

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA**

**EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO**

**DE LA EMPRESA ECUAJUGOS S.A.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**TOSCANO NOROÑA ROBERTO CARLOS**

rtoscano86@hotmail.es

**DIRECTOR: Ing. Miguel Darío Ortega López, Msc.**

miguel.ortega@epn.edu.ec

**Quito, Enero 2015**

## DECLARACIÓN

Yo, Roberto Carlos Toscano Noroña, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

Roberto Carlos Toscano Noroña

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Roberto Carlos Toscano Noroña, bajo mi supervisión.

---

Ing. Miguel Darío Ortega López, Msc.

**DIRECTOR DEL PROYECTO**

## AGRADECIMIENTOS

A mi Dios.

A mis padres Carlos y Graciela, por haberme dado su apoyo incondicional durante todo este tiempo.

A mis hermanas, Fernanda y Anita muchas gracias por su apoyo durante todo el desarrollo de mi carrera profesional.

A mi princesa Katty, gracias por tus palabras de seguir siempre adelante.

A la Escuela Politécnica Nacional por su valiosa enseñanza, a todos mis amigos de la Facultad de Ingeniería Mecánica, en especial al grupo elite Botones de Oro.

A mi director de tesis, Ing. Miguel Darío Ortega López gracias por sus consejos acertados para el desarrollo del proyecto, gracias por su interés y colaboración.

Muchas gracias ingeniero.

A la empresa Ecuajugos S.A, gracias por haberme dado la oportunidad de desarrollar el presente trabajo en sus instalaciones. Un agradecimiento especial para: Sra. Mónica Guarderas, Ing. Carlos Cortázar, Ing. Fausto Maldonado, Ing. David Manangón, Ing. Patricio Granada, gracias por su apoyo y aprobación para la realización de este trabajo.

Roberto Carlos

## DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado por entero a mi padre Carlos, por ser mi compañero y amigo de las más duras y bien duras situaciones que se han presentado en este camino, gracias por ser un ejemplo de trabajo y responsabilidad infinita.

A Katty mi compañera de todos los días gracias por tu esfuerzo y apoyo incondicional. A mis pequeños amores Adrián y Danna gracias por ser la luz que me alumbra todas las mañanas y la fuerza para seguir siempre adelante.

Roberto Carlos

## CONTENIDO

DECLARACIÓN.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AGRADECIMIENTOS.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
CONTENIDO.....	v
LISTA DE ANEXOS.....	ix
LISTA DE TABLAS.....	x
LISTA DE FIGURAS.....	xii
NOMENCLATURA.....	xiv
RESUMEN.....	xviii
PRESENTACIÓN.....	xix
CAPITULO 1. ANTECEDENTES Y DEFINICIONES PRELIMINARES .....	1
1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4 OBJETIVOS .....	3
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS .....	3
1.5 ALCANCE .....	3
1.6 DEFINICIONES PRELIMINARES .....	4
1.6.1 INTRODUCCIÓN.....	4

1.6.2	SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA.....	5
1.6.3	EXERGÍA.....	6
1.6.4	ENTROPÍA .....	6
1.6.5	RENDIMIENTO TÉRMICO .....	6
1.6.6	IRREVERSIBILIDAD TÉRMICA .....	7
1.6.7	EXERGÍA DESTRUIDA EN UN PROCESO CUALQUIERA.....	8
1.6.8	COMPONENTE EXERGÉTICO DEL CALOR .....	9
1.6.9	EXERGÍA ENTÁLPICA.....	10
1.6.10	OTRA VISUALIZACIÓN DE LA EXERGÍA Y ANERGÍA EN UN PROCESO TÉRMICO.....	11
1.6.11	EFICIENCIA DE UN PROCESO ENERGÉTICO.....	15
1.6.12	EFICIENCIA Y COSTO EXERGÉTICO.....	15
1.6.13	AUDITORÍA EXERGÉTICA.....	16
CAPITULO 2. AUDITORÍA EXERGÉTICA.....		19
2.1	AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR.....	19
2.1.1	INFORMACIÓN DE LA EMPRESA AUDITADA .....	19
2.1.2	VISIÓN .....	21
2.1.3	MISIÓN.....	21
2.1.4	CAPACIDAD DE RECEPCIÓN DE LECHE.....	21
2.1.5	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN.....	22
2.1.6	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO.....	24
2.1.7	INSPECCIÓN PRELIMINAR DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	31

2.2	AUDITORÍA EXERGÉTICA DETALLADA.....	43
2.2.1	ANÁLISIS ENERGÉTICO.....	43
2.2.2	ANÁLISIS EXERGÉTICO.....	65
2.2.3	EXERGÍA DESTRUIDA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ...	73
CAPITULO 3. PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA.....		75
3.1	GESTIÓN ENERGÉTICA.....	75
3.2	PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA.....	76
3.2.1	ENCARGADO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA.....	76
3.3	MEDIDAS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA.....	78
3.3.1	MEDIDAS SIN INVERSIÓN.....	78
3.3.2	MEDIDAS DE MEDIANA INVERSIÓN .....	79
CAPITULO 4. ANÁLISIS ECONÓMICO.....		81
4.1	CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DENTRO DE LA EMPRESA....	81
4.1.1	COSTO MENSUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO.....	81
4.2	ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS MEDIDAS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA .....	83
4.2.1	AISLAMIENTO EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN.....	83
4.2.2	RECUPERACIÓN DE CALOR EN LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	84
4.3	ANÁLISIS ECONÓMICO GENERAL.....	85
CAPITULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		87
5.1	CONCLUSIONES.....	87

5.2 RECOMENDACIONES .....	88
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90
ANEXOS.....	92

## LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Plano del sistema de refrigeración de amoniaco Ecuajugos S.A .....	93
Anexo 2. Hoja de seguridad MSDS del refrigerante amoniaco .....	94
Anexo 3. Reporte de control diario del sistema de refrigeración .....	95
Anexo 4. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante amoniaco .....	96
Anexo 5. Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración .....	97
Anexo 6. Diagrama P-h del ciclo real de refrigeración .....	98
Anexo 7. Tabla de propiedades termodinámicas del agua saturada .....	99
Anexo 8. Tabla de propiedades termodinámicas del aire .....	100
Anexo 9. Norma NTE INEN - ISO 50001:2012. Sistemas de gestión de la energía. Requisitos con orientación para su uso.....	101

## LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Máquinas y equipos considerados en el sistema de refrigeración .....	25
Tabla 2.2 Datos generales del sistema de refrigeración .....	26
Tabla 2.3 Descripción técnica de los compresores reciprocantes* .....	35
Tabla 2.4 Resumen del diagnóstico preliminar de los compresores reciprocantes .....	36
Tabla 2.5 Descripción técnica de los condensadores de tubo y coraza .....	38
Tabla 2.6 Resumen del diagnóstico preliminar de los condensadores de tubo y coraza .....	39
Tabla 2.7 Descripción técnica de los bancos de hielo.....	41
Tabla 2.8 Resumen del diagnóstico preliminar de los bancos de hielo .....	42
Tabla 2.9 Datos de presión y temperatura de los compresores reciprocantes vilter .....	44
Tabla 2.10 Datos de presión y temperatura general de los tres compresores reciprocantes.....	46
Tabla 2.11 Resultados del análisis del ciclo ideal de refrigeración.....	49
Tabla 2.12 Capacidad nominal de refrigeración [Ton].....	50
Tabla 2.13 Resultados del análisis del ciclo real de refrigeración .....	53
Tabla 2.14 Temperaturas del agua de enfriamiento de los compresores.....	56
Tabla 2.15 Datos de placa de motores eléctricos.....	57
Tabla 2.16 Circulación de agua a través de compresores reciprocantes .....	58
Tabla 2.17 Temperaturas del agua de enfriamiento de los condensadores .....	59
Tabla 2.18 Temperaturas del agua de los bancos de hielo .....	62
Tabla 2.19 Propiedades Termodinámicas .....	65

Tabla 2.20 Exergía destruida o anergía generada, eficiencia exergética y costo exergético unitario del sistema de refrigeración .....	73
Tabla 4.1 Gastos de energía eléctrica total fábrica año 2013 .....	81
Tabla 4.2 Valor cancelado por electricidad en Ecuajugos S.A .....	82
Tabla 4.3 Eficiencia del caldero acuatubular .....	84
Tabla 4.4 Ahorro calculado por medidas de eficiencia energética .....	86

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Componentes del calor .....	5
Figura 1.2 Ciclo para una máquina frigorífica.....	7
Figura 1.3 Irreversibilidad Térmica.....	7
Figura 1.4 Diagrama de flujos de entropía .....	8
Figura 1.5 Diagrama exergético-energético de un proceso térmico .....	12
Figura 1.6 Diagrama exergético-energético de un ciclo de potencia.....	13
Figura 1.7 Diagrama exergético-energético de un ciclo de refrigeración .....	14
Figura 1.8 Sistemas a los cuales se puede aplicar una auditoría exergética .....	17
Figura 2.1 Historia DPA-Ecuajugos S.A.....	19
Figura 2.2 Planta DPA-Ecuajugos S.A.....	20
Figura 2.3 Localización de la planta .....	20
Figura 2.4 Etapas del proceso de producción .....	22
Figura 2.5 Diagrama de flujo de las necesidades del sistema de refrigeración de amoníaco.....	25
Figura 2.6 Esquema básico del sistema de refrigeración de amoníaco principal .	27
Figura 2.7 Banco de hielo Nro. 1 y Nro. 2 .....	28
Figura 2.8 Compresor recíprocante Nro.1. ....	28
Figura 2.9 Compresor de tornillo .....	29
Figura 2.10 Condensador de tubo y coraza Nro. 1.....	29
Figura 2.11 Condensador evaporativo .....	30
Figura 2.12 Soplador Banco de Hielo Nro. 1 .....	30
Figura 2.13 Clasificación del amoníaco según NFPA.....	32

Figura 2.14 Deterioro del aislamiento en la tubería de succión.....	32
Figura 2.15 Condensación en la tubería de succión del compresor recíprocante 3 .....	33
Figura 2.16 Equivocada rotulación de la tubería de retorno de amoníaco líquido del condensador evaporativo .....	33
Figura 2.17 Esquema de balance de energía en el sistema de compresión (SC)	55
Figura 2.18 Esquema de balance de energía en el sistema de condensación (SCN) .....	59
Figura 2.19 Esquema de balance de energía del sistema de expansión (SE) .....	61
Figura 2.20 Esquema de balance de energía del sistema de evaporación (SEV)	61
Figura 2.21 Diagrama de Energía Sankey del Sistema de Refrigeración de Amoníaco .....	64
Figura 2.22 Diagrama Exergético Grassmann del Sistema de Refrigeración de Amoníaco .....	74
Figura 3.1 Esquema de un sistema de gestión de la energía .....	76
Figura 3.2 Organigrama asociado al plan de gestión energética del sistema de refrigeración de amoníaco .....	77

## NOMENCLATURA

$A(Q)$	Componente anergético del calor [J]
$A(Q)_A$	Componente anergético del calor del sistema A [J]
$A(Q)_B$	Componente anergético del calor del sistema B [J]
$BPF$	Buenas prácticas en finca
$C$	Precio de la energía eléctrica $\left[\frac{USD}{kW.hr}\right]$
$COP_{ideal}$	Coefficiente de desempeño ideal [adimensional]
$COP_{real}$	Coefficiente de desempeño real [adimensional]
$DPA$	Dairy Parthers Americas
$e$	Exergía entálpica específica $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$EEI$	Eficiencia energética en la industria
$E(Q)$	Componente exergético del calor [J]
$E(Q)_A$	Componente exergético del calor en el sistema A [J]
$E(Q)_B$	Componente exergético del calor en el sistema B [J]
$E_d$	Exergía destruida [kJ]
$E_{dL}$	Exergía destruida en la zona de baja temperatura [kJ]
$E_{dH}$	Exergía destruida en la zona de alta temperatura [kJ]
$\dot{E}_d$	Tasa total de exergía destruida [kW]
$f$	Factor de uso del equipo de refrigeración [adimensional]
$F$	Fuel, exergía empleada para conseguir una utilidad [kW]
$h$	Entalpía específica $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$h_1$	Entalpía del refrigerante a la entrada del sistema de compresión $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_2$	Entalpía del refrigerante a la entrada sistema de condensación $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_3$	Entalpía del refrigerante a la entrada sistema de expansión $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_4$	Entalpía del refrigerante a la entrada sistema de evaporación $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_{H2O\ entr}$	Entalpía del agua de enfriamiento a la entrada en el sistema de compresión $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_{H2O\ sal}$	Entalpía del agua de enfriamiento a la salida en el sistema de compresión $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_a$	Entalpía específica del ambiente $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$k$	Capacidad nominal de refrigeración $[Ton]$
$\dot{m}_r$	Tasa de flujo de refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{r\ ideal}$	Tasa de flujo ideal de refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{r\ real}$	Tasa de flujo real de refrigerante $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{H2O}$	Tasa de flujo de agua de enfriamiento sistema de compresión $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{H2O\ C}$	Tasa de flujo de agua de enfriamiento sistema de condensación $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_{H2O\ B}$	Tasa de flujo de agua a enfriar en el sistema de evaporación $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$P$	Producto, exergía contenida en la utilidad deseada del equipo analizado $[kW]$
$P_1$	Presión a la entrada del sistema de compresión $[MPa]$
$P_2$	Presión a la entrada del sistema de condensación $[MPa]$

$P_3$	Presión a la entrada del sistema de expansión [MPa]
$P_4$	Presión a la entrada del sistema de evaporación [MPa]
$PTAR$	Planta de tratamiento de aguas residuales
$Q$	Calor [J]
$\dot{Q}_L$	Tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado [kW]
$\dot{Q}_H$	Tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente [kW]
$Q_{ef}$	Efecto refrigerante $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$SC$	Sistema de compresión
$SCN$	Sistema de condensación
$SE$	Sistema de expansión
$SEV$	Sistema de evaporación
$s$	Entropía específica $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_1$	Entropía a la entrada del sistema de compresión $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_2$	Entropía a la entrada del sistema de condensación $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_3$	Entropía a la entrada del sistema de expansión $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_4$	Entropía a la entrada del sistema de evaporación $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_a$	Entropía específica del ambiente $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$s_g$	Generación específica de entropía $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$\dot{s}_g$	Tasa de generación específica de entropía $\left[\frac{kJ}{kg.K}\right]$
$T$	Temperatura [K]

$T_a$	Temperatura ambiente [K]
$UHT$	Ultrapasteurización
$W$	Trabajo teórico [J]
$\eta_{II}$	Eficiencia exergética [ <i>adimensional</i> ]
$\eta_t$	Rendimiento térmico [ <i>adimensional</i> ]
$\theta$	Costo mensual de energía $\left[\frac{USD}{mes}\right]$

## RESUMEN

El presente trabajo es desarrollado con la finalidad de elaborar un plan de uso eficiente de la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco a través de una auditoría exergética en la Empresa Ecuajugos S.A.

En el capítulo 1, se indican los antecedentes y definiciones preliminares resaltando el plan de trabajo del presente proyecto, así como los conceptos acerca de la eficiencia energética y la exergía.

En el capítulo 2, se realiza una auditoría exergética en el sistema de refrigeración de amoníaco específicamente en los equipos principales: compresores reciprocantes, condensadores de tubo y coraza, válvulas de expansión y bancos de hielo. La auditoría exergética inicia con una auditoría exergética preliminar en la cual se conoce información general de la empresa y el estado actual de la instalación.

Posteriormente, se realiza una auditoría exergética detallada en la cual se calcula el contenido exergético del sistema de refrigeración así como la exergía destruida en todo el proceso. Se parte con un análisis energético el cual inicia con un análisis del ciclo ideal y real de refrigeración, calculando algunos parámetros que influyen en el funcionamiento del sistema como el coeficiente de desempeño (COP). Por último se realiza un análisis exergético con lo cual se determina el porcentaje total de exergía usada en el sistema de refrigeración así como la exergía destruida y el costo exergético.

En el capítulo 3, se realiza un plan de gestión energética partiendo principalmente de la designación de los gestores para la implementación del plan e indicando las medidas de eficiencia energética propuestas en función de su inversión y de la posibilidad de implementación técnica.

En el capítulo 4, se realiza un análisis económico conociendo inicialmente el costo del consumo de energía eléctrica de la empresa en el año 2013, así como el costo anual por el uso de la energía en el sistema de refrigeración. Se indica a través de un análisis técnico sencillo el potencial de ahorro en caso de la implementación de las medidas de eficiencia energética propuestas.

## PRESENTACIÓN

*Como dijo Albert Einstein:*

*“Una teoría es más grandiosa, cuanto mayor es la simplicidad de sus premisas, mayor número de fenómenos relaciona y más extensa es su área de aplicación. Esta es la razón fundamental de la profunda impresión que me causa la Termodinámica. Es la única teoría física de contenido universal respecto a la cual estoy convencido de que, dentro de la estructura de la aplicación de sus conceptos básicos, nunca será rebatida”.*

En todo proceso energético existe destrucción de exergía. Hoy en día se está dando mayor importancia al análisis de los procesos energéticos industriales usando la segunda ley de la termodinámica, vista ya no como un conocimiento teórico sino como una herramienta clave en el análisis del desempeño energético de los procesos industriales.

Con la aplicación de la segunda ley de la termodinámica se puede determinar las pérdidas de exergía y su costo exergético asociado a un proceso industrial, lo cual permite optimizar el diseño de distintos equipos con miras a mejorar su desempeño exergético y tomar decisiones importantes en la modificación de equipos que ya están instalados.

Es importante resaltar que un análisis exergético queda totalmente justificado debido a su relación muy cercana con la eficiencia energética y por ende al ahorro exergético y energético.

Con estas premisas el presente proyecto contribuirá como un apoyo desinteresado al trabajo que cada día realizan todo el personal humano de la Empresa Ecuajugos S.A, por mejorar su desempeño energético y por mantenerse constantemente como una de las primeras empresas a nivel nacional que entregan productos de alta calidad a sus consumidores.

# CAPITULO 1

## ANTECEDENTES Y DEFINICIONES PRELIMINARES

### 1.1 ANTECEDENTES

En la actualidad todos o casi todos en el Ecuador y en el mundo hablan sobre la eficiencia energética, entendiéndose por esto a todos los cambios que resulten en una reducción de la cantidad de energía utilizada para producir una misma unidad de bien o servicio o para alcanzar los requerimientos energéticos para un nivel de confort dado o lo que es lo mismo a el conjunto de actividades encaminadas a optimizar el consumo de energía en términos unitarios, manteniendo el nivel de los servicios prestados dentro del proceso productivo.

<Como ciudadanos ecuatorianos> es de gran interés conocer cuál es la gestión que realiza el Gobierno del Ecuador respecto a la eficiencia energética, según la constitución del 2008 en su artículo 413: “El estado promoverá la eficiencia energética, el desarrollo y uso de prácticas y tecnologías ambientalmente limpias y sanas, así como de energías renovables, diversificadas, de bajo impacto y que no pongan en riesgo la soberanía alimentaria, el equilibrio ecológico de los ecosistemas ni el derecho al agua.”

El Gobierno del Ecuador, a través del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable (MEER), en los últimos años ha implementado el proyecto “Eficiencia Energética para la Industria (EEI)”, cuyo objetivo principal es promover mejoras en eficiencia energética en la industria ecuatoriana a través del desarrollo de estándares nacionales de gestión de energía y del uso de metodologías para la

optimización de los sistemas involucrados en los procesos industriales, mejorando la competitividad de dichas instalaciones [8].

Dicho esto, se conoce que el Ecuador busca un desarrollo económico y social respetuoso del medio ambiente, para que a largo plazo no se comprometa ni se degrade sustantivamente la definición del Buen Vivir (Calidad de vida) para los ecuatorianos en su conjunto, es así que la eficiencia energética es una alternativa válida como herramienta para el desarrollo sostenible de nuestro país [14].

