{10\ 368\ 000\ kW\ año}$$

24 624 000 kW año = combustible consumido por los 3 sistemas de cogeneración.

10 368 000 kW año = energía eléctrica producida por los 3 sistemas de cogeneración.

El consumo de energía ( $C \cdot E_{túnel}$ ) anual del túnel de congelación 1 fue obtenido de la Tabla 52, página 92.

$$Q_{F_{túnel}} = \frac{110\ 035.39\ kW\ año * 24\ 624\ 000\ kW\ año}{10\ 368\ 000\ kW\ año} = 261\ 334.051\ kW\ año$$

$$Q_{F_{el_{túnel}}} = \alpha_{el} Q_{F_{túnel}}$$

$$Q_{F_{el_{túnel}}} = 0.64 * 261\ 334.051\ kW\ año = 167\ 253.79\ kW\ año$$

De los 261 334.051 kW año de combustible suministrado a los sistemas de cogeneración, 167 253.79 kW año se utilizan para la producción de energía eléctrica.

$$C_{F_{el_{túnel}}} = 167\ 253.79\ kW\ año * \$ 0.359 = \$ 59\ 981.79$$

## APÉNDICE IX

*Memoria de cálculo para la obtención de la eficiencia termodinámica del sistema en cascada.*

*Ejemplo: sistema en cascada con operatividad del compresor tornillo 1.*

a) Sección de compresión:

1. Se calculó el  $COP_{real}$

$$COP_{real} = \frac{Q_o \text{ real}}{POT}$$

La potencia frigorífica real ( $Q_o \text{ real}$ ) se obtuvo de la Tabla 65, página 106: 161.92 TR= 569.958 kWh. La potencia real se obtuvo de la Tabla 69, página 108: 113.49 kWh.

$$COP_{real} = \frac{569.958 \text{ kWh}}{113.49 \text{ kWh}} = 5.022$$

2. Se calculó el  $COP_{Carnot}$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

La temperatura de evaporación ( $T_{evap}$ ) se obtuvo de la Tabla 60: -36.4 °F= 235.15 K. La temperatura de condensación ( $T_{cond}$ ) se obtuvo de la Tabla 57, página 100: 14 °F= 263.15 K.

$$COP_{Carnot} = \frac{235.15 \text{ K}}{263.15 \text{ K} - 235.15 \text{ K}} = 8.398$$

3. Se calculó la eficiencia termodinámica.

$$\varepsilon = \frac{COP_{real}}{COP_{Carnot}} \times 100$$

$$\varepsilon = \frac{5.022}{8.398} \times 100 = 59.800 \%$$

b) Sección de absorción:

1. Se calculó el  $COP_{REAL}$  de la sección de absorción

$$COP_{real} = \frac{Q_o \text{ real}}{Q_G}$$

La potencia frigorífica real ( $Q_o \text{ real}$ ) y el calor de activación ( $Q_G$ ) se obtuvieron de la Tabla 62, página 105: 212.918 TR= 749.443 kWh y 1 188.56 kWh, respectivamente.



$$COP_{real} = \frac{749.443 \text{ kWh}}{1188.56 \text{ kWh}} = 0.631$$

2. Se calculó el  $COP_{carnot}$  de la sección de absorción,

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

La temperatura de evaporación ( $T_{evap}$ ) y de condensación ( $T_{cond}$ ) se obtuvieron de la Tabla 62, página 105: 41 °F= 278.15 K y 84.92 °F= 302.55 K, respectivamente.

$$COP_{carnot} = \frac{278.15 \text{ K}}{302.55 \text{ K} - 278.15 \text{ K}} = 11.400$$

3. Se determinó la eficiencia termodinámica de la sección de absorción.

$$\varepsilon = \frac{COP_{real}}{COP_{carnot}} \times 100$$

$$\varepsilon = \frac{0.631}{11.4} \times 100 = 5.531 \%$$

## APÉNDICE X

Tabla 1. *Especificaciones técnicas de los motores de los compresores.*

#	Modelo	Serie	Ca- paci- dad (%)	RPM	P (kWh)	Hz	V	Cos $\phi$	BkWh
1	250VMD	2535962	100	3578	298.28	60	460	0.870	302.400
2	250VSD	2556547	100	3572	260.995	60	460	0.890	244.700
3	200VLD	2017589	100	3575	298.28	60	460	0.880	241.120
4	200VSD	2056748	25- 100	3572	186.425	60	460	0.880	167.612
5	280JM- VE	2830009	100	3575	372.85	60	460	0.898	317.095
6	280JM- VE	2830008	100	3575	372.85	60	460	0.898	317.100

Tabla 2. *Dimensiones, capacidades y material de las cámaras del paquete de refrigeración general.*

Aplicación	Capacidad de almacenamiento (lb)	Material de aislamiento	Espesor (ft)	Largo (ft)	Ancho (ft)	Alto (ft)
Congelador ráfaga 1	44 084.00	Poliestireno expandido	0.664	44.00	25.60	39.40
Congelador ráfaga 2	44 084.00	Poliestireno expandido	0.664	44.00	25.60	39.40
CPC 1	220 462.00	Poliestireno expandido	0.664	85.40	114.90	39.40
Contenedores	302 033.00	Poliestireno expandido	0.664	59.10	55.80	39.40
Bolsa grande	Área de proceso	Poliestireno expandido	0.664	12.20	18.40	39.40
Recepción de fruta fresca	182 948.60	Poliestireno expandido	0.664	35.00	42.00	39.40
CPC Coberturas	220 462.00	Poliestireno expandido	0.664	105.00	31.20	39.40
Coberturas	Área de proceso	Poliestireno expandido	0.664	92.60	31.30	19.7
Recepción de fruta IQF	213 807.40	Poliestireno expandido	0.664	105.00	42.70	39.40
Empaque IQF	Área de proceso	Poliestireno expandido	0.664	134.60	35.10	39.40
Congelador	121 231.00	Poliestireno expandido	0.664	65.70	105.00	39.40

Tabla 3. *Caracterización del producto.*

Aplicación	Cantidad ingresada diaria (lb)	$T_e$ (°F)	$T_f$ (°F)	$T_a$ (°F)
Congelador ráfaga 1	44 084.0	95.0	-0.4	-22.0
Congelador ráfaga 2	44 084.0	95.0	-0.4	-22.0
CPC1	121 231.0	3.2	-4.0	-31.0
CPC Coberturas	8 816.8	3.2	-4.0	-22.0
Congelador	121 231.0	86.0	-0.4	-36.4
Contenedores	96 984.8	104.0	41.0	37.4
Bolsa grande	Área de proceso			41.0
Recepción fruta fresca	182 948.6	77.0	41.0	37.4
Coberturas	Área de proceso			41.0
Recepción de fruta IQF	213 807.4	77.0	41.0	37.4
Empaque IQF	Área de proceso			41.0

Tabla 4. *Especificaciones de cámara.*

Aplicación	Número de personas laborando	Número de montacargas	Horas de trabajo de personal dentro de cámaras	Horas en abatir la carga	V
Congelador ráfaga 1	1	1	1	72	440
Congelador ráfaga 2	1	1	1	72	440
CPC1	2	2	2	48	440
CPC Coberturas	1	1	2	48	440
Congelador	2	2	2	72	440
Contenedores	1	1	3	72	440
Bolsa grande	15	X	16	X	440
Recepción fruta fresca	1	1	3	48	440
Coberturas	30	X	16	X	440
Recepción de fruta IQF	1	1	3	48	440
Empaque IQF	30	X	16	X	440

Tabla 5. *Tiempo de deshielo por día de los evaporadores.*

Aplicación	Tipo de deshielo	Tiempo de deshielo por día (h)
Congelador ráfaga 1	Gas	2.700
Congelador ráfaga 2	Gas	2.700
CPC 1	Gas	3.930
Contenedores	Gas	2.560
Bolsa grande	Gas	1.967
Recepción de fruta fresca	Gas	0.833
CPC Coberturas	Gas	0.833
Coberturas	Gas	2.150
Recepción de fruta IQF	Gas	1.500
Empaque IQF	Paro de ciclo	3.00
Congelador	Gas	2.56

Tabla 6. *Flujo másico de las aplicaciones en temporada baja.*

Aplicación	Cantidad ingresada diaria (lb)
Congelador ráfaga 1	30 947.0
Congelador ráfaga 2	30 947.0
CPC1	44 084.0
CPC Coberturas	2 865.5
Congelador	55 105.0
Contenedores	96 984.8
Bolsa grande	X
Recepción fruta fresca	66 126.0
Coberturas	X
Recepción de fruta IQF	38 793.9
Empaque IQF	X

Tabla 7. *Recalentamiento total.*

Aplicación	Pms (psig)	Tse (°F)	T (°F)	Recalentamiento (°F)
Línea de baja temperatura paquete refrigeración general	6.00 inHg	-36.4	-31.0	5.4
Línea de alta temperatura paquete refrigeración general	24.16	10.4	9.5	0.9
Paquete IQF	8.70 inHg	-40.00	-34.6	5.4

Nota: Pms= Presión del manómetro de salida del evaporador, Tse= Temperatura a la salida del evaporador, T= Temperatura de succión del compresor.

