

**ANALISIS ENERGETICO DE LA SECCION GENERADORA DE VAPOR Y EL
SISTEMA DE REFRIGERACION PARA LA PRODUCCION DE AGUA FRIA DE
LA PLANTA DE FRESKALECHE S.A.**

**SNEIDER ALFONSO SILVA FINO
JOSE LEONARDO CASTILLO VALENCIA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2006**

**ANALISIS ENERGETICO DE LA SECCION GENERADORA DE VAPOR Y EL
SISTEMA DE REFRIGERACION PARA LA PRODUCCION DE AGUA FRIA DE
LA PLANTA DE FRESKALECHE S.A.**

**SNEIDER ALFONSO SILVA FINO
JOSE LEONARDO CASTILLO VALENCIA**

Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director
OMAR GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2006**

Dedico este proyecto a mi familia....

Sneider

Dedico este proyecto a mis padres, mi hermano y todas aquellas personas que contribuyeron en mi desarrollo profesional....

Leonardo Castillo

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Gelvez Arocha por su orientación profesional, interés y dedicación en el desarrollo del Proyecto.

A la empresa FRESKALECHE S.A. por el apoyo brindado, la participación activa en el levantamiento de la información necesaria y por la integración al grupo humano de trabajo de la misma.

A todas las personas que aportaron al desarrollo del proyecto y que en algún momento dedicaron parte de su tiempo al mismo.

¿Por qué se usa el vapor?

El vapor ha sido utilizado como vehículo de energía desde la REVOLUCIÓN INDUSTRIAL. Después de su primera utilización para preparar alimentos, se ha convertido en una flexible y versátil herramienta para la industria cuando ésta necesita algún tipo de calefacción. ¿Porque?; Sencillamente, porque el vapor se produce evaporando agua que es relativamente barata y accesible en gran parte del mundo.

Su temperatura se puede ajustar con mucha precisión controlando la presión mediante el uso de válvulas muy simples; transporta cantidades de energía relativamente importantes con poca masa y cuando vuelve a convertirse en agua cede cantidades notables de energía que se transmiten al medio que está calentando, con lo que las unidades calefactoras no deben ser excesivamente grandes.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	17
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
1.1 IDENTIFICACIÓN	19
1.2 PLANTEAMIENTO	20
1.2.1 DESCRIPCIÓN	20
1.2.2 FORMULACIÓN	21
1.3 ALCANCE DEL PROYECTO	21
2. ANALISIS ENERGETICO DEL SISTEMA DE VAPOR	22
2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR	23
2.1.1 SECCIÓN GENERADORA DE VAPOR.	24
2.1.2 LINEAS DE DISTRIBUCIÓN DEL VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO.	26
2.1.3 EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR EN LOS DISTINTOS PROCESOS DE LA EMPRESA.	27
2.2 DETERMINACIÓN DE LA ENERGIA REQUERIDA POR EL SISTEMA	29
2.2.1 IDENTIFICACIÓN DE LOS PROCESOS QUE REQUIEREN VAPOR.	29
2.2.1.1 Procesos Productivos	29
2.2.1.2 Procesos Industriales.	32
2.2.2 CÁLCULO DE LA ENERGÍA REQUERIDA POR LOS PROCESOS	33
2.2.2.1 Ejemplo de Cálculo.	37
2.2.3 RESUMEN DE NECESIDAD ENERGETICA EN LOS PROCESOS	39
2.3. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR	40
2.3.1 EFICIENCIA EN LA GENERACIÓN DEL VAPOR.	41
2.3.1.1 Metodología para el Cálculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas	42
2.3.1.2 Levantamiento de la Información Requerida para el Cálculo	50
2.3.1.3 Cálculo de las Pérdidas de Energía en la Caldera	57
2.3.1.4 Cálculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas	65
2.3.2 EFICIENCIA EN LAS LINEAS DE DISTRIBUCION DEL VAPOR	69
2.3.2.1 Metodología para el Cálculo del Calor Transferido en las Líneas de Vapor.	70
2.3.2.2 Cálculo de las Perdidas de Calor en Tubería Aislada.	73
2.3.2.3 Cálculo de las Perdidas de Calor en Tubería sin Aislar.	80
2.3.2.4 Cálculo de la Eficiencia en las Lineas de Distribución de Vapor	81
2.3.3 EFICIENCIA DE LAS TRAMPAS DE VAPOR	83
2.3.4 EFICIENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR	86
2.4. ÍNDICE DE CONSUMO ENERGETICO EN LA PRODUCCION	88

3. PLAN DE SUGERENCIAS PARA MEJORAR EL SISTEMA DE VAPOR.....	90
4. ANALISIS ENERGETICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA DE FRESKALECHE S.A.....	93
4.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE PRODUCCION DE AGUA FRIA	95
4.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA SEGÚN LOS PROCESOS.....	101
4.2.1 CARGAS ENERGETICAS DEL SISTEMA DE PRODUCCION DE AGUA FRIA.	102
4.2.1.1 Cálculo de Cargas Energeticas del Sistema.	104
4.2.2 CARGA ENERGETICA EN LA DISTRIBUCION DEL AGUA FRÍA.	108
4.2.3 CONSUMO DE AGUA FRÍA SEGÚN LOS PROCESOS	111
4.3 DISPONIBILIDAD DE AGUA FRIA DEL SISTEMA.....	113
4.4 COMPARACION ENTRE EL CONSUMO Y LA DISPONIBILIDAD DE AGUA FRIA... ..	115
4.5 CAPACIDAD INSTALADA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION PARA LA PRODUCCION DE AGUA FRIA	117
4.5.1 METODOLOGIA PARA DETERMINAR LA CAPACIDAD DEL SISTEMA.	120
4.5.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN.....	126
4.5.2.1 Levantamiento de la Información	127
4.5.3 MASA DE REFRIGERANTE DEL SISTEMA.	132
4.5.3.1 Cálculo de la Eficiencia Volumetrica de los Compresores	132
4.5.3.2 Cálculo de la Masa de Refrigerante del Sistema	137
4.5.4 CALOR ENTREGADO POR LOS COMPRESORES AL SISTEMA.....	139
4.5.4.1 Eficiencia Mecánica de los Compresores.....	140
4.5.5 CALOR ELIMINADO EN LOS CONDENSADORES EVAPORATIVOS.	141
4.5.6 CÁLCULO DE LA CAPACIDAD INSTALADA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA.....	143
4.6. ÍNDICE DE CONSUMO ENERGETICO EN LA PRODUCCIÓN.....	146
5. PLAN DE SUGERENCIA PARA MEJORAR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA	148
CONCLUSIONES	151
BIBLIOGRAFÍA.....	152
ANEXOS.....	153

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama del Flujo de Calor del Sistema de Vapor	23
Figura 2. Diagrama del Sistema de Vapor de Freskaleche S.A.	24
Figura 3. Esquema de Distribución del Sistema de Vapor de Freskaleche S.A.	28
Figura 4. Balance de Energía en un Intercambiador de Calor	34
Figura 5. Flujo de Vapor a través de Tubería.....	36
Figura 6. Intercambio de Calor en el Esterilizador	37
Figura 7. Formas de Energía en una Caldera Piro-tubular	44
Figura 8. Flujo de Calor a través de Tubería	70
Figura 9. Curva para Calcular el Vapor Perdido por Orificios en Trampas de Vapor	85
Figura 10. Esquema del Sistema de Producción de Agua Fría Tipo Banco de Hielo.....	96
Figura 11. Esquema de Distribución del Sistema de Agua Fría de Freskaleche S.A.....	100
Figura 12. Proceso de Intercambio de Calor	104
Figura 13. Esquema de Montaje del Sistema de Refrigeración para la Producción de Agua Fría de la Empresa Freskaleche S.A.	119
Figura 14. Ciclo de un compresor ideal (P vs. V).....	123
Figura 15. Ciclo de un compresor real (P vs. V)	123
Figura 16. Ciclo de Refrigeración Real del Sistema de Producción de Agua Fría de Freskaleche	131

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Equipos que componen la Sección Generadora de Vapor	25
Tabla 2. Datos de las Calderas Piro tubulares.....	26
Tabla 3. Balance Global de Consumo de Vapor en la Planta	39
Tabla 4. Ubicación de los Puntos de Lectura de las Variables de las Calderas	51
Tabla 5. Instrumentos de Medición Utilizados en la Prueba de las Calderas	52
Tabla 6. Datos Obtenidos de las Pruebas de Operación de las Calderas	56
Tabla 7. Análisis Molar y Másico de los Productos de la Combustión	60
Tabla 8. Proporción de Calor Perdido en formas no Calculadas	64
Tabla 9. Eficiencia Térmica de las Calderas Piro tubulares.....	66
Tabla 10. Datos de Tubería Aislada para transporte de Vapor	69
Tabla 11. Datos de la Tubería Aislada del Ejemplo de Calculo	73
Tabla 12. Diámetros de Tubería del Sistema de Vapor	73
Tabla 13. Calor por Unidad de Área Perdido en Distintos Diámetros de Tubería Aislada	78
Tabla 14. Calor Total Perdido en Tubería Aislada	79
Tabla 15. Calor por Unidad de Área Perdido en Distintos Diámetros de Tubería sin Aislar.....	81
Tabla 16. Calor Total Perdido en Tubería sin Aislar	81
Tabla 17. Cuadro Resumen de la Eficiencia del Sistema de Trampeo	86
Tabla 18. Equipos del Sistema de Refrigeración	97
Tabla 19. Equipos Auxiliares del Sistema de Refrigeración.....	98
Tabla 20. Equipos Auxiliares del Sistema de Producción de Agua Fría	99
Tabla 21. Valores Medidos en el Intercambio de Calor en los Procesos de Enfriamiento.....	107
Tabla 22. Resumen de Cargas Energéticas según los Procesos	108
Tabla 23. Variables Para el Calculo del Calor Ganado en Tubería.....	110
Tabla 24. Calor por Unidad de Área Ganado en las Tuberías de Transporte de Agua Fría	110
Tabla 25. Calor Ganado en las Tuberías de Transporte de Agua Fría	111
Tabla 26. Caudal de Agua Fría a Suministrar en cada Proceso de la Planta	113
Tabla 27. Equipos del Sistema de Bombeo de Agua Fría	114
Tabla 28. Resumen de Caudal Real Disponible por Área.....	115
Tabla 29. Comparación Global entre Consumo y Disponibilidad de Agua Fría ...	116
Tabla 30. Mediciones Directas sobre el Sistema	129
Tabla 31. Desviaciones del Ciclo Ideal de Refrigeración	130
Tabla 32. Resumen de Estados del Refrigerante en los Puntos Principales del Diagrama	130
Tabla 33. Eficiencia Volumétrica a diferentes Presiones de Admisión.....	136
Tabla 34. Eficiencia Volumétrica a diferentes Presiones de Salida	136

Tabla 35. Masa de Refrigerante del Sistema en Función de la Presión de Admisión	139
Tabla 36. Calor Entregado al Sistema por los Compresores	140
Tabla 37. Calor Eliminado del Sistema por los Condensadores Evaporativos	142
Tabla 38. Capacidad del Sistema a Diferentes valores de Temperatura de Evaporación	145
Tabla 39. Capacidad del Sistema a Diferentes valores de Temperatura de Condensación	145
Tabla 40. Carga Térmica Máxima del Sistema	146
Tabla 41. Capacidad del Sistema vs. Tev.....	147

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA: TABLA DE PRESIÓN	154
ANEXO 2. PODER CALORÍFICO INFERIOR, CALOR DE VAPORIZACIÓN, VOLUMEN MOLAR Y PUNTO DE EBULLICIÓN NORMAL DE ALGUNOS COMBUSTIBLES A 298 K Y 1 ATM	155
ANEXO 3. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL CO ₂ COMO GAS IDEAL*	156
ANEXO 4. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL CO COMO GAS IDEAL	157
ANEXO 5. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL H ₂ O COMO GAS IDEAL	159
ANEXO 6. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL H ₂ COMO GAS IDEAL	159
ANEXO 7. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL O ₂ COMO GAS IDEAL	160
ANEXO 8. ENTALPÍA Y ENERGÍA INTERNA SENSIBLES Y ENTROPÍA ABSOLUTA DEL N ₂ COMO GAS IDEAL	161
ANEXO 9. TABLA DE AMONÍACO SATURADO	162
ANEXO 10. TABLA DE AMONÍACO SOBRECALENTADO	164
ANEXO 11. CURVAS DE OPERACIÓN DE BOMBAS IHM	167
ANEXO 12. PLANOS DE LA SECCIÓN GENERADORA DE VAPOR Y EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	169

RESUMEN

- TÍTULO:** ANALISIS ENERGETICO DE LA SECCION GENERADORA DE VAPOR Y EL SISTEMA DE REFRIGERACION PARA LA PRODUCCION DE AGUA FRIA DE LA PLANTA DE FRESKALECHE S.A.
- AUTORES:** SILVA FINO, Sneider Alfonso
CASTILLO VALENCIA, Jose Leonardo. **
- PALABRAS CLAVES:** Análisis Energético, Sistema de Vapor, Sistema de Refrigeración, Disponibilidad, Eficiencia, Capacidad, Proceso, Optimización, Índice de Consumo.

DESCRIPCIÓN:

Este Documento tiene por objeto realizar un análisis energético de la sección generadora de vapor y el sistema de refrigeración para la producción de agua fría de la planta de la empresa FRESKALECHE S.A; en el cual se determina la capacidad instalada en ambos sistemas con el propósito de conocer la disponibilidad de energía que se tiene para la ejecución de los procesos productivos y procesos industriales que se llevan a cabo en la planta.

El análisis energético realizado permite conocer la totalidad de los elementos que componen el sistema de vapor y el sistema de agua fría, así como el valor de la energía útil que se emplea en el desarrollo de los procesos dentro de la empresa, para finalmente determinar un índice de consumo de energía en la producción, el cual es una medida que indica si la capacidad instalada satisface los requerimientos del Proceso.

Este análisis energético concluye con un plan de sugerencias para la optimización de los sistemas de vapor y agua fría, con el cual la empresa cuenta con un argumento para invertir en la compra e instalación de nuevos equipos o la ejecución de acciones de mejora para evitar las paradas no programadas y cumplir sin problemas con programación diaria de la producción.

* Proyecto de Grado – Modalidad investigacion.

** Facultad de Ingenieras Físico-Mecánicas. Ingeniería Mecánica. GELVEZ AROCHA, Omar.

SUMMARY

TITLE: ENERGY ANALYSIS OF THE STEAM GENERATING SECTION AND THE SYSTEM OF WATER REFRIGERATING PRODUCTION OF FRESKALECHE S.A

AUTHORS: SILVA FINO, Sneider Alfonso
CASTILLO VALENCIA, Jose Leonardo. **

KEY WORDS: Energy análisis system, refrigerating system, availability, effectiveness, capacity, process, optimization, consumption rate.

DESCRIPTION:

This paper is intended to do an energy análisis from both, the steam generating section and the refrigerating system that produces cold water for the FRESKALECHE S.A. plant; the installed capacity is determined in both systems in order to know the amount of available energy given to execute the productive and industrial processes carried out in the plant.

The energy analysis let us know all the composed elements form the steam and refrigerating system for cold water production, as the value of the profitable energy used in the development of the enterprise's process, in order to determine the production of energy consumption rate, which is a measure that indicates if the installed capacity satisfies the process requirements.

This energetic analysis concludes with a plan proposal with the intention of systems optimization of cold water and steam, which the enterprise takes into account with an argument to invest and install new equipments of the implementation of improvement measures in order to avoid no programmed factory stoppage and fulfill without any problem the production daily program

* Graduation Project - Investigation Modality.

** Ability of engineerings physique-mechanical. Mechanical engineering. GELVEZ AROCHA, Omar.

INTRODUCCION

La utilización de la energía en sus diferentes formas en la industria, es la razón por la cual se desarrollan muchos de los procesos que permiten tener disponibilidad en los mercados de una cantidad de productos y servicios de consumo masivo, algunos de ellos son de gran importancia para la vida de las personas, entre los cuales se encuentran los alimentos procesados, por esta razón existen empresas como Freskaleche S.A. que está dedicada a la elaboración de productos alimenticios como el yogurt, queso, mantequilla, kumis, arequipe, jugo tampico, así como la leche tratada térmicamente en sus diversas presentaciones.

Como la cantidad y variedad de productos elaborados en esta empresa se ha incrementado en los últimos años, debido a la demanda del mercado local y nacional, ha sido necesario aumentar la cantidad de maquinaria disponible para la ejecución de los procesos en forma adecuada, actualmente las condiciones para la elaboración de los productos se ven afectadas en gran parte por la calidad y cantidad de energía suministrada y extraída en las distintas etapas de la producción.

Para plantear posibles soluciones a las causas de las fallencias en los procesos de la empresa se deben identificar en forma clara las razones por las cuales se están produciendo, para ello es necesario realizar un análisis energético directamente sobre las secciones que constituyen el proceso productivo, en este caso se van a considerar los sistemas encargados de la generación, distribución, control y manejo de dos fluidos importantes en los distintos tratamientos térmicos asociados a la elaboración y empaque de los productos de la empresa; siendo estos el vapor y el agua fría.

Este análisis busca conocer inicialmente el valor de la energía a suministrar por el vapor y a extraer por el agua fría en las etapas de calentamiento, enfriamiento y actividades que hacen parte de la producción, con base en los lineamientos estándar que sigue la empresa para realizar cada uno de los procesos en los cuales interviene el uso de estos fluidos.

Una vez conocida la energía necesaria a suministrar o extraer en los Procesos, se procederá a cuantificar la energía útil que se tiene disponible en la planta con base en el cálculo de la eficiencia de cada sistema, hallando el valor de las pérdidas de energía en la generación, distribución y manejo del vapor y del agua fría, obtenidas las capacidades reales de cada sistema se realizara un balance entre la energía útil y la energía requerida por los Procesos con el fin de determinar un Índice de Consumo Energético de la Planta.

El Índice de Consumo Energético ayudara a establecer si realmente la empresa necesita realizar una inversión grande para aumentar la capacidad en la generación de vapor y agua fría de la planta o si los problemas que se están presentando son debidos al mal uso de los equipos, demasiadas pérdidas en los sistemas o el uso no eficiente de la energía en actividades diferentes a la producción.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN

Freskaleche S.A. es una empresa Colombiana ubicada en el municipio de Girón en el Departamento de Santander que se dedica a la producción, desarrollo de productos lácteos y alimentos procesados que satisfagan las necesidades de alimentación de la población colombiana.

La utilización de vapor y agua fría en esta empresa es de gran importancia debido a la cantidad de tratamientos térmicos que están asociados a las actividades de Producción.

Los Procesos de tipo Productivo que se llevan a cabo en la planta son: Pasteurización y Ultrapasteurización de Leche, elaboración de Yogurt, Kumis, Gelatina, Arequipe, Jugo Tampico, Mantequilla y Quesos; para llevar a cabo estos procesos los equipos usan el vapor y el agua fría como fluidos para variar la temperatura del producto.

Existen en la empresa otro tipo de procesos que utilizan vapor y agua fría pero que no corresponden a tratamientos térmicos de los productos y que se clasifican como actividades industriales, se encuentran entre ellos; el lavado aséptico de las maquinas empacadoras y los recipientes de almacenamiento de la leche, el sistema de lavado de las canastas donde se almacena la leche ya empacada y la limpieza de áreas de proceso empleando agua calentada con vapor.

1.2 PLANTEAMIENTO

1.2.1 Descripción

La empresa FRESKALECHE S.A. en su deseo de ser cada día más competitiva y mejorar la calidad de sus productos planea realizar una inversión en su planta con el objetivo de solucionar ciertos problemas en el Sistema de Vapor y el Sistema de Refrigeración para la Producción de agua fría; entre los cuales se encuentran:

- Frecuentes problemas en la producción representados en caídas drásticas de la presión en las líneas de vapor.
- Frecuentes problemas en la producción representados en caídas drásticas de la presión en las líneas de vapor.
- Fallas en el suministro de vapor en los diferentes procesos por la operación de un equipo ultrapasteurizador, el cual a altas temperaturas implica un consumo cercano al 150% del que normalmente tiene a temperaturas intermedias ocasionando perdidas del producto, esto debido a la sensibilidad que manejan los equipos a los cambios de temperatura, los cuales ante una alarma de baja temperatura envían una señal al controlador para iniciar el lavado aséptico, el cual se encuentra directamente con el producto dentro del equipo.
- Retardos en la producción Global por fallas en los Sistemas de Enfriamiento en los diferentes tratamientos térmicos de la leche ya que la temperatura del producto se eleva por encima de los parámetros deseados del proceso.
- Continúas emergencias generadas en los procesos de elaboración de arequipe y yogurt por la alta desviación de las condiciones estándar de producción que son medidas en la presión, temperatura y cantidad de vapor insuficientes.