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

El consumo de energía eléctrica del sector industrial en el año 2013 fue del 42% [9].

Es por eso que el sector industrial es un sector estratégico sobre el cual el gobierno está aplicando medidas y políticas necesarias de eficiencia energética.

Uno de los subsectores industriales a los cuales los proyectos de uso eficiente de energía van dirigidos es el de la elaboración de productos alimenticios y bebidas.

Por ello DPA-Ecuajugos S.A tiene como uno de sus objetivos principales, el desarrollo de acciones planificadas que logren un mayor rendimiento con el menor consumo de energía, asegurando el abastecimiento y fomentando un comportamiento sostenible en su uso y protección del medio ambiente [13].

## **1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

La constante demanda social en la búsqueda del bienestar de las personas, la creciente y necesaria preocupación por el aumento del consumo energético y su contaminación asociada, así como el deseo de la población, empresas y gobiernos por el uso de las denominadas energías verdes, hacen de la eficiencia energética una necesidad actual y de futuro.

Es una realidad que el precio de la energía va en aumento y que las leyes sobre emisión de gases de efecto invernadero son cada vez más estrictas. Por ello, las cuestiones de la eficiencia energética y el consumo de energía son cada vez más decisivos para el éxito de una empresa con instalaciones industriales.

La actividad industrial mundial genera cerca del 34% de las emisiones de gases de efecto invernadero, por tanto es de suma importancia incrementar el uso eficiente y racional de los recursos utilizados en su proceso productivo entre ellos los recursos energéticos. Solo las empresas que logren este objetivo podrán crecer con rentabilidad en su segmento, mientras que aquellas que no lo logren verán comprometer gravemente su competitividad y permanencia en el mercado [14].

Teniendo como premisa lo anterior, este proyecto contribuirá como apoyo adicional y desinteresado por optimizar el uso de los recursos energéticos en la empresa ECUAJUGOS S.A.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Elaborar un plan de uso eficiente de la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco a través de una auditoría exérgica en la empresa ECUAJUGOS S.A.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Presentar a través de una auditoría exérgica la optimización del uso de la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco de la empresa Ecuajugos S.A.
- Obtener un conocimiento del verdadero consumo exérgico en el sistema de refrigeración de amoníaco.
- Detectar oportunidades de ahorro de energía.
- Desarrollar un plan de ahorro energético que pueda ser implementado en la empresa para el uso eficiente de la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco.
- Aplicar los conocimientos adquiridos en la Carrera de Ingeniería Mecánica.

## **1.5 ALCANCE**

- Se realizará un análisis del ciclo termodinámico de refrigeración.

- Se analizará el coeficiente de funcionamiento (*COP*).
- Se determinará el balance de energía del sistema de refrigeración
- Se calculará la exergía destruida y su costo exergético asociado.
- Se propondrán alternativas de ahorro energético para el mejoramiento del sistema de refrigeración de amoniaco.
- Se realizará el análisis económico de las alternativas de ahorro energético planteadas.

## **1.6 DEFINICIONES PRELIMINARES**

### **1.6.1 INTRODUCCIÓN**

La Termodinámica es una consecuencia lógica de dos axiomas físicos elementales: la ley de la conservación y degradación de la energía. La Termodinámica en su primer principio aporta a la ley de la conservación dos nuevas formas de energía: el calor y la energía interna; y en su segundo principio aporta a la ley de la degradación la herramienta mediante la cual puede calcularse la energía que se degrada en cualquier proceso.

A pesar de apoyarse la Termodinámica en axiomas tan simples, y siendo poco o nada dependiente de conceptos previos de otras ramas de la Ciencia, permite deducir y predecir resultados en todos aquellos procesos en los que se presentan intercambios de energía.

La ley de la degradación indica que la energía que interviene en un proceso real pierde calidad. Esta pérdida de calidad representa siempre un costo económico que conviene reducir. Hay energías, como la eléctrica y la cinética entre otras, cuya calidad es del 100%; es decir, son íntegramente transformables en trabajo.

En cambio el calor y la energía de los sistemas, son solo parcialmente transformables en trabajo; o sea, son energías de inferior calidad: poseen una parte transformable en trabajo, llamada exergía, y otra no transformable llamada anergía (exergía destruida). Así pues, en un proceso energético cualquiera existe destrucción de exergía.

Fijándonos como meta del segundo principio de la Termodinámica el cálculo de la exergía destruida, la entropía aparece de forma natural como una función necesaria para que dicho cálculo sea posible en cualquier proceso de tipo energético [1].

### 1.6.2 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA

“El enunciado general del segundo principio de la Termodinámica podría ser la propia ley de la degradación de la energía. Cuando un sistema recibe trabajo de rozamiento, una parte por lo menos es destrucción de exergía; incluso todo, si el sistema receptor es el medio ambiente” [1].

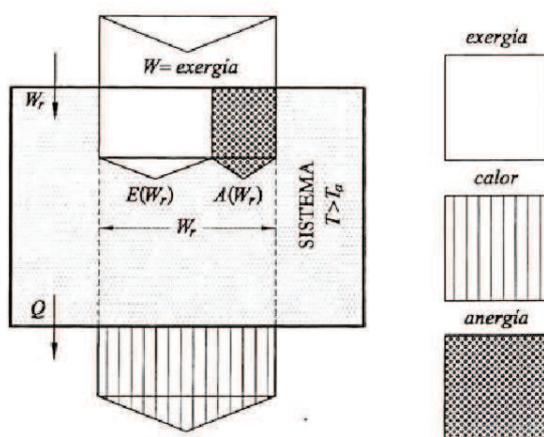


Figura 1.1 Componentes del calor

Fuente: [1]

La figura 1.1 muestra como un “sistema con temperatura superior a la del medio ambiente ( $T > T_a$ ) recibe trabajo de rozamiento  $W_r$  y cede a continuación, o simultáneamente, la misma cantidad de calor  $Q$ . En consecuencia, el calor que sale de un sistema está formado por una parte exergética y otra anergética” (destrucción de exergía) [1].

De [1], se obtiene la ecuación (1).

$$Q = E(Q) + A(Q) \quad (1)$$

De donde:

$$Q = \text{Calor [J]}$$

$$E(Q) = \text{Componente exergético del calor [J]}$$

$A(Q) = \text{Componente anergético del calor [J]}$

### 1.6.3 EXERGÍA

La exergía representa el límite superior de la cantidad de trabajo útil que un sistema puede entregar en un estado y ambiente determinado, sin violar ninguna ley termodinámica [2].

### 1.6.4 ENTROPÍA

La entropía es una propiedad termodinámica que no se conserva y que se incrementa durante todos los procesos reales. Con la entropía se puede determinar la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo [2].

### 1.6.5 RENDIMIENTO TÉRMICO

Se llama rendimiento térmico de un ciclo de potencia al cociente entre el trabajo teórico, o área del ciclo, y el calor que se gasta para conseguirlo.

De [1], se obtiene la ecuación (2).

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{\Sigma W}{Q_1} \quad (2)$$

De donde:

$\eta_t = \text{Rendimiento Térmico [adimensional]}$

$W = \text{Trabajo Teórico [J]}$

$Q_1 = \text{Calor [J]}$

Si el ciclo puede realizarse en sentido contrario al flujo de calor que va desde la fuente de alta a la de baja temperatura. Todo quedaría invertido, se tomaría calor de la fuente fría, se suministraría calor a la fuente caliente y se gastaría energía mecánica exterior como se puede observar en la figura 1.2.

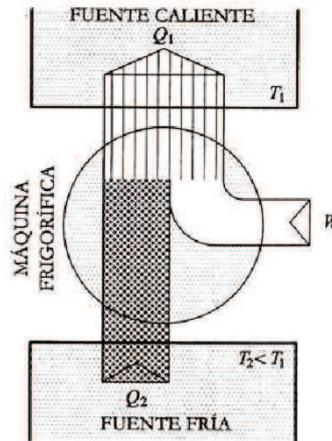


Figura 1.2 Ciclo para una máquina frigorífica

Fuente: [1]

### 1.6.6 IRREVERSIBILIDAD TÉRMICA

Cuando se transfiere calor directamente de un sistema de mayor temperatura a otro de menor temperatura, se produce una irreversibilidad que se denomina térmica.

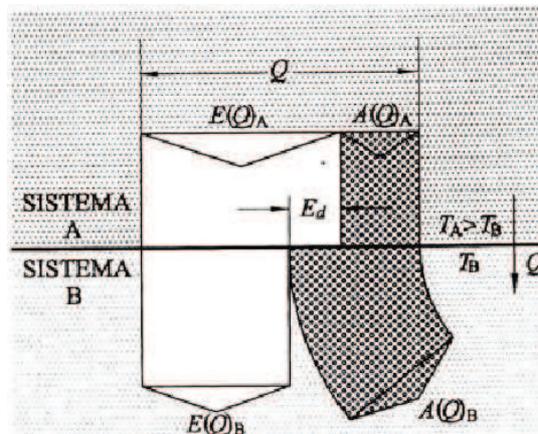


Figura 1.3 Irreversibilidad Térmica

Fuente: [1]

En la figura 1.3, una vez que el calor  $Q$  atravesó la frontera entre los sistemas A y B, dicho calor  $Q$  ya no puede retornar al sistema A. Con ello se ha perdido definitivamente la oportunidad de obtener trabajo de dicho calor, ya que al paso por la frontera se ha destruido exergía (anergia). En definitiva, un proceso en el que un sistema pierde nivel térmico sin ningún aprovechamiento mecánico será siempre irreversible [1].

De [1], se obtiene la ecuación (3).

$$E_d = |E(Q)_A| - E(Q)_B = A(Q)_B - |A(Q)_A| \quad (3)$$

De donde:

$$E_d = \text{Exergía destruida [J]}$$

$$E(Q)_A = \text{Componente exergético del calor en el sistema A [J]}$$

$$E(Q)_B = \text{Componente exergético del calor en el sistema B [J]}$$

$$A(Q)_B = \text{Componente anergético del calor en el sistema B [J]}$$

$$A(Q)_A = \text{Componente anergético del calor en el sistema A [J]}$$

### 1.6.7 EXERGÍA DESTRUIDA EN UN PROCESO CUALQUIERA

“La entropía es una propiedad inherente a las energías inferiores, más concretamente a su componente anergético, que crece a medida que éstas pasan a niveles de más baja calidad” [1]. Es decir que la entropía de un sistema aumenta según sea la cercanía de la temperatura del sistema al equilibrio térmico con el ambiente.

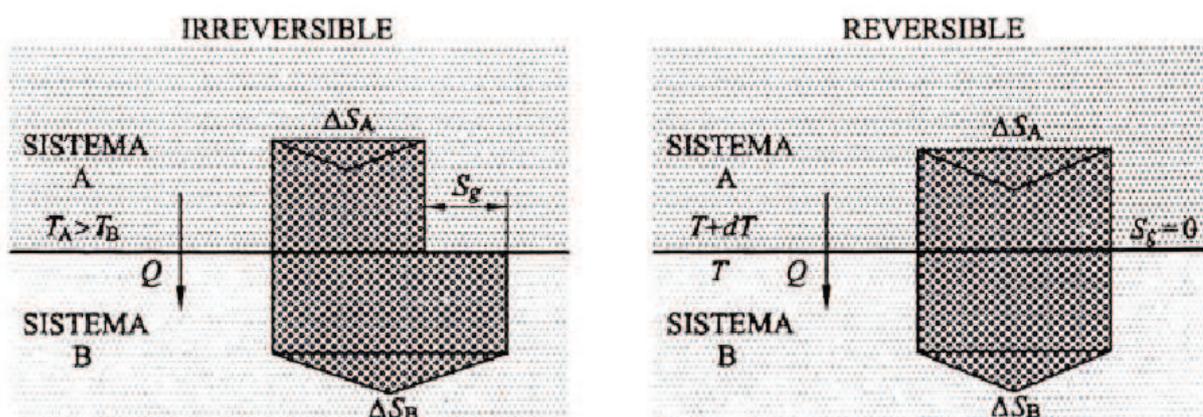


Figura 1.4 Diagrama de flujos de entropía

Fuente: [1]

En la figura 1.4 al igual que la anergía, la entropía puede pasar de unos sistemas a otros, la entropía de un sistema aislado se incrementa, en el caso límite de un

proceso reversible, permanece constante por ende la entropía generada sería nula [1].

Con la ayuda de la entropía se puede calcular la exergía destruida, o anergía generada, en cualquier proceso.

De [1], se obtiene la ecuación (4).

$$\dot{E}_d = T_a \cdot \dot{s}_g \quad (4)$$

De donde:

$$\dot{E}_d = \text{Tasa total de exergía destruida [kW]}$$

$$T_a = \text{Temperatura ambiente [K]}$$

$$\dot{s}_g = \text{Tasa de generación específica de entropía} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

De [1], se obtiene la ecuación (5).

$$\dot{s}_g = \dot{m} s_g \quad (5)$$

De donde:

$$\dot{m} = \text{Tasa de flujo de masa de refrigerante} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$s_g = \text{Generación específica de entropía} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

### 1.6.8 COMPONENTE EXERGÉTICO DEL CALOR

De la ecuación (1), se conoce que el calor que sale de un sistema está formado por una parte exergética y otra anergética (destrucción de exergía) [1].

De [1], se obtiene la ecuación (6).

$$Q = \text{exergía} + \text{anergía}$$

$$Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) + Q \cdot \frac{T_a}{T} \quad (6)$$

Por ello de la ecuación (6), el contenido exergético del calor en función de su temperatura es:

$$E(Q) = Q \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \quad (7)$$

De donde:

$E(Q)$  = Componente exergético del calor [J]

$Q$  = Calor [J]

$T_a$  = Temperatura ambiente [K]

$T$  = Temperatura [K]

### 1.6.9 EXERGÍA ENTÁLPICA

De [1] se determina la ecuación (8) que representa el contenido exergético de la entalpía.

$$e = h - h_a - T_a \cdot (s - s_a) \quad (8)$$

De donde:

$e$  = Exergía entálpica específica  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$h$  = Entalpía específica  $\left[\frac{kJ}{Kg}\right]$

$h_a$  = Entalpía específica del ambiente  $\left[\frac{kJ}{Kg}\right]$

$s$  = Entropía específica  $\left[\frac{kJ}{Kg \cdot K}\right]$

$s_a$  = Entropía específica del ambiente  $\left[\frac{kJ}{Kg \cdot K}\right]$

La ecuación (8) es la expresión de la exergía entálpica de un flujo y puede resultar negativa si la presión es suficientemente baja ( $p < p_a$ ). “En efecto, para cada

temperatura  $T$ , siempre existirá una presión por debajo de la cual  $T_a \cdot (s - s_a) > h - h_a$  “[1].

### **1.6.10 OTRA VISUALIZACIÓN DE LA EXERGÍA Y ANERGÍA EN UN PROCESO TÉRMICO.**

Este análisis pretende dar a conocer desde otro punto de vista, la visualización del tema exergético y anergético de un proceso térmico, en el cual se explica de una manera gráfica el proceso de transferencia de calor para un ciclo de potencia y un ciclo de refrigeración y su implicación en la exergía y anergía del proceso [12].

#### **1.6.10.1 Explicación del diagrama exergético-anergético.**

En la figura 1.5, se indica la base general del diagrama exergético – anergético aplicable a ciclos con procesos de transferencia de calor reales. Este diagrama está representado por un triángulo isósceles invertido (o un segmento circular) cuyo ángulo de abertura representa la variación de entropía  $\Delta s$  presente en un proceso de transferencia de calor y las líneas horizontales indican los niveles térmicos a los cuales está sometido el fluido de trabajo (básicamente una temperatura).

El proceso de transferencia de calor  $q_H$  es un proceso que se da a un nivel de temperatura relativamente alto dentro de un ciclo y puede representar para la sustancia de trabajo ya sea un calor añadido o un calor rechazado dependiendo de la dirección del proceso, es decir, si es de izquierda a derecha (sentido horario) o de derecha a izquierda (sentido anti horario). Cuando es de izquierda a derecha, se trata de calor añadido a la sustancia de trabajo y por lo tanto requiere de una fuente a mayor temperatura; de esta forma la fuente tiene que estar al nivel térmico AB y la sustancia de trabajo al nivel energético CD. Cuando el proceso es de derecha a izquierda, se trata de rechazo de calor desde la sustancia de trabajo hacia un sumidero que se encuentra a menor temperatura, por lo tanto, en este caso la sustancia de trabajo se mantiene en el nivel AB, mientras el sumidero está en el nivel CD.

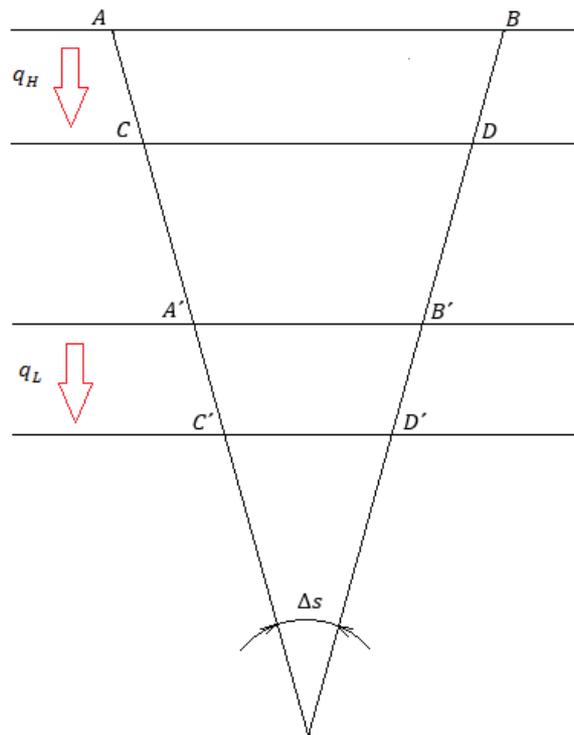


Figura 1.5 Diagrama exergético-energético de un proceso térmico

Fuente: [autor]

### 1.6.10.2 Exergía y anergía asociadas a la transferencia de calor en un ciclo de potencia.

La transferencia de calor asocia una forma de irreversibilidad debida a una diferencia de temperatura finita, para los ciclos de potencia esta irreversibilidad puede verse como una oportunidad perdida para realizar trabajo es decir exergía destruida. La figura 1.6 presenta las exergías destruidas en la zona de baja y alta temperatura  $Ed_L$  y  $Ed_H$  respectivamente para un ciclo de potencia.

En los ciclos de potencia no se logra utilizar todo el calor añadido  $q_H$  (A-B) al nivel térmico de la fuente, debido a que la sustancia de trabajo solamente llega a una temperatura  $T_H - \Delta T_H$ , lo cual implica que se genere una destrucción de exergía  $Ed_H$  (D-5) originada por el proceso de transferencia de calor de  $q_H$  en la zona de alta temperatura.