## APÉNDICE XI

*Tablas de datos recabadas en campo*

### Fechas del trabajo de campo

Día	Fecha
1	7 de diciembre del 2020
2	8 de diciembre del 2020
3	9 de diciembre del 2020
4	11 de diciembre del 2020
5	14 de diciembre del 2020
6	15 de diciembre del 2020
7	16 de diciembre del 2020
8	17 de diciembre del 2020
9	18 de diciembre del 2020
10	6 de enero del 2021
11	11 de enero del 2021

### Potencia consumida del compresor 1

Potencia día 6 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	284.3	284.1	284.1	284.2	0.0	0.0
10:30	318.5	317.0	317.0	317.5	0.5	0.7
12:30						
14:30	264.4	262.8	262.8	263.3	0.5	0.7
16:30	295.0	294.7	294.7	294.8	0.0	0.1

Potencia día 7 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	259.5	259.5	261.5	260.2	0.8	0.9
10:30	100	296.3	299.8	297.3	297.8	2.1	1.5
12:30	100	326.1	326.8	326.8	326.6	0.1	0.3
14:30	100	315.8	313.6	313.0	314.1	1.5	1.2
16:30	100	315.6	315.4	315.4	315.4	0.0	0.0

Potencia día 8 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	292.3	291.2	290.3	291.3	0.6	0.8
10:30	100	331.7	331.7	335.8	333.1	3.7	1.9
12:30	100	308.1	309.9	304.5	307.5	5.0	2.2
14:30	100	312.4	312.4	312.5	312.4	0.0	0.0
16:30	100	323.8	318.3	319.3	320.5	5.7	2.4

Potencia día 9 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	304.9	307.5	303.9	305.4	2.3	1.5
10:30	100	320.0	320.9	320.9	320.6	0.1	0.4
12:30	100	314.9	314.3	314.3	314.5	0.0	0.2
14:30	100	308.5	302.7	302.7	304.6	7.5	2.7
16:30	100	326.4	325.3	325.3	325.6	0.2	0.5

Potencia consumida del compresor 2

Potencia día 1 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	359.4	362.7	363.8	361.9	3.5	1.9
09:30	100	278.5	279.9	279.9	279.4	0.4	0.6
10:30	100	266.1	266.1	266.1	266.1	0.0	0.0
11:30	100	268.5	264.0	266.0	266.1	3.4	1.8
12:30	100	272.4	273.3	273.3	273.0	0.1	0.4
13:30	100	259.1	259.4	258.1	258.8	0.3	0.5
14:30	100	200.0	200.0	200.0	200.0	0.0	0.0

Potencia día 2 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	100	275.0	269.0	268.5	270.6	9.1	3.0
14:30	100	258.0	261.0	260.9	260.1	1.5	1.2

Potencia día 3 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	270.0	266.8	267.0	267.8	2.1	1.5
10:30	100	277.0	275.9	276.0	276.3	0.2	0.4
12:30	100	270.0	270.3	270.0	270.3	0.0	0.0
16:30	100	266.0	266.0	266.0	266.0	0.0	0.0

Potencia día 4 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	278.8	277.8	277.8	278.1	0.2	0.5
12:30	100	267.0	267.0	267.0	266.8	0.0	0.2
14:30	100	277.0	277.0	277.0	277.0	0.0	0.0
16:30	100	271.0	271.0	271.0	270.5	0.0	0.0

Potencia día 5 (kWh)							
Hora	SV (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	100	253.6	253.6	257.5	254.9	3.4	1.8
10:30	100	269.1	269.1	269.1	269.1	0.0	0.0
12:30	100	264.4	266.3	266.3	265.7	0.8	0.9
14:30	100	257.7	257.7	257.7	257.7	0.0	0.0
16:30	100	251.3	251.3	255.3	252.6	3.5	1.9

Potencia consumida del compresor 3

Potencia día 5 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S
10:30	129.8	128.6	128.6	129.0	0.3	0.6
12:30	149.0	150.1	150.1	149.7	0.3	0.5
14:30	145.3	144.2	144.2	144.6	0.3	0.5
16:30	150.7	150.7	150.7	150.7	0.0	0.0

Potencia consumida del compresor 4

Potencia día 1 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	249.3	250.1	247.1	248.8	1.6	1.3
09:30	187.4	188.6	186.4	187.5	0.8	0.9
10:30	122.7	121.7	121.7	122.0	0.2	0.5
11:30	94.8	95.6	95.6	95.3	0.1	0.4
12:30	115.3	115.3	115.3	115.3	0.0	0.0
13:30	116.7	116.2	116.2	116.4	0.0	0.2
14:30	93.1	93.1	93.1	93.1	0.0	0.0
15:30	64.3	64.3	64.3	64.3	0.0	0.0

Potencia día 2 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	55.2	55.2	56.8	55.7	0.6	0.7
10:30	185.0	186.0	185.8	185.5	0.1	0.4
12:30	146.0	146.0	139.3	143.8	9.9	3.1
14:30	113.0	113.0	114.0	113.2	0.3	0.6
16:30	182.0	182.0	185.4	183.0	2.9	1.7

Potencia día 3 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	119.0	123.3	129.0	123.8	16.8	4.0
10:30	185.0	181.9	182.0	183.0	2.6	1.6

Potencia día 4 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	43.2	43.2	44.2	43.5	0.2	0.5
10:30	58.6	60.7	60.7	60.0	0.9	0.9
12:30	148.0	148.0	148.0	147.5	0.0	0.0
14:30	110.0	110.0	110.0	109.8	0.0	0.0
16:30	116.0	116.0	116.0	115.6	0.0	0.0

Potencia día 5 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	186.7	186.7	184.3	185.9	0.0	1.1

Potencia día 6 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	126.1	131.5	131.5	129.7	6.5	2.5
10:30	137.0	137.0	137.0	137.0	0.0	0.0
12:30	125.6	129.4	129.4	128.1	3.2	1.8
14:30	87.9	82.8	82.8	84.5	5.8	2.4
16:30	86.0	83.8	82.0	83.9	2.7	1.6



Potencia día 7 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	81.7	81.7	79.5	80.9	1.0	1.0
10:30	47.5	46.9	46.5	46.9	0.2	0.4
12:30	124.5	124.5	130.4	126.5	7.7	2.8
14:30	58.0	66.3	78.2	67.5	68.7	8.3
16:30	47.8	45.2	47.9	46.9	1.6	1.2

Potencia día 8 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	65.2	68.0	64.3	65.8	2.5	1.6
10:30	184.5	185.6	185.6	185.2	0.3	0.5
12:30	95.8	94.3	95.1	95.0	0.4	0.6
14:30	62.6	61.2	61.2	61.7	0.4	0.6
16:30	114.8	113.6	112.6	113.7	0.8	0.9

Potencia día 9 (kWh)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	125.2	127.1	130.5	127.6	4.8	2.2
10:30	116.1	112.1	112.1	113.4	3.5	1.9
12:30	54.9	52.4	51.6	52.9	1.9	1.4
14:30	62	65.4	72.9	66.8	20.7	4.5
16:30	71.3	71.3	71.3	71.3	0.0	0.0