1.2.2 Formulación

Actualmente dentro de la Planta de la empresa FRESKALECHE S.A. se evidencian ciertas dificultades en el Proceso de elaboración de los diferentes Productos Lácteos y Derivados de la Leche que además de retardar los niveles de cumplimiento con la demanda del mercado de estos, repercuten en pérdidas económicas y en una disminución de la Eficiencia Global en la Producción, por estas razones se hace necesario hacer un análisis energético de la planta con el objetivo de identificar algunas de las causas de estos problemas y con base a este análisis la empresa tendrá un sustento para invertir en equipos o acciones que pongan a funcionar la planta con un máximo rendimiento y así evitar los paros imprevistos y cumplir sin problemas con la producción que se programe diariamente.

1.3 ALCANCE DEL PROYECTO

El alcance del proyecto comprende desde la identificación de las condiciones de la utilización del vapor y el agua fría en la elaboración de productos de la empresa hasta la elaboración de un Plan de Sugerencias para mejorar los Sistemas de Vapor y de Refrigeración para la Producción de Agua Fría, el cual es entregado a Freskaleche S.A. como conclusión del Análisis Energético realizado.

2. ANALISIS ENERGETICO DEL SISTEMA DE VAPOR

El siguiente análisis energético se va a realizar al Sistema de Vapor de la empresa Freskaleche S.A., el cual busca conocer la eficiencia del mismo a partir de la evaluación en conjunto de la Sección Generadora del Vapor a cargo de dos calderas Pirotubulares, la Distribución del vapor hacia los equipos de Proceso que requieren de este fluido, las condiciones de intercambio de calor en los diferentes Procesos de la empresa, el retorno de condensados hacia la Sección Generadora y la consideración de las pérdidas de energía que se puedan cuantificar.

La metodología a seguir para el desarrollo del análisis energético comprende las siguientes etapas:

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR

2.2 DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA REQUERIDA POR EL SISTEMA

2.3 CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR

2.3.1 Eficiencia en la Generación del Vapor

2.3.2 Eficiencia en las Líneas de Distribución de vapor

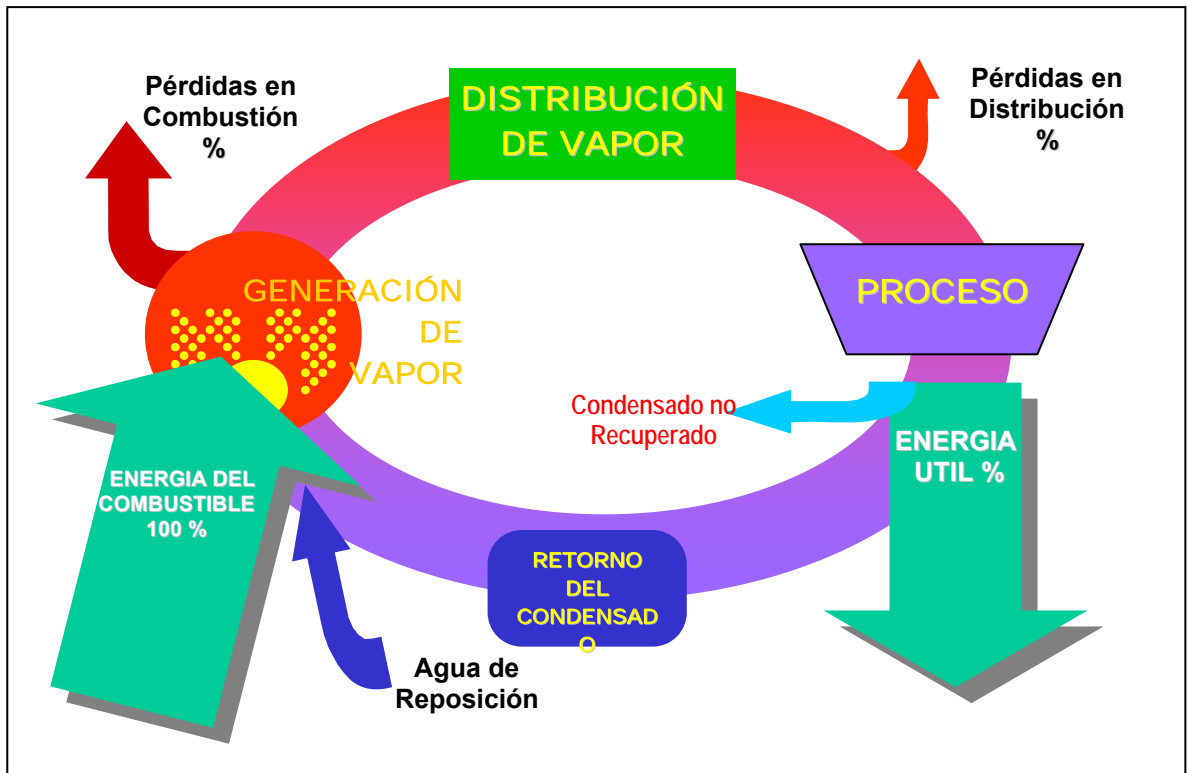
2.3.3 Eficiencia de las Trampas de Vapor

2.3.4 Eficiencia del Sistema de vapor

2.4 ÍNDICE DE CONSUMO ENERGÉTICO EN LA PRODUCCIÓN

Para mejorar la comprensión de los elementos que componen el sistema de vapor que se van a considerar en el análisis energético, se muestra a continuación un diagrama del Flujo de Calor del sistema.

Figura 1. Diagrama del Flujo de Calor del Sistema de Vapor



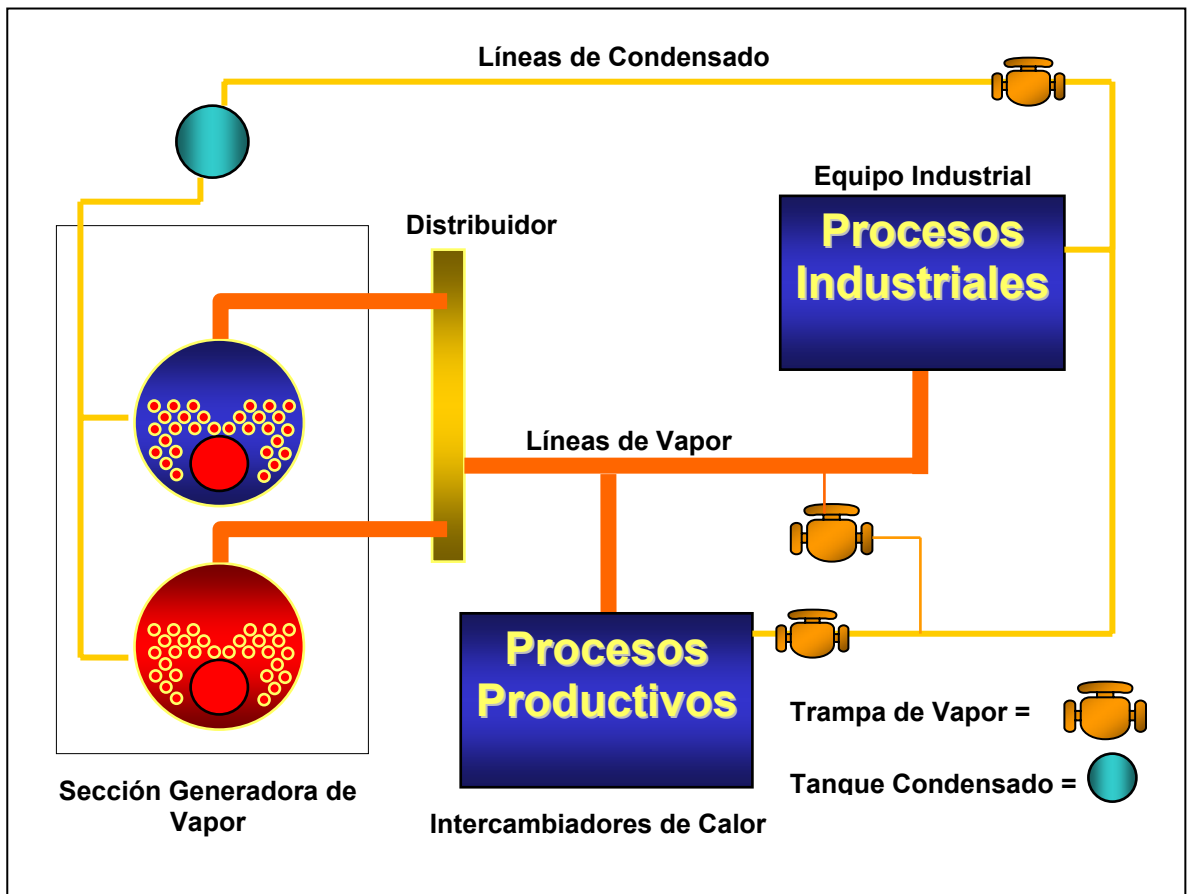
2.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE VAPOR DE FRESKALECHE S.A.

El Sistema de Vapor de la Planta de Freskaleche esta compuesto por los elementos que integran cada una de las siguientes secciones:

- Sección Generadora de Vapor (Dos Calderas Piro-tubulares)
- Líneas de Distribución del Vapor y Retorno de Condensado (Tuberías, Accesorios, Trampas de Vapor y elementos para manejo de fluidos calientes)
- Equipos que utilizan vapor en los distintos Procesos de la empresa

Para apreciar como están distribuidos estos elementos dentro del Sistema de Vapor de la empresa se puede observar el siguiente diagrama.

Figura 2. Diagrama del Sistema de Vapor de Freskaleche S.A.



A continuación se hará una breve descripción de las tres secciones que conforman el sistema de vapor.

2.1.1 Sección Generadora de Vapor. La Sección Generadora de vapor instalada en esta empresa cuenta con una Sala de Calderas independiente identificada y protegida a cargo de un operario de Servicios Industriales con un funcionamiento continuo de 24 horas al día con periodos de paradas programadas para mantenimiento preventivo de 48 horas durante 2 ocasiones al año constituida por los elementos descritos en la Tabla 1.

Tabla 1. Equipos que componen la Sección Generadora de Vapor

EQUIPO	TIPO	MARCA	CAPACIDAD
CALDERA 1	PIROTUBULAR	COMESA	100 BHP
CALDERA 2	PIROTUBULAR	CONTIENENTAL	50 BHP
TANQUE CONDENSADO 1	HORIZONTAL		350 LITROS
TANQUE CONDENSADO 2	HORIZONTAL		250 LITROS
BOMBA PRINCIPAL	CENTRIFUGA	HIDROMAC	18 GPM
BOMBA AUXILIAR	CENTRIFUGA	HIDROMAC	18 GPM
BOMBA RESPALDO	CENTRIFUGA	IHM	15 GPM
SUAVIZADOR DE AGUA	IONICO - CATIONICO	DISIN	11 GPM
TANQUE DE ACPM 1	VERTICAL		4000 LITROS
TANQUE DE ACPM 2	VERTICAL		55 GALONES
TANQUE SALMUERA	VERTICAL		100 LITROS
BOMBA DE QUIMICOS	CENTRIFUGA		8 GPM

**CALDERA PIROTUBULAR COMESA
(Equipo Principal) DE 100 BHP**



**CALDERA PIROTUBULAR CONTINENTAL
(Equipo Auxiliar) DE 50 BHP**



A continuación se muestra la Tabla 2 donde se registran los datos de las principales características de las dos Calderas Pirotubulares que constituyen la Unidad Generadora Instalada en Freskaleche S.A.

Tabla 2. Datos de las Calderas Piro tubulares

PARAMETRO DEL EQUIPO	CALDERA COMMESA 100 BHP	CALDERA CONTINENTAL 50 BHP
Marca	COMMESA	CONTINENTAL
Modelo	D3E-100-150	E62D50
Serie	A-3134	
Capacidad	100 BHP	50 BHP
Generación Calorífica	3347500 BTU/HORA	1674000 BTU/HORA
Combustibles	GAS NATURAL-ACPM-FUEL OIL	GAS NATURAL-ACPM-FUEL OIL
Control de Combustión	MODULADO	MODULADO
Quemador	3LG-G DE COLMAQUINAS	NO IDENTIFICADO
Atomización	AIRE	AIRE
Ignición	GAS NATURAL - PROPANO	GAS NATURAL - PROPANO
Presión de Diseño	150 PSIG	150 PSIG
Presión de Operación	125 PSIG	125 PSIG
Generación de Vapor	DISEÑO 3450 LBS/HORA	1725 LBS/HORA
Altura de Instalación	3340 PIES	3340 PIES
Sistemas del Equipo	CONJUNTO COMBUSTION CONJUNTO DE QUEMADOR CONJUNTO DE ATOMIZACION SISTEMA DE PURGAS CONTROL DE NIVEL CONTROL DE PRESION TABLERO ELECTRICO DE CONTROL Y FUERZA	CONJUNTO COMBUSTION CONJUNTO DE QUEMADOR CONJUNTO DE ATOMIZACION SISTEMA DE PURGAS CONTROL DE NIVEL CONTROL DE PRESION TABLERO ELECTRICO DE CONTROL Y FUERZA

2.1.2 Líneas de Distribución del Vapor y Retorno de Condensado. La Tubería utilizada para el transporte del vapor es de Acero al Carbón (Cedula 40), la cual se encuentra aislada con fibra de vidrio recubierta con aluminio, además en las líneas de suministro y retorno se encuentran instalados sistemas de trampeo para la evacuación del exceso de condensado, accesorios como Válvulas Reductoras de Presión, Válvulas de Paso, Válvulas Antiretono, Válvulas Reguladoras, Válvulas de Seguridad, Juntas de Expansión, Válvulas Moduladoras y Manómetros instalados a lo largo de la Tubería de vapor.

2.1.3 Equipos que utilizan vapor en los distintos Procesos de la empresa.

Los Procesos o actividades desarrolladas por la empresa en el área de Producción utilizan el vapor para las etapas de calentamiento del producto o para la limpieza de algunos recipientes, los equipos utilizados que consumen vapor son clasificados teniendo en cuenta su intervención en Procesos Productivos (Manejo de Producto) o en Procesos de tipo industrial (No se maneja Producto).

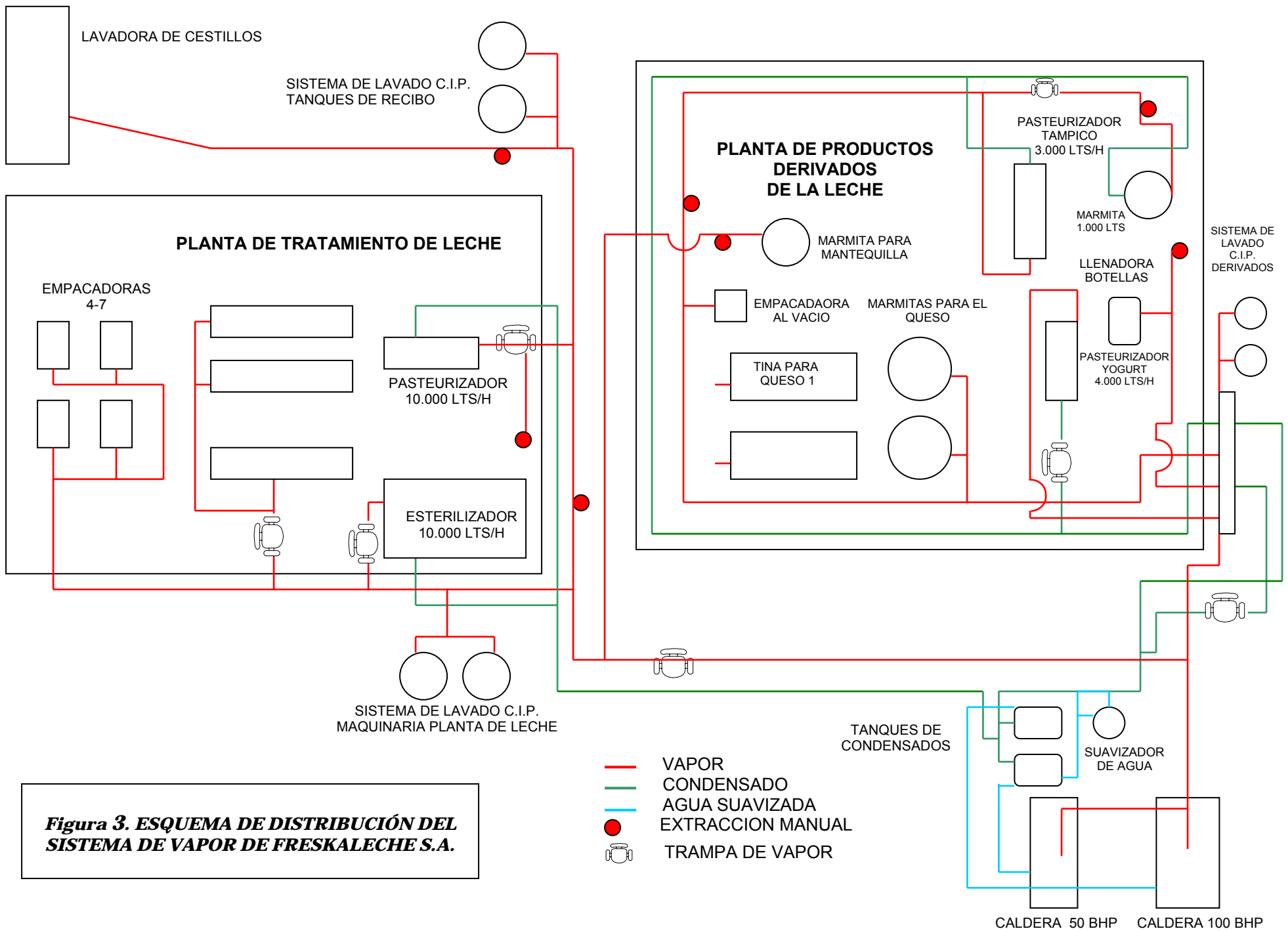
- Equipos que Consumen Vapor en los Procesos Productivos

- Esterilizador de 10.000 litros/hora para procesar la leche ultra-pasteurizada.
- Pasteurizador de 10.000 litros/hora para procesar la leche pasteurizada,
- Marmita de capacidad de almacenamiento de 1.000 litros para la elaboración de la gelatina y el arequipe.
- Pasteurizador de 4.000 litros/hora para la elaboración del Yogur y el Kumis
- Pasteurizador de 3.000 litros/hora para procesar el Tampico.
- Dos tinas (Capacidad de almacenamiento de 2.000 litros y 1.000 litros) para el cuajado del queso
- Dos marmitas (Capacidad de almacenamiento de 300 litros cada una) para el hilado (Posterior a la cuajada) del Queso.

- Equipos que Consumen Vapor en los Procesos Industriales

- Lavadora de Cestillos (Canastas para almacenar Leche Empacada)
- Tres Sistemas de Lavado Aséptico de Maquinas Empacadoras y Tanques de almacenamiento de Leche (CIP; Clean In Place)
- Seis Empacadoras de Leche Procesada (Sistema Lavado Interno)
- Empacadora al Vacío de Productos Derivados de la Leche
- Sistema de Lavado de una Llenadora Volumétrica de Botellas
- Puntos de Extracción Manual de Vapor.

La distribución de estos equipos en la planta de la empresa Freskaleche se puede apreciar de forma clara en la Figura 3.