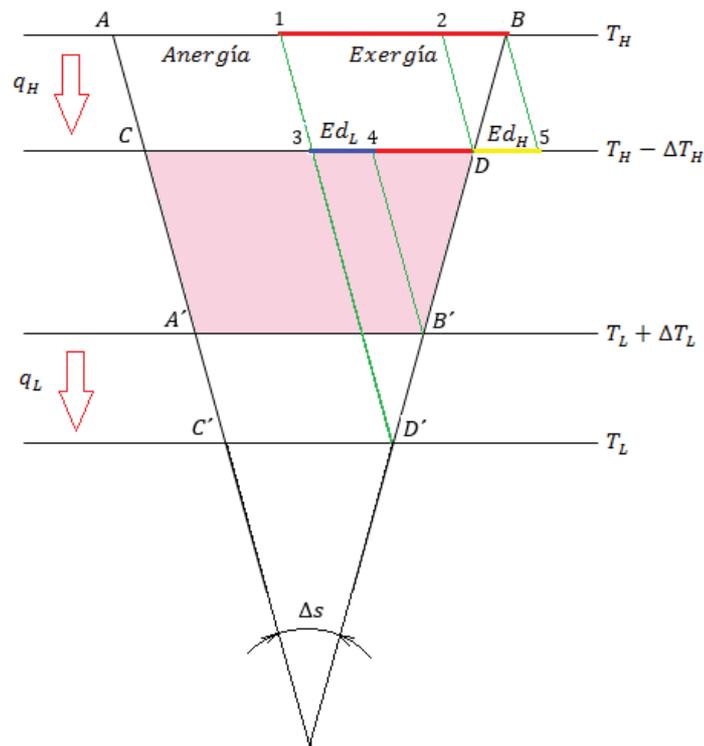


Figura 1.6 Diagrama exergético-energético de un ciclo de potencia

Fuente: [autor]

En el lado de baja temperatura se requiere rechazar más calor  $q_L$  (A'-B') que el requerido por el sumidero que se encuentra al nivel térmico C'D', debido a que la sustancia de trabajo solamente baja hasta una temperatura  $T_L + \Delta T_L$ , lo que origina una destrucción de exergía  $Ed_L$  (3-4) debido a la transferencia de calor de  $q_L$  en la zona de baja temperatura.

En los dos procesos de transferencia de calor ocurridos en el ciclo de potencia se tiene dos destrucciones de exergía en la zona de alta y baja temperatura  $Ed_H$  y  $Ed_L$  respectivamente, entendiéndose como oportunidades perdidas para realizar trabajo, las cuales afectan principalmente a la exergía total (1-B) que puede ser aprovechada, en este caso lo verdaderamente útil es la exergía (4-D).

### 1.6.10.3 Exergía y anergía asociadas a la transferencia de calor en un ciclo de refrigeración.

En un ciclo de refrigeración la destrucción de exergía en la zona de alta y baja temperatura  $Ed_H$  (D-5) y  $Ed_L$  (3-4) respectivamente, ocurren de forma similar debido a la transferencia de calor producida.

Para este ciclo la exergía (1-B) se la entiende como el trabajo que tiene que realizar el compresor en los límites de temperatura  $T_H + \Delta T_H$  y  $T_L - \Delta T_L$ . Nótese que la exergía destruida total, disminuye la anergía al nivel AB e incrementa la exergía asociada al compresor a dicho nivel AB, es decir incrementa costos.

Por lo tanto como se puede apreciar en la figura 1.7, la minimización de la destrucción de exergía  $Ed_H$  y  $Ed_L$  ocurrida en un ciclo de refrigeración permite minimizar también el trabajo del compresor hasta el mínimo requerido (4-D) en condiciones ideales de transferencia de calor entre los límites de  $T_H$  (sumidero) y  $T_L$  (fuente). Cabe indicar que esta minimización de destrucción de exergía resulta imposible, pues la transferencia de calor siempre requiere de una diferencia de temperaturas. Si esta diferencia de temperaturas es muy pequeña, la transferencia de calor requiere tiempos exageradamente altos, lo que lo vuelve impracticable.

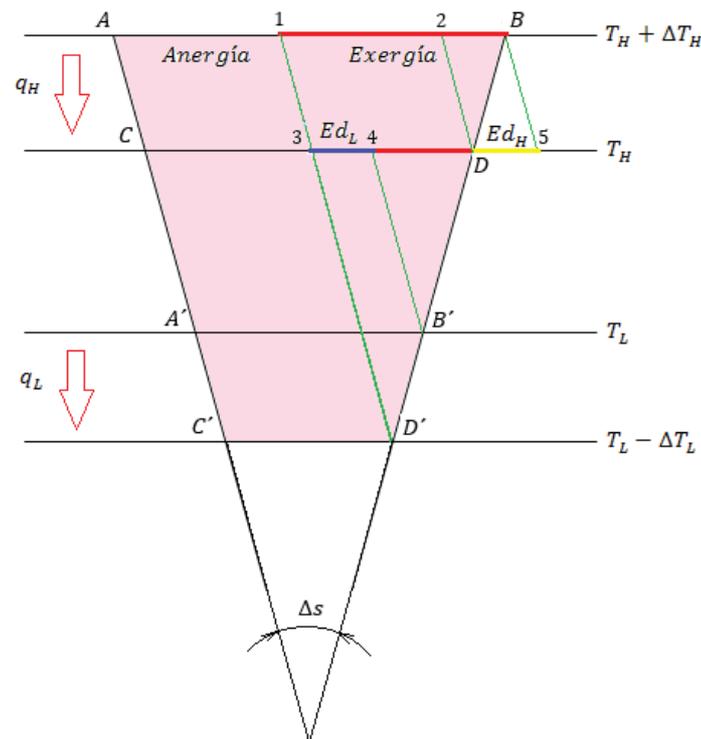


Figura 1.7 Diagrama exergético-energético de un ciclo de refrigeración

Fuente: [autor]

### 1.6.11 EFICIENCIA DE UN PROCESO ENERGÉTICO

En el análisis energético cuya aplicación es la primera ley de la termodinámica, se utiliza frecuentemente para contabilizar la energía durante un proceso. A pesar de la amplia información que éste proporciona, resulta insuficiente para el análisis del desempeño de los distintos equipos que conforman el sistema.

Si se realiza un balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica, la cantidad de energía entrante es igual a la saliente, supuesto adiabático el proceso. Sin embargo debido a las irreversibilidades internas, la energía saliente es de más baja calidad debido a la segunda ley de la termodinámica. Calculando la exergía que entra y la exergía que sale en un sistema, se puede determinar la exergía destruida en el proceso.

Lo que se necesita conocer de la energía es su exergía, es decir la cantidad de energía que se puede obtener como trabajo útil, que será la única a la que pueda asignársele precio; el resto de la energía (anergía) es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada [1].

El análisis exergético permite optimizar el diseño de los distintos equipos de una instalación. Y si los equipos ya están instalados, se podría determinar el costo exergético de los mismos, lo que es fundamental en la toma de decisiones; con pequeñas modificaciones se consiguen ahorros exergéticos y económicos importantes.

A pesar de sus manifiestas ventajas, el análisis exergético en procesos industriales es aún poco frecuente. No es fácil introducir en la práctica conceptos y metodologías nuevas, con una diferencia de fondo importante con relación al análisis puramente energético. Sin embargo, en el orden práctico no hay tanta diferencia, ya que el cálculo de la exergía es simple; sólo es necesario habituarse a trabajar en términos de exergía [1].

### 1.6.12 EFICIENCIA Y COSTO EXERGÉTICO

Se define a la eficiencia de un proceso como el cociente entre el producto  $P$  y el fuel  $F$ . A través de [1], se obtiene la ecuación (9) como sigue:

$$\eta_{II} = \frac{P}{F} = 1 - \frac{E_d}{F} \quad (9)$$

De donde:

$\eta_{II}$  = Eficiencia exergética [adimensional]

$P$  = Producto, exergía contenida en la utilidad deseada en el equipo analizado [kW]

$F$  = Fuel, exergía empleada para conseguir dicha utilidad [kW]

$E_d$  = Exergía destruida [kW]

La ecuación (9) puede aplicarse de diferente forma según el criterio personal de cada analista. En consecuencia cuando se conoce el rendimiento exergético de un proceso se debería conocer el criterio seguido para su determinación para que dicho rendimiento tenga algún significado práctico [1].

Se desprende de la ecuación (9) que la inversa de la eficiencia es la exergía necesaria en el equipo para obtener la unidad de producto, se llama costo exergético unitario. A través de [1], se obtiene la ecuación (10).

$$K = \frac{F}{P} = \frac{F}{F - E_d} \quad (10)$$

### 1.6.13 AUDITORÍA EXERGÉTICA

El análisis exergético consiste en la cuantificación de la exergía de todos los flujos de un proceso, realizando balances de exergía, determinación de los desaprovechamientos de exergía y sus causas, evaluación de los procesos e identificaciones de opciones o medidas para mejorar el uso eficiente de la calidad de la energía.

Por lo tanto, el análisis exergético incluye un análisis de los procesos respecto de la primera y segunda ley de la termodinámica. Los balances de energía y el análisis energético sólo consideran la primera ley, pero la segunda ley siempre está presente [1].

Las auditorías exergéticas han mostrado ser una herramienta útil para la evaluación de la calidad de la energía en un proceso. Por ello, en la figura 1.8 se muestran los sistemas a los cuales se los puede aplicar una auditoría exergética.

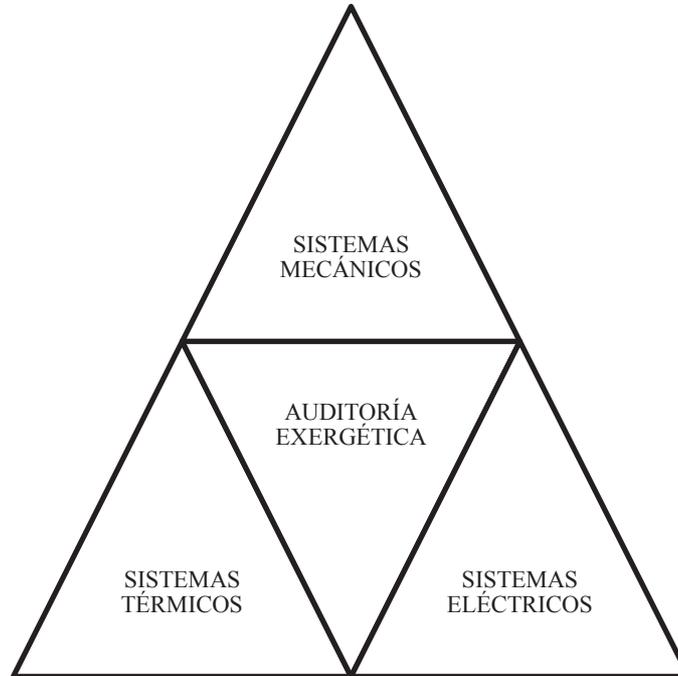


Figura 1.8 Sistemas a los cuales se puede aplicar una auditoría exergética

Fuente: [autor]

En definitiva, las auditorías exergéticas tienen el objetivo fundamental de promover la eficiencia energética, mostrando áreas en donde puede reducirse el consumo de energía, sin afectar la cantidad y la calidad de la producción [3].

#### 1.6.13.1 Ventaja del análisis exergético

El análisis exergético permite identificar y evaluar opciones de eficiencia energética invisibles por el análisis energético tradicional. Las ventajas más importantes del análisis exergético son las siguientes:

- Permite identificar focos de ineficiencias energéticas debido al desaprovechamiento de la calidad de la energía, por ejemplo, grandes diferencias de temperatura entre flujos de intercambio térmico.
- Cuantifica las posibilidades de minimizar dichas ineficiencias.
- Permite especificar y evaluar opciones de eficiencia energética basadas en el uso eficiente de la calidad de la energía.

- Determina la cuantía de los beneficios de un mejor aprovechamiento de la calidad de la energía en un proceso, por ejemplo, incorporando cogeneración de electricidad en un proceso, sin aumentar el consumo de combustible del establecimiento, mediante mejoras en la recuperación de calor.

#### **1.6.13.2 Auditoría exergética preliminar**

Este tipo de auditoría es sólo el inicio de la eficiencia energética en una empresa; puede ser realizada con los propios recursos de la organización y puede ser parte de un programa de gerenciamiento de la exergía.

Corresponde básicamente al levantamiento exergético de las instalaciones con sus ineficiencias o pérdidas de exergía más relevantes y evidentes, entregando información básica para llevar a cabo las primeras acciones en esta área.

#### **1.6.13.3 Auditoría exergética detallada**

Las auditorías exergéticas detalladas tienen el propósito de conocer los potenciales de mejoramiento detectados en auditorías preliminares, cuantificar y calcular de manera precisa los potenciales de mejoramiento de la eficiencia, mediante la aplicación de medidas y tecnologías específicas y más sofisticadas que las detectadas en forma preliminar que pueden incluir modificaciones del proceso.

#### **1.6.13.4 Desarrollo de una auditoría exergética**

Llevar a cabo una auditoría exergética lleva por lo menos a realizar las siguientes actividades:

- Diagnóstico de eficiencia energética.
- Plan de implementación de las medidas de eficiencia energética.
- Análisis económico

## CAPITULO 2

### AUDITORÍA EXERGÉTICA

#### 2.1 AUDITORÍA EXERGÉTICA PRELIMINAR

##### 2.1.1 INFORMACIÓN DE LA EMPRESA AUDITADA

Durante los últimos años la pequeña y mediana industria se ha ido desarrollando notablemente debido a las necesidades de la población, una de estas es el sector alimenticio.

Dairy Parthers Americas (DPA) Ecuador bajo la razón social de Ecuajugos S.A es una empresa joven, producto de una Joint Venture entre Nestlé y Fonterra como se muestra en la figura 2.1, líder en la fabricación y comercialización de productos alimenticios de la más alta calidad desde 1955.



Figura 2.1 Historia DPA-Ecuajugos S.A

Fuente: [13]

De la misma manera, DPA Ecuador figura 2.2, es un importante agente de desarrollo en el Ecuador, siendo fuente directa de trabajo para más de 1500 personas y en forma indirecta para más de 70000, ya que mediante la compra de insumos y materias primas nacionales, se provoca un impacto muy favorable sobre la industria, agricultura, transporte, servicios, y por ende, sobre la economía del país. Su planta principal está ubicada en la Provincia de Pichincha en el Cantón Cayambe, en la ciudad de su mismo nombre.



Figura 2.2 Planta DPA-Ecuajugos S.A

Fuente: [13]

En la figura 2.3, se indica la vista superior de la planta con los todos los accesos a la fábrica.



Figura 2.3 Localización de la planta

Fuente: [13]

En ECUAJUGOS S.A, se fabrican productos saludables bajo marcas reconocidas en el mercado: La Lechera, Nido, la Vaquita, Svelty, Nesquik, Yogu-Yogu, Natura, Huesitos, Avena Nestlé.

En su producción los estrictos controles de calidad empiezan en las fincas ganaderas hasta la distribución marcando su filosofía de trabajo.

Buenas prácticas en finca (BPF), responsabilidad con los ganaderos y con la comunidad en la que se desenvuelven, así como su visión sobre sus productos conjugan el éxito de Nestlé.

### **2.1.2 VISIÓN**

Hacer que la vida sea placentera, por medio de alimentos saludables [13].

### **2.1.3 MISIÓN**

Ofrecer productos nutritivos y sabrosos, lácteos refrigerados, leche líquida y jugos de frutas que promuevan la salud y el bienestar, a cualquier hora, en cualquier lugar [13].

- Generando ventaja competitiva para DPA y sus asociados.
- Proporcionando valor para todas las partes interesadas del negocio.
- Superando las expectativas de los clientes.
- Recompensando a los colaboradores.
- Creando valor agregado a los accionistas.
- Estableciendo una asociación rentable con los proveedores.

### **2.1.4 CAPACIDAD DE RECEPCIÓN DE LECHE**

La empresa cuenta con la instalación de 14 silos cuya función principal es la de almacenar la leche termizada que ingresa diariamente a fábrica.

Actualmente la fábrica cuenta con una recepción de leche programada diaria de aproximadamente 270000 litros.

### 2.1.5 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN

Los productos lácteos bajo la marca Nestlé tienen una importante presencia en varias categorías en el mercado: leches ultrapasteurizadas (UHT), leches en polvo y bebidas de sabores a base de leche. En la figura 2.4 se indica las etapas que integran el proceso de producción.



Figura 2.4 Etapas del proceso de producción

Fuente: [13]

A continuación se presenta la descripción general del proceso de producción en fábrica.

#### 2.1.5.1 Recolección

Se inicia el proceso de recolección de la materia prima (leche), que proviene de las 800 fincas asociadas, de la Costa, Sierra y Oriente.

Esta es la fase más crítica de la cadena de valor, pues el objetivo es minimizar los riesgos de contaminación en las actividades de suministro.

Todas las fincas proveedoras de leche para DPA-ECUAJUGOS S.A disponen de un tanque de enfriamiento con capacidad de 500 hasta 10000 litros. La vaca es ordeñada y la leche obtenida a 38 [°C] es inmediatamente conducida a la tina de

enfriamiento donde alcanza los 4[°C] en menos de tres horas, garantizando así la conservación de la calidad.

Antes de retirar la leche de la finca, el transportista de DPA-ECUAJUGOS S.A realiza la prueba de alcohol para determinar la acidez de la leche si esta se corta la leche no es colectada; se toman diariamente muestras de leche para trazabilidad en caso de desvío de la misma. Antes de que la leche sea entregada los pequeños ganaderos asociados en tinajas comunales realizan un test para determinar que la leche esté libre de residuos de antibióticos.

DPA-ECUAJUGOS S.A incentiva la producción de leche de calidad, para lo cual se toman muestras en la finca para analizar el contenido de grasa, proteína, células somáticas, carga bacteriana y el ganadero recibe un incentivo económico según su contenido.

Para garantizar la calidad e inocuidad del lácteo desde su origen en la finca hasta la fábrica tiene su programa de Buenas prácticas en finca (BPF) que lo lleva a cabo desde el año 2007; a la fecha el 70% de la leche viene de fincas que implementan BPF [13].

#### **2.1.5.2 Recepción y termización**

Esta etapa empieza directamente en la planta DPA-ECUAJUGOS S.A, cuya capacidad de recepción diaria programada es de alrededor 270000 litros/día.

El primer paso es realizar nuevamente una investigación exhaustiva sobre el estado de la leche que aún permanece en el tanquero. Este proceso tiene una duración de tres horas.

El siguiente paso es la termización; la leche es sometida a una pausterización inicial de 78 [°C], para enfriarla hasta los 4 y 6 [°C]. En este momento el lácteo es recién almacenado [13].

#### **2.1.5.3 Estandarización**

En esta etapa el analista de laboratorio de línea realiza un ajuste de sólidos grasos. Por medio de fórmulas empleadas en el campo alimenticio con las cuales

se mezclan cantidades de leche entera y descremada para obtener varias características de leches [13].

#### **2.1.5.4 Ultrapasteurización (UHT)**

El proceso UHT consiste en elevar drásticamente la temperatura de la leche a 144 [°C] por un espacio entre 14 y 18 segundos; se trata de una esterilización comercial llamada así porque en la producción, estadísticamente no hay la posibilidad de la presencia de microorganismos. En esta esterilización se elimina al 100% la presencia de posibles bacterias [13].

#### **2.1.5.5 Llenaje**

Desde aquí el producto se maneja con total asepsia con el fin de garantizar la inocuidad en los alimentos. El producto es empacado y luego colocado en cartones para su traslado a bodegas en donde el producto entra en cuarenta con el fin de garantiza la inocuidad, sólo en este momento el producto es liberado y enviado a los puntos de distribución [13].

#### **2.1.6 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO**

El sistema de refrigeración de amoniaco trabaja las 24 horas del día y provee de agua helada a 0 [°C] a la salida de los bancos de hielo, para fines de enfriamiento, a los procesos de recepción de leche, termización, estandarización, descremado, llenadoras (UHT), preparación (UHT) y equipos de tratamiento térmico (VTIS) como se muestra en la figura 2.5.