Potencia día 10 (kWh)							
Hora	Capacidad (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:00	34	38.7	37.0	37.0	37.6	0.6	0.8
07:30	73	112.2	112.2	110.4	111.6	0.7	0.9
08:30	54	85.7	85.7	83.5	84.9	1.0	1.0
16:30	100	181.9	182.4	182.4	182.4	0.0	0.0
17:30	25	32.9	32.9	32.9	32.9	0.0	0.0
18:30	100	188.3	188.3	188.3	188.3	0.0	0.0
19:30	25	38.1	38.1	36.8	37.7	0.4	0.6
20:30	42	60.1	63.9	63.9	62.6	3.2	1.8

Potencia día 11 (kWh)								
Hora	SV (%)	Cap (%)	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:30	48	12	22.9	22.9	22.9	22.9	0.0	0.0
07:30	68	17	25.5	25.5	25.5	25.5	0.0	0.0
08:30	87	100	138.3	138.3	138.3	138.3	0.0	0.0
09:30	73	100	117.5	117.5	117.5	117.5	0.0	0.0
11:00	100	58	94.5	94.5	94.5	94.5	0.0	0.0
12:00	100	51	82.4	82.4	82.4	82.4	0.0	0.0
13:00	100	65	109.3	109.3	109.3	109.3	0.0	0.0

#### Intensidad del compresor 5

Intensidad día1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	502.0	505.0	501.0	502.7	2.9	1.7

Intensidad día 5 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	378.0	379.0	379.0	378.7	0.2	0.5

Intensidad día 8 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	387.0	386.0	387	386.7	0.2	0.5
10:30	249.0	247.0	248	248.0	0.7	0.8

#### Intensidad del compresor 6

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	476.0	477.0	425.0	459.3	589.5	24.3
14:30	379.0	380.0	378.0	379.0	0.7	0.8
16:30	404.0	403.0	406.0	404.3	1.6	1.2

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	454.0	453.0	453.0	453.3	0.2	0.5

Intensidad del motor del ventilador 1 del condensador del paquete de refrigeración general

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.1	16.0	16.1	16.1	0.0	0.0
09:30	14.6	14.8	14.5	14.6	0.0	0.1
10:30	20.0	19.9	19.9	19.9	0.0	0.0
11:30	13.4	13.5	13.4	13.4	0.0	0.0
12:30	12.9	13.1	12.9	12.9	0.0	0.0
13:30	19.5	19.3	19.5	19.4	0.0	0.0
14:30	12.7	12.3	12.5	12.5	0.0	0.2
15:30	24.2	24.1	24.2	24.2	0.0	0.0

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	13.4	13.40	13.5	13.4	0.0	0.5
10:30	21.8	21.7	21.7	21.7	0.0	0.5
12:30	13.4	13.5	13.5	13.5	0.0	0.5
14:30	18.9	18.8	18.8	18.8	0.0	0.5
16:30	15.7	15.6	15.5	15.6	0.0	0.5

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	15.0	15.0	15.0	15.0	0.0	0.0
10:30	22.0	22.0	22.0	22.0	0.0	0.0
12:30	21.9	21.8	21.9	21.9	0.0	0.0
14:30	18.8	18.8	18.9	18.8	0.0	0.0
16:30	15.2	15.1	15.2	15.2	0.0	0.0

Intensidad día 4 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.6	16.5	16.6	16.6	0.0	0.0
10:30	14.2	14.4	14.2	14.3	0.0	0.0
12:30	12.2	12.2	12.1	12.2	0.0	0.0
14:30	22.5	22.5	22.5	22.5	0.0	0.0
16:30	24.0	24.0	24.0	24.0	0.0	0.0

Intensidad día 5 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	22.0	22.0	22.0	22.0	0.0	0.0
10:30	21.1	21.1	22.0	21.4	0.2	0.4
12:30	14.1	14.1	14.1	14.1	0.0	0.0
14:30	21.1	21.1	21.3	21.2	0.0	0.1
16:30	22.5	22.4	22.5	22.5	0.0	0.0

Intensidad día 6 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	22.0	22.0	22.0	22.0	0.0	0.0
10:30	21.1	21.1	22.0	21.4	0.2	0.4
12:30	14.1	14.1	14.1	14.1	0.0	0.0
14:30	21.1	21.1	21.3	21.2	0.0	0.0
16:30	22.5	22.4	22.5	22.5	0.0	0.0

Intensidad día 7 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	12.9	12.9	12.8	12.9	0.0	0.0
10:30	APAGADO					
12:30	13.0	13.0	13.0	13.0	0.0	0.0
14:30	19.2	19.2	20.0	19.5	0.1	0.4
16:30	15.0	15.0	15.1	15.0	0.0	0.0

Intensidad día 8 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.9	16.9	16.8	16.9	0.0	0.0
10:30	18.4	18.4	18.4	18.4	0.0	0.0
12:30	14.8	14.8	14.9	14.8	0.0	0.0
14:30	15.0	15.2	15.2	15.1	0.0	0.1
16:30	21.0	21.2	21.2	21.1	0.0	0.1

Intensidad día 9 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	14.2	14.2	14.2	14.2	0.0	0.0
14:30	21.2	21.2	21.4	21.3	0.0	0.1

Intensidad día 10 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:00	12.4	12.6	12.5	12.5	0.0	0.1
07:30	13.3	13.5	13.4	13.4	0.0	0.1
08:30	13.3	13.2	13.4	13.3	0.0	0.1
16:30	12.6	12.7	12.6	12.6	0.0	0.0
17:30	12.6	12.7	12.6	12.6	0.0	0.0
18:30	13.0	13.1	13.2	13.1	0.0	0.1
19:30	APAGADO					

Intensidad día 11 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:30	12.7	12.8	12.7	12.7	0.0	0.0
07:30	12.7	12.8	12.7	12.7	0.0	0.0
08:30	13.4	13.4	13.3	13.4	0.0	0.0
09:30	13.7	13.6	13.7	13.7	0.0	0.0
12:00	14.5	14.6	14.5	14.5	0.0	0.0
13:00	13.5	13.5	13.6	13.5	0.0	0.0

Intensidad del motor del ventilador 2 del condensador del paquete de refrigeración general

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.4	16.4	16.5	16.4	0.0	0.0
09:30	14.3	14.5	14.6	14.5	0.0	0.1
10:30	22.6	22.6	22.9	22.7	0.0	0.1
11:30	13.6	13.5	13.6	13.6	0.0	0.0
12:30	13.5	13.6	13.5	13.5	0.0	0.0
13:30	19.9	20	19.9	19.9	0.0	0.0
14:30	12.7	12.9	12.7	12.8	0.0	0.1
15:30	24.1	24.3	24.2	24.2	0.0	0.0

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	13.9	13.8	13.9	13.9	0.0	0.0
10:30	23.2	23.1	23.2	23.2	0.0	0.0
12:30	13.4	13.4	13.4	13.4	0.0	0.0
14:30	18.9	18.9	18.1	18.6	0.1	0.4
16:30	15.5	15.6	15.5	15.5	0.0	0.0

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	15.4	15.4	15.5	15.4	0.0	0.0
10:30	22.0	22.0	22.0	23.1	0.0	0.1
12:30	23.0	23.3	23.0	23.1	0.0	2.2
14:30	18.7	18.8	18.7	18.7	0.0	0.0
16:30	15.5	15.2	15.3	15.3	0.0	0.1

Intensidad día 4 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.4	16.4	16.5	16.4	0.0	0.0
10:30	15.4	15.4	15.4	12.4	0.0	0.2
12:30	12.5	12.5	12.1	12.4	0.0	5.1
14:30	22.7	22.7	22.6	22.7	0.0	0.0
16:30	22.5	22.2	22.5	22.4	0.0	0.1

Intensidad día 5 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	22.0	22.0	22.0	22.0	0.0	0.0
10:30	24.4	24.4	24.5	14.2	0.0	0.1
12:30	14.3	14.3	14.1	14.2	0.0	4.5
14:30	23.3	23.4	23.3	23.3	0.0	0.0
16:30	24	24.1	24.1	24.1	0.0	0.0