2.2 DETERMINACIÓN DE LA ENERGÍA REQUERIDA POR EL SISTEMA

La energía requerida por el Sistema de Vapor de la Planta se va a determinar en forma Global, para este calculo se deben conocer las condiciones de los distintos tratamientos térmicos en la totalidad de los procesos que requieren del suministro de este fluido, así como la cantidad de vapor consumido en cada proceso, al igual que las condiciones de suministro del vapor; para calcular la energía requerida se procede de la siguiente manera:

- Identificación de los Procesos que Requieren Vapor
- Calculo de Energía Requerida por los Procesos
- Resumen de Necesidad Energética en los Procesos

2.2.1 Identificación de los Procesos que Requieren Vapor. Para el desarrollo de las actividades relacionadas con la producción de la empresa se cuenta con algunos procesos que involucran el empleo de vapor para realizar los distintos tratamientos térmicos necesarios, una clasificación general de estos sugiere lo siguiente:

2.2.1.1 Procesos Productivos. A este grupo pertenecen aquellos Procesos que tienen como finalidad la obtención de un Producto de tipo Alimenticio, los procesos de este tipo son los siguientes:

- Proceso de Pasteurización de Leche
- Proceso de Ultrapasteurización de Leche “UHT”(Ultra High Temperature)
- Proceso de Elaboración de Yogur y Kumis
- Proceso de Elaboración de Jugo Tampico
- Proceso de Elaboración de Arequipe o Dulce de Leche
- Proceso de Elaboración de Gelatina
- Proceso de Elaboración de Queso

- **Proceso de Pasteurización de Leche.** La Pasteurización de Leche consiste básicamente en calentar la leche descremada previamente, sin presencia de bacterias o algún tipo de olor y homogenizada (Compresión a una presión entre 170-190 bar) desde 70 ± 1 °C hasta una temperatura promedio de 82 ± 1 °C por medio de vapor en forma indirecta empleando un Equipo Pasteurizador de Leche Marca REDA (Intercambiador de Placas de Fabricación Italiana) con capacidad de 10.000 litros/hora, la Presión del vapor a la entrada del sistema pasteurizador es de 4 bares (58.8 Psig).

- **Proceso de Ultrapasteurización de Leche (UHT- Ultra High Temperature).** Este proceso es similar al proceso de pasteurización en cuanto a las etapas de descremado, extracción de bacterias, olores y homogenización, sin embargo, en este proceso la Leche es calentada desde 116 ± 1 °C hasta una temperatura de 142 ± 1 °C usando vapor en forma indirecta, durante un periodo de retención de 2 a 4 segundos con el fin de eliminar un mayor número de microorganismos que perecen a estas condiciones.

Este Calentamiento se realiza dentro del equipo Esterilizador Marca REDA (Sistema de Tratamiento de Leche compacto tipo Calandria), la Presión del vapor a la entrada del sistema ultrapasteurizador es de 6 bares (88.2 Psig).

- **Proceso de Elaboración de Yogur y Kumis.** Para este Proceso se emplea Leche Pasteurizada almacenada previamente a 4°C y la cual es pre-mezclada con el azúcar y los cultivos (microorganismos) para la maduración del Yogur para luego ser calentada desde 54 ± 1 °C hasta una temperatura entre 90 y 96 °C empleando vapor en forma indirecta, esta mezcla permanece durante 6 minutos aproximadamente dentro del equipo, que para este caso es un Pasteurizador de Yogur (Intercambiador de Placas de 3 etapas) marca REDA con capacidad de 4.000 litros/hora, la Presión del vapor a la entrada del sistema Pasteurizador de Yogur es de 6 bares (88.2 Psig).

- **Proceso de Elaboración de Jugo Tampico.** En este proceso se utiliza agua mezclada con Azúcar y Base para Tampico (Citrus Punch), esta mezcla es calentada desde 50 ± 1 °C hasta una temperatura entre 81-83 °C usando vapor en un equipo Pasteurizador de Tampico (Intercambiador de Placas de tres etapas y Sistema de Bombeo) Marca Guttell de Colombia con capacidad de 4.000 litros/hora, la Presión del vapor a la entrada del sistema Pasteurizador de Tampico es de 7 bares (102.9 Psig).

- **Proceso de Elaboración de Arequipe o Dulce de Leche.** El arequipe se elabora a partir de Leche Pasteurizada almacenada a 4°C, la cual mezclada adecuadamente con Azúcar, cloruro de Calcio, Glucosa, Fécula y un Antiespumante es calentada desde 40 ± 1 °C hasta una temperatura entre 95-98°C, esta mezcla permanece en estas condiciones durante un periodo de 180 minutos en una Marmita de acero inoxidable (Camisa de Vapor) con capacidad de almacenamiento de 1.000 litros marca Máximo Bauducco de fabricación Argentina, la Presión del vapor a la entrada de la camisa de vapor de la marmita es de 4.2 bares (61.74 Psig).

- **Proceso de Elaboración de Gelatina.** Para este proceso se utiliza Agua Filtrada mezclada con Base para Gelatina (mix) y azúcar, esta mezcla es calentada desde 75 ± 1 °C hasta una temperatura de 85 ± 1 °C usando vapor en forma indirecta en la camisa (chaqueta de vapor) de una Marmita de acero inoxidable con capacidad de almacenamiento de 1.000 litros marca Máximo Bauducco, la Presión del vapor a la entrada de la camisa de vapor de la marmita es de 4.1 bares (60.27 Psig).

- **Proceso de Elaboración de Queso.** En este Proceso se calienta la leche ácida mezclada con leche pasteurizada para la obtención del cuajo (masa sólida) como primera etapa en la elaboración del Queso, allí se calienta esta mezcla desde 27 °C hasta una temperatura de 40 °C, para esta etapa se utilizan dos Tinajas Queseras (Recipiente con Camisa de Vapor) con capacidad

de 1.000 y 2.000 litros de almacenamiento, la presión del vapor en la línea de suministro es de 7 bares (102.9 Psig).

Una etapa posterior a la obtención del cuajo es la de Hilado del Queso, allí se calienta la mezcla de cuajo con residuos de suero (Líquido) desde 27 °C hasta una temperatura de 40 °C, este proceso se realiza en dos Marmitas con Capacidad de almacenamiento de 300 litros, la presión del vapor a la entrada de los equipos es de 7 bares (102.9 Psig).

2.2.1.2 Procesos Industriales. En este Grupo se incluyen todos aquellos Procesos que emplean vapor para la realización de ciertas actividades de tipo industrial que no involucran el manejo de Producto o materia prima, entre los cuales se encuentran las tareas de limpieza aséptica de la Maquinaria de Producción y Empaque, además de las anteriores se realizan las siguientes actividades:

- Lavado de Cestillos o Canastas Plásticas
- Lavado Aséptico de las Maquinas y Tanques (C.I.P - Clean in Place)
- Limpieza de Áreas de Proceso
- Empacado al Vacío

- **Lavado de Cestillos o Canastas.** Consiste en calentar dos tanques de almacenamiento de agua con capacidad de 300 litros, la cual se emplea como medio para realizar un lavado directo sobre los cestillos o canastas plásticas donde se almacena la leche empacada en bolsa de polietileno, el agua es calentada desde 27 °C hasta una temperatura de 70 ±1 °C usando vapor en forma directa sobre ella, es decir, no se presenta retorno de condensado en este proceso, este proceso se lleva a cabo en un equipo llamado Lavadora de Cestillos marca Xucla con capacidad de lavado de 1.000 Cestillos/hora, la presión del vapor a la entrada del equipo es de 6 bares (88.2 Psig).

- **Lavado Aséptico de las Maquinas y Tanques (C.I.P).** El vapor en este Proceso se emplea para el calentamiento de dos tanques que almacenan dilución acuosa de Soda Cáustica y Ácido Nítrico respectivamente, con una capacidad de 600 litros cada uno; el calentamiento se realiza sobre el agua que va a ser mezclada con la soda o el ácido, desde una temperatura de 27 °C hasta 70 ±1 °C empleando vapor en forma directa sobre el agua en reposo en los tanques, la presión en la línea de alimentación del vapor es de 7 bares (102.9 Psig).

- **Limpieza de Áreas de Proceso.** Corresponde a realizar tareas manuales de limpieza de pisos, herramienta inoxidable y recipientes de transporte de materia prima usando vapor mezclado con agua en forma previa, esta actividad se lleva a cabo en forma manual y por medio de una manguera especial para transporte de fluidos a alta temperatura, la presión del vapor en la línea de suministro (Tubería de ¾") es de 7.5 bares (110.25 Psig).

- **Empacado al Vacío.** En esta actividad se realiza el empaque de los productos del Área de Quesos utilizando una Empacadora al Vacío que consume vapor a través de un serpentín interno, la línea de suministro al equipo tiene un diámetro de ½" (Sch 40) y la Presión de suministro es de 7 bares (102.9 Psig).

2.2.2 Calculo de la Energía Requerida por los Procesos. Para determinar la Energía total requerida por el sistema se deben conocer claramente las funciones que cumplen los diferentes equipos que consumen vapor dentro del sistema, existen algunos equipos que cuentan con un retorno de condensado a la unidad generadora y cumplen funciones como las siguientes:

- Calentamiento de Producto en Intercambiadores de Placas, Intercambiadores Tubulares (Tipo Calandria), Intercambio por contacto indirecto de Serpentín (Marmitas), Intercambio de calor en camisas de vapor.

Otro tipo de funciones que son cumplidas por algunos equipos del sistema que no cuentan con un retorno de condensado, donde el vapor extraído a las líneas de suministro se invierte totalmente por fuera del circuito, este tipo de operaciones son cumplidas para realizar las siguientes actividades:

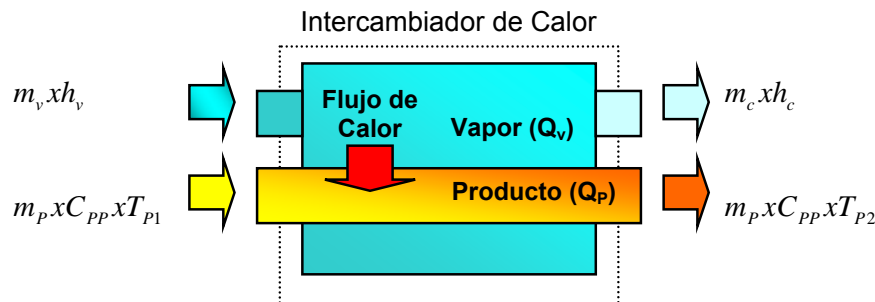
- Esterilización de elementos de acero inoxidable usados en la operación de los equipos y conexiones de tubería.
- Limpieza de áreas de proceso utilizando mezcla de agua y vapor
- Lavado de canastas plásticas que almacenan el producto terminado

Para calcular la energía que se requiere en cada uno de los procesos de la empresa de acuerdo a la clasificación previa de ellos (Productivos e Industriales), se procede de la siguiente manera:

- **Energía Requerida por los Procesos Productivos.** Para cuantificar este valor se realiza un Balance de Energía a los dos fluidos que ingresan al intercambiador de calor en cada proceso, este calor suministrado por el vapor se utiliza en este tipo de procesos para el calentamiento del producto en una de las etapas de su elaboración.

Para realizar este Balance de Energía es necesario conocer las Temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos en el intercambiador de Calor, el Flujo másico de Producto y las propiedades termodinámicas de las sustancias, a continuación se muestra el desarrollo de este procedimiento:

Figura 4. Balance de Energía en un Intercambiador de Calor



Balance de Energía en el Volumen de Control

$$m_v x h_v + m_p x C_{pp} x T_{p1} = m_p x C_{pp} x T_{p2} + m_c x h_c$$

$$m_v (h_v - h_c) = m_p (C_{pp})(T_{p2} - T_{p1})$$

$$Q_v = Q_p$$

Teóricamente el calor suministrado por el vapor es igual al calor absorbido por el Producto (Calor Sensible, ya que no se presentan etapas de vaporización), sin embargo, considerando las pérdidas de energía ocurridas por las fugas del vapor en el equipo y el calor transferido al ambiente por otros medios, se considera de esta manera que para suministrar la cantidad de energía requerida por el proceso, se debe considerar una mayor cantidad de energía en el vapor, la cual se puede expresar como:

$$Q_v = Q_p = Q_p \text{ Teórico} + Q_{\text{Perdido}} = \frac{Q_{p\text{Teórico}}}{\eta_t}$$

Donde las diferentes variables a utilizar corresponden a:

Q_p = Calor Absorbido por el Producto (Kw)

Q_v = Calor suministrado por el Vapor (Kw)

\dot{m}_v = Rata másica de vapor suministrada a cada proceso (Kg/hora).

\dot{m}_p = Rata másica de producto en cada proceso (Kg/hora)

\dot{V}_p = Rata volumétrica o caudal de Producto (litros/hora)

ρ_p = Densidad de la sustancia de Proceso (Kg/m³)

C_{pp} = Calor específico de la sustancia de Proceso (Promedio), es decir, la cantidad de energía necesaria para elevar en un grado la temperatura de un Kg de masa (Kj/Kg x °C)

ΔT = $T_{p2} - T_{p1}$; Diferencia de temperatura o rango de calentamiento de la sustancia en proceso (°C)

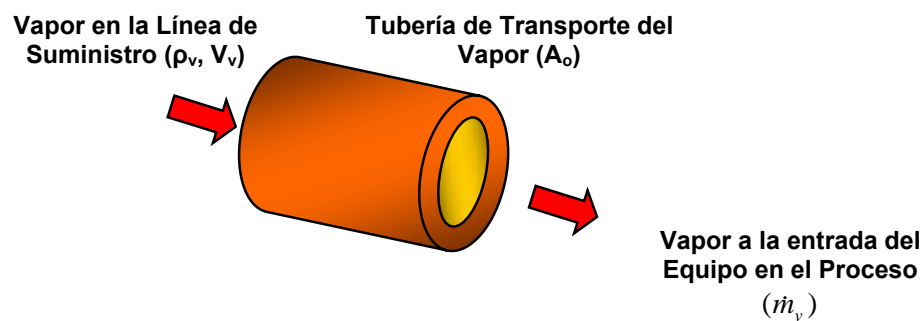
h_v = Calor del vapor por cada Kg de masa (Kj/Kg).

h_c = Calor que conserva el agua de retorno o condensado y que no fue utilizado en el proceso (Kj/Kg).

η_t = Eficiencia Total del Equipo que realiza el proceso (Adimensional), en este análisis se va asumir un valor de eficiencia del 80% como un valor conservativo para los cálculos.

- Energía Requerida por los Procesos Industriales. Cuando en un proceso se utiliza el vapor para realizar funciones que no involucran el calentamiento de un Producto determinado y por el contrario se emplea para actividades de limpieza o esterilización; la energía no absorbida del vapor se transfiere al ambiente, ya que no se cuenta con un sistema de retorno de condensado, para este tipo de procesos se va a utilizar un procedimiento diferente al anterior para estimar la cantidad de vapor consumida a partir de la ecuación para el transporte del fluido, donde se involucran variables como la densidad del vapor, el tamaño de la tubería y la velocidad del vapor en las líneas de suministro; la cual se establece de acuerdo a las recomendaciones del Catalogo de Vapor Spyrax Sarco para diferentes procesos de tipo Industrial:

Figura 5. Flujo de Vapor a través de Tubería



Flujo másico de Vapor (\dot{m}_v)

(\dot{m}_v) = Densidad del Vapor x Velocidad de Transporte x Área de Tubería

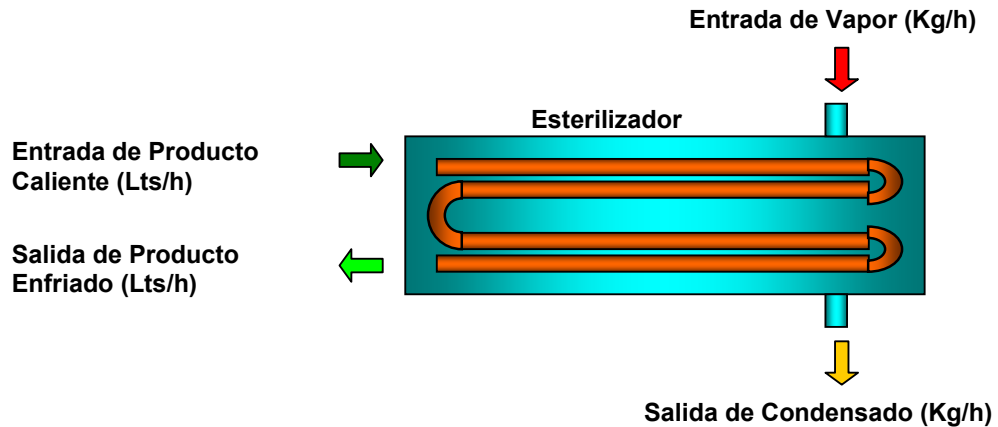
$$(\dot{m}_v) = \rho_v (V_v)(A_o) = \frac{(V_v)(A_o)}{v_v} \text{ (Kg/hora)}$$

Donde las variables involucradas son:

- ρ_v = Densidad del Vapor a las condiciones de entrada al Proceso (P y T) (Kg/m³)
- V_v = Velocidad de transporte del vapor en la tubería (Metros/hora), esta velocidad es tomada de las Tablas recomendadas para Transporte de Vapor del Catalogo Spyrax Sarco,
- A_o = Área interna de la tubería de transporte del vapor (m²)
- v_v = Volumen específico del vapor (m³/Kg)

2.2.2.1 Ejemplo de Cálculo. A continuación se realiza el cálculo específico para el consumo de vapor en el equipo Esterilizador Marca REDA utilizado en el proceso de Ultra pasteurización de Leche para el calentamiento de 10.000 litros/hora (Máximo Flujo de Operación) de producto desde 116 °C hasta una temperatura de 142 °C, empleando la metodología expuesta anteriormente.

Figura 6. Intercambio de Calor en el Esterilizador



A partir de la Ecuación del Balance de energía se tiene:

$$Q_v = \frac{Q_{PTeórico}}{\eta_t}$$

$$m_v(h_v - h_c) = \frac{m_p(C_{PP})(T_{P2} - T_{P1})}{\eta_t}$$

Datos del Producto, suministrados por la empresa:

$$\rho = 1.03 \text{ Kg/litro}$$

$$C_{PP} = 3.894 \text{ Kj/Kg x } ^\circ\text{C}$$

Condiciones del Vapor que entra al equipo (vapor saturado):

Presión de Esterilización (Calentamiento con vapor): 6 bares

Temperatura de vapor saturado @ 6 bares: 159 °C (Anexo 1)

h_v @ las condiciones de Presión y temperatura = 2757 Kj/Kg (Anexo 1)

$h_{\text{condensado}}$ @ 116 °C de temperatura de salida del condensado del equipo

$$h_{\text{condensado}} = 4.187 \text{ Kj/Kg x } ^\circ\text{C x } 116^\circ\text{C} = 531.7 \text{ Kj/Kg}$$

- Calor a transferir en el Proceso (Q_p)

$$Q_p = ((10.000 \text{ lts/h}) \times (1.03 \text{ Kg/lts}) \times (3.894 \text{ Kj/Kg x } ^\circ\text{C}) \times (26^\circ\text{C}))/0.8$$

$$Q_p = 1303516.5 \text{ Kj/h} = 362 \text{ Kw}$$

- Masa de Vapor a Suministrar al Esterilizador (m_v)

$$m_v = 1303516.5 \text{ Kj/h} / 2225.3 \text{ Kj/Kg} = 586 \text{ Kg/hora de Vapor}$$

$$Q_v = 586 \text{ Kg/hora} (2757 \text{ Kj/Kg} - 531.7 \text{ Kj/Kg}) = 1303516.5 \text{ Kj/h} = 362 \text{ Kw}$$

2.2.3 Resumen de Necesidad Energética en los Procesos. Para determinar el valor de la Energía total requerida por el Sistema de Vapor de Freskaleche con base en la Metodología Propuesta, se realizó un cuadro resumen de las necesidades de energía en cada uno de los Procesos descritos con anterioridad, el cual incluye los valores de las variables empleadas para los cálculos, este se muestra a continuación.