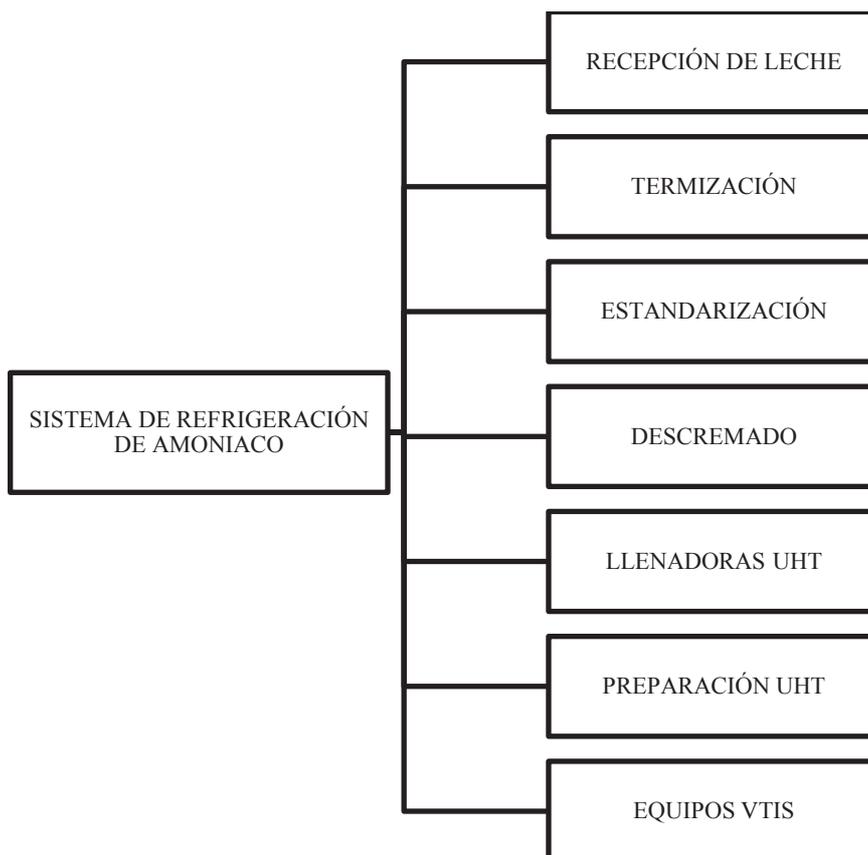


Figura 2.5 Diagrama de flujo de las necesidades del sistema de refrigeración de amoníaco.

Fuente: [autor]

Los equipos principales que se encuentran en el sistema de refrigeración de amoníaco se presentan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Máquinas y equipos considerados en el sistema de refrigeración

Descripción de fábrica	Equipo
0682-SVI-REF-NH3-1220001008_COM 006	Compresor Vilter 1
0682-SVI-REF-NH3-1220001015_COM 007	Compresor Vilter 2
0682-SVI-REF-NH3-1220001022_COM 008	Compresor Vilter 3
0682-SVI-REF-NH3-1220001039_COM 009	Compresor De Tornillo Vilter
0682-SVI-REF-NH3-1220001039_INT	Intercambiador de Amoníaco Chiller
0682-SVI-REF-NH3-1220001046	Condensador 1 $NH_3$

Tabla 2.1 Máquinas y equipos considerados en el sistema de refrigeración  
(continuación)

Descripción de fábrica	Equipo
0682-SVI-REF-NH3-1220001053	Condensador 2 $NH_3$
0682-SVI-REF-NH3-1220001060	Condensador 3 $NH_3$
0682-SVI-REF-NH3-1220001084	Acumulador De Hielo 1
0682-SVI-REF-NH3-1220001091	Acumulador De Hielo 2
0682-SVI-REF-NH3-1220001138	Condensador Evaporativo

Fuente: [13]

En la tabla 2.2 se identifican los datos generales del sistema de refrigeración de amoníaco.

Tabla 2.2 Datos generales del sistema de refrigeración

Identificación del sistema	Sistema de refrigeración de amoníaco
Capacidad instalada	54455 libras de hielo
Tipo de sistema	Sistema de compresión de vapor
Marca/Modelo	Vilter manufacturing
Procedencia	EEUU
Año de instalación	1980
Horas de trabajo al año	8760 h/año
Tipo de refrigerante	Amoníaco ( $NH_3$ )

Fuente: [13]

En la figura 2.6 se indica una representación esquemática básica del sistema de refrigeración de amoníaco principal.

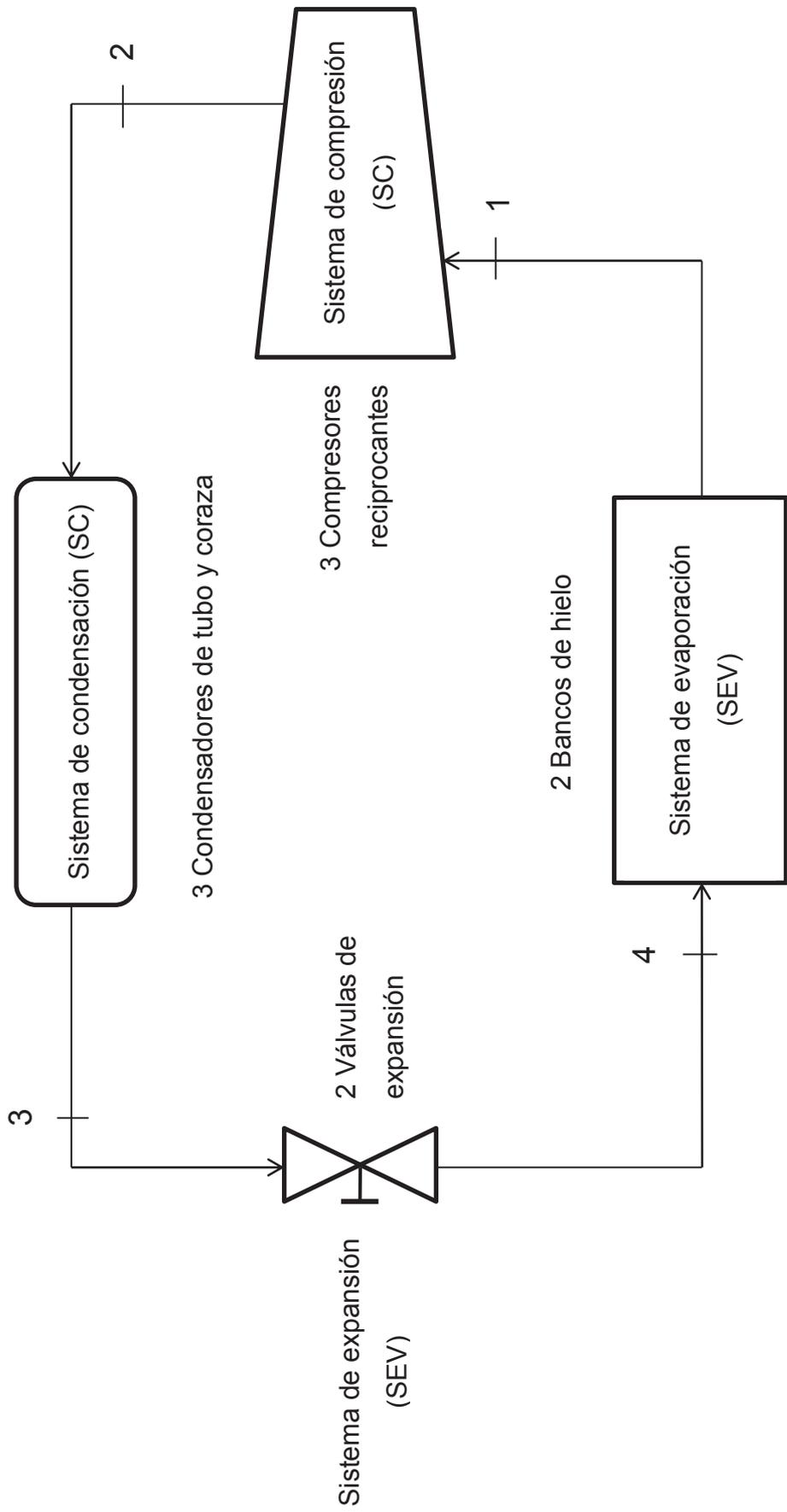


Figura 2.6 Esquema básico del sistema de refrigeración de amoníaco principal  
Fuente: [autor]

En las figuras 2.7 se indica los dos bancos de hielo conectados en paralelo los cuales son usados para satisfacer la demanda de la planta. La temperatura del agua helada en los bancos de hielo debe permanecer en 0 [°C].



Figura 2.7 Banco de hielo Nro. 1 y Nro. 2

Fuente: [autor]

Se dispone de tres compresores de marca Vilter reciprocantes de las mismas características, controlados por un controlador lógico programable (PLC) que regula su encendido automático de acuerdo a la demanda, y un compresor de tornillo controlado por su propio PLC, como se muestra en las figuras 2.8 y 2.9 respectivamente.



Figura 2.8 Compresor reciprocante Nro.1.

Fuente: [autor]



Figura 2.9 Compresor de tornillo

Fuente: [autor]

Para enfriamiento del refrigerante amoníaco se dispone de tres condensadores de tubos y coraza los cuales trabajan solamente con los compresores recíprocos, en la figura 2.10 se muestra el condensador de tubo y coraza Nro.1, además se tiene un condensador evaporativo figura 2.11 que posee la capacidad para que opere el compresor de tornillo y los compresores recíprocos simultáneamente.



Figura 2.10 Condensador de tubo y coraza Nro. 1

Fuente: [autor]



Figura 2.11 Condensador evaporativo

Fuente: [autor]

Solamente si los dos bancos de hielo alcanzan la formación de capa de hielo de 2,5 pulgadas en los serpentines, entonces se apagan los compresores recíprocos automáticamente. En caso de que solo uno tenga el espesor de hielo completo, los compresores seguirán trabajando.

Los compresores no se encenderán mientras el nivel bajo de formación de hielo en los serpentines del banco, no alcance el límite inferior y permanecerá encendido la luz indicadora en el tablero de control eléctrico.

Para garantizar el flujo de agua dentro de los bancos de hielo y evitar el congelamiento por bloques, se utilizan dos bombas (sopladoras) figura 2.12 ubicadas en la parte superior de cada banco de hielo las cuales no deben ser apagadas.



Figura 2.12 Soplador Banco de Hielo Nro. 1

Fuente: [autor]

El sistema de refrigeración de amoniaco se encuentra representado en el Anexo 1.

### **2.1.7 INSPECCIÓN PRELIMINAR DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

Mediante esta inspección preliminar se pueden determinar las medidas de ahorro energético y exergético, por lo cual se realizó una inspección general del estado actual de los componentes más importantes que conforma el sistema de refrigeración de amoniaco con el objetivo principal de identificar elementos que pueden provocar pérdidas de energía.

La inspección preliminar incluye, la revisión del tipo de refrigerante utilizado, el estado actual y características técnicas de cada equipo que conforma el sistema de refrigeración de amoniaco principal, así como, la revisión del estado de las tuberías y su aislamiento.

#### **2.1.7.1 Refrigerante amoniaco**

Todo sistema de refrigeración que utilice amoniaco como gas refrigerante debe contar con todas las medidas de seguridad en caso de fugas, esto es un requisito obligatorio para las auditorias de seguridad de amoniaco que constantemente la planta tiene que aplicar como un requisito legal.

Como requisito principal de toda sustancia química que posteriormente es usada en fábrica, es necesario que el proveedor presente la hoja de seguridad (MSDS), en la cual se encuentran 16 ítems los cuales detallan desde su composición química hasta las medidas de seguridad a tomar en cuenta en caso de fuga o derrame, la características del gas amoniaco usado en fábrica se encuentran detalladas en el Anexo 2. En la figura 2.13 se indican la clasificación del amoniaco según Asociación de Protección contra el Fuego de los Estados Unidos.

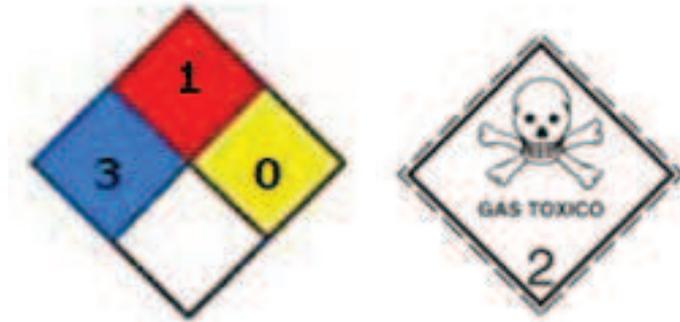


Figura 2.13 Clasificación del amoniaco según NFPA

Fuente: [NFPA]

### 2.1.7.2 Tuberías

Con el objetivo de verificar el estado general de las tuberías aisladas y no aisladas se realizó un recorrido total de la instalación identificando ciertas anomalías que se presentan a continuación.



Figura 2.14 Deterioro del aislamiento en la tubería de succión

Fuente: [autor]



Figura 2.15 Condensación en la tubería de succión del compresor recíprocante 3

Fuente: [autor]



Figura 2.16 Equivocada rotulación de la tubería de retorno de amoníaco líquido del condensador evaporativo

Fuente: [autor]

De manera general la instalación del sistema de refrigeración posee un buen aislamiento para sus tuberías, como resultado del recorrido realizado se encontró aislamiento deteriorado en la entrada de la succión de los compresores recíprocantes produciendo condensación en este punto como se observa en las figuras 2.14 y 2.15.

La figura 2.16 indica la tubería de retorno de amoníaco líquido que proviene del condensador evaporativo al tanque receptor de amoníaco la cual presenta una

rotulación actual de amoniaco líquido a baja presión, lo cual es equivocado ya que en esta tubería el amoniaco líquido se encuentra a alta presión.

### **2.1.7.3 Compresores Reciprocantes**

Los compresores reciprocantes Vilter son el corazón del sistema de refrigeración de amoniaco, por ello los parámetros que se controlen son indispensables para un adecuado funcionamiento.

Los compresores reciprocantes Vilter cuya descripción en fábrica es:

- Compresor vilter 1. 0682-SVI-REF-NH3-1220001008\_COM006
- Compresor vilter 2. 0682-SVI-REF-NH3-1220001015\_COM007
- Compresor vilter 3. 0682-SVI-REF-NH3-1220001022\_COM008

En los compresores reciprocantes antes descritos se revisó la descripción técnica de cada equipo, así como, una inspección visual de los medidores de presión y temperatura a la succión y descarga, cárter de lubricante, subsistema de lubricación, subsistema de transmisión y separador de aceite.

A continuación en la tabla 2.3 y 2.4 se indica la descripción técnica de los compresores reciprocantes Vilter y el resumen del diagnóstico visual realizado respectivamente.

Tabla 2.3 Descripción técnica de los compresores recíprocentes\*

DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LOS EQUIPOS		
Compresor vilter 1	Compresor vilter 2	Compresor vilter 3
0682-SVI-REF-NH3-1220001008_COM006	0682-SVI-REF-NH3-1220001015_COM007	0682-SVI-REF-NH3-1220001022_COM008
Régimen	Alta / una sola etapa	
Fabricante / modelo	Vilter / VMC 440 – A73K446B	
Año de construcción	1979	
Tipo	Recíprocente V	
Máxima presión de descarga (recomendada por el fabricante)	300 [Psig]	
Velocidad nominal del compresor	732 [rpm]	
Accionamiento	Motor	
Transmisión	Por correa	
Régimen del motor / rpm	60 [hp] / 1775 [rpm]	
CONDICIONES DE OPERACIÓN		
Presión aspiración / descarga	35 [psij] / 150 [psij]	
Capacidad a estas condiciones	46.6 [Ton]	
rpm accionamiento	1775	

Fuente: [13]

\*La descripción técnica para los 3 compresores recíprocentes es la misma.

Tabla 2.4 Resumen del diagnóstico preliminar de los compresores recíprocos

DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DE LOS EQUIPOS							
DESCRIPCIÓN		Compresor vilter 1 0682-SVI-REF-NH3-1220001008_COM006		Compresor vilter 2 0682-SVI-REF-NH3-1220001015_COM007		Compresor vilter 3 0682-SVI-REF-NH3-1220001022_COM008	
SISTEMA	SUBSISTEMA	ESTADO	DAÑOS	ESTADO	DAÑOS	ESTADO	DAÑOS
Cuerpo	Carcaza	Bueno		Bueno		Bueno	
Tuberías	Succión	Malo	Grietas en aislamiento	Malo	Grietas en aislamiento	Malo	Grietas en aislamiento
	Descarga	Bueno		Bueno		Bueno	
Medidor de presión	Succión	Bueno		Bueno		Bueno	
	Descarga	Bueno		Bueno		Bueno	
Medidor de temperatura	Succión	Bueno		Bueno		Bueno	
	Descarga	Bueno		Bueno		Bueno	
Transmisión	Motor	Bueno		Bueno		Bueno	
	Poleas y bandas	Bueno		Bueno		Bueno	
Separador de aceite	Tuberías	Bueno		Bueno		Bueno	
	Cuerpo	Bueno		Bueno		Bueno	

Fuente: [autor]

#### **2.1.7.4 Registro de operación de compresores**

La sala de refrigeración para un monitoreo constante del funcionamiento de los compresores recíprocos, tiene un formato establecido por la empresa 0682.ING.REC.011 que corresponde al Reporte de control diario del sistema de refrigeración representado en el Anexo 3, en el cual se registran los parámetros de operación de los compresores en el cual se anotan los datos obtenidos de presión de succión, presión de descarga, presión de aceite y nivel de aceite para cada compresor.

#### **2.1.7.5 Condensadores de tubos y coraza**

El principal propósito de los condensadores en el sistema de refrigeración, es convertir a líquido todo el refrigerante en fase de vapor enviado por el compresor.

Los condensadores de tubos y coraza cuya descripción en fábrica es:

- Condensador 1 NH3. 0682-SVI-REF-NH3-1220001046
- Condensador 2 NH3. 0682-SVI-REF-NH3-1220001053
- Condensador 3 NH3. 0682-SVI-REF-NH3-1220001060

En los condensadores de tubos y coraza antes descritos, se revisó la descripción del equipo así como una inspección visual de la coraza, medidores de presión y temperatura de amoníaco a la entrada y salida y medidores de temperatura de agua industrial a la entrada y salida.

En las tablas 2.5 y 2.6 se indican la descripción técnica de los condensadores de tubo y coraza, así como el resumen del diagnóstico visual realizado respectivamente.

Tabla 2.5 Descripción técnica de los condensadores de tubo y coraza

DESCRIPCIÓN		DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL EQUIPO		
		Condensador 1	Condensador 2	Condensador 3
Fabricante / modelo		0682-SVI-REF-NH3-1220001046 Vilter / NB Nro. 28162	0682-SVI-REF-NH3-1220001053 Vilter / NB Nro. 28161	0682-SVI-REF-NH3-1220001060 Vilter / Nro. 36412
Año de construcción		1979	1979	1990
Dimensiones	Longitud	4.27 [m]		
	Diámetro de carcaza	406 [mm]		
	Diámetro de tubos	1 1/4"		
Nro. pasos lado de tubos		8		
	Nro. pasos lado de carcaza	1		
Presión de trabajo permitida		250 [Psi]		
CONDICIONES DE OPERACIÓN				
Presión amoniaco		150 [Psi]		
Temperatura amoniaco		29 [°C]		
Fuente: [13]				

Tabla 2.6 Resumen del diagnóstico preliminar de los condensadores de tubo y coraza

DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DE LOS EQUIPOS									
SUBSISTEMAS	PARTES	Condensador 1		Condensador 2		Condensador 3			
		ESTADO	DAÑOS	ESTADO	DAÑOS	ESTADO	DAÑOS		
		0682-SVI-REF-NH3-1220001046		0682-SVI-REF-NH3-1220001053		0682-SVI-REF-NH3-1220001060			
Cuerpo	Coraza	Bueno		Bueno		Bueno			
Medidor de presión de amoniaco	Entrada	No instalado		No instalado		No instalado			
	Salida	No instalado		No instalado		No instalado			
Medidor de temperatura de amoniaco	Entrada	No instalado		No instalado		No instalado			
	Salida	No instalado		No instalado		No instalado			
Medidor de temperatura de agua industrial	Entrada	No instalado		No instalado		No instalado			
	Salida	No instalado		No instalado		No instalado			

Fuente: [autor]

#### **2.1.7.6 Bancos de hielo**

Los bancos de hielo cuya descripción en fábrica es:

- Acumulador de hielo 1. 0682-SVI-REF-NH3-1220001084
- Acumulador de hielo 2. 0682-SVI-REF-NH3-1220001091

En los bancos de hielo antes descritos se revisó la descripción técnica del equipo así como se realizó una inspección visual del estado del aislamiento externo, estado del serpentín, y medidores de temperatura.