Intensidad día 6 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	22.0	22.0	22.0	22.0	0.0	0.0
10:30	24.4	24.4	24.5	14.2	0.0	0.1
12:30	14.3	14.3	14.1	14.2	0.0	4.5
14:30	23.3	23.4	23.3	23.3	0.0	0.0
16:30	24.0	24.1	24.1	24.1	0.0	0.0

Intensidad día 7 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	12.5	12.5	12.6	12.5	0.0	0.0
10:30	APAGADO			13.2	0.0	0.0
12:30	13.2	13.2	13.2	13.2	0.0	3.4
14:30	20	20.2	20	20.1	0.0	0.0
16:30	15.2	15.2	15.3	15.2	0.0	0.0

Intensidad día 8 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.7	16.7	16.8	16.7	0.0	0.0
10:30	18.8	18.7	18.8	14.9	0.0	0.0
12:30	14.9	14.9	15.0	14.9	0.0	0.0
14:30	14.8	14.8	14.8	14.8	0.0	0.0
16:30	23.0	23.0	23.3	23.1	0.0	0.1

Intensidad día 9 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	13.7	13.8	13.7	13.7	0.0	0.0
14:30	22.7	22.7	22.7	22.7	0.0	0.0

Intensidad día 10 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:00	13.3	13.4	13.5	13.4	0.0	0.1
07:30	14.0	14.1	14.2	13.4	0.0	0.0
08:30	13.5	13.4	13.4	13.4	0.0	0.1
16:30	13.1	13.2	13.3	13.2	0.0	0.1
17:30	12.5	12.7	12.5	12.6	0.0	0.1
18:30	13.1	13.1	13	13.1	0.0	0.0
19:30	APAGADO					

Intensidad día 11 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
06:30	13.3	13.2	13.2	13.2	0.0	0.0
07:30	13.2	13.4	13.4	13.8	0.0	0.0
08:30	13.9	13.8	13.8	13.8	0.0	0.0
09:30	APAGADO					
12:00	15.5	15.4	15.0	15.3	0.0	0.2
13:00	13.9	14	14	13.9	0.0	0.0

Intensidad del motor de la bomba 1 del condensador del paquete de refrigeración general

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	5.7	5.8	5.7	5.7	0.0	0.0
09:30	5.6	5.9	5.8	5.8	0.0	0.1
10:30	5.7	6.6	6.7	6.3	0.2	0.4
11:30	5.7	5.8	5.7	5.7	0.0	0.0
12:30	6.5	6.6	6.1	6.4	0.1	0.2
13:30	6.6	6.5	6.6	6.6	0.0	0.0
14:30	6.4	6.5	6.4	6.4	0.	0.0
15:30	6.5	6.6	6.1	6.4	0.1	0.2

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	6.7	6.6	6.7	6.7	0.0	0.0
10:30	6.6	6.7	6.6	6.6	0.0	0.0
12:30	6.7	6.6	6.6	6.6	0.0	0.0
14:30	6.6	6.7	6.6	6.6	0.0	0.0
16:30	6.7	6.6	6.6	6.6	0.0	0.0

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	6.7	6.6	6.6	6.6	0.0	0.0
10:30	6.6	6.7	6.6	6.6	0.0	0.0
12:30	6.7	6.7	6.6	6.7	0.0	0.0
14:30	6.6	6.7	6.6	6.6	0.0	0.0
16:30	6.7	6.6	6.7	6.7	0.0	0.0

Intensidad del motor de la bomba 2 del condensador del paquete de refrigeración general

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	5.4	5.5	5.4	5.4	0.0	0.0
09:30	5.8	5.9	5.8	5.8	0.0	0.0
10:30	5.4	5.5	5.4	5.4	0.0	0.0
11:30	6.6	6.6	6.5	6.6	0.0	0.0
12:30	5.8	5.7	5.8	5.8	0.0	0.0
13:30	5.8	5.7	5.8	5.8	0.0	0.0
14:30	5.7	5.8	5.7	5.7	0.0	0.0
15:30	5.8	5.7	5.8	5.8	0.0	0.0



Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	5.8	5.6	5.6	5.7	0.0	0.1
10:30	5.8	5.7	5.8	5.8	0.0	0.0
12:30	5.7	5.7	5.6	5.7	0.0	0.0
14:30	5.8	5.7	5.8	5.8	0.0	0.0
16:30	5.7	5.7	5.6	5.7	0.0	0.0

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	5.8	5.8	5.9	5.8	0.0	0.0
10:30	6.0	6.0	6.0	6.0	0.0	0.0
12:30	5.9	5.7	6.0	5.9	0.0	0.1
14:30	5.9	5.7	6.0	5.9	0.0	0.1
16:30	5.9	5.9	6.0	5.9	0.0	0.0

Intensidad del motor del ventilador 1 del condensador del paquete IQF

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	17.0	17.0	18.0	17.1	0.1	0.2
09:30	17.0	16.0	17.0	16.7	0.1	0.24

Intensidad día 5 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	16.9	16.9	17.0	16.9	0.0	0.0
10:30	16.8	16.8	17.0	16.9	0.0	0.1

Intensidad día 8 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
09:30	16.6	16.6	17.0	16.7	0.0	0.2
10:30	16.0	16.0	16.0	16.0	0.0	0.0

Intensidad del motor de la bomba 1 del condensador del paquete IQF

Intensidad día 1 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	3.9	3.6	3.8	3.8	0.1	0.1
09:30	3.9	3.8	3.9	3.9	0.0	0.0

Intensidad día 5 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
08:30	3.9	3.9	4	3.9	0.0	0.0
10:30	3.9	3.9	4	3.9	0.0	0.0

Intensidad día 8 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
09:30	3.9	3.9	3.9	3.9	0.0	0.0
10:30	3.9	3.9	3.8	3.9	0.0	0.0

Intensidad del motor ventilador 2 del condensador del paquete IQF

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	17.8	18.0	17.8	17.9	0.0	0.1
14:30	17.7	17.8	17.0	17.5	0.2	0.4
16:30	17.6	17.7	17.8	17.7	0.0	0.1

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	18.0	18.0	18.0	17.7	0.0	0.0

Intensidad del motor de la bomba 2 del condensador del paquete IQF

Intensidad día 2 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	3.5	3.2	3.5	3.4	0.0	0.1
14:30	3.5	3.5	3.5	3.5	0.0	0.0
16:30	3.5	3.4	3.5	3.5	0.0	0.0

Intensidad día 3 (A)						
Hora	C1	C2	C3	X	Varianza	D.S.
12:30	3.5	3.8	3.5	3.6	0.0	0.1

Intensidad del motor de la bomba del recirculador de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general

Intensidad (A)							X
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2		C3
08:30	4.9	4.2	4.3	4.7	4.7	4.7	4.3
09:30	4.3	4.4	4.3	X	X	X	
10:30	4.3	4.2	4.3	4.7	4.8	4.7	Varianza
11:30	4.3	4.2	4.3	X	X	X	0.0
12:30	4.3	4.3	4.3	4.6	4.5	4.6	
13:30	4.4	4.5	4.4	X	X	X	D.S.
14:30	4.3	4.3	4.3	4.6	4.6	4.7	0.2
15:30	4	4	4	X	X	X	
16:30	X	X	X	4.6	4.5	4.6	

Intensidad del motor de la bomba del recirculador de la línea de alta temperatura del paquete de refrigeración general

Intensidad (A)							X
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2		C3
08:30	8.14	8.2	8.7	7.3	7.0	7.0	7.3
09:30	7.3	7.0	7.0	X	X	X	
10:30	7.2	7.3	7.2	8.1	8.2	8.1	Varianza
11:30	7.8	7.7	7.8	X	X	X	0.2
12:30	7.2	7.2	7.1	7.5	7.5	7.5	
13:30	7.1	7.3	7.1	X	X	X	D.S.
14:30	7.3	7.2	7.3	7.9	7.9	8.0	0.4
15:30	7.2	7.1	7	X	X	X	
16:30	X	X	X	7.9	7.9	8.0	