Tabla 3. Balance Global de Consumo de Vapor en la Planta

PROCESOS PRODUCTIVOS

PROCESO	Vol (Lt/h)	ρ_p (Kg/lit)	C_p (KJ/(kg*°C))	T_2 (°C)	T_1 (°C)	ΔT (°C)	P_v (bar)	T_v (°C)	h_v (KJ/kg)	h_{cond} (kJ/kg)	(h_v-h_c) (kJ/kg)	η_t	Flujo másico (Kg/h)	Calor Neto Q_p (Kw)
Leche Ultrapasteurizada	10000	1,03	3,894	142	116	26	6	159	2757	531.7	2464	0,8	586	362
Leche pasteurizada	10000	1,03	3,894	82	70	12	4	144	2738	293,1	2445	0,8	246	167,1
Yogurt	4000	1,05	3,8	90	54	36	6	159	2757	293,1	2464	0,8	274	187,7
Tampico	3000	1,01	4,1	81	50	31	7	165	2766	293,1	2472	0,8	195	133,72
Arequipe	700	1,08	4,5	98	40	58	4,2	145	2741	293,1	2498	0,8	100	66,6
Gelatina	800	1,02	4,1	85	75	10	2,5	128	2717	293,1	2424	0,8	92	61,56
Cuajado del Queso (2)	2000 - 1000	1.03	3.894	40	27	13	7	165	2766	293.1	2472	0.8	78	72.4
Hilado del Queso (2)	300	1.03	3.894	40	27	13	7	165	2766	293.1	2472	0.8	16	12

PROCESOS INDUSTRIALES

PROCESO	Vol (Lt/h)	ρ_p (Kg/lit)	C_p (KJ/(kg *°C))	T_1 (°C)	T_2 (°C)	ΔT (°C)	P_v (bar)	T_v (°C)	h_v (kJ/kg)	h_{cond} (kJ/kg)	(h_v-h_c) (kJ/kg)	η_t	Área (m ²)	Vel (m/min)	V_e (m ³ /Kg)	Flujo másico (Kg/h)	Calor Neto Q_i (Kw)
Lavado de Cestillos	600	1	4.187	70	27	43	6	159	2757	293.1	2464	0.8				54	37
Sistema Lavado C.I.P (3)	600	1	4.187	70	27	43	7	165	2766	293.1	2472	0.8				162	111.24
Empacado de Leche (6)							8	170	2769	293.1	2476		0.000126	1500	0.2403	150	103.16
Puntos Extracción (7)							7.5	167	2767	293.1	2474		0.000285	1000	0.2728	434	298.25
Empacado al Vacío							7	165	2766	293.1	2472		0.000126	1500	0.2403	40	27.5
Lavado Llenadora De Botellas							8	170	2769	293.1	2476		0.000285	1500	0.2403	106	73
TOTAL DE VAPOR CONSUMIDO														2533			
TOTAL DE ENERGIA REQUERIDA															1713.23		

El resumen anterior muestra en forma clara cuanto vapor se consume en cada uno de los procesos de la empresa, así como la cantidad de energía que el vapor debe suministrar en los equipos existentes en cada proceso, se puede observar que los valores calculados de masa de vapor y calor son incluidos dentro de dos grupos de Procesos de acuerdo a la diferencia establecida previamente.

2.3 CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR

La Eficiencia del Sistema de Vapor es un valor importante a calcular en el análisis energético realizado a este tipo de sistemas, ya que constituye la base de la identificación del rendimiento en la transformación y aprovechamiento de la energía con la cual cuenta la empresa, es decir, a partir de allí se puede evaluar la factibilidad que puede tener cualquier tipo de inversión a realizar en búsqueda de la optimización del sistema actual, teniendo en cuenta todos los componentes involucrados en la Generación y Distribución del vapor (líneas y trampas de vapor) dentro de la Planta de Freskaleche, se establece la siguiente estructura para determinar la eficiencia del sistema de vapor existente:

2.3.1 Eficiencia en la Generación del Vapor

2.3.2 Eficiencia en las Líneas de Distribución de vapor

2.3.3 Eficiencia de las Trampas de Vapor

2.3.4 Eficiencia del Sistema de vapor

El valor de la Eficiencia en la distribución del vapor cuando este es transportado desde la Unidad Generadora hasta los diferentes Procesos, depende de las pérdidas de energía a lo largo de las líneas y accesorios instalados en el sistema, esta transferencia de calor se realiza al ambiente y tiene una incidencia importante en la eficiencia del sistema, para determinar su valor es necesario conocer los

datos de la tubería que transporta el vapor, el tipo de aislamiento instalado, la cantidad y estado de las trampas de vapor.

Para la determinación de la eficiencia en la distribución se estudiarán las líneas de suministro y las trampas de vapor en forma independiente para hallar las pérdidas de energía que ocurren a lo largo del sistema.

La eficiencia en la distribución (η_D) del vapor va a ser calculada a partir de la siguiente fórmula:

$$\eta_D = \eta_{\text{lineas}} \times \eta_{\text{trampas}} = \frac{Q_G - Q_{PT}}{Q_G}$$

Q_G = Calor Entregado al Sistema en la Generación del Vapor

Q_{PT} = Calor Total Perdido en la Distribución.

η_{lineas} = Eficiencia en las Líneas de Distribución del Vapor

η_{trampas} = Eficiencia de las Trampas de Vapor

2.3.1 Eficiencia en la Generación del Vapor (Eficiencia Térmica de las Calderas). Comúnmente las calderas trabajan a niveles de Presión de Operación desde 100 Psig hasta por encima de 125 Psig, aun cuando se depende de una gran variedad de factores, las calderas bien reparadas y con un mantenimiento apropiado operan en promedio con eficiencias entre 70 y 85 %, estos niveles de eficiencia pueden ser mejorados entre 2 a 5 % con una caldera bien operada y con la instalación de equipos auxiliares para la recuperación de energía, siempre y cuando económicamente esto se justifique.

Substancialmente las pérdidas de energía en una caldera son causadas por una combustión incompleta, cuyo calor de desperdicio generado literalmente se va "por la chimenea", y por el calor perdido en la superficie exterior de ésta.

Estas dos condiciones juntas, pueden alcanzar hasta un 30% de pérdida de la energía suministrada por el combustible y por ende la eficiencia se ve disminuida. Las tres estrategias para minimizar las pérdidas de calor en los gases de combustión son: (1) Minimizar el exceso de aire en la combustión, (2) Mantener limpias las superficies de intercambio de calor y (3) cuando se justifique, agregar un equipo de recuperación de calor de los gases de combustión.

Típicamente, la eficiencia de una caldera se incrementa en un 1.0 % por cada 15 % que se reduce el exceso de aire, por la reducción de 1.3 % de oxígeno o por una reducción de 40 °F en la temperatura de los gases de combustión.

Para hallar la eficiencia Térmica de la Calderas instaladas en Freskaleche se procede de la siguiente forma:

- Metodología para el Calculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas
- Levantamiento de la Información Requerida para el Calculo de la Eficiencia
- Cálculo de las Pérdidas de Energía en la Caldera
- Calculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas

2.3.1.1 Metodología para el Cálculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas.

Para obtener la eficiencia de las calderas, se pueden emplear dos métodos de cálculo aprobados por el código ASME (Steam Generating Power Test Codes 4.1); El Método Directo (Método de entradas y salidas) y el Método Indirecto (Método de pérdidas de energía).

- METODO DIRECTO (Método de entradas y salidas).

Este método consiste en la cuantificación de la energía suministrada a la caldera, y cuanta de esta energía es aprovechada para la generación de vapor. Para la aplicación del método de entradas y salidas de energía se requiere determinar lo siguiente:

- Energía Aprovechada en el Vapor. Representa la energía ganada por el vapor (se define como la energía del vapor menos la energía del agua de alimentación), es decir, representa la cantidad de calor trasferida en forma efectiva al fluido de trabajo que para este caso es agua Suavizada mezclada con agua que retorno que ingresa al equipo.

- Energía Suministrada a la Caldera. La Energía Suministrada a la Caldera esta representada básicamente por el Poder Calorífico del Combustible empleado, sin embargo, en algunas instalaciones se cuenta con equipos de Precalentamiento de aire y combustible con lo cual se obtienen algunos valores de energía extra que hacen parte de la operación de la caldera:

- Calor en el aire de entrada
- Calor sensible en el combustible
- Calor que entra con la humedad del aire
- Calor que entra con el combustible

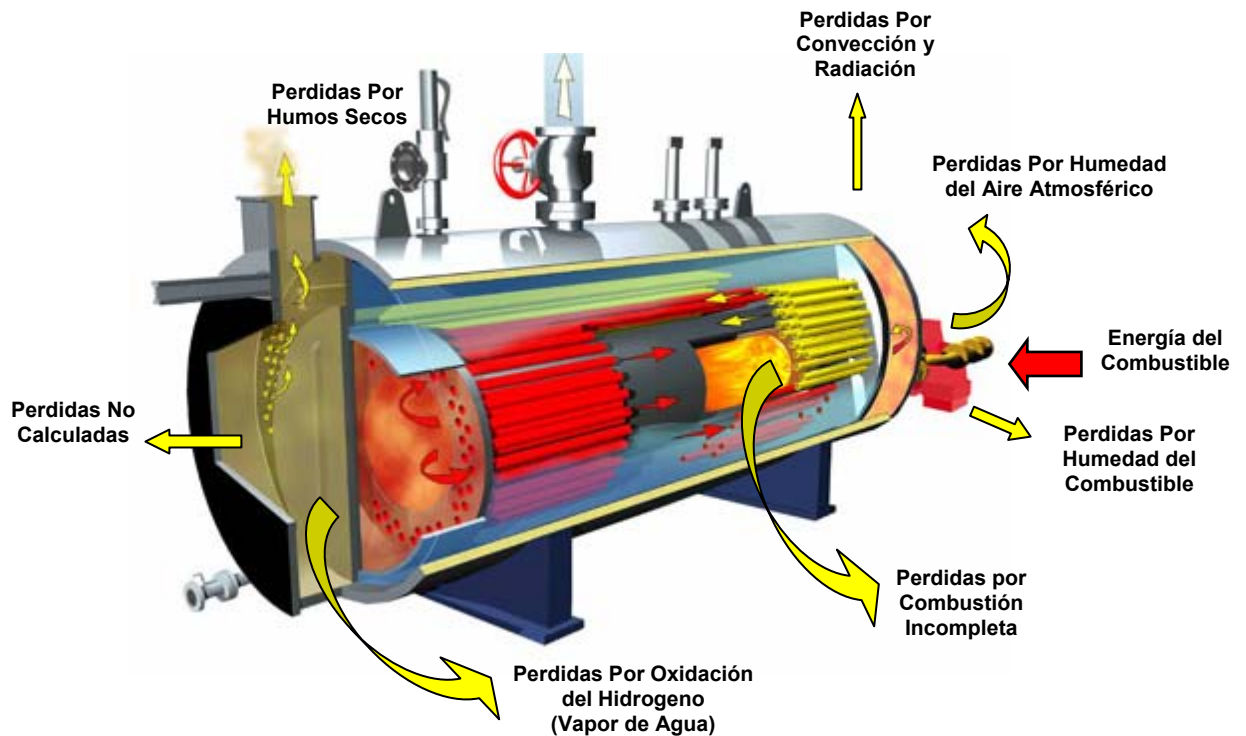
La eficiencia se cuantifica mediante la siguiente expresión:

$$\text{Eficiencia} = (\text{Q Aprovechado} / \text{Q Suministrado}) * 100$$

- METODO INDIRECTO (Método de pérdidas de energía).

Este método consiste en la evaluación de las pérdidas de energía en el generador de vapor, así como la cuantificación de la energía suministrada a éste, la cual esta representada por el Poder Calorífico del combustible y en algunos casos se adiciona el calor proveniente de los sistemas de precalentamiento de aire que entra a la Caldera. Éste es el método recomendado y por lo tanto nosotros realizaremos el cálculo de la eficiencia de las calderas basados en este.

Figura 7. Formas de Energía en una Caldera Piro tubular



- Energía que Entra a La Caldera. Esta representada por la Energía que aporta el Combustible cuando se suministra a la Caldera, corresponde al 100% de la Energía disponible inicialmente en el proceso de Generación de Vapor y a partir

de esta Energía se consideran los demás cálculos relacionados con la Eficiencia del Sistema de Vapor, se define como:

- Poder Calorífico del Combustible (\dot{Q}_i°)

- **Pérdidas de Energía en la Caldera.** Para la aplicación del método de pérdidas de energía, se requiere determinar el total de pérdidas de energía:

- Calor Perdido a través de los Humos Secos (\dot{Q}_1)
- Calor Perdido en el Vapor de Agua por la Oxidación del Hidrogeno (\dot{Q}_2)
- Calor Perdido por la Humedad del Combustible (\dot{Q}_3)
- Calor Perdido por la Humedad o vapor de agua del aire atmosférico (\dot{Q}_4)
- Calor Perdido por la Combustión Incompleta del Gas Natural (\dot{Q}_5)
- Perdidas de Calor por Radiación y Convección (\dot{Q}_6)
- Perdidas de Calor no Calculadas (\dot{Q}_7)

La eficiencia de la Caldera se determina de la siguiente manera:

$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i^\circ}$ Donde \dot{Q}_u representa el Calor Útil o Carga del Equipo, el cual representa la energía o calor disponible; este se obtiene de restar al Poder Calorífico del Gas Natural (\dot{Q}_i°) el total de las pérdidas de energía en la caldera.

Teniendo en cuenta que las calderas tienen un nivel de pérdidas de calor por diferentes medios se establece que el calor útil para la transferencia de calor al fluido de trabajo esta determinado por:

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_i^\circ - (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 + \dot{Q}_7)$$

- APLICACIÓN DEL MÉTODO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA.

Para la determinación de la Eficiencia Térmica de las Calderas de Freskaleche se va a seguir el Método de las Perdidas de Energía o Método Indirecto y según el cual se procede a efectuar un Balance de Energía teniendo en cuenta, en lo posible, todas las vías de flujo del calor desprendido en la combustión, además de la relación existente entre estas y el poder calorífico del Gas Natural empleado como combustible en este equipo, a continuación se muestra en detalle la manera como se cuantifica la energía que entra a la caldera y las perdidas de energía existentes en la misma.

- Energía que Entra a la Caldera.

Poder Calorífico del Combustible (Q_s°) y (Q_i°)

En este caso el combustible que se utiliza durante la operación continua del equipo es Gas Natural, el cual es suministrado por la empresa local GASORIENTE S.A. y para el cual se tiene un valor de Poder Calorífico Superior (Q_s°) de 35400 KJ/m³ y de 31200 KJ/m³ para el Poder Calorífico Inferior (Q_i°); datos necesarios para los diferentes cálculos mas adelante.

- Perdidas de Energía en la Caldera. Para determinar el valor total de las pérdidas de energía es necesario conocer el número de moles de los Productos de la combustión del gas Natural, los cuales van a ser utilizados en cada uno de los siguientes cálculos para las diferentes formas de pérdidas de calor:

➤ **Calor Perdido a Través De Los Humos Secos (Q_1).** Cuando los humos secos se enfrían desde la Temperatura final de salida, inmediatamente después de pasar por los equipos de recuperación de calor hasta la temperatura estándar.

$$Q_1 = \sum_i n_i \bar{\Delta h}_i^{T_p} \quad (\text{Kj})$$

n_i = Numero de moles de cada sustancia presente en los humos secos

$\bar{\Delta h}_i^{T_p}$ = Cambio en la entalpía de las sustancias presentes en los humos secos a la temperatura de los productos de la combustión (Anexos 3-8), entalpías sensibles.

Esta perdida es la mas grande en un equipo operado adecuadamente, depende de la Temperatura de los humos y de la masa de los mismos, una forma económica de reducirlas es usando precalentadores de aire y controlando su exceso.

➤ **Calor Perdido por el Vapor de Agua Formado por la Oxidación del Hidrogeno .**Se determina a partir del número de moles de vapor de agua presentes en los humos secos y esta perdida esta definida de la siguiente manera.

$$Q_2 = n_w^H \bar{\Delta H}_w^{T_p} \quad (\text{Kj})$$

n_w^H = Numero de moles de vapor de agua presentes en los productos de la combustión por la oxidación del hidrogeno.

$\bar{\Delta H}_w^{T_p}$ = Cambio en la entalpía del vapor de agua a la temperatura de los productos de la combustión (Anexo 5), entalpía sensible.

➤ **Calor perdido por la Humedad del Combustible (Q_3).** Esta definido de la siguiente manera:

$$Q_3 = n_w^f \Delta \bar{H}_w^{Tp} \quad (\text{KJ})$$

$n_w^f =$ Numero de moles de vapor de agua presentes en el combustible o gas natural, si se conoce el porcentaje de humedad del gas, entonces;

$$n_w^f = \frac{1000W}{18}$$

$\Delta \bar{H}_w^{Tp} =$ Cambio en la entalpía del vapor de agua presente en el combustible, entalpía sensible (Anexo 5).

➤ **Calor perdido por la humedad o vapor de agua del aire atmosférico (Q_4).**

$$Q_4 = n_w^a \Delta \bar{H}_w^{Tp} \quad (\text{KJ})$$

De donde se tiene que:

$n_w^a =$ Numero de moles de vapor de agua presentes en el aire atmosférico.

$\Delta \bar{H}_w^{Tp} =$ Cambio en la entalpía del vapor de agua presente en el aire atmosférico, calor sensible (Anexo 5).

➤ **Calor perdido por la Combustión incompleta del gas natural (Q_5).** Esta pérdida de calor se presenta por la eficiencia de la combustión del Gas Natural en este caso y está definido de la siguiente forma

$$Q_5 = n_{co} \bar{q}^o_{co} \quad (\text{Kj})$$

n_{co} = Numero de moles de monóxido de carbono presentes en los humos secos, este valor se extrae de un análisis Orsat o se calcula a partir de la eficiencia de la combustión.

\bar{q}^o_{co} = Poder calorífico del monóxido de carbono en estado gaseoso (Anexo 2).

➤ **Perdidas de calor por Radiación y Convección (Q_6).** Estas pérdidas son extraídas de tabla A8 que recomiendan un porcentaje de calor perdido por medio de Radiación y Convección en las paredes del equipo al ambiente y que se establecen en un porcentaje del calor total disponible para la combustión del Gas Natural.

➤ **Perdidas de calor no Calculadas (Q_7).** Esta información en muchas ocasiones es suministrada por el fabricante del Equipo o puede establecerse un nivel de porcentaje a partir de las recomendaciones del mismo, este es un valor aproximado a partir de la experiencia obtenida en estudios realizados en este tipo de equipos.

2.3.1.2 Levantamiento de la Información Requerida para el Cálculo. Es la primera de las etapas que se desarrolla y corresponde a la consecución de todos los datos necesarios para calcular la eficiencia de las calderas, ya que estos valores van a ser significativos en el cálculo, deben ser obtenidos en condiciones operativas normales de los equipos, en este caso particular se va a levantar la información durante una Prueba controlada de los mismos bajo condiciones de carga nominal, para ello se plantean las siguientes actividades:

- Alistamiento del Equipo
- Ubicación de los puntos de Lectura de la variables a medir de la Caldera
- Instrumentos Utilizados para la Medición de las Variables
- Recomendaciones para la pruebas de las Calderas
- Datos Obtenidos de la Prueba

A continuación se muestra en forma detallada como se desarrolla cada uno de los pasos anteriores:

- **Alistamiento del Equipo.** Consiste en tener en cuenta las siguientes recomendaciones con el fin de preparar las calderas para el desarrollo de la prueba y no afectar las mediciones que se van a tomar de las diferentes variables, de acuerdo a esto se pueden nombrar:

- Todas las superficies de transferencia, internas (Manhole y Handhole) y externas, deberán estar limpias (operaciones normales de limpieza), antes de empezar la prueba, durante la prueba sólo se permitirá realizar limpieza para mantener éstas en condición normal.
- La caldera será revisada completamente para detectar cualquier tipo de fugas, también se deberán revisar las fugas internas de aire y hacer corrección de ellas.

- Se debe realizar inspección de los instrumentos y accesorios instalados en la línea de alimentación de Combustible, tales como el medidor de flujo, manómetros, válvulas reguladoras, líneas piloto y válvulas de paso.
- Se debe realizar inspección de la línea de alimentación de agua caliente, revisando cada uno de sus accesorios y sus respectivas bombas de suministro de agua
- Revisar el control de nivel de agua de la caldera
- Revisar la correcta operación del tablero eléctrico y sus respectivas alarmas.

- Ubicación de los Puntos de Lectura de la Variables a medir de la Caldera.