A continuación en las tablas 2.7 y 2.8 se indica la descripción técnica de los bancos de hielo, así como el diagnóstico visual realizado respectivamente.

Tabla 2.7 Descripción técnica de los bancos de hielo

DESCRIPCIÓN		DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL EQUIPO	
		Acumulador de hielo 1	Acumulador de hielo 2
		0682-SVI-REF-NH3-1220001084	0682-SVI-REF-NH3-1220001091
Fabricante / modelo		Continental / 119F 613	Continental / 301212F - 757
Año de construcción		1978	1990
Dimensiones		7315 X 2260 X 2267 [mm]	6000 X 2470 X 2660 [mm]
Nro. de tubos		1	1
Diámetro de tubos		1 1/4"	1 1/4"
Nro. pasos lado de tubos		1	1
Nro. pasos lado de carcaza		1	1
Área superficial de intercambiador de calor		113 [m <sup>2</sup> ]	70 [m <sup>2</sup> ]
Volumen interno bruto en el lado de refrigeración		0.679 [m <sup>3</sup> ]	0.55 [m <sup>3</sup> ]
Presión de trabajo permitida		30 [Psi]	
CONDICIONES DE OPERACIÓN			
Presión amoniaco		30 [Psi]	
Temperatura amoniaco		-8 [°C]	
Capacidad		372 [Ton]	360 [Ton]

Fuente: [13]

Tabla 2.8 Resumen del diagnóstico preliminar de los bancos de hielo

DIAGNÓSTICO PRELIMINAR DE LOS EQUIPOS					
SUBSISTEMAS	PARTES	Acumulador de hielo 1		Acumulador de hielo 2	
		ESTADO	DAÑOS	ESTADO	DAÑOS
		0682-SVI-REF-NH3-1220001084		0682-SVI-REF-NH3-1220001091	
Cuerpo	Aislamiento externo	Bueno		Bueno	
Intercambiador de calor	Serpentín interno	Malo	Presencia de corrosión	Malo	Presencia de corrosión
Medidor de temperatura de agua	Entrada	Bueno		Bueno	
	Salida	Bueno		Bueno	

Fuente: [autor]

## **2.2 AUDITORÍA EXERGÉTICA DETALLADA**

A través de la auditoría exergética detallada se determina el contenido exergético del sistema y la exergía destruida en el proceso. Cabe recalcar que este tema fue ignorado por la mayor parte de los ingenieros con responsabilidades en la industria; hoy en día el estudio de este tema queda totalmente justificado por la creciente sensibilidad que presenta hacia el ahorro energético [1].

La auditoría exergética se realizará a los equipos cuyo funcionamiento es continuo en el sistema de refrigeración, es necesario aclarar que el análisis no se lo va a realizar a los equipos de refrigeración que conforman el sistema de pre enfriamiento del agua de retorno a los bancos de hielo, ya que es un sistema anexo al sistema propio de refrigeración. Por esta razón el análisis energético y exergético se realizara para los siguientes equipos: compresores recíprocos, condensadores de tubo y coraza, válvulas de expansión y bancos de hielo.

Al realizar un análisis exergético, resulta muy útil realizar un análisis de energético de los procesos lo que da una mayor comprensión de los fenómenos que ocurren.

### **2.2.1 ANÁLISIS ENERGÉTICO**

A continuación en la tabla 2.9, se presentan los datos obtenidos del ciclo de refrigeración en condiciones de carga de los compresores recíprocos al 100%.

Tabla 2.9 Datos de presión y temperatura de los compresores recíprocos viliter

Nro. mediciones	Compresor viliter 1				Compresor viliter 2				Compresor viliter 3			
	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]
1	35	130	-2,8	71,4	37	131	-2,8	71,4	35	129	-2,8	71,4
2	34	130	-3	71,2	36	135	-2,9	71,2	34	128	-2,9	71,3
3	35	129	-2,8	71,4	37	136	-2,8	71,5	35	128	-2,8	71,4
4	34	130	-2,9	71,5	36	131	-2,8	71,5	35	131	-2,7	71,5
5	34	132	-3	71,8	36	134	-3	71,7	34	125	-3	71,8
6	34	128	-3,2	71,8	35	133	-3,4	71,8	32	128	-5	71,8
7	35	126	-3	70,8	36	129	-3	70,8	35	125	-3	70,7
8	34	126	-3,1	70,6	36	132	-3,2	70,6	34	125	-3,2	70,5
9	34	127	-3	70,5	36	131	-2,9	70,4	35	125	-2,9	70,4
10	34	127	-3,2	70,4	36	132	-3,2	70,3	34	125	-3,2	70,4
11	33	125	-3,5	70,3	34	126	-3,6	70,3	33	129	-3,6	70,3

Tabla 2.9 Datos de presión y temperatura de los compresores recíprocos (continuación)

Nro. mediciones	Compresor vilter 1				Compresor vilter 2				Compresor vilter 3			
	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]
12	33	124	-3,6	70,5	35	128	-3,6	70,5	34	123	-3,6	70,5
13	33	127	-4,2	71,8	33	127	-4,2	71,9	32	127	-4,1	71,9
14	33	128	-4	71,1	34	128	-3,9	72	32	127	-3,9	71,1
15	32	130	-4	72,5	34	134	-4	72,5	32	128	-4,1	72,5
16	32	128	-4,3	72,6	34	132	-4,3	72,1	33	129	-4,3	72,6
17	32	124	-4,5	73	33	125	-4,5	73	32	125	-4,5	73
18	31	125	-4,6	73,2	33	127	-4,6	73,2	31	127	-4,6	73,2
19	32	130	-4,6	73,3	34	132	-4,6	73,3	32	129	-4,6	73,3
20	30	126	-5,3	73,4	32	133	-5,2	73,4	31	128	-5	73,5
<b>Promedio</b>	<b>33,2</b>	<b>127,6</b>	<b>-3,6</b>	<b>71,6</b>	<b>34,9</b>	<b>130,8</b>	<b>-3,6</b>	<b>71,7</b>	<b>33,3</b>	<b>127</b>	<b>-3,7</b>	<b>71,7</b>

Fuente: [autor]

En la tabla 2.10 se indican las condiciones de presión y temperatura general para los tres compresores reciprocantes.

Tabla 2.10 Datos de presión y temperatura general de los tres compresores reciprocantes

PRESIÓN Y TEMPERATURA GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN				
Nro. mediciones	Presión de succión [psig]	Presión de descarga [psig]	Temperatura de succión [°C]	Temperatura de descarga [°C]
1	34	126	-2,8	71,3
2	36	126	-2,8	71,3
3	36	126	-2,8	71,5
4	36	125	-2,7	71,5
5	35	125	-3,1	71,8
6	32	123	-3,4	71,8
7	37	122	-3,1	70,7
8	35	122	-3,2	70,1
9	37	122	-2,9	70,9
10	34	122	-3,2	70,4
11	34	121	-3,6	70,3
12	35	120	-3,6	70,5
13	32	122	-4	71,9
14	33	123	-3,9	72,1
15	34	125	-4	72,4
16	35	123	-4,3	72,6
17	33	122	-4,5	73
18	33	122	-4,6	73,2
19	33	126	-4,6	73,3
20	35	122	-5	73,5
Promedio	34,4	123,2	-3,6	71,7

Fuente: [autor]

### 2.2.1.1 Análisis del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Al realizar el análisis del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el punto 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el punto 2 y sale como líquido saturado en el punto 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el punto 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el punto 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo [2].

Considerando los valores obtenidos de la tabla 2.10 y partir de la tabla de propiedades del refrigerante 717 amoníaco Anexo 4, las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determina como sigue:

*Punto 1.* En este punto el refrigerante se encuentra como vapor saturado, se determina las propiedades a través de la presión absoluta en este punto. Según [10] se indica la presión atmosférica de la ciudad de Cayambe.

$$P_1 = 34,45 [psi] = 0,2364 [MPa]$$

$$P_{cayambe} = 0,070 [MPa]$$

$$\therefore P_1 = 0,2364 + 0,070 = 0,3064 [MPa]$$

$$P_1 = 0,3064 (MPa) \begin{cases} h_1 = h_{g a 0,3064 MPa} = 1452,27 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \\ s_1 = s_{g a 0,3064 MPa} = 5,7389 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \end{cases}$$

*Punto 2.* Una vez que el refrigerante amoníaco es comprimido isentrópicamente, llega al punto 2 en el cual el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, a través de la presión absoluta en este punto se determina sus propiedades.

$$P_2 = 123,25 \text{ (psi)} = 0,845 \text{ [MPa]}$$

$$P_2 = 0,845 + 0,070 = 0,915 \text{ [MPa]}$$

$$P_2 = 0,915 \text{ (MPa)} \left\{ \begin{array}{l} h_2 = 1603,14 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ s_2 = s_1 = 5,7389 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \\ c_p = 3,072 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \\ T_{sat} = 22,04 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{array} \right.$$

*Punto 3.* El refrigerante en el punto 3 se encuentra como líquido saturado, asumiendo que no existen caídas de presión, se determina sus propiedades.

$$P_3 = P_2 = 0,915 \text{ [MPa]}$$

$$P_3 = 0,915 \text{ (MPa)} \left\{ h_3 = h_{f \text{ a } 0,915 \text{ MPa}} = 303,52 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right.$$

*Punto 4.* Una vez que el refrigerante sufrió la estrangulación a entalpía constante en las válvulas de expansión, el fluido llega al punto 4 en el cual se encuentra como mezcla líquido vapor determinando sus propiedades como sigue:

$$h_4 = h_3 \text{ [estrangulamiento]}$$

$$h_4 = 303,53 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

La tabla 2.11, indica el resultado de presión y entalpía para todos los estados del refrigerante en el análisis del ciclo ideal de refrigeración de amoníaco.

Tabla 2.11 Resultados del análisis del ciclo ideal de refrigeración

Punto	Presión [MPa]	Entalpía $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Condición del refrigerante $NH_3$
1	0,306	1452,27	Vapor saturado
2	0,915	1603,14	Vapor sobrecalentado
3	0,915	303,52	Líquido saturado
4	0,306	303,52	Mezcla líquido-vapor

Fuente: [autor]

En el Anexo 5, se indica el diagrama presión-entalpía para el ciclo ideal de refrigeración.

#### *Flujo de refrigerante ideal a través del evaporador*

Para realizar el balance de energía en cada elemento que compone el sistema de refrigeración de amoníaco principal, es necesario determinar el flujo de masa de refrigerante que debe ser descargado por el sistema de compresión. Al resumir el sistema de refrigeración de amoníaco a un sistema simple compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador, este será el mismo flujo que circula a través de todos los elementos que conforman el sistema.

La capacidad de refrigeración está expresada en toneladas de refrigeración, aplicando la primera ley de la termodinámica al evaporador, y según [11] se determina la ecuación (11).

$$\dot{m}_r = \frac{3,5168 \cdot k}{Q_{ef}} \quad (11)$$

De donde:

$$\dot{m}_r = \text{Flujo de refrigerante} \left[\frac{kg}{s}\right]$$

$k$  = Capacidad nominal de refrigeración [Ton]

$$Q_{ef} = \text{Efecto refrigerante} \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Tabla 2.12 Capacidad nominal de refrigeración [Ton]

CAPACIDADES NOMINALES DE REFRIGERACIÓN [TON]	
Compresor recíprocante 1	46,6
Compresor recíprocante 2	46,6
Compresor recíprocante 3	46,6
Capacidad nominal de refrigeración	139,8

Fuente: [13]

Con los datos de la tabla 2.11 y 2.12 y con el uso de la ecuación (11), se calcula el flujo de masa ideal del refrigerante amoníaco.

$$\dot{m}_{r_{ideal}} = \frac{3,5168 \times k}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_{r_{ideal}} = \frac{(3,5168 \times 139,8) \left[ \frac{kJ}{s} \right]}{(1452,27 - 303,52) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{r_{ideal}} = 0,428 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Cuando se trata de un sistema de refrigeración el objetivo es lograr la máxima extracción de calor de la zona que se encuentra a baja temperatura, al menor costo. El coeficiente de desempeño (COP) es la relación de la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado a la entrada de potencia al sistema de compresión (energía que se paga) [11]. Se emplea las ecuaciones (12) y (13) para determinar el coeficiente de desempeño (COP).

*Tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado.*

De [2], se determina la ecuación (12):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{r_{ideal}}(h_1 - h_4) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_L = \left[ 0,428 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1452,27 - 303,52) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{Q}_L = 491,66 [kW]$$

*Entrada de potencia total al sistema de compresión.*

De [2], se determina la ecuación (13):

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m}_{r_{ideal}}(h_2 - h_1) \quad (13)$$

$$\dot{W}_{entrada} = \left[ 0,428 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1603,14 - 1452,27) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{W}_{entrada} = 64,57 [kW]$$

*Tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente.*

De [2], se determina la ecuación (14):

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{r_{ideal}}(h_2 - h_3) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_H = \left[ 0,428 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1603,14 - 303,52) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{Q}_H = 556,24 [kW]$$

*Coficiente de desempeño ideal*

De [2], se determina la ecuación (15):

$$COP_{ideal} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{entrada}} \quad (15)$$

$$COP_{ideal} = \frac{491,66 [kW]}{64,57 [kW]}$$

$$COP_{ideal} = 7,61$$

### **2.2.1.2 Análisis del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor**

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido que causa caídas de presión a lo largo del paso por tuberías y componentes

del sistema de refrigeración; y además la transferencia de calor hacia o desde los alrededores [2].

*Punto 1.* A través de los datos de presión y temperatura de la tabla 2.10, se determinan las propiedades del refrigerante amoníaco en el punto 1, el cual se encuentra como vapor sobrecalentado. De [10] se determina la presión atmosférica de la Ciudad de Cayambe.

$$P_1 = 34,45 \text{ (psi)} = 0,2364 \text{ [MPa]}$$

$$P_{\text{cayambe}} = 0,070 \text{ [MPa]}$$

$$\therefore P_1 = 0,2364 + 0,070 = 0,3064 \text{ [MPa]}$$

$$P_1 = 0,3064 \text{ [MPa]} \begin{cases} h_1 = 1465,34 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ T_1 = -3,61 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ s_1 = 5,73 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \end{cases}$$

*Punto 2.* El proceso de compresión real incluye efectos de fricción y transferencia de calor, a través de los datos de presión y temperatura de la tabla 2.10 se determinan las propiedades del refrigerante amoníaco en este punto, el cual se encuentra como vapor sobrecalentado.

$$P_2 = 0,915 \text{ [MPa]} \begin{cases} h_2 = 1634,09 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ T_2 = 71,70 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ s_2 = 5,56 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \end{cases}$$

*Punto 3.* En este punto es inevitable tener cierto valor de caída de presión en el sistema de condensación. Además no es fácil realizar el proceso de condensación con tal precisión que el refrigerante se encuentre como líquido saturado a la salida del condensador [2]. Es necesario aclarar que debido a la dificultad en la toma de datos en este punto, se asume que la presión de descarga del compresor es igual a la presión a la salida del condensador, con un subenfriamiento de 2 [°C] respecto de su temperatura de saturación. A continuación se determinan las propiedades del refrigerante amoníaco en el punto 3, el cual se encuentra como líquido subenfriado.

$$P_3 = P_2$$

$$P_3 = 0,915 \text{ [MPa]} \quad \left\{ \begin{array}{l} h_3 = 293,97 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ s_3 = 1,329 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \end{array} \right.$$

$$T_3 = 20,04 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ (subenfriamiento)}$$

*Punto 4.* En este punto la válvula de expansión y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, por tal razón la caída de presión en la línea de conexión es pequeña. A continuación se determina las propiedades del refrigerante amoníaco en el punto 4, el cual se encuentra como mezcla líquido vapor.

$$h_4 \cong h_3 \text{ (estrangulamiento)}$$

$$P_4 = 0,3064 \text{ [MPa]} \quad \left\{ \begin{array}{l} h_4 = 293,97 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ x_4 = 0,103 \\ s_4 = 1,358 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \end{array} \right.$$

En la tabla 2.13 se indica el resultado del análisis del ciclo real de refrigeración de amoníaco.

Tabla 2.13 Resultados del análisis del ciclo real de refrigeración

Punto	Presión [MPa]	Temperatura [°C]	Entalpía $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	Condición del refrigerante $\text{NH}_3$
1	0,3064	-3,61	1465,34	Vapor sobrecalentado
2	0,915	71,70	1634,09	Vapor sobrecalentado
3	0,915	20,04	293,97	Líquido subenfriado
4	0,3064	-8,71	293,97	Mezcla líquido-vapor

Fuente: [autor]

En el Anexo 6, se indica el diagrama presión-entalpía para el ciclo real de refrigeración.

Para realizar el balance de energía real en el sistema de refrigeración de amoníaco es necesario determinar algunos parámetros tales como: el flujo de refrigerante real a través del evaporador, la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, la entrada de potencia a los compresores, la tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente, con lo cual se determinará el coeficiente de desempeño real ( $COP_{real}$ ) y el cálculo del balance de energía en cada elemento que conforma el sistema de refrigeración de amoníaco..

*Flujo de refrigerante real a través del evaporador*

De la ecuación (11) se tiene:

$$\dot{m}_{r_{real}} = \frac{3,5168 \times k}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_{r_{real}} = \frac{(3,5168 \times 139,8) \left[ \frac{kJ}{s} \right]}{(1465,34 - 293,97) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{r_{real}} = 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

*Tasa de remoción de calor del espacio refrigerado según la ecuación (12),*

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{r_{real}}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_L = \left[ 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1465,34 - 293,97) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{Q}_L = 490,80 [kW]$$

*Entrada de potencia a los compresores según la ecuación (13),*

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m}_{r_{real}}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{entrada} = \left[ 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1634,09 - 1465,34) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{W}_{entrada} = 70,70 [kW]$$

Tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente según la ecuación (14),

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{r_{real}}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_H = \left[ 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1634,09 - 293,97) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right]$$

$$\dot{Q}_H = 561,51 [kW]$$

Coefficiente de desempeño real según la ecuación (15),

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{entrada}}$$

$$COP_{real} = \frac{490,80 [kW]}{70,70 [kW]}$$

$$COP_{real} = 6,94$$

### 2.2.1.3 Balance de energía

#### 2.2.1.3.1 Balance de energía en el sistema de compresión

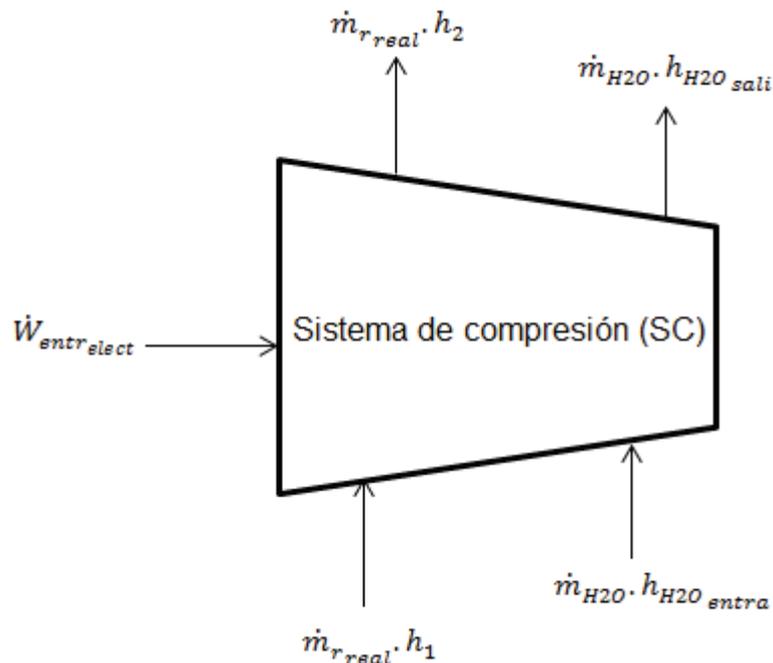


Figura 2.17 Esquema de balance de energía en el sistema de compresión (SC)

Fuente: [autor]

La figura 2.17 indica el esquema de las energías entrantes y salientes del sistema de compresión. Para determinar la tasa de rechazo de calor debido al agua de enfriamiento del sistema de compresión es necesario como datos las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento a los compresores recíprocos.