Intensidad del motor de la bomba del recirculador 1 del paquete IQF

Intensidad (A)									X	
Día 1			Día 5			Día 8				6.9
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	
08:30	6.9	6.9	7.0	7.0	7.0	7.0	6.9	6.9	6.9	0.0
10:30	X	X	X	6.9	7.0	6.9	APAGADO			D.S.
									0.0	

Intensidad del motor de la bomba del recirculador 2 del paquete IQF

Intensidad (A)				X
Día 2				6.2
Hora	C1	C2	C3	Varianza
12:30	6.1	6.3	6.1	0.0
14:30	6.2	6.2	6.2	D.S.
16:30	6.1	6.2	6.2	0.0

Intensidad de los motores de los evaporadores de Congelador ráfaga 1

Intensidad (A)							
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	5.7
08:30	5.8	5.8	5.9	5.7	5.6	5.7	Varianza
09:30	5.7	5.8	5.7	X	X	X	
10:30	5.8	5.8	5.9	5.6	5.7	5.6	0.0
11:30	5.6	5.7	5.6	X	X	X	
12:30	5.6	5.8	5.6	5.6	5.5	5.6	D.S.
13:30	5.8	5.7	5.8	X	X	X	
14:30	5.6	5.8	5.6	5.5	5.6	5.5	0.1
15:30	5.8	5.8	5.9	X	X	X	
16:30	X	X	X	5.6	5.7	5.6	

Intensidad de los motores de los evaporadores de Congelador ráfaga 2

Intensidad (A)							
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	5.8
08:30	5.8	5.9	5.8	5.9	5.8	5.8	Varianza
09:30	5.7	5.8	5.7	X	X	X	
10:30	5.7	5.8	5.7	5.9	5.8	5.9	0.0
11:30	5.8	5.9	5.8	X	X	X	
12:30	Deshiele						
13:30	5.9	6.0	5.9	X	X	X	D.S.
14:30	5.7	5.8	5.7	5.8	5.8	5.8	0.1
15:30	5.8	5.9	5.8	X	X	X	
16:30	X	X	X	5.9	5.8	5.8	

Intensidad de los motores de los evaporadores de CPC 1

intensidad (A)										
Día 1				Día 2			Día 3			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	C1	C2	C3	9.9
08:30	10.0	9.8	9.9	10.3	10.0	10.0	10.2	10.3	10.2	
09:30	9.9	9.9	9.8	X	X	X	X	X	X	
10:30	10.4	8.3	10.2	10.1	10.1	10.2	10.3	10.4	10.3	Varianza
11:30	8.7	8.8	8.7	X	X	X	X	X	X	0.3
12:30	8.5	8.6	8.5	10.4	10.2	10.3	10.1	10.1	10.2	
13:30	10.4	10.1	10.4	X	X	X	X	X	X	D.S.
14:30	9.8	10.0	10.0	10.1	10.2	10.1	10.3	10.4	10.3	0.5
15:30	9.9	9.9	10.0	X	X	X	X	X	X	
16:30	X	X	X	10.1	10.2	10.1	10.1	10.1	10.1	

Intensidad de los motores del evaporador de Contenedores

Intensidad (A)							
Día 1				Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	3.9
08:30	3.8	3.9	3.8	4.0	4.0	4.1	
09:30	3.9	4.0	3.9	X	X	X	
10:30	3.8	3.9	3.8	4.1	4.1	4.1	Varianza
11:30	4.0	4.0	4.0	X	X	X	0.0
12:30	3.9	3.9	3.9	4.1	4.4	4.4	
13:30	Deshiele						D.S.
14:30	3.4	3.8	3.9	3.9	3.9	3.9	0.1
15:30	3.9	3.9	3.9	X	X	X	
16:30	X	X	X	4.1	4.1	4.1	

Intensidad de los motores del evaporador de Bolsa grande

Intensidad (A)							
Día 1				Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	4.1
08:30	4.2	4.3	4.2	4.0	4.0	4.0	
09:30	4.0	4.2	4.2	X	X	X	
10:30	4.2	4.2	4.1	4.1	4.1	4.1	Varianza
11:30	4.2	4.3	4.2	X	X	X	0.0
12:30	4.1	4.3	4.1	4.0	4.0	4.0	
13:30	4.1	4.2	4.2	X	X	X	D.S.
14:30	4.1	4.2	4.1	4.0	4.0	4.1	0.0
15:30	4.1	4.2	4.2	X	X	X	
16:30	X	X	X	4.1	4.1	4.1	

Intensidad de los motores de los evaporadores de Recepción de fruta fresca

Intensidad (A)							
Día 1				Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	2.8
08:30	2.8	2.7	2.8	2.8	2.8	2.8	
09:30	2.8	2.8	2.7	X	X	X	
10:30	2.8	2.7	2.8	2.8	2.8	2.8	Varianza
11:30	2.8	2.8	2.8	X	X	X	0.0
12:30	Deshiele						
13:30	2.8	2.9	2.8	X	X	X	D.S.
14:30	2.8	2.9	2.8	2.8	2.8	2.8	0.0
15:30	2.8	2.8	2.8	X	X	X	
16:30	X	X	X	2.7	2.8	2.7	

Intensidad de los motores de los evaporadores de CPC de coberturas

Intensidad (A)							
	Día 1			Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	7.2
08:30	7.1	7.3	7.2	7.1	7.1	7.2	
09:30	7.6	7.4	7.5	X	X	X	
10:30	Deshiele						Varianza
11:30	7.1	7.3	7.2	X	X	X	0.0
12:30	7.2	7.1	7.2	7.2	7.1	7.1	
13:30	7.4	7.3	7.4	X	X	X	D.S.
14:30	7.2	7.2	7.1	7.1	7.2	7.2	0.1
15:30	7.4	7.3	7.4	X	X	X	
16:30	X	X	X	7.2	7.1	7.1	

Intensidad de los motores de los evaporadores de Recepción IQF

Intensidad (A)							
Día 1				Día 2			X
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	6.9
08:30	7.4	6.9	7.0	7.1	7.2	6.8	
09:30	Deshiele						
10:30	6.9	6.6	7.0	7.0	7.1	7.0	Varianza
11:30	6.8	7.0	6.8	X	X	X	0.0
12:30	6.9	7.0	6.9	7.0	7.1	7	
13:30	7.1	7.2	7.1	X	X	X	D.S.
14:30	6.9	6.9	7.0	7.0	7.0	7.1	0.1
15:30	6.9	7	6.9	X	X	X	
16:30	X	X	X	7.0	7.1	7.0	

Intensidad de los motores de los evaporadores de Empaque

Intensidad (A)							
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	
08:30	2.1	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
09:30	2.2	2.2	2.2	X	X	X	Varianza
10:30	X	X	X	2.2	2.7	2.2	0.0
12:30	X	X	X	2.0	2.2	2.0	
14:30	X	X	X	2.2	2.0	2.2	D.S.
16:30	X	X	X	2.0	2.2	2.0	0.1

Intensidad de los motores de los evaporadores del Congelador

Intensidad (A)							
Día 1			Día 2			X	
Hora	C1	C2	C3	C1	C2	C3	
08:30	39.0	39.0	39.0	38.8	38.9	38.8	38.8
09:30	38.8	38.6	38.8	X	X	X	
10:30	38.8	38.7	38.7	38.8	38.5	38.8	Varianza
11:30	38.8	38.9	38.8	X	X	X	0.0
12:30	38.8	39.0	38.8	38.8	38.9	38.8	
13:30	38.8	39.0	38.8	X	X	X	D.S.
14:30	38.8	38.9	38.8	38.8	38.8	38.8	0.1
15:30	38.8	38.9	38.8	X	X	X	
16:30	X	X	X	38.8	38.9	38.8	

Intensidad de los motores del Túnel de congelación 1

Intensidad (A)				
Hora	C1	C2	C3	X
10:00	105	108	107	
10:30	106	107	106	106.8
11:00	105	106	106	Varianza
11:30	108	108	108	0.9
12:00	108	107	107	D.S.
12:30	107	107	106	0.9