Corresponde a la clara identificación de las variables que se pueden medir de la caldera empleando los diferentes instrumentos disponibles para la prueba, en este caso se van a realizar mediciones en los siguientes puntos de lectura:

Tabla 4. Ubicación de los Puntos de Lectura de las Variables de las Calderas

EQUIPO	VARIABLE	UBICACIÓN
CALDERAS DE 100 Y 50 BHP	PRESION DE VAPOR	LINEA DE SALIDA DEL VAPOR
	TEMPERATURA DE AGUA	TANQUE DE CONDENSADO
	PRESION DE AGUA	TANQUE DE CONDENSADO
	CAUDAL DE GAS NATURAL	LINEA DE ENTRADA DE GAS NATURAL
	PRESION DE GAS NATURAL	LINEA DE ALIMENTACION DE GAS
	TEMPERATURA DE GASES	CHIMENEA
	PRESION DE AIRE	DUCTO DE ENTRADA DE AIRE
	TEMPERATURA DE AIRE	DUCTO DE ENTRADA DE AIRE

- Instrumentos Utilizados para la Medición de las Variables. Para la medición de las variables ya identificadas se cuenta con los siguientes instrumentos para el levantamiento de la información:

Tabla 5. Instrumentos de Medición Utilizados en la Prueba de las Calderas

VARIABLE	UBICACIÓN	INSTRUMENTO DE MEDICION
PRESION	LINEA DE SALIDA DEL VAPOR	MANOMETRO 0-200 PSIG
TEMPERATURA	TANQUE DE CONDENSADO	TERMOMETRO DE CARATULA 0-100 °C
PRESION	TANQUE DE CONDENSADO	TERMOMETRO DE CARATULA 0-100 °C
CAUDAL	ENTRADA DE GAS NATURAL	MEDIDOR INDUSTRIAL (GASORIENTE)
PRESION	LINEA DE ALIMENTACION DE GAS	MANOMETRO 0-60 PSIG
TEMPERATURA	CHIMENEA	TERMOMETRO DE CARATULA 0-500 °C
PRESION	ENTRADA DE AIRE	MANOMETRO 0-60 PSIG
TEMPERATURA	ENTRADA DE AIRE	TERMOMETRO INFRARROJO -10 + 50 °C

- Recomendaciones para realizar la Prueba de Operación de las Calderas.

Después de identificados los puntos de medición de las variables así como el tipo de instrumento a utilizar, se deben tener en cuenta los siguientes parámetros para la realización de las mediciones en el desarrollo de la Prueba:

- Se recomienda que la duración de la prueba sea de 1 hora.
- La frecuencia de toma de lecturas deberá ser de intervalos de 15 minutos, sin embargo, si se presentan fluctuaciones, las lecturas deberán ser tomadas con la frecuencia necesaria para determinar el promedio.
- La hora de inicio para la toma de lecturas deberá de ser de preferencia, en la mañana, donde se puede realizar el levantamiento de información con mayor seguridad, el equipo y personal requerido para efectuar la prueba es el necesario para cubrir todas las mediciones.
- Se recomienda realizar una prueba preliminar con el propósito de revisar la operación de todos los instrumentos, entrenamiento del personal, realizar ajustes menores y establecer las condiciones apropiadas de combustión.
- Se recomienda realizar al menos dos corridas aproximándose a la carga de prueba, si los resultados obtenidos difieren, se requerirá de una tercera corrida, la eficiencia de la caldera se calculara con el promedio de las mediciones obtenidas en las dos corridas para las cuales se tenga menor desviación en los valores.

- Las calderas pueden operarse manualmente y conseguir una situación favorable de combinación de presión de vapor nivel del agua adecuada
- Es recomendable que para caracterizar la caldera se realicen de ser posible, pruebas a diferentes niveles de carga, es decir, al 50% (carga baja), 75% (carga media) y al 100% (carga máxima de trabajo) de acuerdo al proceso productivo.

Una vez instalados todos los instrumentos de medición en el equipo, para realizar la prueba en operación de la caldera se deben hacer las lecturas previas de los valores a medir para que su variación no sufra desviaciones grandes, las mediciones a realizar en la caldera se clasifican de la siguiente forma:

➤ **Mediciones en el Vapor.**

- a. Flujo de vapor: Es hallado según grafica de capacidad de generación de vapor para calderas piro-tubulares suministrada por el fabricante, en la cual el valor del flujo de vapor depende de la presión de operación normal de las calderas y de la temperatura del agua de alimentación.
- b. Temperatura del vapor: Como se trata generalmente de vapor saturado, con la medición de la presión y el uso de tablas de vapor podemos obtener el valor de este parámetro.
- c. Presión del Vapor: Por medio de un manómetro instalado en la tubería de salida de vapor de las Calderas.

➤ **Mediciones en el Agua de Alimentación.**

- a. Flujo de agua de alimentación: Se puede estimar si se conoce la potencia demandada real, el modelo y el diámetro del impulsor de la bomba del agua de alimentación al generador de vapor; para este caso el flujo se va a determinar de acuerdo a la presión de descarga promedio de las bombas, y utilizando las curvas proporcionadas por el fabricante de la misma.
- b. Temperatura de Agua de Alimentación: Por medio del termómetro ya instalado en los tanques de condensado.
- c. Presión del agua de alimentación: Por medio de un manómetro instalado en la línea de descarga de las bombas de alimentación de cada caldera.

➤ **Mediciones en el Combustible**

- a. Composición: Se utilizó la información del combustible suministrada por el proveedor local (GASORIENTE).
- a. Flujo de combustible: Por medio de medidor de flujo de orificio, instalado en la caseta de medición y proporcionado por el proveedor del combustible (GASORIENTE).
- b. Temperatura del combustible: Para el combustible empleado en las calderas de Freskaleche, la temperatura del combustible corresponde a la temperatura ambiente (Almacenamiento Abierto).
- c. Presión del combustible: Por medio de un manómetro instalado en la línea de entrada a las Calderas.

➤ **Mediciones en los Gases de Combustión**

- a. Composición: Por medio del analizador de gases de combustión Orsay, este equipo no se tiene para la prueba, las mediciones fueron tomadas por la empresa Colmaquinas Ltda.
- b. Temperatura de Gases: Por medio de un termómetro instalado en el mismo orificio donde se tomó la muestra de los gases.

➤ **Mediciones de las Condiciones del Medio Ambiente**

Se tomarán cerca al generador de vapor

- a. Temperatura de bulbo seco: Corresponde a la temperatura normal del ambiente y es medida por un termómetro de bulbo o cualquier otro tipo.
- b. Temperatura de bulbo húmedo: medido en el sitio
- c. Presión barométrica: Se usa la presión barométrica del lugar determinada por las "Normales Climatológicas" del Servicio Meteorológico Colombiano.

- **Datos Obtenidos de la Prueba de cada Caldera.** Una vez de realizada la prueba de cada Caldera y levantada la información requerida teniendo en cuenta las recomendaciones hechas anteriormente se calculara la eficiencia de cada una de ellas, los datos de las Pruebas se registran en la Tabla 6.

Tabla 6. Datos Obtenidos de las Pruebas de Operación de las Calderas

VARIABLES DE MEDICION	Unids.	CALDERA DE 100 BHP				CALDERA DE 50 BHP			
		Intervalos de Tiempo				Intervalos de Tiempo			
		T1	T2	T3	T4	T1	T2	T3	T4
VAPOR									
Flujo Másico Vapor (\dot{m}_v)	Kg/hora	1180	1220	1250	1180	680	670	700	680
Temperatura del Vapor (T_v)	°C	172.5	173	173.5	172.5	172.5	172.3	173.5	172.5
Presión de vapor (P_v)	Psig	126	127	128	126	126	125	128	126
AGUA DE ALIMENTACION									
Flujo Másico Agua (\dot{m}_{h_2o})	GPM	18	17	16	18	18	16	16	18
Temp. de Alimentación (T_w)	°C	60	65	70	60	60	65	65	63
Presión Alimentación (P_w)	Psig	126	128	129	127	126	129	129	127
COMBUSTIBLE									
Flujo de combustible (\dot{m}_c)	m ³ /hora	106	105	108	106	58	60	56	58
Presión de combustible (P_c)	Psig	18	18	16	16	17	17	16	16
GASES									
Temp. de Gases (T_g)	°C	218	215	211	214	215	215	212	215
CONDICIONES DEL MEDIO AMBIENTE									
Temp. de Bulbo Seco (T_a)	°C	27	26	27	27	27	27	26	27
Presión Barométrica (P_a)	Bar	0.9	0.9	0.89	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9

Para el análisis de gases de la chimenea no se cuenta con la instrumentación necesaria para la medición de dichas variables durante la prueba, sin embargo, se toman datos de análisis Orsat realizados por la empresa Colmaquinas S.A. en periodos anteriores y posteriores a la fecha de la prueba de las calderas con el fin de realizar el análisis de la combustión del gas natural y comparar los resultados obtenidos por medio de calculo teórico con los datos entregados por el analizador Orsat de dicha empresa.

2.3.1.3 Cálculo de las Pérdidas de Energía en la Caldera. Para cuantificar las pérdidas de energía es necesario realizar un análisis previo de la combustión del Gas Natural; la información obtenida es fundamental en el cálculo de la eficiencia de la caldera, para este análisis se plantean las siguientes etapas:

- Establecer la Ecuación real de la combustión del Gas Natural
- Determinar del numero total de moles de los reactivos
- Determinar del numero total de moles de los productos presentes en los humos secos

- **Establecer la Ecuación real de la combustión del Gas Natural.** El siguiente análisis de la Combustión esta basado en 100 moles de Combustible, para lo cual se tienen en cuenta los siguientes valores obtenidos por medio de la empresa proveedora del mismo (GASORIENTE).

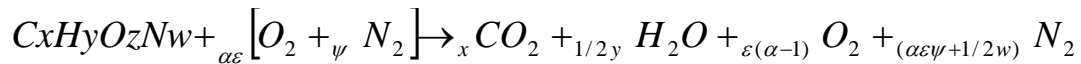
Composición del Gas Natural; análisis volumétrico:

- Metano (CH_4) 97%
- Etano (C_2H_6) 1.6%
- Propano (C_3H_8) 1.4%

Condiciones de la Combustión:

- Temperatura ambiente 27 °C
- Presión ambiente 0.9 bar
- Exceso de Aire sugerido 1.13 (13%)
- Eficiencia de combustión propuesta 93%
- Temperatura de Gases de Chimenea 238 °C

La Ecuación general para la combustión de un Hidrocarburo de formula $C_xH_yO_zN_w$; Carbono (C), Hidrogeno (H), Oxigeno (O), Nitrógeno (N), además de considerar aire en exceso esta definida como:



Se lleva a cabo la determinación del número de moles de oxigeno teóricos (ε) empleados en la combustión de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = X + \frac{Y}{4} - \frac{Z}{2}$$

Los datos son obtenidos de la ecuación general para el Gas Natural correspondiente a la composición determinada.

$$X = 97 + 1.6(2) + 1.4(3) = 104.4$$

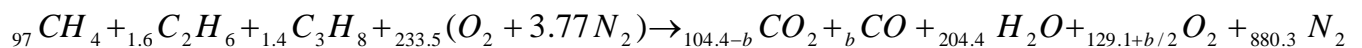
$$Y = 97(4) + 1.6(6) + 1.4(8) = 408.8$$

$$\varepsilon = 104.4 + \frac{408.8}{4} = 206.6 \text{ moles de oxigeno teórico (2.06 moles/mol de gas)}$$

Después de obtener el valor del oxigeno teórico la ecuación de la combustión real del Gas Natural es la siguiente:

Con un exceso de aire (α) de 13% el número de moles de oxigeno real para la combustión serán los siguientes:

$$\alpha \varepsilon = 1.13 \times 206.6 = 233.5$$



- Determinar del número total de moles de los Reactivos.

Moles de Aire Seco

$$n_{a=} \alpha \varepsilon \times \text{numero de moles presentes en el aire}$$

$$n_{a=} 233.5 \times 4.77 = 1113.8 \text{ moles de aire seco para la combustión}$$

Moles de los Reactivos

$$n_{r=} \text{Numero de moles de combustible} + \text{numero de moles de aire seco}$$

$$n_{r=} 100 + 1113.8 = 1213.8 \text{ moles de reactivos}$$

- Determinar el número total de Moles de los Productos presentes en los Humos Secos.

Moles de Monóxido de Carbono (b)

El Poder Calorífico del Gas Natural extraído de los valores suministrados por el proveedor del mismo (Gasorient) es el siguiente:

$$PCS = Q_s^\circ = 35400 \text{Kj} / \text{m}^3 \text{ Poder Calorífico Superior del Gas Natural}$$

A partir del Poder Calorífico inferior de los gases que componen el Gas Natural (Anexo 2) se obtiene el Poder Calorífico Inferior del combustible:

$$q^\circ i = 0.97(q_i^\circ CH_4) + 0.016(q_i^\circ C_2H_6) + 0.014(q_i^\circ C_3H_8)$$

$$q^\circ i = 0.97(802.2) + 0.016(1430) + 0.014(2043) = 830 \text{Kj} / \text{mol} = 31200 \text{Kj} / \text{m}^3$$

$$Q^\circ i = n_f \times q_i^\circ = 100 \text{ moles de combustible} \times 830 \text{Kj/mol} = 83000 \text{Kj}$$

Además a partir del Poder Calorífico del Monóxido de Carbono (\bar{q}°_{co}) se obtiene la siguiente relación con respecto a la eficiencia de la combustión del Gas Natural:

$$\eta_c = 1 - \frac{n_{co} \bar{q}^o_{co}}{Q^o_i} \quad \text{Ecuación para la Eficiencia de la Combustión}$$

$$0.93 = 1 - \frac{bx283}{100x830}$$

$b = n_{co} = 20.53$ moles de monóxido de carbono (CO) presentes en los humos secos.

Total de Moles de los Productos presentes en los Humos Secos:

$$n_p = 104.4 + 204.4 + 139.3 + 880.3 = 1328.4 \quad \text{Moles de productos de la combustión}$$

El correspondiente Análisis Molar y Másico de los productos de la combustión presentes en los humos secos se muestra en la Tabla 7.

Tabla 7. Análisis Molar y Másico de los Productos de la Combustión

Sustancia	Moles de Sustancia	Análisis Molar (X_i)	Masa Molar (g / mol)	Masa	Análisis Másico (Y_i)
CO_2	83.87	6.3	44	3690.28	9.96
CO	20.53	1.54	28	574.84	1.55
O_2	139.3	10.48	32	4457.6	12
H_2O	204.4	15.38	18	3679.2	9.93
N_2	880.3	66.3	28	24648.4	66.56
Totales	1328.4	100%		37050.32	100%

Después de realizado el análisis de la combustión del Gas Natural y haberse obtenido el numero de moles de cada sustancia involucrada en la reacción real se procede al cálculos de las Perdidas de energía en la caldera de la siguiente manera:

- **Cálculo del calor perdido a través de los humos secos (Q_1).**

$$Q_1 = \sum_i n_i \bar{\Delta h}_i^{Tp}$$

$$Q_1 = 83.87(8.82) + 20.53(6.26) + 139.3(6.435) + 880.3(6.23) = 7248 \text{ KJ}$$

- **Cálculo del calor perdido por el vapor de agua formado por la oxidación del hidrogeno (Q_2).**

$$Q_2 = n_w^H \bar{\Delta H}_w^{Tp}$$

$$Q_2 = 204.4(7.31) = 1494.164 \text{ KJ}$$

- **Cálculo del calor perdido por la humedad del combustible (Q_3).**

$$Q_3 = n_w^f \bar{\Delta H}_w^{Tp}$$

$Q_3 = 0$; Debido a que no se cuenta con un instrumento para medir la humedad en el combustible o dato acerca de dicho valor.

- **Cálculo del calor perdido por la humedad o vapor de agua del aire atmosférico (Q_4).**

$$Q_4 = n_w^a \bar{\Delta H}_w^{Tp}$$

Determinación de la humedad específica del aire (w)

$$W = \frac{\ell_{@h} \omega^*_{@h} - C_{pa}(t - \dot{h})}{\ell_{@h} + C_{pa}(t - \dot{h})}$$

Donde tenemos que la humedad específica del aire saturado (ω^*)

$$\omega^* = 0.622 \frac{P^*}{P - P^*}$$

P Presión estándar del aire (Kpa)

C_{pa} Calor específico del aire seco

T Temperatura del ambiente)

\dot{h} Temperatura de bulbo húmedo del ambiente

$\ell_{@h}$ Calor latente a la temperatura de bulbo húmedo³

h'' Entalpía específica del vapor

h' Entalpía específica del agua

$$p = 101325 \text{ kpa}$$

$$C_{pa} = 1.005 (\text{kJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$t = 27^\circ\text{C}$$

$$\dot{h} = 25^\circ\text{C}$$

$$\ell_{@h} = h'' - h' (\text{KJ} / \text{Kmol})$$

$$\ell_{@h} = 2547 - 104.81 (\text{KJ} / \text{kg})$$

$$\ell_{@h} = 2442.2 (\text{KJ} / \text{kg})$$

$$\omega^* = \frac{0.622 * 3166}{101325 - 3166} = 0.02$$

$$W = \frac{2442.2 * 0.002 - 1.005 * 2}{2442.2 + 1.82 * 2}$$

$$W = 0.019$$

Moles de aire (η_a)

A° = Relación aire-combustible teórica

A = Relación aire combustible real

$$\eta_a = \frac{W * A}{M_{aire}}$$

$$A = \alpha * A^\circ$$

$$A = \alpha * \frac{138.8 * \varepsilon}{mf}$$

$$A = 1.13 * \frac{138.3 * 2.06}{mf}$$

Donde mf es la masa de combustible

$$mf = \sum n_i * M_i$$

n_i = numero de moles de las sustancias presentes en el combustible

M_i = Masa molar de las sustancias presentes en el combustible

$$mf = 0.97 * 16 + 0.016 * 30 + 0.014 * 44$$

$$mf = 16.61 \text{ Kg}$$

Reemplazado mf tenemos que los moles de agua en el aire son:

$$\eta_w^a = \frac{W * A}{M_{aire}} = \frac{0.019 * 19.38}{0.018} = 20.45$$

Cambio en la entalpía del vapor del agua presente en el aire atmosférico:

$$\bar{\Delta H}_w^{Tp} = 7.31 \text{ KJ (Dato sacado de Anexo 5)}$$

Por lo tanto tenemos que:

$$Q_4 = n_w^a \bar{\Delta H}_w^{Tp}$$

$$Q_4 = 20.45(7.31)$$

$$Q_4 = 149 \text{ KJ}$$

- **Calculo del calor perdido por la Combustión Incompleta del Gas Natural (Q_5).**

$$Q_5 = n_{co} \bar{q}_{co}^o$$

$$Q_5 = 20.53(283) = 5809 \text{ KJ}$$

- **Calculo del calor perdido por Radiación y Convección (Q_6).**

Se estima que este valor se encuentra alrededor del 1% del Poder Calorífico del Combustible como recomendación a partir de la experiencia de diferentes autores.

$$Q_6 = 0.01(Q_i^o) = 83000(0.01) = 830 \text{ KJ}$$

- **Calculo del calor perdido en forma no calculada (Q_7).**

Tabla 8. Proporción de Calor Perdido en formas no Calculadas

Pérdidas no determinadas	
Pérdidas	Condición
1,0 %	Combustibles líquidos y gaseosos
1,5 %	Combustibles sólidos
4 %	Generador de vapor en mal estado

Se toma un valor de 1% por correspondencia con el tipo de Combustible.

$$Q_7 = 0.01(Q_i^o) = 83000(0.01) = 830 \text{ KJ}$$

2.3.1.4 Cálculo de la Eficiencia Térmica de las Calderas. Después de haber determinado el valor total de la energía perdida en las Calderas se procede a calcular la Eficiencia Térmica de los dos equipos, para este cálculo se tiene en cuenta la cantidad de energía aprovechada de aquella que fue suministrada al equipo por el combustible (Gas Natural), en general la eficiencia por el método indirecto (Pérdidas de Energía) se define como:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i}$$

Donde el valor del Calor Útil Q_u se determina de la siguiente manera:

$$Q_u = Q_i^o - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$$

Los valores de Q_1 hasta Q_7 representan las diferentes pérdidas de energía en las calderas definidas con anterioridad, al igual que el valor de Q_i^o que corresponde al Poder Calorífico Inferior del Gas Natural.

Reemplazando cada uno de los valores tenemos:

$$Q_u = 83000KJ - 7248KJ - 1494.16KJ - 149KJ - 5809KJ - 830KJ - 830KJ$$

$$Q_u = 66640KJ$$

Finalmente obtenemos la eficiencia de la caldera,

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} = \frac{66640}{83000} = 0.8$$

Es decir la Eficiencia Térmica de la Caldera de 100 BHP es de un 80%.

De igual forma se realizó el cálculo de la Eficiencia Térmica para la Caldera de 50 BHP marca Continental, a continuación se registra este cálculo en la Tabla 9.