A continuación en la tabla 2.14 se presenta los datos de temperatura medidos en el sistema de enfriamiento de los compresores.

Tabla 2.14 Temperaturas del agua de enfriamiento de los compresores

COMPRESORES RECÍPROCANTES	AGUA DE ENFRIAMIENTO	
	Temperatura a la entrada [°C]	Temperatura a la salida [°C]
Compresor 1	25,2	42,6
Compresor 2	25,3	61,2
Compresor 3	24,7	41,5
Promedio	25,1	48,4

Fuente: [autor]

De las temperaturas promedio tanto de entrada como de salida del agua de enfriamiento se determinan los valores de entalpía de las tablas de propiedades termodinámicas del agua saturada Anexo 7, como sigue:

$$T_{H_2O\ entra} = 25,06 \text{ [°C]} \left\{ h_{H_2O\ entra} = 105,09 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right.$$

$$T_{H_2O\ sali} = 48,43 \text{ [°C]} \left\{ h_{H_2O\ sali} = 202,77 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right.$$

$\dot{W}_{entra\ eléct}$  es la potencia de entrada generada por los motores eléctricos en los compresores, por ello es necesario conocer el factor de potencia de fábrica, así como los valores de voltaje y corriente de funcionamiento de los motores eléctricos para poder determinarlo.

A continuación en la tabla 2.15 se indica los datos de los motores eléctricos utilizados para el funcionamiento de los compresores recíprocos en el sistema de refrigeración. A su vez el factor de potencia de fábrica [13] es de:

$$\cos \varphi = 0,98.$$

Tabla 2.15 Datos de placa de motores eléctricos

Marca	Baldor Reliance
Modelo	B58235
Voltaje (V)	440
Corriente eléctrica(A)	66

Fuente: [13]

Con la ecuación (16), se determina el valor de la potencia eléctrica de entrada al sistema de compresión.

$$\dot{W}_{entr_{elect}} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (16)$$

$$\dot{W}_{entr_{elect}} = \sqrt{3} \times 440[V] \times 66[A] \times 0,98$$

$$\dot{W}_{entr_{elect}} = 49,292 [kW]$$

Debido a que el análisis se lo está realizando para el sistema de compresión en general, el trabajo de entrada total al sistema de compresión sería:

$$\dot{W}_{entr_{elect}} = (3)(49,292) [kW]$$

$$\dot{W}_{entr_{elect}} = 147,876 [kW]$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica al sistema de compresión se tiene:

$$\dot{W}_{entra_{el\acute{e}ct}} + \dot{m}_{r_{real}} \cdot h_1 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{H_2O_{entra}} = \dot{m}_{r_{real}} \cdot h_2 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{H_2O_{sali}} \quad (17)$$

De donde, despejando el flujo de agua de enfriamiento que circula a través del sistema de compresión se tiene la ecuación (18).

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{W}_{entra_{el\acute{e}ct}} + \dot{m}_{r_{real}}(h_1 - h_2)}{h_{H_2O_{sali}} - h_{H_2O_{entra}}} \quad (18)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{147,876 \text{ (kW)} + 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1465,34 - 1634,09) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{(202,77 - 105,090) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\therefore \dot{m}_{H_2O} = 0,79 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

La tabla 2.16 indica los valores mínimos y máximos de circulación de agua para enfriamiento de la cabeza de los cilindros en los compresores recíprocos.

Tabla 2.16 Circulación de agua a través de compresores recíprocos

TAMAÑO DEL COMPRESOR	MÁXIMO	MÍNIMO
(Nro. Cilindros)	[GPM]	[GPM]
2	4	2,5
4	4	2,5
6	4	2,5
8	4	2,5
12	8	5
16	8	5

Fuente: [manual técnico compresores vilter VMC]

Por tal razón se indica que el flujo de agua calculado a través de la primera ley de la termodinámica es un valor muy cercano al valor máximo sugerido por Vilter.

$$4 \text{ [GPM]} = 0,252 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{H_2O_{VILTER}} = (3) \left( 0,252 \left[ \frac{kg}{s} \right] \right) = 0,756 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

### 2.2.1.3.2 Balance de energía en el sistema de condensación

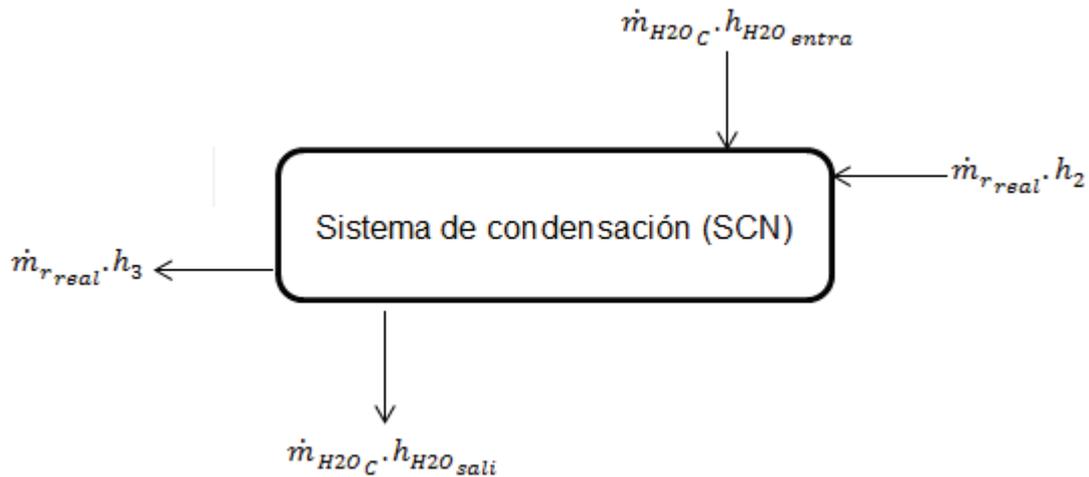


Figura 2.18 Esquema de balance de energía en el sistema de condensación (SCN)

Fuente: [autor]

La figura 2.18, indica el esquema de las energías entrantes y salientes en el sistema de condensación.

Para determinar la tasa de rechazo de calor debido al agua de enfriamiento del sistema de condensación es necesario como datos las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento de los condensadores.

A continuación en la tabla 2.17 se presenta los datos de temperatura tomados del sistema de enfriamiento de los condensadores.

Tabla 2.17 Temperaturas del agua de enfriamiento de los condensadores

CONDENSADORES DE TUBO Y CORAZA	AGUA DE ENFRIAMIENTO	
	Temperatura a la entrada[°C]	Temperatura a la salida[°C]
Condensador 1	18	20,7
Condensador 2	18,2	21,2
Condensador 3	18,8	22,9
Promedio	18,3	21,6

Fuente: [autor]

De las temperaturas promedio tanto de entrada como de salida del agua de enfriamiento se determinan los valores de entalpía en el Anexo 7, como sigue:

$$T_{H_2O_{C_{entra}}} = 18,33 \text{ [}^\circ\text{C]} \left\{ h_{H_2O_{entra}} = 76,93 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right.$$

$$T_{H_2O_{C_{sali}}} = 21,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \left\{ h_{H_2O_{sali}} = 90,62 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \right.$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica al sistema de condensación se tiene,

$$\dot{m}_{r_{real}} \cdot h_2 + \dot{m}_{H_2O_C} \cdot h_{H_2O_{entra}} = \dot{m}_{r_{real}} \cdot h_3 + \dot{m}_{H_2O_C} \cdot h_{H_2O_{sali}} \quad (19)$$

De donde, despejando el flujo de agua de enfriamiento en el sistema de condensación se tiene la ecuación (20).

$$\dot{m}_{H_2O_C} = \frac{\dot{m}_{r_{real}}(h_3 - h_2)}{h_{H_2O_{entra}} - h_{H_2O_{sali}}} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{H_2O_C} = \frac{0,419 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] (293,97 - 1634,09) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{(76,93 - 90,62) \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$\dot{m}_{H_2O_C} = 41,02 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

El flujo de agua a través de los condensadores fue determinado en función del análisis previo realizado en fábrica con la finalidad de realizar un dimensionamiento para las nuevas torres de enfriamiento. Debido a que el flujo de agua es bombeado por un sistema general de bombeo para toda la fábrica y según el análisis realizado de los resultados de flujo para las torres de enfriamiento se toma como dato de flujo de agua [13] que atraviesa por los condensadores de:

$$\dot{m}_{H_2O_C} = 39,2 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Este valor es muy cercano al valor calculado a través de la primera ley de la termodinámica, por tal razón se asume como un dato coherente.

### 2.2.1.3.3 Balance de energía en el sistema de expansión

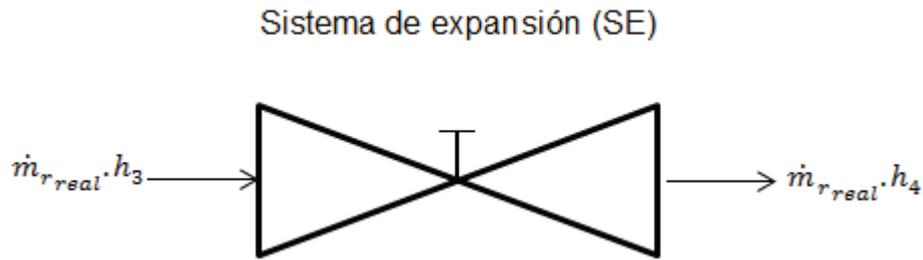


Figura 2.19 Esquema de balance de energía del sistema de expansión (SE)  
Fuente: [autor]

La figura 2.19 indica el esquema de las energías entrantes y salientes al sistema de expansión. Aplicando la primera ley de la termodinámica al sistema de expansión se tiene que el nivel energético a la entrada y salida de la válvula de expansión es:

$$\dot{m}_{r_{real}} \cdot h_3 = \dot{m}_{r_{real}} \cdot h_4 \quad (21)$$

$$0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot 293,97 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] = 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot 293,97 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\therefore 123,17 [kW] = 123,17 [kW]$$

### 2.2.1.3.4 Balance de energía en el sistema de evaporación

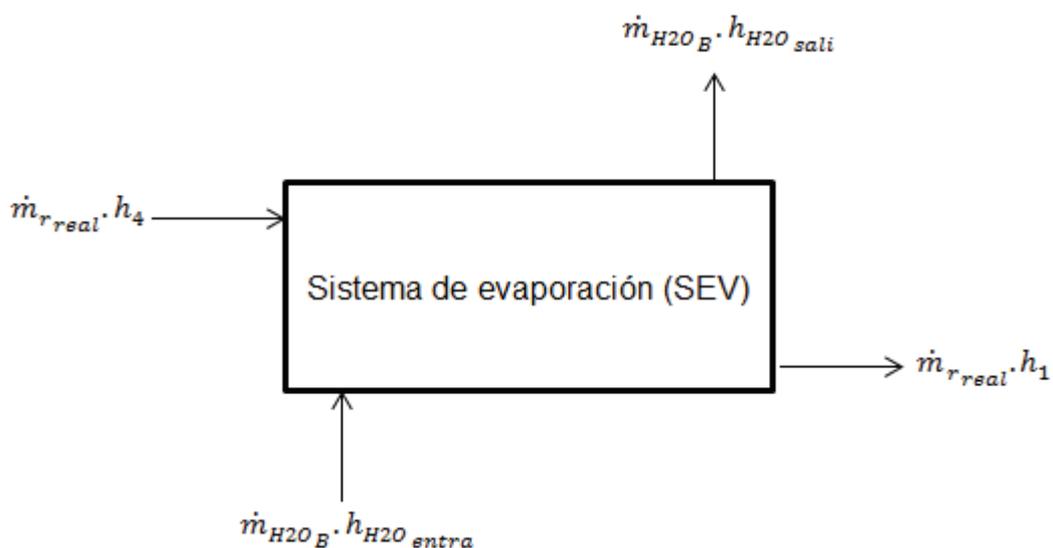


Figura 2.20 Esquema de balance de energía del sistema de evaporación (SEV)  
Fuente: [autor]

La figura 2.20, indica el esquema de las energías entrantes y salientes al sistema de evaporación.

A continuación en la tabla 2.18 se presenta los datos de temperatura tomados del sistema de evaporación.

Tabla 2.18 Temperaturas del agua de los bancos de hielo

BANCOS DE HIELO	AGUA EN LOS BANCOS DE HIELO	
	Temperatura a la entrada[°C]	Temperatura a la salida[°C]
Banco de hielo 1	5	0
Banco de hielo 2	5	0
Promedio	5	0

Fuente: [autor]

De las temperaturas promedio tanto de entrada como de salida del agua de enfriamiento se determinan los valores de entalpía, como sigue:

$$T_{H_2O\ entra} = 5\ [^{\circ}C] \left\{ h_{H_2O\ entra} = 21,02 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right.$$

$$T_{H_2O\ sali} = 0\ [^{\circ}C] \left\{ h_{H_2O\ sali} = -0,04 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right.$$

Aplicando la primera ley de la termodinámica al sistema de evaporación se tiene,

$$\dot{m}_{r\ real} \cdot h_4 + \dot{m}_{H_2O\ B} \cdot h_{H_2O\ entra} = \dot{m}_{r\ real} \cdot h_1 + \dot{m}_{H_2O\ B} \cdot h_{H_2O\ sali} \quad (22)$$

De donde, despejando el flujo de agua que ingresa al sistema de evaporación, se tiene la ecuación (23).

$$\dot{m}_{H_2O\ B} = \frac{\dot{m}_{r\ real} \cdot (h_1 - h_4)}{h_{H_2O\ entra} - h_{H_2O\ sali}} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{H_2O\ B} = \frac{0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1465,34 - 293,97) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{(21,02 - (-0,04)) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{H_2O\ B} = 23,30 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

El flujo de agua a través de los bancos de hielo se lo puede obtener también a través de los datos de placa de la bomba de agua.

$$\dot{m}_{H_2O_B} = 388 \text{ GPM} = 24,44 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Comparando los resultados de flujo de agua, se considera como un valor correcto el obtenido a través de la primera ley de la termodinámica.

En la figura 2.21 se indica el diagrama energético Sankey del sistema de refrigeración de amoníaco

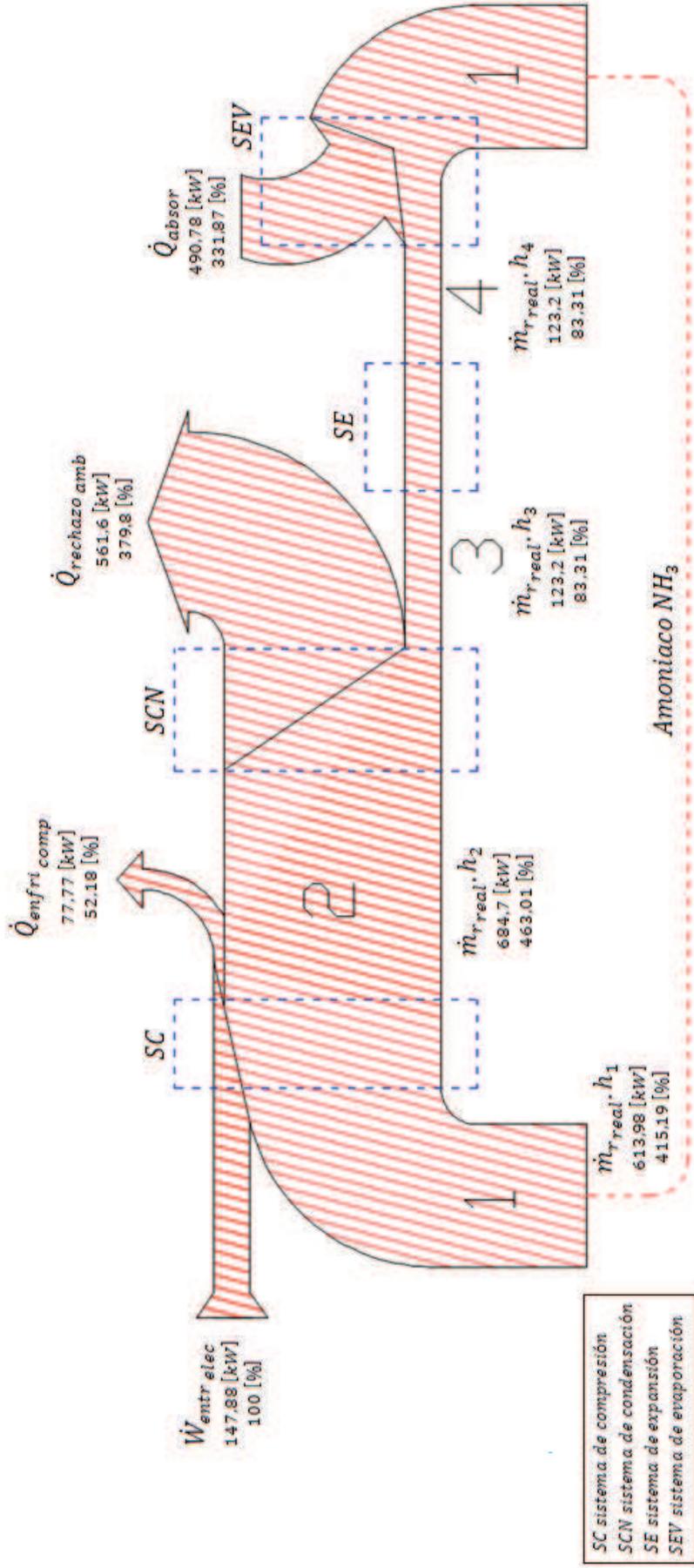


Figura 2.21 Diagrama de Energía Sankey del Sistema de Refrigeración de Amoniaco  
Fuente: [autor]

## 2.2.2 ANÁLISIS EXERGÉTICO

Para el análisis exergético se considera la tabla 2.19 de las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo termodinámico.

Tabla 2.19 Propiedades Termodinámicas

PUNTO	$T$ [°C]	$P$ [Mpa]	$h$ $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	$s$ $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$
1	-3,60	0,306	1465,34	5,73
2	71,70	0,915	1634,09	5,56
3	20,04	0,915	293,97	1,33
4	-8,71	0,306	293,97	1,36
$\dot{m}_{r_{real}}$	0,419 $\left[\frac{kg}{s}\right]$			

Fuente: [autor]

Como estado muerto o condiciones ambientales, se toma la temperatura ambiente de la sala de refrigeración de amoníaco de la cual se determina sus propiedades a través de Anexo 8.

$$T_a = 28 \text{ [°C]} \begin{cases} h_a = 301,19 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \\ s_a = 1,71 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right] \end{cases}$$

### 2.2.2.1 Análisis exergético del sistema de compresión

Los compresores recíprocos que conforman el sistema de refrigeración tienen enfriamiento y su funcionamiento puede ser considerado como una primera etapa de compresión con el rozamiento correspondiente y una segunda etapa de enfriamiento para llegar al estado final del refrigerante a partir de su estado inicial.

Según la ecuación (8) se calculan a continuación las exergías entálpicas correspondientes a la succión y a la descarga del sistema de compresión.