## APÉNDICE XII

*Tiempos de operación y consumo energético de los equipos tras la integración de la producción de frío por absorción y producción de energía eléctrica y térmica en sistemas de cogeneración*

Tabla 1. *Tiempos de operación de los equipos tras la integración de la producción de frío por absorción.*

Equipo	Días de trabajo en temporada baja	Trabajo al día en temporada baja (h)	Días de trabajo en temporada alta	Trabajo al día en temporada alta (h)
Paquete de refrigeración general				
Compresor 1	120	24	120	24
Compresor 2	120	24	X	X
Compresor 3	X	X	120	24
Compresor 4	240	24	X	X
Condensador				
Recirculador de línea de baja temperatura	240	24	120	24
Recirculador de línea de alta temperatura	240	24	120	24
Evaporadores	Tabla 2 del Apéndice XII			
Paquete IQF				
Compresor 5	120	8	120	16
Compresor 6	120	8	120	16
Condensador	120	8	120	16
Recirculador 1	120	8	120	16
Recirculador 2	120	8	120	16
Túnel de congelación 1	120	8	120	16
Túnel de congelación 2	120	8	120	16

Nota: Los equipos con modificación en el tiempo de operación tras la integración de la producción de frío por absorción son: compresores 1,2, recirculador y evaporadores de la línea de baja temperatura del paquete de refrigeración general.



Tabla 2. *Tiempo de operación de los evaporadores de la línea de baja temperatura tras la integración de la producción de frío por absorción.*

Aplicación	Día (h)	Días de trabajo al año
Congelador de ráfaga 1	21.3	360
Congelador de ráfaga 2	21.3	360
CPC 1	20	360
CPC Coberturas	21.85	300
Congelador	21.44	360

Nota: El tiempo de operación de estas aplicaciones incrementó 4 horas al día en temporada baja.

Tabla 3. *Asignación del combustible suministrado a los sistemas de cogeneración para la producción de la energía eléctrica y térmica demanda por las dos instalaciones frigoríficas.*

Equipo	Consumo energético Año (kW año)	Combustible requerido por los CHPs Año (kW año)	Asignación de combustible requerido por lo CHPs Año (kW año)
<b>Paquete de refrigeración general</b>			
Compresor 1	653 702.40	1 552 543.20	993 627.65
Compresor 2	264 355.20	627 843.60	401 819.90
Compresor 3	17 800.00	42 275.00	27 056.00
Compresor 4	489 408.00	1 162 344.00	743 900.16
Condensador	211 985.07	503,464.54	322 217.31
Recirculador de línea de baja temperatura	13 357.44	31 723.92	20 303.31
Recirculador de línea de alta temperatura	22 687.58	53 883.00	34 485.12
Evaporadores	1 699 735.60	4 036 872.05	2 583 598.11
Torre de enfriamiento	57 665.09	136 954.58	87 650.93
Energía eléctrica máquina de absorción	55 296.00	131 328.00	84 049.92
Energía térmica máquina de absorción	10 269 158.40	23 622 147.02	8 503 972.93
<b>Paquete IQF</b>			
Compresor 5	576 840.03	1 369 995.07	876 796.84
Compresor 6	576 840.03	1 369 995.07	876 796.84
Condensador	74 855.27	177 781.27	113 780.01
Recirculador 1	7 160.90	17 007.14	10 884.57
Recirculador 2	6 372.88	15 135.59	9 686.78
Túnel de congelación 1	110 035.39	261 334.05	167 253.79
Túnel de congelación 2	110 035.39	261 334.05	167 253.79

## **ANEXOS**

a) *Propiedades térmicas de los alimentos. Tomado y traducido de ASHRAE, (2010).*

ALIMENTO	Humedad (%)	Proteína (%)	Grasa (%)	Carbohidratos		Cenizas (%)	Punto Inicial de congelación (°C)	Calor específico por encima del punto de congelación (Kj/KgK)	Calor específico por debajo del punto de congelación (Kj/KgK)	Calor latente de fusión (Kj/kg)
				Total (%)	Fibra (%)					
Fresa	91.57	0.61	0.37	7.02	2.30	0.43	-0.8	4.00	1.84	306

b) *Calor de respiración de alimentos. Tomado y traducido de ASHRAE, (2010).*

Alimento	Calor de respiración (mW/Kg)						Referencia
	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	
Fresa	36.4-52.4	48.5-98.4	145.5-281.3	210.5-273.5	303.1-581.0	501.4-625.6	Heller et al. (1941), IIR (1967), Lutz and Hardenburg (1968), Maxie et al. (1959)

c) *Factor de radiación solar. Traducido de ASHRAE, (2010).*

Tipo de superficie	Pared Este (K)	Pared Sur (K)	Pared Oeste (K)	Piso (K)
<i>Superficies oscuras</i> Cubierta de pizarra Alquitrán Pintura negra	5	3	5	11
<i>Superficies de color medio</i> Madera sin pintar Ladrillo Tela roja Cemento negro Pintura roja, gris o verde	4	3	4	9
<i>Superficies de color claro</i> Piedra blanca Cemento de color claro Pintura blanca	3	2	3	5

d) *Conductividad térmica del cemento* (Anexo A de la Norma Chilena Oficial NCh. 853, Of. 93).

MATERIAL	DENSIDAD APARENTE kg/m <sup>3</sup>	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA, λ W (M/K)
Adobe	0,012	0,024
Baldosas cerámicas	-	1,75
Fibro-cemento	920	0,22
	1000	0,23
	1135	0,23
Hormigón armado (normal)	2400	1,63
Hormigón con áridos ligeros	1000	0,33
	1400	0,55
Hormigón liviano a base de poliestireno expandido	260	0,088
	320	0,105
	430	0,134
	640	0,214
	840	0,269
	1100	0,387
Ladrillo macizo hecho a máquina	1000	0,46
	1200	0,52
	1400	0,60
	1800	0,79
	2000	1,00
Ladrillo hecho a mano	-	0,50
Lana mineral, colchoneta libre	40	0,042
	50	0,041
	70	0,038
	90	0,037
	110	0,040
	120	0,042
Maderas		
- álamo	380	0,091
- alerce	560	0,134
- coigüe	670	0,145
- lingue	640	0,136

e) Ficha técnica del acero inoxidable (Carbone Stainless Steel).

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300		
		Acero al Cromo - Níquel	Acero al Cromo - Níquel - Molibdeno	
DESIGNACIÓN	TIPO AISI	<b>304</b>	<b>316</b>	
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 18% - 20%* Ni 8% - 10,5%*	C ≤ 0.08%* Si ≤ 1.00% Mn ≤ 2.00% Cr 16% - 18%* Ni 10% - 14%* Mo 2% - 2.5%*	
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO A 20C (DENSIDAD) (g/cm³)	7.9	7.95 - 7.98	
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm²)	193,000	193,000	
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500	
	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA A 20C/100C (W/m K)	15 / 16	15 / 16	
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN A 100C (x 10⁶ C⁻¹)	16.0 - 17.30	16.02 - 16.5	
	INTERVALO DE FUSIÓN (C)	1398/1454	1371/1398	
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD ELÉCTRICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1.008	AMAGNÉTICO 1.008	
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (µΩm)	0.72 - 0.73	0.73 - 0.74	
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20C	DUREZA BRINELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	130150 / 180330	130185 / -	
	DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB/CON DEFORMACIÓN EN FRÍO	7088 / 1035	7085 / -	
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN RECOCIDO / DEFORMACIÓN EN FRÍO Rm (N/mm²)	520 - 720 / 540 - 750	540690 / -	
	ELASTICIDAD RECOCIDO / CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rp (N/mm²)	210 / 230	205410 / -	
	ELONGACIÓN (A₂) MIN (%)	≥ 45		
	RESILIENCIA KCUL / KVL (J/cm²)	160 / 180	160 / 180	
PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD	RP(0.2) A 300C/400C/500C (N/mm²)	125 / 97 / 93	140 / 125 / 105
		RP(1) A 300C/400C/500C (N/mm²)	147 / 127 / 107	166 / 147 / 127
	LÍMITE DE FLUENCIA A 500C/600C/700C/800C σ1/10⁶/t (N/mm²)	68 / 42 / 14.5 / 4.9	82 / 62 / 20 / 6.5	
TRATAMIENT. TÉRMICOS	RECOCIDO COMPLETO	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	
	RECOCIDO INDUSTRIAL (OC)	1008/1120	1008/1120	
	TEMPLADO	NO ES POSIBLE	NO ES POSIBLE	
	INTERVALO DE FORJA INICIAL / FINAL (C)	1200 / 925	1200 / 925	
OTRAS PROPIEDADES	FORMACIÓN DE CASCARILLA, SERVICIO CONTINUO / SERVICIO INTERMITENTE	925 / 840	925 / 840	
	SOLDABILIDAD	MUY BUENA	MUY BUENA	
	MAQUINABILIDAD COMPARADO CON UN ACERO BESSEMER PARA a. B1112	45%	45%	
	EMBUTICIÓN	MUY BUENA	BUENA	

\* Son aceptables tolerancias de un 1%

f) Conductividad térmica del poliestireno expandido a diferentes densidades (Normas de ensayo: UNE-EN 12667 y UNE-EN 12939).