Tabla 9. Eficiencia Térmica de las Calderas Piro tubulares

VARIABLES	UNIDADES	CALDERA 100 BHP	CALDERA 50 BHP
Moles de Oxígeno Teórico	moles/mol Gas	2.066	2.066
Moles de Oxígeno Real	moles/mol Gas	2.335	2.2726
Moles de Aire Seco	moles	1113.8	1084.03
Moles de CO	%	1.54	1.8
Moles de CO ₂	%	6.3	6.22
Moles de O ₂	%	10.48	10.35
Moles de H ₂ O	%	15.38	18.5
Moles de N ₂	%	66.3	63.13
Poder Calorífico Inferior del Combustible	KJ/mol	83000	83000
Perdida en Humos Secos	KJ	7248	6692
Perdida por Oxidación de Hidrogeno	KJ	1494.16	1414.44
Perdida Por Humedad de Combustible	KJ	0	0
Humedad Especifica del Aire		0.019	0.019
Relación Aire Combustible	Moles/mol Gas	19.38	18.99
Moles de Agua en el Aire	moles	20.45	20.04
Perdida Humedad de Aire	KJ	149	138.71
Perdida Combustión Incompleta	KJ	5809	6639.18
Perdida Radiación y Convección	KJ	830	830
Perdidas Incalculables	KJ	830	830
Calor Útil	KJ	66640	66454.8
Eficiencia Térmica	%	0.802	0.798

Una vez calculada la eficiencia térmica en las dos calderas se puede determinar la eficiencia en la generación del vapor, este cálculo corresponde a un promedio ponderado entre los valores independientes de cada equipo.

De acuerdo a lo anterior la Eficiencia en la Generación del Vapor (η_G) esta definida por la siguiente expresión:

$$\eta_G = \frac{\eta_{C1} \times Cap_{C1} + \eta_{C2} \times Cap_{C2}}{Cap_{C1} + Cap_{C2}}$$

η_{C1} = Eficiencia Térmica de la Caldera de 100 BHP

Cap_{C1} = Capacidad de Generación Calórica de la Caldera 1 (100 BHP)

η_{C2} = Eficiencia Térmica de la Caldera de 50 BHP

Cap_{C2} = Capacidad de Generación Calórica de la Caldera 2 (50 BHP).

La capacidad ideal de Generación de Calor de cada caldera expresada en Kw fue tomada de los datos del fabricante y corresponden a:

$$Cap_{C1} = 3.347.500 \text{ BTU/hora (1.055 KJ/Btu) (1 hora/3600 seg) = 981.055 Kw}$$

$$Cap_{C2} = 1.673.750 \text{ BTU/hora (1.055 KJ/Btu) (1 hora/3600 seg) = 490.52 Kw}$$

A partir de los datos anteriores y con los valores independientes de la Eficiencia Térmica de cada caldera se tiene:

$$\eta_G = \frac{\eta_{C1} \times Cap_{C1} + \eta_{C2} \times Cap_{C2}}{Cap_{C1} + Cap_{C2}} = \frac{0.802 \times 981.055 \text{ Kw} + 0.798 \times 490.52 \text{ Kw}}{981.055 \text{ Kw} + 490.52 \text{ Kw}} = 0.8$$

Esto quiere decir que de la energía que produce el combustible solo es aprovechado el 80 % de esta, por consiguiente el calor entregado al sistema por la sección generadora de vapor (Q_G) corresponde a:

$$Q_G = (Cap_{C1} + Cap_{C2})x\eta_G$$

$$Q_G = (981.055Kw + 490.52Kw)(0.8) = 1177.266Kw$$

2.3.2 Eficiencia en las Líneas de Distribución del Vapor. En las líneas que distribuyen el Vapor Generado a los Procesos se pierde una cantidad de energía que puede expresarse como un porcentaje del total del Calor suministrado en la Generación del Sistema, para determinar este valor es necesario conocer el diámetro y la longitud de la totalidad de las tuberías empleadas, así como el tipo de aislante instalado en las líneas que transportan el vapor.

La Tabla 10 resume los datos necesarios para el cálculo de la eficiencia en las líneas de distribución se muestra a continuación, a partir de ella se va a calcular el calor transferido por la tubería aislada y aquellos tramos de tubería que se encuentran sin aislamiento.

Tabla 10. Datos de Tubería Aislada para transporte de Vapor

Nombre de la Línea	% de Aislamiento en la Línea *	Tipo de Aislante **	Ubicación ***	Longitud (m)	Diámetro Nominal (in)	Temp. de Pared °C
Línea de vapor a la Planta de Leches	98	Fibra de Vidrio	Exterior	29.6	3	166
Línea vapor Esterilizador de 10000 lts/h	100	Fibra de Vidrio	Exterior	19.86	1 1/2	165
Línea de vapor al Pasteurizador de 10000 lts/h	100	Fibra de Vidrio	Interior	19.67	2	162
Vapor al C.I.P. para recibo de Leche	100	Fibra de Vidrio	Exterior	5	2	162
	95	Fibra de Vidrio	Exterior	8.6	1	162
Línea de vapor para la Lavadora de Cestillos	96	Fibra de Vidrio	Exterior 2	56	1 1/2	156
Línea de vapor a C.I.P. de la Planta de Leches	100	Fibra de Vidrio	Exterior	4.03	1	164
Línea vapor para Empacadoras Pasteurizada	100	Fibra de Vidrio	Interior	25.95	1	162
Línea de vapor Empacadoras Ultrapasteurizada	100	Fibra de Vidrio	Interior	8.62	1	161
Línea de vapor a la Planta de Derivados - Distribuidor	100	Fibra de Vidrio	Exterior	11.47	3	165
Línea de Vapor al Pasteurizador de Yogurt de 4000 lts/h	100	Fibra de Vidrio	Interior	12.38	1 1/2	162
	100	Fibra de Vidrio	Interior	9.64	1	162
Línea de vapor a la Llenadora de líquido R-6	100	Fibra de Vidrio	Interior	21.40	1	160
Línea de Vapor a las Hiladoras de Queso	99	Fibra de Vidrio	Interior	19.45	1 1/2	158
	99		Interior	8.72	1	158
Línea de Vapor a las Tinajas Queseras	100	Fibra de Vidrio	Interior	7	1 1/2	156
	100		Interior	5.67	1	156
Línea de vapor a la Empacadora de Vacío	99	Fibra de Vidrio	Interior	500	1 1/2	155
	99			3.2	1	155
Línea de vapor al Pasteurizador de Tampico de 5000 lts/h	100	Fibra de Vidrio	Interior	15.2	1 1/2	152
	100	Fibra de Vidrio	Interior	6.92	1	151
Línea de vapor a la Marmita de Arequipe	100	Fibra de Vidrio	Interior	7.2	1 1/2	148
	100	Fibra de Vidrio		6.34	1	148
Línea de vapor al C.I.P. de la Planta de Derivados	96	Fibra de Vidrio	Exterior	10.83	1	162
Línea de Condensados de la Planta de Leches	0	Fibra de Vidrio	Interior		1	60
Líneas de Condensados de la Planta de Derivados	0	Fibra de Vidrio	Interior		1	55

* % en que se encuentra aislada la Tubería, totalmente aislada equivale al 100 y sin aislar equivale a 0.

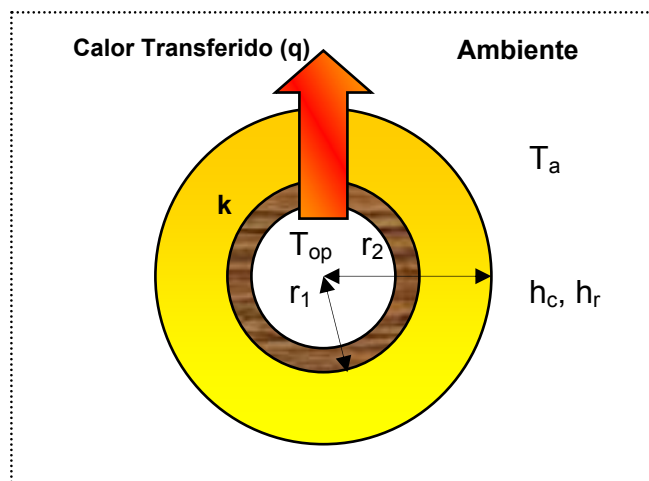
** Tipo de Aislante: No; No tiene aislante, Lana de Roca, Fibra de Vidrio, Silicato de calcio, Perlita exp.

*** Aquí se especifica si se encuentra la línea dentro de Planta (Interior), en el exterior parcialmente protegido contra el viento (Exterior) y en el exterior sin protección contra el viento (Exterior2)

2.3.2.1 Metodología para el Cálculo del Calor Transferido en las Líneas de Vapor. El procedimiento para cuantificar la totalidad del Calor perdido a través de las Líneas que transportan vapor se basa en el calculo del calor transferido al ambiente desde las tuberías, para ello se requieren los valores de las temperaturas de superficie en las tuberías aisladas y aquellos tramos que se encuentran descubiertos, el método a utilizar plantea que el sistema aislante es de tipo “homogéneo”, entendiéndose por sistema homogéneo al espesor total en una o más capas de un mismo tipo de termoaislante y se desarrolla como se describe a continuación:

La Ecuación General de Cálculo para el Calor por Unidad de Área transferido al ambiente esta definida como:

Figura 8. Flujo de Calor a través de Tubería



$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{Eeq}{k} + \frac{1}{h}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1)$$

Donde:

q = Transferencia de calor por unidad de área [W/m²] [kCal/h-m²].

T_{op} = Temperatura de operación [K] [°C].

T_a = Temperatura ambiente [K] [°C].

E = Espesor del aislante (m)

E_{eq} = Espesor equivalente de aislamiento = $r_2 \ln (r_2/r_1)$.

r_1 = Radio interno del sistema termoaislante [m].

r_2 = Radio externo del sistema termoaislante [m].

k = Conductividad térmica [W/m-K] [kCal-m/h-m²-°C].

$\frac{1}{h}$ = Resistencia térmica de la película de aire [m²-K/W] [h-m²-°C/kCal].

$$h = hr + hc$$

hr = Coeficiente de disipación de calor por radiación [W /m²-K] [kCal/h-m²-°C].

hc = Coeficiente disipación de calor por convección [W /m²-K] [kCal/h-m²-°C].

Los valores de los coeficientes de disipación de calor por radiación y convección necesarios para el cálculo de la resistencia térmica de la película de aire al exterior (1/h), para tuberías cilíndricas se calculan a continuación.

El coeficiente de transferencia de calor por convección (hc) se calcula a partir de la siguiente formula:

$$hc = (2.7241)(C)(Da^{-0.2}) \left[\frac{1.11}{(T_s + T_a - 510.44)} \right]^{0.181} \times [(1.8)(T_s - T_a)]^{0.266} \times [1 + (7.9366 \times 10^{-4} \times V)]^{0.5}$$

C = Coeficiente de forma; 1.016 para tuberías, (adimensional).

Da = Diámetro externo del sistema termoaislante

T_s = Temperatura supuesta de la superficie del termoaislante [K] [°C].

V_a = Velocidad del aire (metros/hora).

El coeficiente de transferencia de calor por Radiación (hr) se calcula con la siguiente formula:

$$hr = 0.9824 \times 10^{-8} (\varepsilon) \left[\frac{(T_a^4 - T_s^4)}{T_a - T_s} \right]$$

ε = Emisividad de la superficie aislada (adimensional).

Algunos datos y observaciones a tener en cuenta para el cálculo del calor perdido por unidad de área a través de las líneas de vapor son los siguientes:

- El Aislamiento de las líneas de vapor en Freskaleche es de Fibra de Vidrio y esta dispuesto en forma de cubierta de 2" (0.0508 m) alrededor de la tubería y forrada en lámina de aluminio lisa de referencia MA-5, cuyas características principales son: Aleación 1100, 3003, 3105 y 3125, envejecido H-14 ó H-16 de acuerdo a la Norma ASTM B209, espesor de 0.61mm, ancho de 914 mm, peso aproximado de 1.647 kg/m², con recubrimiento anticorrosivo dieléctrico integrado a base de papel kraft con película de polietileno para protección contra intemperie.
- Para calcular el área de transferencia de calor, se necesita conocer el diámetro de la tubería de las diferentes líneas de distribución del vapor desde la unidad Generadora hasta la totalidad de los equipos en cada uno de los Procesos, para esta información se tuvo en cuenta: Tubería de Acero al Carbón, Diámetro Exterior e Interior según Cedula 40.
- La Temperatura de la Superficie de los Tubos que transportan el vapor se establece según mediciones directas hechas con un Termómetro adecuado para

este tipo de Aplicación (Pistola Termografía Infrarroja que no requiere contacto directo sobre la tubería).

2.3.2.2 Cálculo de las Pérdidas de Calor en Tubería Aislada. Para el calculo de las perdidas en la totalidad de las líneas que existen en el Sistema de Vapor se va a seguir el procedimiento Se tiene una línea de vapor aislada con Fibra de Vidrio con las características que se describen en la Tabla 11.

Tabla 11. Datos de la Tubería Aislada del Ejemplo de Calculo

PARAMETRO	UNIDADES	VALOR
LONGITUD	m	0.0762
DIAMETRO NOMINAL (D_n)	Pulg	3
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	K	443
TEMPERATURA AMBIENTE	K	298
VELOCIDAD DEL AIRE	m/h	10000
EMISIVIDAD PARA EL ALUMINIO	-	0.4
ESPESOR DE AISLANTE	m	0.0504

Para hallar el calor perdido en la línea de vapor se procederá así:

Diámetro nominal de la Tubería (D_n) = 3 pulg = 0,0762 m, las dimensiones de los diámetros para este tubo (Cedula 40) son:

Tabla 12. Diámetros de Tubería del Sistema de Vapor

Tamaño nominal tubería (pulg)	Cedula 40	
	D_i^*	D_e
1"	26.645	33.401
1 1/2"	40.89	48.26
2"	52.50	60.32
3"	77.92	88.9

*Tabla de dimensiones de tuberías comerciales en (mm)

Diámetro real (D_r) = 0,0889 m = D_e

Diámetro Aislado (D_a) = $D_r + 2E = 0,0889 + (2 \times 0.0504) = 0,1897$ m

$T_{op} = 443$ K (170 °C)

$T_a = 298$ K (25 °C)

$v_a = 10.000$ m/h

$\varepsilon = 0.04$

$E = 0.0508$ m

Procedemos a aplicar la ecuación (1):

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{E_{eq}}{k} + \frac{1}{h}} \quad \text{W/m}^2 \quad (1)$$

El espesor equivalente (E_{eq}) se calcula con la siguiente ecuación:

$$E_{eq} = r_2 \ln (r_2/r_1)$$

$$r_1 = 0.0889/2 = 0,04445 \text{ m}$$

$$r_2 = r_1 + E = 0,04445 + 0,0508 = 0.09525 \text{ m}$$

Entonces:

$$E_{eq} = 0,09525 \ln (0,09525/0,04445) = 0,0725 \text{ m}$$

La conductividad térmica se determina en función de la temperatura media (T_m), este valor se calcula de manera aritmética, así:

$$T_m = \frac{T_{op} + T_s}{2} \quad (\text{K}) \quad (^\circ\text{C}) \quad (2)$$

Sin embargo, T_s (Temperatura de la superficie exterior del aislante) es desconocida, ya que es una consecuencia de la transferencia de calor que aún no conocemos, de modo que en este momento tenemos una ecuación de dos incógnitas que debemos resolver por tanteo y error.

Para empezar, suponemos una temperatura superficial que cumpla la siguiente condición:

$$T_{op} \gg T_s > T_a$$

T_{ss} = Temperatura de superficie supuesta [K] [°C]

$$T_{ss} = 306 \text{ K (33 °C)}$$

Entonces,

$$T_m = \frac{443 + 306}{2} = 374.5 \text{ K}$$

Para la determinación de la conductividad térmica del aislante (fibra de vidrio) se toma un valor de la Tabla de las propiedades térmicas de la fibra de vidrio a la temperatura media (T_m).

$$k = 0.04 \text{ W/m-K (0.0343 kCal-m/h-m}^2\text{-°C)}$$

Este valor lo aplicamos en la ecuación **(1)**

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{Eeq}{k} + \frac{1}{h}} = \frac{443 - 298}{\frac{0.0725}{0.04} + \frac{1}{h}}$$

Ahora bien, como $h = h_r + h_c$, calculamos:

$$hr = 0.9824 \times 10^{-8} (\varepsilon) \left[\frac{(T_a^4 - T_s^4)}{T_a - T_s} \right] \quad \mathbf{(3)}$$

$$hr = 0.9824(10^{-8})(0.4) \left[\frac{(298^4 - 306^4)}{298 - 306} \right] = 0.433 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$hc = (2.7241)(C)(Da^{-0.2}) \left[\frac{1.11}{(Ts + Ta - 510.44)} \right]^{0.181} \times [(1.8)(Ts - Ta)]^{0.266} \times [1 + (7.9366 \times 10^{-4} \times V)]^{0.5} \quad (4)$$

$$hc = 2.7241 \times 1.016 \times 0.1897^{-0.2} \left[\frac{1.11}{(306 + 298 - 510.44)} \right]^{0.181} \times [1.8 \times (306 - 298)]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times 10000)^{0.5}$$

$$h_c = 10.51 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$h = h_r + h_c = 0.433 + 10.51 = 10.94 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$1/h = 1/(h_r + h_c) = 0.0914 \text{ m}^2\text{-K/W}$$

A partir de estos datos el valor del Calor por unidad de área perdido es:

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{Eeq}{k} + \frac{1}{h}} = \frac{443 - 298}{\frac{0.0725}{0.04} + 0.0914} = 76.065 \text{ W/m}^2$$

$$q = 76.065 \text{ W/m}^2$$

Con el resultado de este primer tanteo procedemos a calcular la temperatura de superficie que se deriva de esta transferencia de calor empleando la ecuación:

$$T_{sc} = (Q \times 1/h) + T_a \quad (5)$$

$$T_{sc} = \text{Temperatura de superficie calculada [K] [°C]}$$

$$T_{sc} = (87.67 \times 0,0914) + 298 = 306.01 \text{ K (33.01°C)}$$

Entonces:

$$T_{sc} - T_{ss} = 306.01 - 306 = 0.01 \text{ K (°C)}$$

Como podemos observar, la diferencia entre la temperatura de superficie calculada y la supuesta es menor que 1.0, por tanto, siendo este valor el máximo aceptable, no se hace necesario hacer un nuevo tanteo. La secuencia es la siguiente:

Cuando este valor es mayor de uno bastarían cinco o diez iteraciones para que las temperaturas de superficie supuesta y calculada se igualen hasta diezmilésimas; entonces, podemos considerar que el cálculo de la transferencia de calor es correcto. Así, el comportamiento del sistema termoaislante queda definido por los siguientes valores.

$$q = 87.67 \text{ W/m}^2 \text{ (75.374 KCal/h-m}^2\text{)}$$

$$k = 0.04 \text{ W/m-K (0.0343 kCal-m/h-m}^2\text{-}^\circ\text{C)}$$

$$T_s = 306 \text{ K (33}^\circ\text{C)}$$

Este cálculo de transferencia de calor se realizó para diferentes diámetros de tubería y para el total de las líneas que transportan vapor en la Planta, los valores fueron resumidos en Tabla 13, las siguientes variables se mantienen constantes en las operaciones:

$$T_{op} = 443 \text{ K (170 }^\circ\text{C)}$$

$$T_a = 298 \text{ K (25 }^\circ\text{C)}$$

$$v_a = 10.000 \text{ m/h}$$

$$\varepsilon = 0.4$$

$$E = 0,0508 \text{ m}$$

$$K = 0.04 \text{ W/m-K}$$

Tabla 13. Calor por Unidad de Área Perdido en Distintos Diámetros de Tubería Aislada

Diámetro Nominal (in)	Diámetro Da (m)	Temp. Superficie Supuesta Tss (K)	Coef. hr (m ² -K/W)	Coef. hc (m ² -K/W)	Coeficiente Global hc + hr (m ² -K/W)	Resistencia Térmica 1/h = 1/(hc+hr)	Temp. Media Tm (K)	Espesor equivalente Eeq (m)	Calor Perdido q (W/m ²)	Temp. de Superficie Calculada Tsc (K)	Diferencia de Temp. de Superficie Tss-Tsc (K)
1"	0.1342	304.6	0.429	10.5	10.929	0.091	373.8	0.09428	59.221	304.5	0.1
1 1/2"	0.1490	305.2	0.4312	10.74	11.17	0.0895	374.1	0.0849	65.549	305	0.2
2"	0.1611	305.8	0.4325	10.79	11.92	0.089	374.4	0.07994	69.629	305.3	0.5
3"	0.1897	306	0.433	10.51	10.94	0.0914	374.5	0.07259	76.065	306.01	0.01

El valor del Calor neto perdido en las líneas aisladas que transportan vapor se calcula de la siguiente manera:

$$Q_A = (q)(A) \quad W$$

A = área de transferencia de Calor total de la línea de vapor (m²)

$$A = (\pi)(Da)(L) \quad m^2$$

L = Longitud total de la línea que transporta vapor (m)

El resumen del calor total perdido en las líneas de vapor del sistema de Freskaleche se muestra a continuación en la Tabla 14.