*Exergía entálpica a la succión*

$$e_1 = (h_1 - h_a) - T_a \cdot (s_1 - s_a)$$

$$e_1 = (1465,34 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(5,73 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_1 = -45,87 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Exergía entálpica a la descarga*

$$e_2 = (h_2 - h_a) - T_a \cdot (s_2 - s_a)$$

$$e_2 = (1634,09 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(5,56 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_2 = 174,05 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Irreversibilidad en el compresor - motor eléctrico*

Por lo tanto de [4], se tiene la ecuación (24).

$$I_{comp-ME} = \dot{W}_{entr_{elect}} + \dot{m}_{r_{real}} \cdot (e_1 - e_2) \quad (24)$$

$$I_{comp-ME} = 147,876 [kW] + 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] (-45,87 - 174,05) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$I_{comp-ME} = 55,72 [kW]$$

*Exergía en el enfriamiento del compresor*

Con la ecuación (7) se puede calcular la transferencia de exergía debido al calor que gana el agua.

A continuación se presenta los datos tomados de temperatura y flujo de agua de enfriamiento en el sistema de compresión.

$$T_{H_2O_{entr}} = 25,06 [^{\circ}C]$$

$$T_{H_2O_{sal}} = 48,43 [^{\circ}C]$$

$$T_{superficie\ comp} = 58,73 [^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,79 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \times C_p \times \Delta T \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 0,79 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C} \right] \times (48,43 - 25,06) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 77,91 [kW]$$

Este calor  $\dot{Q}_{H_2O}$  disminuye la exergía del sistema de compresión y por ende también disminuye su eficiencia. Suponiendo que la temperatura del agua de enfriamiento que ingresa al sistema compresión  $T_{H_2O\ entr}$  está en equilibrio térmico con la temperatura ambiente se tiene que la componente exergética del calor es:

$$\dot{Q}_{H_2O} \times \left( 1 - \frac{T_{H_2O\ entr}}{T_{superficie\ comp}} \right) = 77,91 [kW] \times \left( 1 - \frac{298,06 [K]}{331,73 [K]} \right)$$

$$\dot{Q}_{H_2O} \times \left( 1 - \frac{T_{H_2O\ entr}}{T_{superficie\ comp}} \right) = 7,91 [kW]$$

Este valor debe ser negativo ya que es la transferencia de exergía debido al calor que gana el agua, entonces:

$$\dot{Q}_{H_2O} \times \left( 1 - \frac{T_{H_2O\ entr}}{T_{superficie\ comp}} \right) = -7,91 [kW]$$

*Eficiencia exergética del sistema de compresión*

$$\eta_{II} = \frac{P}{F}$$

Para este análisis el producto correspondería al trabajo reversible o la entrada de trabajo mínimo para dispositivos consumidores de trabajo, y a su vez el fuel sería la entrada de potencia a los compresores.

$$\eta_{II} = \frac{P}{F} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{entr}}$$

$$\dot{W}_{rev} = I_{comp-ME} + \dot{Q}_{H2O} \times \left(1 - \frac{T_{H2Oentr}}{T_{superficie\ comp}}\right) \quad (26)$$

$$\dot{W}_{rev} = (55,72 + (-7,91)) [kW]$$

$$\dot{W}_{rev} = 47,81 [kW]$$

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m}_{rreal} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{entrada} = \left[0,419 \left[\frac{kg}{s}\right] \cdot (1634,09 - 1465,34) \left[\frac{kJ}{kg}\right]\right]$$

$$\dot{W}_{entrada} = 70,71 [kW]$$

$$\eta_{II} = \frac{47,81 [kW]}{70,71 [kW]} \times 100$$

$$\eta_{II\ Comp} = 67,61 \%$$

$$E_d = F - P$$

$$E_d = (70,71 - 47,81) [kW]$$

$$E_d = 22,9 [kW]$$

*Costo exergético unitario del sistema de compresión*

$$k = \frac{F}{P}$$

$$k = \frac{70,71 [kW]}{47,81 [kW]}$$

$$k = 1,47$$

### 2.2.2.2 Análisis exerético del sistema de condensación

*Exergía entálpica del refrigerante a la entrada del sistema de condensación*

$$e_2 = (h_2 - h_a) - T_a \cdot (s_2 - s_a)$$

$$e_2 = (1634,09 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(5,56 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_2 = 174,05 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Exergía entálpica del refrigerante a la salida del sistema de condensación*

$$e_3 = (h_3 - h_a) - T_a \cdot (s_3 - s_a)$$

$$e_3 = (293,97 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(1,329 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_3 = 107,43 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Eficiencia exerética del sistema de condensación*

$$\eta_{II} = \frac{P}{F}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{r_{real}} \cdot (e_2 - e_3)}{\dot{m}_{r_{real}} \cdot (e_2 - e_3) + T_a \cdot \left[ \dot{m}_{r_{real}} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_{H_2O_{Central}}} \right]} \quad (27)$$

$$\eta_{II} = \frac{0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (174,05 - 107,43) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (174,05 - 107,43) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] + 301[K] \cdot \left[ 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \cdot (1,329 - 5,56) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] + \frac{561,51 [kW]}{291,33 [K]} \right]}$$

$$\eta_{II} = \frac{27,91 [kW]}{74,45 [kW]} \times 100$$

$$\eta_{II} = 37,48 \%$$

$$E_d = F - P$$

$$E_d = (74,45 - 27,91) [kW]$$

$$E_d = 46,54 [kW]$$

*Costo exergético unitario del sistema de condensación*

$$k = \frac{F}{P}$$

$$k = \frac{74,45 [kW]}{27,91 [kW]}$$

$$k = 2,66$$

### 2.2.2.3 Análisis exergético del sistema de expansión

*Exergía entálpica del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión*

$$e_3 = (h_3 - h_a) - T_a \cdot (s_3 - s_a)$$

$$e_3 = (293,97 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(1,329 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_3 = 107,46 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Exergía entálpica del refrigerante a la salida de la válvula de expansión*

$$e_4 = (h_4 - h_a) - T_a \cdot (s_4 - s_a)$$

$$e_4 = (293,97 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(1,358 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_4 = 98,73 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Eficiencia exergética del sistema de estrangulación*

En el proceso de estrangulación su producto o exergía recuperada es cero.

$$\eta_{II} = \frac{P}{F}$$

$$\eta_{II} = 0 \%$$

$$E_d = \dot{m}_{r_{real}} \cdot (e_3 - e_4)$$

$$E_d = 0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times (107,46 - 98,73) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$E_d = 3,64 [kW]$$

#### 2.2.2.4 Análisis exergético del sistema de evaporación

*Exergía entálpica del refrigerante a la entrada del sistema de evaporación*

$$e_4 = (h_4 - h_a) - T_a \cdot (s_4 - s_a)$$

$$e_4 = (293,97 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301(K)(1,358 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_4 = 98,73 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Exergía entálpica del refrigerante a la salida del sistema de evaporación*

$$e_1 = (h_1 - h_a) - T_a \cdot (s_1 - s_a)$$

$$e_1 = (1465,34 - 301,19) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 301[K](5,73 - 1,71) \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$e_1 = -45,87 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Exergía entálpica del agua de enfriamiento a la entrada del sistema de evaporación*

$$e_{4H_2O} = c_p \cdot (T_{entrH_2O_{evap}} - T_a) - T_a \cdot \left[ c_p \cdot \ln \left( \frac{T_{entrH_2O_{evap}}}{T_a} \right) \right] \quad (28)$$

$$e_{4H_2O} = 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times (278 - 301)[K] - 301[K] \cdot \left[ 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times \ln \left( \frac{278}{301} \right) \right]$$

$$e_{4H_2O} = 3,91 [kW]$$

*Exergía entálpica del agua de enfriamiento a la salida del sistema de evaporación*

$$e_{1H_2O} = c_p \cdot (T_{salH_2O_{evap}} - T_a) - T_a \cdot \left[ c_p \cdot \ln \left( \frac{T_{salH_2O_{evap}}}{T_a} \right) \right] \quad (29)$$

$$e_{1H_2O} = 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times (273 - 301)[K] - 301[K] \cdot \left[ 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times \ln \left( \frac{273[K]}{301[K]} \right) \right]$$

$$e_{1H_2O} = 5,86 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

*Eficiencia exergética del sistema de evaporación*

$$\eta_{II} = \frac{P}{F}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{H_2O_{evap}} \cdot (e_{1H_2O} - e_{4H_2O})}{\dot{m}_{r_{real}} \cdot (e_4 - e_1)}$$

$$\eta_{II} = \frac{23,304 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times (5,86 - 3,91) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{0,419 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times (98,73 - (-45,87)) \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\eta_{II} = \frac{45,44 [kW]}{60,58 [kW]} \times 100$$

$$\eta_{II} = 75 \%$$

$$E_d = F - P$$

$$E_d = (60,58 - 45,44)[kW]$$

$$E_d = 15,14[kW]$$

*Costo exergético unitario del sistema de evaporación*

$$k = \frac{F}{P}$$

$$k = \frac{60,58 [kW]}{45,44 [kW]}$$

$$k = 1,33$$

### 2.2.3 EXERGÍA DESTRUIDA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

La tabla 2.20 indica los resultados obtenidos de exergía destruida o anergía generada, además la eficiencia exergética y el costo exergético unitario del sistema de compresión, condensación, expansión y evaporación.

Tabla 2.20 Exergía destruida o anergía generada, eficiencia exergética y costo exergético unitario del sistema de refrigeración

SISTEMA	EXERGÍA DESTRUIDA (kW)	EFICIENCIA $\eta_{II}$ (%)	COSTO EXERGÉTICO UNITARIO $K$
Compresión	22,9	67,61	1,47
Condensación	46,54	37,48	2,66
Expansión	3,64	0	-
Evaporación	15,14	75	1,33

Fuente: [autor]

A continuación en la figura 2.22 se indica el diagrama exergético Grassmann del sistema de refrigeración de amoníaco.

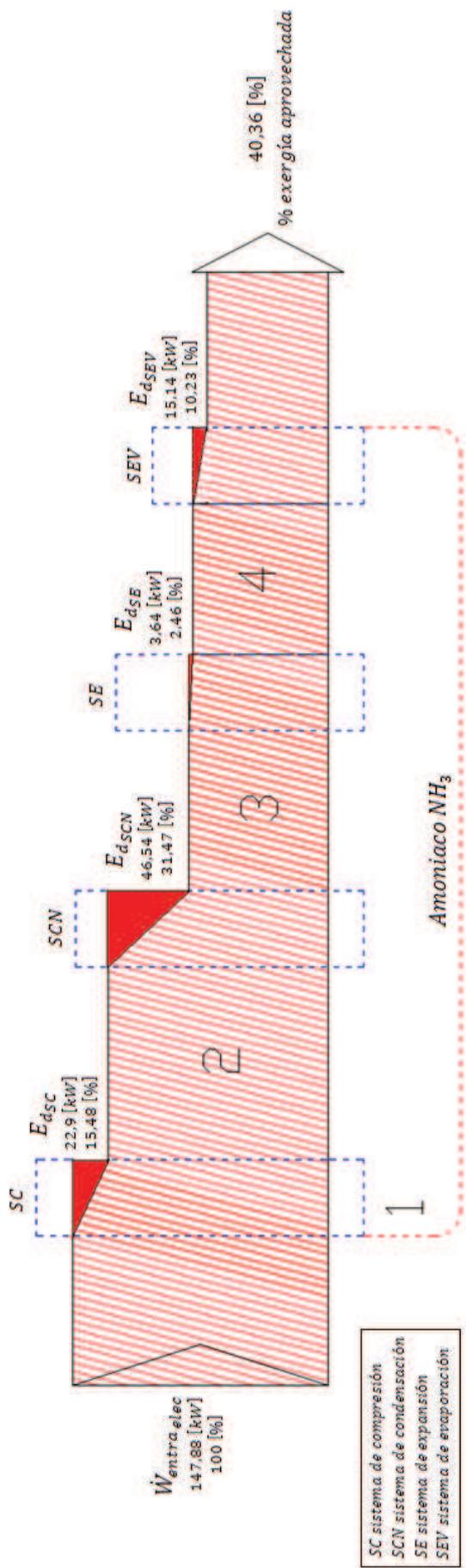


Figura 2.22 Diagrama Exergético Grassmann del Sistema de Refrigeración de Amoniaco

Fuente: [autor]

## **CAPITULO 3**

### **PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA**

#### **3.1 GESTIÓN ENERGÉTICA**

La gestión de la energía es una estrategia para optimizar el suministro y uso de la energía en una empresa o establecimiento, mediante sistemas y procedimientos que reduzcan la demanda de energía por unidad de producto, disminuyendo los costos totales de producción, sin afectar la calidad y minimizando los impactos ambientales [7].

Para asegura el éxito de la gestión energética, es indispensable contar con el compromiso de la alta gerencia que permea este compromiso verticalmente en la organización, asignando un encargado de la gestión energética, quien, a su vez debe seleccionar su equipo y definir roles y responsabilidades,

La gestión energética involucra mejoramiento continuo y se lo esquematiza en la siguiente figura 3.1.

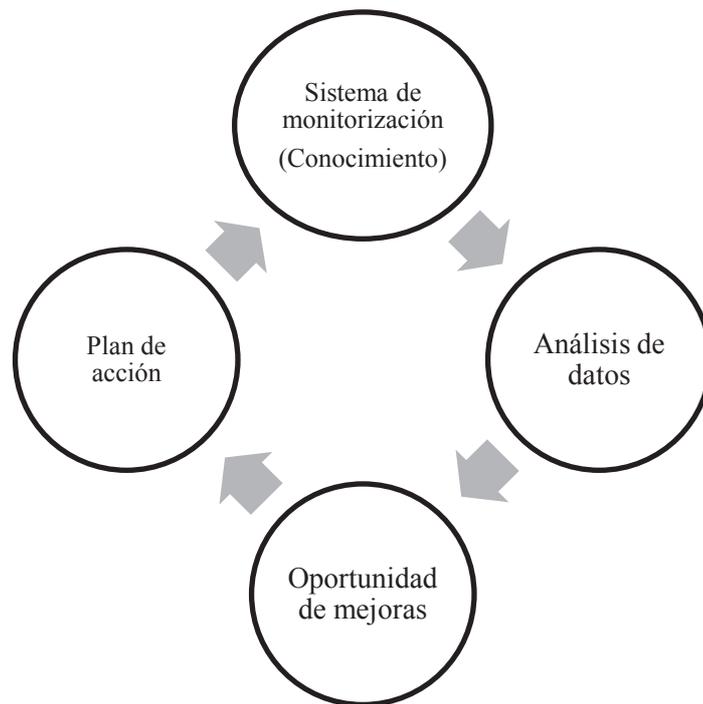


Figura 3.1 Esquema de un sistema de gestión de la energía  
Fuente: [7]

Es importante resaltar que en la empresa Ecuajugos S.A ya cuenta con el mejoramiento continuo en todas sus actividades.

El plan de gestión energética propuesto esta guiado para su aplicación en el sistema de refrigeración de amoniaco que nace a partir del análisis exergético realizado, por ello se indica principalmente las medidas energéticas propuestas en función de su inversión.

## **3.2 PLAN DE GESTIÓN ENERGÉTICA**

### **3.2.1 ENCARGADO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA**

La figura 3.2, indica el organigrama asociado al plan de gestión energética del sistema de refrigeración de amoniaco estructurado de la siguiente manera.

Para una adecuada y oportuna implementación de un Plan de Gestión Energética (PGE) aplicado al Sistema de Refrigeración de Amoniaco de la Empresa Ecuajugos S.A, es fundamental contar con una persona designada por la gerencia para que ejecute el diseño y la implementación del plan. Esta persona puede ser

alguien que posea un cargo existente dentro de la organización, o podría ser contratada específicamente para desempeñarse como Energy Manager (EM). Independientemente de la alternativa que se elija, es imprescindible que el (EM) posea atribuciones establecidas por la gerencia de la empresa, y que cuente con las atribuciones necesarias y los recursos necesarios para poder desempeñar sus funciones y reportes directamente a nivel gerencial.

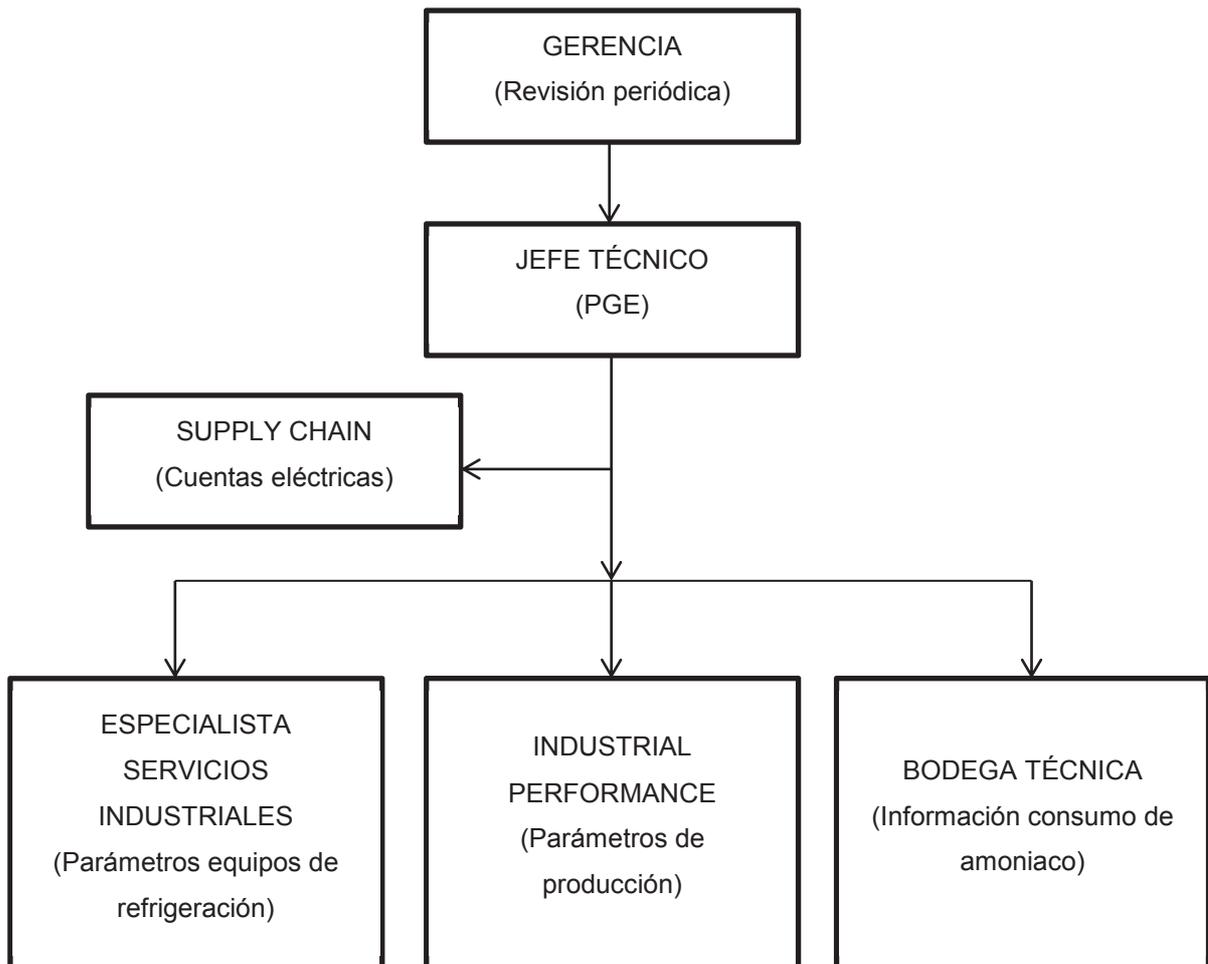


Figura 3.2 Organigrama asociado al plan de gestión energética del sistema de refrigeración de amoníaco

Fuente: [autor]

En el caso específico de Ecuajugos S.A, se recomienda inicialmente que sea el Jefe Técnico quien incorpore dentro de sus responsabilidades la implementación del (PGE) conjuntamente con el especialista de servicios industriales, ya que son las personas que tienen el mayor conocimiento acerca de los equipos consumidores de energía dentro del sistema de refrigeración de amoníaco.