DENSIDAD (kg/m³)	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA w/(m·k)	
	Media	Prevista
15	0,038	0,040
18	0,036	0,038
20	0,035	0,037
22	0,034	0,036
25	0,034	0,035
28	0,033	0,035
30	0,033	0,035
32	0,032	0,034
35	0,032	0,034

g) Coeficientes de convección internos y externos (Bautista Kuri, s.f.).

	Kg./m <sup>2</sup>	h Watts/m <sup>2</sup> °CM
Hule espuma	20	0.4
Perlita	65	0.4
Poliestireno, placa	15	0.4
Poliuretano, espuma	30	0.03
Poliuretano, placa rígida	30	0.02
Vermiculita	100	0.07
<b>Acabados</b>		
Azulejos y mosaicos	2000	1.05
Aplanado con mortero de cemento al exterior	2000	0.87
Aplanado con mortero de cal al interior	1500	0.70
Terrazos y pisos de mortero de cemento	2000	1.74
Yeso	1500	0.70
Mortero con vermiculita	500	0.18
Encalado	1800	0.81
Tablaroca (yeso-cartón)	950	0.16
Linóleo	1200	0.19
Cloruro de polivinilo expandido	25	0.04
Plexiglas	1200	0.20

h) Cambios de aire por día. Traducido de Dossat, (1961).

Volumen (ft <sup>3</sup> )	Cam-bios de aire por 24hrs	Volumen (ft <sup>3</sup> )	Cam-bios de aire por 24hrs	Volumen (ft <sup>3</sup> )	Cam-bios de aire por 24hrs	Volumen (ft <sup>3</sup> )	Cam-bios de aire por 24hrs
250	38.0	1 000	17.5	6 000	6.5	30 000	2.7
300	34.5	1 500	14.0	8 000	5.5	40 000	2.3
400	29.5	2 000	12.0	10 000	4.9	50 000	2.0
500	26.0	3 000	9.5	15 000	3.9	75 000	1.6
600	23.0	4 000	8.2	20 000	3.5	100 000	1.4
800	20.0	5 000	7.2	25 000	3.0		

i) *Calor equivalente por persona. Traducido de Dossat, (1961).*

Temperatura del aire (°F)	Calor equivalente por persona (Btu/hr)
50	720
40	840
30	950
20	1 050
10	1 200
0	1 300
-10	1 400

De ASRE libro de datos, Volumen de Diseño, Edición 1949. Con permiso de La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire acondicionado.

j) Propiedades del aire a 1 atmosfera de presión (UGTO,s.f).

Temp. T, °C	Densidad $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor especifico C <sub>p</sub> , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica $\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Viscosidad dinámica $\mu$ , kg/m·s	Viscosidad cinemática $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	4,158 x 10 <sup>-5</sup>	8,636 x 10 <sup>-6</sup>	3,013 x 10 <sup>-6</sup>	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	8,036 x 10 <sup>-5</sup>	1,189 x 10 <sup>-5</sup>	5,837 x 10 <sup>-6</sup>	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	1,525 x 10 <sup>-4</sup>	1,474 x 10 <sup>-5</sup>	9,319 x 10 <sup>-6</sup>	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	1,356 x 10 <sup>-4</sup>	1,527 x 10 <sup>-5</sup>	1,008 x 10 <sup>-5</sup>	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	1,465 x 10 <sup>-4</sup>	1,579 x 10 <sup>-5</sup>	1,087 x 10 <sup>-5</sup>	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	1,578 x 10 <sup>-4</sup>	1,630 x 10 <sup>-5</sup>	1,169 x 10 <sup>-5</sup>	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	1,696 x 10 <sup>-4</sup>	1,680 x 10 <sup>-5</sup>	1,252 x 10 <sup>-5</sup>	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	1,818 x 10 <sup>-4</sup>	1,729 x 10 <sup>-5</sup>	1,338 x 10 <sup>-5</sup>	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	1,880 x 10 <sup>-4</sup>	1,754 x 10 <sup>-5</sup>	1,382 x 10 <sup>-5</sup>	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	1,944 x 10 <sup>-4</sup>	1,778 x 10 <sup>-5</sup>	1,426 x 10 <sup>-5</sup>	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	2,009 x 10 <sup>-4</sup>	1,802 x 10 <sup>-5</sup>	1,470 x 10 <sup>-5</sup>	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	2,074 x 10 <sup>-4</sup>	1,825 x 10 <sup>-5</sup>	1,516 x 10 <sup>-5</sup>	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	2,141 x 10 <sup>-4</sup>	1,849 x 10 <sup>-5</sup>	1,562 x 10 <sup>-5</sup>	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	2,208 x 10 <sup>-4</sup>	1,872 x 10 <sup>-5</sup>	1,608 x 10 <sup>-5</sup>	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	2,277 x 10 <sup>-4</sup>	1,895 x 10 <sup>-5</sup>	1,655 x 10 <sup>-5</sup>	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	2,346 x 10 <sup>-4</sup>	1,918 x 10 <sup>-5</sup>	1,702 x 10 <sup>-5</sup>	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	2,416 x 10 <sup>-4</sup>	1,941 x 10 <sup>-5</sup>	1,750 x 10 <sup>-5</sup>	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	2,487 x 10 <sup>-4</sup>	1,963 x 10 <sup>-5</sup>	1,798 x 10 <sup>-5</sup>	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	2,632 x 10 <sup>-4</sup>	2,008 x 10 <sup>-5</sup>	1,896 x 10 <sup>-5</sup>	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	2,780 x 10 <sup>-4</sup>	2,052 x 10 <sup>-5</sup>	1,995 x 10 <sup>-5</sup>	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	2,931 x 10 <sup>-4</sup>	2,096 x 10 <sup>-5</sup>	2,097 x 10 <sup>-5</sup>	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	3,086 x 10 <sup>-4</sup>	2,139 x 10 <sup>-5</sup>	2,201 x 10 <sup>-5</sup>	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	3,243 x 10 <sup>-4</sup>	2,181 x 10 <sup>-5</sup>	2,306 x 10 <sup>-5</sup>	0,7111
120	0,8977	1011	0,03235	3,565 x 10 <sup>-4</sup>	2,264 x 10 <sup>-5</sup>	2,522 x 10 <sup>-5</sup>	0,7073
140	0,8542	1013	0,03374	3,898 x 10 <sup>-4</sup>	2,345 x 10 <sup>-5</sup>	2,745 x 10 <sup>-5</sup>	0,7041
160	0,8148	1016	0,03511	4,241 x 10 <sup>-4</sup>	2,420 x 10 <sup>-5</sup>	2,975 x 10 <sup>-5</sup>	0,7014
180	0,7788	1019	0,03646	4,593 x 10 <sup>-4</sup>	2,504 x 10 <sup>-5</sup>	3,212 x 10 <sup>-5</sup>	0,6992
200	0,7459	1023	0,03779	4,954 x 10 <sup>-4</sup>	2,577 x 10 <sup>-5</sup>	3,455 x 10 <sup>-5</sup>	0,6974
250	0,6746	1033	0,04104	5,890 x 10 <sup>-4</sup>	2,760 x 10 <sup>-5</sup>	4,091 x 10 <sup>-5</sup>	0,6946
300	0,6158	1044	0,04418	6,871 x 10 <sup>-4</sup>	2,934 x 10 <sup>-5</sup>	4,765 x 10 <sup>-5</sup>	0,6935
350	0,5664	1056	0,04721	7,892 x 10 <sup>-4</sup>	3,101 x 10 <sup>-5</sup>	5,475 x 10 <sup>-5</sup>	0,6937
400	0,5243	1069	0,05015	8,951 x 10 <sup>-4</sup>	3,261 x 10 <sup>-5</sup>	6,219 x 10 <sup>-5</sup>	0,6948
450	0,4880	1081	0,05298	1,004 x 10 <sup>-3</sup>	3,415 x 10 <sup>-5</sup>	6,997 x 10 <sup>-5</sup>	0,6965
500	0,4565	1093	0,05572	1,117 x 10 <sup>-3</sup>	3,563 x 10 <sup>-5</sup>	7,806 x 10 <sup>-5</sup>	0,6986
600	0,4042	1115	0,06093	1,352 x 10 <sup>-3</sup>	3,846 x 10 <sup>-5</sup>	9,515 x 10 <sup>-5</sup>	0,7037
700	0,3627	1135	0,06581	1,598 x 10 <sup>-3</sup>	4,111 x 10 <sup>-5</sup>	1,133 x 10 <sup>-4</sup>	0,7092
800	0,3289	1153	0,07037	1,855 x 10 <sup>-3</sup>	4,362 x 10 <sup>-5</sup>	1,326 x 10 <sup>-4</sup>	0,7149
900	0,3008	1169	0,07465	2,122 x 10 <sup>-3</sup>	4,600 x 10 <sup>-5</sup>	1,529 x 10 <sup>-4</sup>	0,7206
1000	0,2772	1184	0,07868	2,398 x 10 <sup>-3</sup>	4,826 x 10 <sup>-5</sup>	1,741 x 10 <sup>-4</sup>	0,7260
1500	0,1990	1234	0,09599	3,908 x 10 <sup>-3</sup>	5,817 x 10 <sup>-5</sup>	2,922 x 10 <sup>-4</sup>	0,7478
2000	0,1553	1264	0,11113	5,664 x 10 <sup>-3</sup>	6,630 x 10 <sup>-5</sup>	4,270 x 10 <sup>-4</sup>	0,7539