Tabla 14. Calor Total Perdido en Tubería Aislada

Línea de Transporte de Vapor	Diámetro Nominal (in)	Calor Perdido (W/m ²)	Diámetro Aislado Da (m)	Longitud Tubería (m)	Área de Transferencia de Calor (m ²)	Calor Neto Perdido Q(W)
Línea de vapor a la Planta de Leches	3	76.0654	0.1897	29.6	17.64	1341.829
Línea vapor Esterilizador de 10000 lts/h	1 1/2	65.548	0.1419	19.86	8.85	580.3259
Línea de vapor al Pasteurizador de 10000 lts/h	2	69.6289	0.1611	19.67	9.95	693.1709
Vapor al C.I.P. para recibo de Leche	2	69.6289	0.1611	5	2.53	176.2
	1	59.2213	0.1342	8.6	3.62	214.7236
Línea de vapor para la Lavadora de Cestillos	1 1/2	65.548	0.1419	56	24.96	1636.367
Línea de vapor a C.I.P. de la Planta de Leches	1	59.2213	0.1342	4.03	1.69	100.6205
Línea de vapor para las Empacadoras de Pasteurizada	1	59.2213	0.1342	25.95	10.94	647.916
Línea de vapor para las Empacadoras de Ultrapasteurizada	1	59.2213	0.1342	8.62	3.63	215.223
Línea de vapor a la Planta de Derivados - Distribuidor	3	76.0654	0.1897	11.47	6.83	519.9586
Línea de Vapor al Pasteurizador de Yogurt de 4000 lts/h	1 1/2	65.548	0.1419	12.38	5.51	361.754
	1	59.2213	0.1342	9.64	4.06	240.6902
Línea de vapor a la Llenadora de líquido R-6	1	59.2213	0.1342	21.4	9.02	534.3122
Línea de Vapor a las Hiladoras de Queso	1 1/2	65.548	0.1419	19.45	8.67	568.3454
	1	59.2213	0.1342	8.72	3.67	217.7197
Línea de Vapor a las Tinas Queseras	1 1/2	65.548	0.1419	7	3.12	204.5459
	1	59.2213	0.1342	5.67	2.39	141.5678
Línea de vapor a la Empacadora de Vacío	1 1/2	65.548	0.1419	500	222.89	14610.42
	1	59.2213	0.1342	3.2	1.34	79.89716
Línea de vapor al Pasteurizador de Tampico de 5000 lts/h	1 1/2	65.548	0.1419	15.2	6.77	444.1568
	1	59.2213	0.1342	6.92	2.91	172.7776
Línea de vapor a la Marmita de Arequipe	1 1/2	65.548	0.1419	7.2	3.20	210.3901
	1	59.2213	0.1342	6.34	2.67	158.2962
Línea de vapor al C.I.P. de Planta Derivados	1	59.2213	0.1342	10.83	4.56	270.4019
Línea de Condensados de la Planta de Leches	1	59.2213	0.1342			0
Líneas Condensados de Planta de Derivados	1	59.2213	0.1342			0
TOTAL DE CALOR PERDIDO (TUBERIA AISLADA)						24341.61

2.3.2.3 Cálculo de las Pérdidas de Calor en Tubería sin Aislar. Para el cálculo de esta pérdida de calor entre la superficie de la tubería y el medio ambiente se deben considerar los factores de transferencia de calor por Radiación y Convección libre por no tener un fluido forzado en su alrededor, solamente el aire circundante, este cálculo se realiza igual que ejemplo anterior pero para este cambian las siguientes variables:

E = Espesor de la tubería del acero al carbono (Dext-Dint)

r_1 = Radio interno de la tubería de acero al carbono (m)

r_2 = Radio externo de la tubería de acero al carbono (m)

k = Conductividad térmica de acero al carbono 56.57 [W/m-K]

T_{op} = 443 K

T_a = 299 K

Donde el calor perdido por unidad de área para los tramos de tubería sin aislar dentro del sistema de transporte de vapor corresponde a:

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{E}{k} + \frac{1}{h}}$$

A partir de esta ecuación se calcula la pérdida de calor en cada uno de los tramos de tubería sin aislar encontrados en el sistema de vapor de la Planta.

Para determinar el calor neto que se pierde en los tramos de tubería sin aislar se procede de forma similar al cálculo para la tubería recubierta:

$$Q_s = (q)(A) \quad W$$

Q_s = Calor Perdido en Tubería sin Aislar (W)

A = área de transferencia de Calor total de la línea de vapor (m²)

$$A = (\pi)(De)(L) \quad m^2$$

L = Longitud total de la línea que transporta vapor (m)

El resumen del calor total perdido en los tramos de tubería sin aislar de las líneas de vapor del sistema de Freskaleche se muestra a continuación en la Tabla 15 y la Tabla 16.

Tabla 15. Calor por Unidad de Área Perdido en Distintos Diámetros de Tubería sin Aislar

Diámetro Nominal (in)	Diámetro De (m)	Temp. Superficie Supuesta T _{ss} (K)	Coef. hr (m ² -K/W)	Coef. hc (m ² -K/W)	Coef. Global hc + hr (m ² -K/W)	Resistencia Térmica 1/h = 1/(hc+hr)	Conduct Térmica K (W/m-K)	Calor Perdido q (W/m ²)	Temp. de Superficie Calculada T _{sc} (K)	Diferencia de Temp. de Superficie T _{ss} -T _{sc} (K)
1"	0.033	440.5	0.83	0.83	28.07	0.0356	56.57	3826,74	439.6	0.9
1 1/2"	0.048	440.8	0.83	0.83	26.2	0.0381	56.57	3571,98	440.7	0.1
2"	0.060	440.5	0.82	0.82	24.2	0.04	56.57	3727	440.8	0.3
3"	0.088	440	0.818	0.818	23.198	0.043	56.57	4000,91	440.5	0.5

Tabla 16. Calor Total Perdido en Tubería sin Aislar

Línea de Transporte de Vapor	Diámetro Nominal Tubería (in)	Calor por unidad de área (W/Mm.)	Diámetro Externo sin aislar (m)	Longitud Tubería (m)	Área de Transferencia de Calor sin aislar (m ²)	Calor Neto Perdido sin aislar Q(W)
Línea de vapor a la Planta de Leches	3	3826,74	0,0889	2	0.558	2135.32
Vapor al C.I.P. para recibo de Leche	2	3571,98	0,06032	6	1.137	4061.34
Línea de vapor para la Lavadora de Cestillos	1 1/2	3727	0,0482	10	1.514	5642.678
Línea de vapor al C.I.P. de la Planta de Derivados	1	4000,91	0,0334	5	0.5246	2099.06
TOTAL DE CALOR PERDIDO (TUBERIA SIN AISLAR)						13938.4

2.3.2.4 Cálculo de la Eficiencia en las Líneas de Distribución de Vapor. La Eficiencia de las líneas que suministran el vapor ($\eta_{línea}$) a todos los equipos que lo requieren en la Planta se obtiene en base a la cantidad neta de calor perdido a través de la tubería aislada y en aquellos tramos desnudos donde la cantidad de

calor perdida por unidad de área es mayor, se establece entonces la siguiente fórmula para este calculo:

$$\eta_{linea} = \frac{Q_G - Q_{PL}}{Q_G}$$

Q_{PL} = Calor Neto Perdido a través de las líneas de suministro de Vapor (Kw)

Q_G = Calor Generado en las Calderas (Kw)

Para calcular el total de las Perdidas representadas en Calor (Q_{PL}) en las líneas de distribución del Vapor, se determino la cantidad de calor perdido a través la tubería aislada y en los tramos de tubería sin aislar que fueron encontrados, el valor de este calor perdido corresponde a:

$$Q_{PL} = Q_A + Q_S$$

Q_A = Calor perdido a través de la tubería aislada

Q_S = Calor perdido a través de la tubería sin aislar

$$Q_{PL} = 24.34Kw + 13.938Kw = 38.27Kw$$

Por lo tanto y teniendo en cuenta que la cantidad de Calor Generado en las Calderas fue determinado previamente se tiene:

$$\eta_{linea} = \frac{Q_G - Q_{PL}}{Q_G} = \frac{1177.26 - 38.27}{1177.26} = 0.9674$$

Es decir que las perdidas de calor de las líneas de transporte de vapor equivalen al 3.7% del vapor generado.

2.3.3 Eficiencia de las Trampas de Vapor. La trampa para vapor es un enlace entre los sistemas de vapor y de condensados, la operación incorrecta del sistema de vapor se puede deber a fallas en las trampas para vapor y viceversa, ya que si se derivan las trampas éstas no llevarán a cabo su función. A veces las trampas son derivadas cuando no están funcionando correctamente, debido a la falta de aportación de calor al proceso o debido al corte del flujo de vapor por obstrucción de la tubería.

Un indicador claro de la mala operación en el sistema de vapor, se tiene cuando dentro de la línea de distribución existe exceso de condensado o un vapor de “baja calidad”, es decir, con cierta humedad o en ocasiones ácido.

Otro indicador de un mal funcionamiento del sistema de distribución es el desgaste y daño interno derivados de la propia operación, así como, los golpes de ariete, lo cuales se presentan comúnmente bajo estas circunstancias y pueden afectar al proceso productivo.

En resumen se puede decir que las trampas fallan por: desgaste, suciedad, corrosión por condensado ácido, golpe de ariete

- Diversas Fallas en las Trampas de Vapor. Hay tres tipos de fallas frecuentes que han sido encontradas en las trampas para vapor:

- **Falla de posición cerrada:** Es notable por el pobre comportamiento del equipo debido a inundaciones con condensado. Esta clase de falla pasa desapercibida en las tuberías de vapor.
- **Falla en la posición abierta:** Causa pérdidas de vapor vivo, las trampas frecuentemente descargan a un sistema de retorno de condensados y el vapor vivo que sale por el tanque de condensado puede indicar problemas, no obstante es difícil localizar la trampa defectuosa.

- Operación deficiente: Es la falla más común, y también la más difícil de identificar y localizar; resultando en una pérdida de vapor. Puede ser causada por numerosas razones específicas a cada tipo de trampa y los ejemplos son excesivamente repetitivos, cierre incompleto de válvulas, cierre lento en presencia del vapor, etc.

- Recomendaciones para determinar la Eficiencia de las Trampas de Vapor.

Las trampas descargando a la atmósfera presentan facilidad y seguridad para verificar su operación. Aún para una persona no familiarizada con ellas, es fácil observar la descarga de la trampa y decidir en todo caso si trabaja correctamente.

1. Las trampas que descargan en forma continua o intermitente son particularmente fáciles de verificar; cuando la trampa está cerrada, únicamente una pequeña neblina debe ser visible y ésta es causada por la evaporación de pequeñas gotas que salen por la conexión de salida. Cuando la trampa está descargando normalmente habrá una cantidad de vapor producido por la vaporización instantánea, que sale junto con el condensado y no debe ser confundido con vapor vivo. (FUGAS)

2. Las trampas de flotador, bimetálicas y algunas de presión balanceada con elementos de acero inoxidable, en muchos casos darán una descarga continua. Con estos tipos de trampas es más difícil decidir si trabajan correctamente; sin embargo, si hay una zona en la descarga de la tubería con una neblina azulosa, esto será una indicación de que por la trampa está pasando vapor vivo.

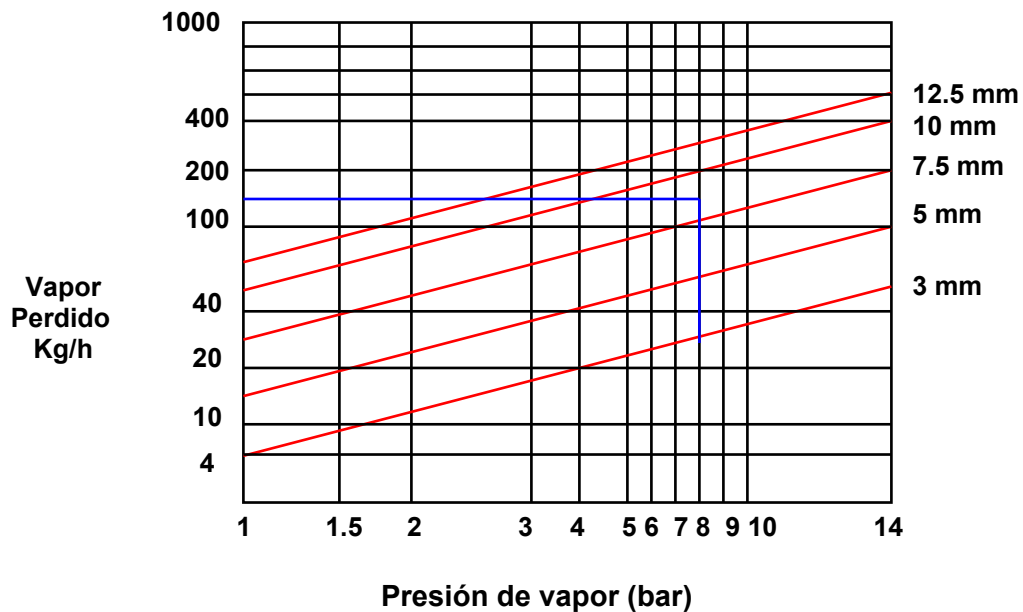
3. Por otra parte, el operador con experiencia notará el cambio en el ruido de una válvula operando correctamente (sonido regularmente intermitente y de cierta intensidad) y de otra con operación defectuosa (con poco o ningún ruido, además de que éste se presenta de forma continua).

- **Pérdida de Vapor por Orificios en Trampas.** Una manera recomendada para determinar las Pérdidas en las Trampas (Datos extraídos del Fabricante de Trampas de Vapor Spyrax Sarco) que presentan fugas de vapor por orificios existentes en su estructura es utilizando la Grafica 4 para cuantificar la masa de vapor (Kg/h) que se pierde a través de ellos.

Una vez se tiene identificado el orificio por donde se fuga el vapor se procede a realizar una medición directa de su diámetro, además se debe conocer la Presión del vapor que maneja la línea donde se encuentra instalada la trampa.

Se ingresa a la grafica con el valor de la Presión y se hace coincidir con la línea que muestra el Diámetro del orificio en la parte derecha, se continua en forma horizontal hasta encontrar la cantidad de vapor perdido en la escala de la izquierda.

Figura 9. Curva para Calcular el Vapor Perdido por Orificios en Trampas de Vapor



La Tabla 17 resume la cantidad de trampas encontradas en el sistema de vapor de Freskaleche, además se hace una descripción detallada del tipo y la ubicación de la Trampa de Vapor utilizada, también se hace un análisis de la eficiencia del sistema de trapeo a partir de la evaluación individual del estado en el cual se encontró cada trampa, procedimiento efectuado con base en las recomendaciones expuestas anteriormente.

Tabla 17. Cuadro Resumen de la Eficiencia del Sistema de Trapeo

TRAMPA	UBICACION	TIPO DE TRAMPA	ESTADO	\varnothing_o (mm)	TIPO DE FALLA	VAPOR Kg/h	EFICIENCIA
TD42 3/4"	Marmita Arequipe	Termodinámica	Buena	0	Ruido		0.99
TD52 1/2"	Línea Principal Planta de Leche	Termodinámica	Buena	0	Vapor Vivo		0.99
TD52 1/2"	Empacadoras De leche	Termodinámica	Buena	0	Goteo		0.99
FT 150 3/4"	Yogurt	Flotador Termostatica	Mala	3	Fuga	30	0.98
B1H 3/4"	Distribuidor Planta de Derivados	Balde Invertido	Mala	3	Fuga	35	0.98
TD52 1/2"	Esterilizador de Leche	Termodinámica	Excelente	0			1
FT 150 3/4"	Pasteurizador de Leche	Flotador Termostatica	Buena	0	Goteo		0.99
EFICIENCIA DEL TRAMPEO							0.92

\varnothing_o = Diámetro del Orificio de la Fuga que Presenta la Trampa

2.3.4 Eficiencia del Sistema de Vapor. Finalmente se puede conocer en forma clara cual es la eficiencia del Sistema de Vapor después de haber cuantificado la cantidad total de energía perdida en la Generación y la Distribución del vapor en la Planta, este valor es muy importante en la evaluación del rendimiento del sistema

ya que por medio de este se conoce el valor de la Energía realmente útil para el desarrollo de la totalidad de los Procesos que requieren del suministro de vapor en Freskaleche, para determinar esta eficiencia se plantea la siguiente ecuación:

$$\eta_{SV} = \eta_D(\eta_G)$$

η_{SV} = Eficiencia del Sistema de Vapor de Freskaleche

η_G = Eficiencia en la Generación del Vapor

η_D = Eficiencia en la Distribución del Vapor

La eficiencia en la distribución (η_D) del vapor permite determinar a cuanto ascienden las pérdidas de energía en las líneas y trampas de vapor de la Planta, este valor corresponde a un porcentaje de la energía generada en las calderas y se va a calcular con base en la siguiente formula:

$$\eta_D = \eta_{lineas} \times \eta_{trampas}$$

η_{lineas} = Eficiencia en las Líneas de Distribución de Vapor

$\eta_{trampas}$ = Eficiencia de las Trampas de Vapor

$$\eta_D = 0.967(0.92) = 0.89$$

Esto quiere decir que las Perdidas Totales de Calor en la Distribución del Vapor de Sistema equivalen a un 11.5% del calor Generado en las Calderas.

Finalmente tenemos que la eficiencia del sistema de vapor es:

$$\eta_{SV} = 0.8(0.89) = 0.712$$

Es decir se pierde el 28.79% del Calor suministrado por el combustible al Sistema.

2.4 INDICE DE CONSUMO ENERGETICO EN LA PRODUCCION

Uno de los Principales valores a calcular en este análisis energético es el del Índice de Consumo Energético en la Producción ya que por medio de este es posible determinar si el Balance entre la energía disponible aportada por el vapor es suficiente para cumplir con los requisitos de energía demandada por los Procesos de la empresa, es decir, que finalmente se puede hacer un análisis de la capacidad instalada del sistema de vapor con la cual cuenta la Planta y a partir de las diferentes conclusiones extraídas, generar un Plan de Sugerencias para mejorar el sistema actual en búsqueda de la optimización en el uso del vapor dentro de la empresa.

El Índice de Consumo Energético en la Producción (I_C), teniendo en cuenta el balance de energía mencionado anteriormente se puede expresar como:

$$I_C = \frac{Q_P}{Q_{UTIL}}$$

Q_P = Energía Requerida por los Procesos

Q_{UTIL} = Energía Útil del Sistema de Vapor

La Energía Requerida por los Procesos fue evaluada previamente en la Sección 2.2, donde se realizó un Balance Energético de la totalidad de los Procesos de la Planta, el valor a utilizar en el cálculo del Índice de Consumo corresponde a la cantidad máxima de Energía, la cual se presenta cuando se encuentran en operación todos los equipos que consumen vapor en forma simultánea.

$$Q_P = 1713.23 \text{ Kw}$$

La Energía Útil representa la cantidad de Calor disponible para realizar todos los Tratamientos térmicos de la Planta que involucran el suministro de vapor a los

diferentes equipos de intercambio de calor, se define como el porcentaje aprovechado de la energía suministrada al sistema por medio del combustible, para calcular su valor fue necesario conocer primero la eficiencia del sistema de vapor.