Es necesario estructurar el PGE de manera que la información requerida para llevar un adecuado control sea lo más adecuada posible y que logre el objetivo general de obtener ahorros energéticos que serán reflejados directamente en los costos de funcionamiento del sistema.

### **3.3 MEDIDAS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA**

A través de la auditoría exérgica realizada se han identificado algunas oportunidades de eficiencia energética las cuales tienen el objetivo principal de mejorar el rendimiento energético del sistema de refrigeración de amoníaco.

Las medidas de eficiencia energética se las considera en función de sus niveles de inversión.

#### **3.3.1 MEDIDAS SIN INVERSIÓN**

A continuación se indican las medidas de ahorro de energía propuestas que no involucran inversión.

- Realizar capacitaciones acerca del funcionamiento y operación adecuada de los equipos del sistema de refrigeración de una forma real, con la finalidad de que los operadores realicen un seguimiento y control adecuado del funcionamiento del sistema, resaltando los siguientes conocimientos significativos.
  1. Fundamentos básicos de refrigeración.
  2. Cómo funcionan y que regulan las válvulas.
  3. Qué pasa si una válvula está bloqueada o aislada.
  4. Cuáles son las causas y efectos de un cambio de temperatura o presión.
- Procurar que las tapas superiores de los bancos de hielo permanezcan siempre cerradas.
- Preservar las superficies de los condensadores de tubo y coraza libres de polvo y suciedad.
- Reprogramar los ciclos de producción para reducir la demanda de energía y hacer más eficiente el uso de la refrigeración disponible.

Con estas medidas sin inversión en eficiencia energética se espera tener un ahorro del 15 % del costo del sistema [6].

### 3.3.2 MEDIDAS DE MEDIANA INVERSIÓN

A continuación se indican las medidas de ahorro de energía propuestas que involucran mediana inversión.

- Renovar el aislamiento de las tuberías de succión al ingreso en los compresores recíprocos.
- Recuperar el calor del sistema de enfriamiento de los compresores recíprocos.

A continuación se indica, la posibilidad de recuperar el calor de los compresores recíprocos con la finalidad de tener un estanque de agua caliente a 40 [°C] sin el uso de vapor para lavado de equipos.

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{Q}_{recuperable}$$

$$\dot{Q}_{recuperable} = \dot{m}_{H_2O} \times C_p \times \Delta T \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 0,79 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \times (48,43 - 25,06) [^\circ C]$$

$$\dot{Q}_{recuperable} = 77,91 [kW]$$

Por último, dado que la temperatura del agua de lavado aumenta de 18 [°C] a 40 [°C] esta diferencia de temperaturas es similar a la diferencia entre las temperaturas extremas del agua portadora de calor 25,06 [°C] a 48,43 [°C], el caudal del agua de lavado posible de calentar mediante este sistema también debe ser de 0,79  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$ , este hecho hace que el intercambiador de placas seleccionado tenga o requiera una alta efectividad.

- Como plan de modificación considerar el acoplamiento del compresor de tornillo que actualmente se encuentra sobredimensionado, al sistema de refrigeración principal con la finalidad de que sea este el compresor master,

previamente a esta medida de modificación se recomienda realizar una revisión técnica del estado de operación del equipo.

Con estas medidas de mediana inversión en eficiencia energética se espera tener un ahorro del 16 al 85 % del costo del sistema [6].

## CAPITULO 4

### ANÁLISIS ECONÓMICO

#### 4.1 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DENTRO DE LA EMPRESA.

Principalmente el sistema de refrigeración de amoniaco utiliza energía eléctrica para su funcionamiento, a continuación en la tabla 4.1 se indican los gastos totales de energía eléctrica de toda la empresa incluyendo el funcionamiento de la planta de tratamiento de aguas residuales (PTAR) en el año 2013.

Tabla 4.1 Gastos de energía eléctrica total fábrica año 2013

Energía Eléctrica año 2013	$\left[ \frac{USD}{año} \right]$
	534.392,66 \$

Fuente: [13]

#### 4.1.1 COSTO MENSUAL DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO.

Según [11], se determina la ecuación (31) con la cual se calcula la cantidad de dólares que se debe pagar por el uso de la energía en el sistema de refrigeración a las condiciones generales especificadas:

$$\theta = \frac{2532,1}{COP} \cdot k \cdot C \cdot F \left[ \frac{USD}{mes} \right] \quad (31)$$

De donde:

$$\theta = \text{Costo mensual de energía} \left[ \frac{USD}{mes} \right]$$

$COP = \text{Coeficiente de desempeño real [adimensional]}$

$k = \text{Capacidad nominal de refrigeración [Ton]}$

$C = \text{Precio de la energía eléctrica } \left[ \frac{USD}{kW \cdot hr} \right]$

$f = \text{factor de uso del equipo de refrigeración } 0 \leq f \leq 1$

La tabla 4.2, indica el valor cancelado por la electricidad en la empresa.

Tabla 4.2 Valor cancelado por electricidad en Ecuajugos S.A

VALOR CANCELADO POR ELECTRICIDAD	USD
Electricidad por $\left(\frac{KW}{hr}\right)$ sin generadores	0,07
Electricidad por $\left(\frac{KW}{hr}\right)$ diesel red generadores +generadores PTAR	0,10
Consumo en $\left(\frac{KW}{hr}\right)$	0,07

Fuente: [13]

$$\theta = \frac{2532,1}{6,94} \times 139,8 \times 0,07 \times 1 \left[ \frac{USD}{mes} \right]$$

$$\theta = 3.652,09 \left[ \frac{USD}{mes} \right]$$

$$\theta = 3.652,09 \left[ \frac{USD}{mes} \right] \times \frac{12 [meses]}{1 [año]}$$

$$\theta = 43.825,09 \left[ \frac{USD}{año} \right]$$

Realizando una comparación del total de gasto de energía eléctrica en el año 2013 de la fábrica, respecto al costo anual de que se paga por el uso de la energía en el sistema de refrigeración, este valor representa el 8,2 % del total de gastos de energía eléctrica anual en la empresa.

## 4.2 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS MEDIDAS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Para definir el ahorro económico que presentan las medidas de eficiencia energética, es necesario tener en cuenta las energías que son utilizadas principalmente para el desarrollo productivo de la empresa.

Las energías utilizadas en la empresa son: energía eléctrica, vapor, y aire comprimido. Desde este punto de vista el análisis de ahorro económico se lo realiza para las siguientes medidas de eficiencia energética.

### 4.2.1 AISLAMIENTO EN LAS TUBERÍAS DE SUCCIÓN

En función de la auditoria exergética preliminar realizada se determinó desgaste del aislamiento en las tuberías de succión a la entrada de los compresores reciprocantes, generando un sobrecalentamiento del refrigerante amoniaco.

Por lo tanto, la pérdida de eficiencia en el ciclo es suficiente para justificar el gasto que representa el mejorar el aislamiento en estos puntos. Al tener una temperatura de succión baja  $-3,605$  [°C] el sobrecalentamiento es alto.

Con la temperatura baja de succión, cada grado de sobrecalentamiento causa una mayor reducción del COP del ciclo.

A pesar de que el COP del ciclo es relativamente bueno, se recomienda mejorar el aislamiento de la tubería de succión a la entrada de los compresores reciprocantes evitando condensación en estos puntos y finalmente resaltando la importancia que tiene el COP sobre la planilla mensual de energía eléctrica.

Con esta medida de eficiencia energética se lograría obtener un 16(%) de ahorro [6] con referencia al costo de energía eléctrica del sistema de refrigeración.

$$Ahorro = 7.012,01 \left( \frac{USD}{año} \right)$$

#### 4.2.2 RECUPERACIÓN DE CALOR EN LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

El calor disponible a recuperar debido al enfriamiento de los compresores reciprocantes, se determina de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{Q}_{recuperable}$$

$$\dot{Q}_{recuperable} = \dot{m}_{H_2O} \times C_p \times \Delta T$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 0,79 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times 4,22 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right] \times (48,43 - 25,06) [^\circ C]$$

$$\dot{Q}_{recuperable} = 77,91 [kW]$$

La empresa utiliza vapor como energía para realizar el calentamiento de diferentes fluidos. El sistema de vapor de la empresa está constituido principalmente por una caldera acuatubular, cuya eficiencia depende de su capacidad de trabajo, tabla 4.3.

Tabla 4.3 Eficiencia del caldero acuatubular

Capacidad de trabajo	Eficiencia [ $\eta$ ]
60 (%)	0,70
80 (%)	0,90

Fuente: [13]

Según [13], las condiciones de trabajo de la caldera acuatubular, en su mayor tiempo de funcionamiento es de un 60(%) de su capacidad.

El combustible que se usa para el funcionamiento de la caldera acuatubular es Bunker, la empresa consume un aproximado de 70000 (gal) mensuales [13].

Suponiendo que todo el sistema de vapor está en buenas condiciones, el ahorro de combustible bunker derivado de esta opción de eficiencia energética se estima de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{Ahorrado\ Bunker} = \frac{\dot{Q}_{recuperable} [kW] \times 3600 \left[ \frac{s}{h} \right]}{\eta_{caldera} (\%) \times PCI_{Bunker} \left[ \frac{kJ}{lt} \right]} \quad (32)$$

De donde:

$$\dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} = \text{Flujo de bunker ahorrado} \left[ \frac{\text{lt}}{\text{h}} \right]$$

$$\dot{Q}_{\text{recuperable}} = \text{Calor disponible a recuperar} [\text{kW}]$$

$$\eta_{\text{caldera}} = \text{Eficiencia de la caldera} [\%]$$

$$PCI_{\text{Bunker}} = \text{Poder calorífico inferior del bunker} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{lt}} \right] = 40100 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{lt}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} = \frac{77,91 [\text{kW}] \times 3600 \left[ \frac{\text{s}}{\text{h}} \right]}{0,70 \times 40100 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{lt}} \right]}$$

$$\dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} = 9,99 \left[ \frac{\text{lt}}{\text{h}} \right]$$

Dado que el sistema operaría todo el año, es decir  $8760 \left[ \frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$ , con un precio del bunker de  $0,21 \left[ \frac{\text{USD}}{\text{lt}} \right]$ , el ahorro anual de bunker será de:

$$\dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} = 9,99 \left[ \frac{\text{lt}}{\text{h}} \right] \times 8760 \left[ \frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} = 87512,4 \left[ \frac{\text{lt}}{\text{año}} \right]$$

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{USD}}{\text{año}} \right] = \dot{m}_{\text{Ahorrado Bunker}} \left[ \frac{\text{lt}}{\text{h}} \right] \times \text{Precio}_{\text{Bunker}} \left[ \frac{\text{USD}}{\text{lt}} \right]$$

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{USD}}{\text{año}} \right] = 87512,4 \left[ \frac{\text{lt}}{\text{año}} \right] \times 0,21 \left[ \frac{\text{USD}}{\text{lt}} \right]$$

$$\text{Ahorro} = 18.377,60 \left[ \frac{\text{USD}}{\text{año}} \right]$$

### 4.3 ANÁLISIS ECONÓMICO GENERAL

La tabla 4.4 indica el resumen de los ahorros calculados debido a las medidas de ahorro de energía propuestas.

Tabla 4.4 Ahorro calculado por medidas de eficiencia energética

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE AMONIACO	AHORRO ANUAL CALCULADO (\$)
Aislamiento en las tuberías de succión	7.012,01
Recuperación de calor en los compresores recíprocos	18.377,60
Total	25.389,61

Fuente: [autor]

$$Ahorro_{Total} = 25.389,61 \left( \frac{USD}{año} \right)$$

Por lo tanto, las medidas de eficiencia energética propuestas equivalen en un 58 (%) el costo total anual del sistema de refrigeración de amoníaco, sin considerar las medidas de ahorro de energía propuestas que no necesitan inversión.

## CAPITULO 5

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 CONCLUSIONES

1. Es importante que en toda instalación térmica se evite al máximo las irreversibilidades con el objetivo principal de obtener un mayor desempeño energético y por ende una mayor rentabilidad.
2. El análisis exergético ayuda a localizar las pérdidas de exergía más significativas en el sistema analizado. En el presente proyecto la gran parte de exergía perdida se da en el sistema de condensación con un 31,47 %, debido a que el fluido de trabajo refrigerante amoniaco tiende al equilibrio térmico con el ambiente a la salida del sistema de condensación.
3. A través del análisis realizado se tiene que el flujo de exergía aprovechada en el sistema de refrigeración de amoniaco es del 40,36 %.
4. El desaprovechamiento de la calidad de energía es mínimo en el sistema de evaporación debido a su mayor valor en eficiencia exergética 75 %. Es importante recalcar que para determinar la eficiencia exergética el analizador puede tener muchos puntos de vista para su análisis, por ello sería necesario conocer el criterio seguido para la toma de decisiones.
5. Las medidas de ahorro propuestas están dirigidas a mejorar el aislamiento de las tuberías de succión y de la recuperación de calor en los compresores

reciprocantes. No se realizó una propuesta de mejora para los condensadores de tubo y coraza debido a su factibilidad técnica ya que la diferencia de temperaturas es mínima en el agua de enfriamiento, para lo cual la transferencia de calor necesitaría tiempos exageradamente altos.

6. A través de las medidas de ahorro de energía propuestas se espera tener un ahorro teórico aproximado del 58 % del costo eléctrico anual del sistema de refrigeración de amoníaco.
7. Es importante que los técnicos con responsabilidad en la industria usen la exergía como una herramienta muy útil para la toma de decisiones en el diseño o reemplazo de equipos de ingeniería.
8. Hoy en día la eficiencia energética es una responsabilidad de todos, principalmente su aplicación en la industria es de vital importancia con ello garantizaremos mejorar nuestro desempeño energético y por ende tener mayor rentabilidad y disminuir la generación de gases de efecto invernadero.
9. Es necesario que en cada empresa se aplique un plan de gestión energética con el compromiso fundamental de todas las personas involucradas.
10. Se espera que con el presente proyecto la empresa Ecuajugos S.A mejore su desempeño energético usando de mejor manera la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco.

## **5.2 RECOMENDACIONES**

1. Cada empresa en general debe fomentar un plan de gestión energética a todos los niveles con la única finalidad de realizar las actividades que se requieran para obtener una reducción de consumos energéticos.
2. Implementar un Sistema de Gestión de la Energía (SGE) basado en el uso de la Norma ISO 50001, siendo los requerimientos estructurales muy similares a las Normas ISO 90001 e ISO 22000 lo cual genera una implementación fácil y

simple con ahorros significativos de energía (costos) para la empresa. Tomar como referencia el anexo 9.

3. Incorporar en el diseño de cualquier proyecto de ingeniería en fábrica variables de eficiencia energética.
4. Realizar el reemplazo de equipos que ya han terminado su ciclo de vida con criterios de eficiencia energética en su diseño.
5. Realizar con alguna periodicidad auditorías energéticas con la única finalidad de chequear el cumplimiento de las metas definidas en eficiencia energética, y realizar los ajustes que sean necesarios.
6. Realizar la corrección de la señalética de la tubería de líquido a alta presión en vista de las auditorias en seguridad de amoniaco que la empresa pasa constantemente.
7. Realizar una inspección técnica del estado de los condensadores de tubo y coraza, con la finalidad de conocer el estado interno de los tubos.
8. Usar para el análisis de los ciclos termodinámicos las tablas de propiedades del fluido de trabajo de una sola referencia bibliográfica.
9. Impulsar el estudio y conocimiento de los conceptos y aplicaciones de la exergía en sistemas de ingeniería resaltando sus beneficios muy significativos para la eficiencia energética.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Agüera, "Termodinámica Lógica y Motores Térmicos", Ciencia 3, 6ta edición, pp. 17-114, España, 1999. [Online]. Disponible en: <http://www.uco.es/termodinamica/> [Último acceso: Ene.4, 2014]
- [2] Y. Cengel, M. Bole, "Termodinámica", Mc Graw Hill, 7ma edición, pp.618 - 626, México, 2011.
- [3] J. Almeida, "Auditoría Exergética y Elaboración de Proyecto de optimización del Uso de la Energía en la Industria lechera Carchi S.A ILCSA", Tesis, Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica del Ejercito ESPE, Sangolquí, Ecuador, 2007.
- [4] G. Romero, "Análisis Energético y Exergético de Ciclos de Refrigeración", Tesis, Licenciatura en Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa, México, 2001.
- [5] Sociedad Americana de Aire Acondicionado Refrigeración y Calefacción ASHRAE, "Fundamentals", Handbook, 2009.
- [6] Agencia Chilena de Eficiencia Energética, "Guía de Asistencia Técnica de Eficiencia Energética en Sistemas Motrices de Refrigeración", 2010. [Online]. Disponible en: <http://www.acee.cl/> [Último acceso: Nov.22, 2014].
- [7] Agencia Chilena de Eficiencia Energética, "Guía para la Calificación de Consultores en Eficiencia Energética". [Online]. Disponible en: <http://www.acee.cl/> [Último acceso: Nov.15, 2014].
- [8] Ministerio de Electricidad y Energía Renovable EEI, "Eficiencia Energética para la Industria". [Online]. Disponible en: <http://www.energia.gob.ec/> [Último acceso: Ene.10, 2015].
- [9] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, "Balance Energético Nacional 2013". [Online]. Disponible en:

- <https://www.sectoresestrategicos.gob.ec/wpcontent/uploads/downloads/2014/02/Balance-Energe%CC%81tico-Nacional-2013-base-2012.pdf>. [Último acceso: Ene. 10, 2015]
- [10] M. Ortega, A. Peña, “Cartas Psicrométricas”, Imprima, Vol. 1, pp. 31, Ecuador, 1996.
- [11] C. Álvarez, Clase, Tema: “Parámetros que Inciden en el Funcionamiento de Sistemas de Refrigeración”, Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, Mar.2012.
- [12] M. Ortega, Clase, Tema: “Análisis Exergético en Ciclos de potencia y en Ciclos de Refrigeración”, Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, Ago. 2014.
- [13] Empresa Ecuajugos S.A
- [14] Siemens, “Eficiencia Energética Integral (EEI)”, [Online]. Disponible en: <https://www.industry.siemens.com/home/aan/es/ecuador/Documents/Eficiencia%20Energetica%20integral.pdf> [Último acceso: Ene. 10, 2015]
- [15] Econintsa, “Eficiencia Energética y Sostenible en el Ecuador”, [Online]. Disponible en: <http://www.econintsa.ec/eficiencia-energetica-y-desarrollo-sostenible-en-el-ecuador/> [Último acceso: Enero. 10, 2015]

# ANEXOS

Anexo 1. Plano del sistema de refrigeración de amoníaco Ecuajugos S.A  
Fuente: [13]

Anexo 2. Hoja de seguridad MSDS del refrigerante amoniaco  
Fuente: [13]

Anexo 3. Reporte de control diario del sistema de refrigeración  
Fuente: [13]

Anexo 4. Tabla de propiedades termodinámicas del refrigerante amoniaco  
Fuente: [5]

Anexo 5. Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración  
Fuente: [autor]

Anexo 6. Diagrama P-h del ciclo real de refrigeración  
Fuente: [autor]

Anexo 7. Tabla de propiedades termodinámicas del agua saturada  
Fuente: [5]

Anexo 8. Tabla de propiedades termodinámicas del aire  
Fuente: [5]

Anexo 9. Norma NTE INEN - ISO 50001:2012. Sistemas de gestión de la energía.  
Requisitos con orientación para su uso  
Fuente: [Instituto ecuatoriano de normalización INEN]