Nota: Para gases ideales, C<sub>p</sub>, k,  $\mu$  y Pr son independientes de la presión. Las propiedades  $\rho$ ,  $\nu$  y  $\alpha$  a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de  $\rho$  a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se divide  $\nu$  y  $\alpha$  entre P (en atm)

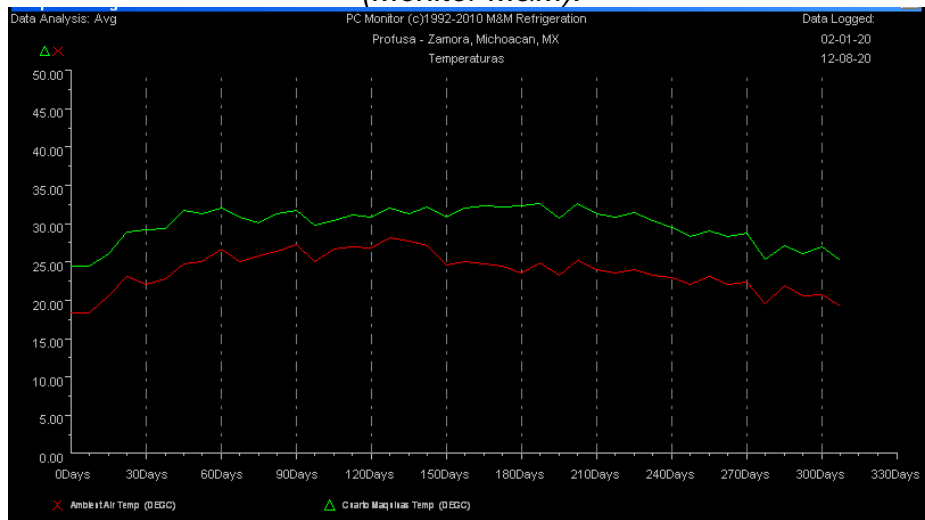
Fuente: Datos generados a partir del Software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8



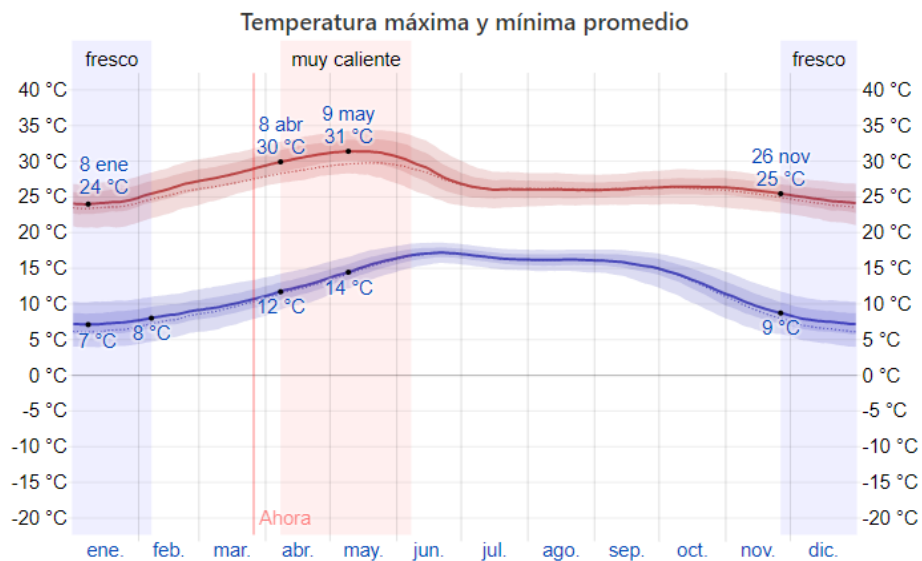
k) Densidad del puré de fresa (SAS, 2014).

MUESTRA	PESO (g)	VOLUMEN (ml)	DENSIDAD GROSERA	TEMPERATURA
1	20.43 g	35 ml	0.584 g/ml	20 °c
2	31.07 g	50 ml	0.6214 g/ml	20 °C
3	22.4 g	40 ml	0.56g/ml	20°C

l) Temperatura ambiental y de cuarto de máquinas promedio a lo largo del año (Monitor M&M).



m) Temperatura máxima y mínima promedio de Zamora Michoacán (Weather Spark).



n) Tarifa CFE de la planta procesadora de frutas.

Periodo	Demanda máxima kW	Consumo total kWh	Factor potencia %	Factor carga %	Precio medio (MXN)
NOV 19	1,421	499,932	98.11	49	2.5703
DIC 19	1,696	433,643	98.64	34	2.5061
ENE 20	1,523	486,016	98.05	43	2.5937
FEB 20	1,872	617,544	98.39	47	2.6808
MAR 20	2,020	858,313	98.36	57	2.6111
ABR 20	1,981	103,046	97.56	54	2.7096
ABR 20	1,813	475,077	98.45	42	2.6357
MAY 20	1,554	493,613	97.87	43	2.5559
JUN 20	1,871	600,464	98.44	45	2.6153
JUL 20	2,017	1,018,310	98.43	68	2.3142
AGO 20	1,954	923,901	98.60	64	2.3647
SEP 20	2,034	789,181	98.61	54	2.4926
OCT 20	1,639	519,827	98.87	55	2.3427
OCT 20	1,586	133,476	98.96	50	2.3932
NOV 20	1,992	604,848	99.37	47	2.4680

Datos Fisicos del Receptor Cadena Original Este documento es una representación impresa de un CFDI Pago en una sola exhibición

ñ) Diagrama presión-temperatura LiBr-H<sub>2</sub>O (Universidad de Cantabria, 2006).