De esta manera el calor útil que esta disponible para la realización de la totalidad de los procesos de tratamiento térmico utilizando vapor de Freskaleche es entonces:

$$Q_{UTIL} = (Cap_{C1} + Cap_{C2})(\eta_{SV})$$

Los valores de Cap_{C1} y Cap_{C2} corresponden a la Capacidad de Generación Calorífica de las Calderas instaladas en la Unidad Generadora de Vapor de la Planta, estos valores fueron determinados previamente, a partir de ellos se obtiene como valor de Energía Útil:

$$Q_{UTIL} = (981.055 + 490.52)(0.712) = 1047.10 \text{ Kw}$$

Luego de conocer el valor de la Energía Útil y la Energía Requerida por los Procesos de obtiene el siguiente Índice de Consumo Energético para la Planta:

$$I_C = \frac{Q_P}{Q_{UTIL}} = \frac{1713.23 \text{ Kw}}{1047.1 \text{ Kw}} = 1.636$$

Esto quiere decir que la cantidad de Energía Útil que se tiene disponible del Sistema de Vapor no es suficiente para cubrir la cantidad de energía requerida si la totalidad de los Procesos de la Planta son desarrollados en forma simultanea, con base en este análisis se establece el siguiente Plan de Sugerencias para mejorar las condiciones operativas del sistema y buscar que la cantidad de vapor disponible sea utilizada de la forma mas organizada posible con el objetivo de darle un uso racional y adecuado a la energía con la cual cuenta la empresa.

3. PLAN DE SUGERENCIAS PARA MEJORAR EL SISTEMA DE VAPOR

- 1.** Programar adecuadamente la ejecución de los diferentes Procesos Productivos con el fin de obtener un alto Rendimiento en la Utilización del vapor y alcanzar de esta manera los niveles de Presión y Temperatura requeridos en los Procesos de la Planta, evitando las perdidas de materia prima y energía empleada ya que al parar un proceso en este tipo de Plantas (Tipo Alimenticio) es necesario realizar una limpieza completa de los equipos y en la mayoría de los casos no se puede reanudar con los mismos insumos mezclados durante la etapa detenida del Proceso.
- 2.** Ya que la empresa tiene proyectado realizar un incremento de los equipos que consumen vapor hasta mas o menos un 20% en los próximos dos años según infamación obtenida por Directivos de Producción, se debe Planear la adquisición de una Caldera con la Capacidad de Generación de Vapor suficiente para suplir los requisitos de suministro del mismo, de acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis energético de la unidad Generadora Actual, para este caso con un equipo de 150 BHP es suficiente, sin embargo, instalando una Caldera de 200 BHP se garantiza una disponibilidad de vapor incrementada en un 50% del consumo total actual de la Planta.
- 3.** La situación actual de las líneas de suministro del Vapor hacia los procesos tiene como desventaja la cantidad de puntos de extracción por medio de mangueras, debido a la apertura sin control de las mismas, esto genera en forma directa caídas de Presión en las líneas Principales de suministro, deben eliminarse los Puntos ubicados en el área de Yogurt y en el Área de Pasterización de Leche.

4. En los fines de semana que son de baja Producción y por ende de bajo consumo de vapor se debe tener cuidado con la ausencia de retorno de condensado, en cuyo caso si el operario de la caldera no tiene presente el nivel mínimo de condensado en los tanques tendrá que alimentar el sistema con agua a temperatura ambiente (27 °C) y menores lo cual causa efectos negativos en los elementos internos de las Calderas cuando se presentan Choques Térmicos, durante el periodo de observación (Agosto – Noviembre de 2005) de la Caldera de 100 BHP se presentaron dificultades por este tipo de fenómeno.

5. Tener en cuenta que el tiempo empleado por la Caldera Continental de 50 BHP para alcanzar una Presión de operación de 128 Psig es en promedio de 40 minutos, lo cual debe considerarse cuando esta enciende de acuerdo a la señal recibida por Baja Presión en la Caldera Principal, es decir, regular el consumo de vapor en alguno de los procesos ejecutados durante la caída de Presión y así no afectar las condiciones de Temperatura (Presión) en todos los procesos que simultáneamente están consumiendo vapor.

6. La cantidad de Trampas de Vapor instaladas en la totalidad de las líneas de suministro de vapor para esta Planta no es suficiente, esto se evidencia en la cantidad excesiva de condensado en las pruebas de calidad de vapor efectuadas en las diferentes líneas de vapor hacia los equipos, además del estado actual de las mismas, las cuales presentan fallas en su operación, es decir, se deben realizar labores de mantenimiento de las trampas existentes y la instalación trampas de vapor en los siguientes puntos:

- Línea de Suministro de vapor a la Lavadora de Cestillos (Canastas Plásticas) que tiene una longitud de 150 metros sin este tipo de elemento
- Reemplazar una Trampa de vapor Termodinámica en la línea de suministro a la Camisa de la Marmita de Arequipe que no funciona actualmente

- Ubicar una Trampa de Vapor de Tipo Flotador (Termostatica) en la línea de extracción de vapor del Distribuidor Principal de la Planta de Productos Derivados hacia los tanques de condensado (Usado para el Calentamiento del agua de alimentación cuando es necesario) ya que no existe y se pierde una cantidad de vapor excesiva cuando se abre la válvula de paso.

- Ubicar una trampa de Vapor en la línea que suministra este fluido al Esterilizador y el Sistema de Lavado de los Equipos de la Planta de tratamiento de Leche C.I.P (Clean in Place), debido a que la cantidad de condensado afecta los rangos de temperatura necesarios en este tipo de Procesos.

7. Aislar los tramos de tubería que se encuentran descubiertos actualmente y que corresponden a las siguientes zonas:

- Tramo de 6 metros de Tubería de 1" para el suministro de vapor al sistema de lavado C.I.P (Clean in Place) de los Carrotanques en la Zona de Recibo de leche.
- Tramo de 2 metros de Tubería de 3" que suministra vapor a la Planta de Tratamientos térmicos de la leche.
- Tramo de 10 metros de Tubería de 1" que suministra vapor a la Lavadora de Cestillos (Canastas Plásticas)
- Tramo de 5 metros de Tubería de 1" que suministra vapor al sistema de lavado C.I.P (Clean in Place) de los equipos de la Planta de Productos Derivados

8. Reemplazar los tanques de almacenamiento de condensado ya que presentan exceso de fugas por corrosión del material en el cual están fabricados y los parches soldados que han sido colocados son numerosos haciendo difícil el control de la presión interna de los mismos y generando un riesgo potencial de quemaduras con agua caliente del operario de las Calderas.

4. ANALISIS ENERGETICO DEL SISTEMA DE PRODUCCION DE AGUA FRIA DE FRESKALECHE S.A.

La utilización de agua fría en etapas de enfriamiento en diferentes Procesos industriales permite usar un fluido relativamente fácil de reponer; además de la reducción de tamaño de los sistemas de generación de frío ya que el agua fría es la encargada del intercambio de calor indirecto en los equipos del proceso.

Por la misma naturaleza del agua se disminuye el riesgo de contaminación o peligro para la salud humana por fugas de este medio de enfriamiento en áreas de contacto directo con las personas y el producto.

En la planta de la empresa Freskaleche se utiliza este fluido para las etapas de enfriamiento en diversos Intercambiadores de calor en los diferentes procesos productivos, para ello se cuenta con una Sección para la Producción de Agua Fría representada por un Sistema de Refrigeración Industrial que opera en función de dos Bancos de Hielo que almacenan alrededor de 108 m³ de agua fría, sin embargo, se presentan algunos problemas en el sistema como los siguientes:

- Retardos en la producción global por fallas en los sistemas de enfriamiento en los diferentes tratamientos térmicos de la leche ya que la temperatura del producto se eleva por encima de los parámetros ideales del proceso.
- Desconocimiento del nivel de consumo Global de Agua Fría del Sistema, por lo cual no se sabe si es factible o no aumentar la cantidad de equipos de intercambio de calor existentes en el Proceso de enfriamiento de la leche cruda proveniente de los diferentes centros de Acopio ubicados en diferentes departamentos del País.

- La Temperatura de enfriamiento de la leche Ultrapasteurizada varia con frecuencia dependiendo de la cantidad de Procesos de este tipo que se estén desarrollando en forma simultanea, es decir, en algunos horarios de la Producción del Área de tratamiento térmico de la leche, donde el consumo de agua Fría es máximo, las condiciones en la Temperatura en uno de los Bancos de Hielo (Almacenamiento de Agua Fría) se incrementa por encima de los 2 °C lo cual no garantiza una disponibilidad de agua fría a las condiciones adecuadas para el enfriamiento en esta sección de la empresa.

Con el fin de conocer algunas de las razones a estos inconvenientes y plantear un adecuado plan de sugerencias para mejorar las condiciones operativas en la producción del Agua Fría, se va a determinar la Capacidad Real del sistema de refrigeración, así como el índice de consumo energético en la Producción.

Este Índice de consumo energético se va a calcular con base en un Balance entre las Cargas Energéticas totales que se generan y la capacidad de refrigeración instalada en la Planta, para ello se desarrollan las siguientes etapas:

4.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA

4.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA SEGÚN LOS PROCESOS

4.3 CAPACIDAD INSTALADA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA

4.3 INDICE DE CONSUMO ENERGÉTICO EN LA PRODUCCIÓN

Una vez concluidas las etapas planteadas, se procede a realizar un Plan de Sugerencias para mejorar en aquellos puntos o condiciones de operación que pueden hacer más óptima la Producción del Agua Fría dentro de la Planta.

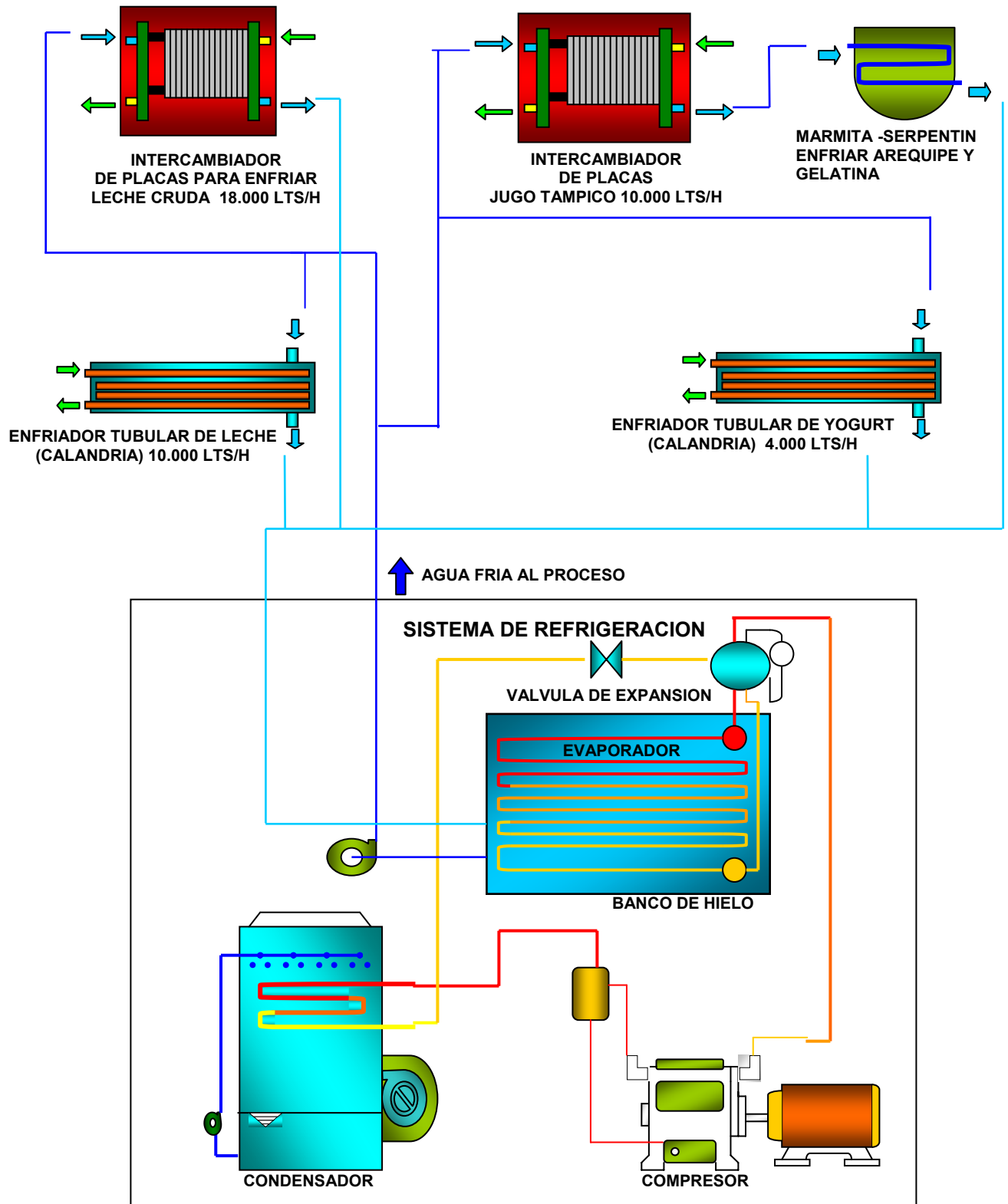
4.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA

El Sistema de Refrigeración para la Producción de Agua Fría instalado en FRESKALECHE S.A. es de tipo compresión de Vapor, este sistema emplea como refrigerante el Amoniaco (R 717 – NH₃) y esta destinado a la producción de Agua Fría (0° C - 2° C) por medio del fenómeno de acumulación Térmica o Termo acumulación, el cual esta regido además de los parámetros del sistema de de Refrigeración como tal, por el tiempo que se maneja para la recuperación de las condiciones de Temperatura y los flujos de agua hacia y desde los procesos (Retorno a los Bancos de Hielo), esta agua helada es el fluido necesario para los diferentes procesos de intercambio de calor (enfriamiento) en la elaboración de los productos de la empresa; el Sistema cuenta con dos Evaporadores Inundados instalados en Paralelo y con Válvulas de Expansión Independientes para cada Evaporador (Banco de Hielo), un esquema básico del Sistema instalado en Freskaleche se muestra mas adelante.

El Evaporador inmerso dentro de un tanque que tiene un volumen considerable de almacenamiento de un fluido a enfriar por medio de un refrigerante que fluye a través de un Serpentín (Tubería Doblada con gran área de contacto) en el cual el refrigerante entra en forma líquida y sale en forma de vapor es lo que se conoce como Banco de Hielo, este proceso de almacenamiento de agua helada se denomina Termo-acumulación o Acumulación Térmica, esta agua helada se emplea para los diferentes procesos de Intercambio de calor en una Planta o Industria.

Un esquema General del Sistema de Producción de Agua Fría de la Planta se muestra a continuación en la Figura 6, la cual incluye una descripción básica de los equipos de Intercambio de Calor que requieren del suministro de Agua Fría en la empresa.

Figura 10. Esquema del Sistema de Producción de Agua Fría Tipo Banco de Hielo



Los equipos que componen el Sistema de Producción de agua fría se dividen en: Componentes del Sistema de Refrigeración propiamente dicho, equipos auxiliares al anterior y aquellos equipos que cumplen funciones principales como la distribución o almacenamiento del agua fría y otros que cumplen funciones secundarias de enfriamiento o agitado de la misma, de acuerdo a esto se hace una descripción de cada uno de ellos en las Tablas 18, 19 y 20 :

Tabla 18. Equipos del Sistema de Refrigeración

EQUIPO		PARAMETROS	VALOR	UNIDADES
COMPRESORES	COMPRESOR RECIPROCANTE MYCOM 1	MODELO	N6WA	-
		SERIE	612291	-
		CAPACIDAD	53	TR
		NIVEL DE OPERACIÓN	100-66-33	%
		DESPLAZAMIENTO	165	CFM
		MOTOR ELECTRICO	50	HP
		Voltaje	230/460	V
		Velocidad Motor	1755	RPM
	COMPRESOR RECIPROCANTE MYCOM 2	MODELO	N4WA	-
		SERIE	410334	-
		CAPACIDAD	36	TR
		NIVEL DE OPERACIÓN	100-66-33	%
		DESPLAZAMIENTO	110	CFM
		MOTOR ELECTRICO	30	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	1760	RPM
	COMPRESOR RECIPROCANTE MYCOM 3	MODELO	N4WA	-
		SERIE	410334	-
		CAPACIDAD	36	TR
		NIVEL DE OPERACIÓN	100-66-33	%
		DESPLAZAMIENTO	110	CFM
MOTOR ELECTRICO		30	HP	
Voltaje		220/440	V	
Velocidad Motor		1760	RPM	
CONDENSADORES EVAPORATIVOS	CONDENSADOR 1	CAPACIDAD	300	KW
		TIPO	EVAPORATIVO	-
	CONDENSADOR 1	CAPACIDAD	250	KW
		TIPO	EVAPORATIVO	-
	CONDENSADOR 1	CAPACIDAD	250	KW
		TIPO	EVAPORATIVO	-

VALVULAS DE EXPANSION	VALVULA DE EXPANSION HANSEN TECHNOLOGIES	MODELO	HS8	-
		TIPO	ELECTROVALVULA	-
		CAPACIDAD	35	TR
		FACTOR DE FLUJO	2.9	-
	VALVULA DE EXPANSION HANSEN TECHNOLOGIES	MODELO	HS8	-
		TIPO	ELECTROVALVULA	-
		CAPACIDAD	35	TR
		FACTOR DE FLUJO	2.9	-
EVAPORADORES	EVAPORADOR 1	CAPACIDAD	46.5	TR
		TIPO	INUNDADO	-
	EVAPORADOR 2	CAPACIDAD	46.5	TR
		TIPO	INUNDADO	-

Los equipos que pertenecen al Sistema de Refrigeración de la Planta y que no están incluidos en el listado Principal de la Tabla 18, el cual solamente incluye los elementos básicos de un sistema de refrigeración convencional por compresión de vapor, se muestran a continuación en la Tabla 19.

Tabla 19. Equipos Auxiliares del Sistema de Refrigeración

EQUIPO		PARAMETROS	VALOR	UNIDADES
TANQUES DE RECEPCION DE AMONIACO	TANQUE 1	CAPACIDAD	600	LITROS
		Diámetro	0.6	m
		Longitud	3	m
	TANQUE 2	CAPACIDAD	600	LITROS
		Diámetro	0.6	m
		Longitud	3	m
TANQUES SEPARADORES LIQUIDO – VAPOR AMONIACO	TANQUE SEPARADOR BANCO DE HIELO 1	CAPACIDAD	300	m
		Diámetro	0.8	m
		Longitud	2.5	m
	TANQUE SEPARADOR BANCO DE HIELO 2	CAPACIDAD	300	m
		Diámetro	0.8	m
		Longitud	2.5	m
BOMBAS PARA ENFRIAMIENTO DE COMPRESORES	BOMBA COMPRESOR 1	CAUDAL	15	GPM
		PRESION	40	PSIG
		MOTOR	1.5	HP
	BOMBA COMPRESOR 2	CAUDAL	10	GPM
		PRESION	40	PSIG
		MOTOR	1	HP
	BOMBA COMPRESOR 3	CAUDAL	10	GPM
		PRESION	40	PSIG
		MOTOR	1	HP

AGITADORES DE AGUA	AGITADOR BANCO DE HIELO 1	MOTOR	2	HP
	AGITADOR BANCO DE HIELO 2	MOTOR	2	HP

Además de los Equipos que componen el Sistema de Refrigeración, se cuenta con otro tipo de componentes que son necesarios para el almacenamiento y la Distribución del Agua Fría desde su producción hasta cada uno de los Equipos encargados del Intercambio de calor en los diferentes procesos de la Planta, los cuales son mostrados en la Tabla 20.

Tabla 20. Equipos Auxiliares del Sistema de Producción de Agua Fría

EQUIPO		PARAMETROS	VALOR	UNIDADES
TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE AGUA	TANQUE O BANCO DE HIELO 1	CAPACIDAD	60	m3
		DIMENSIONES	7.75x2.5x3.15	m
	TANQUE O BANCO DE HIELO 2	CAPACIDAD	48	m3
		DIMENSIONES	6.5x3x2.5	
SISTEMA BOMBEO PLANTA DE TRATAMIENTO DE LECHE	BOMBA IHM 1	MODELO	20A-6.0	
		SERIE	950220	
		PRESION DE OP	60	PSIG
		CAUDAL	120	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	3520	RPM
	BOMBA IHM 2	MODELO	20H-6.0	
		SERIE		
		PRESION DE OP	60	
		CAUDAL	95	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	3480	RPM
SISTEMA DE BOMBEO DE PLANTA DE PRODUCTOS DERIVADOS	BOMBA IHM 3	MODELO	20H-6.0	
		SERIE		
		PRESION DE OP	60	PSIG
		CAUDAL	95	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	3480	RPM

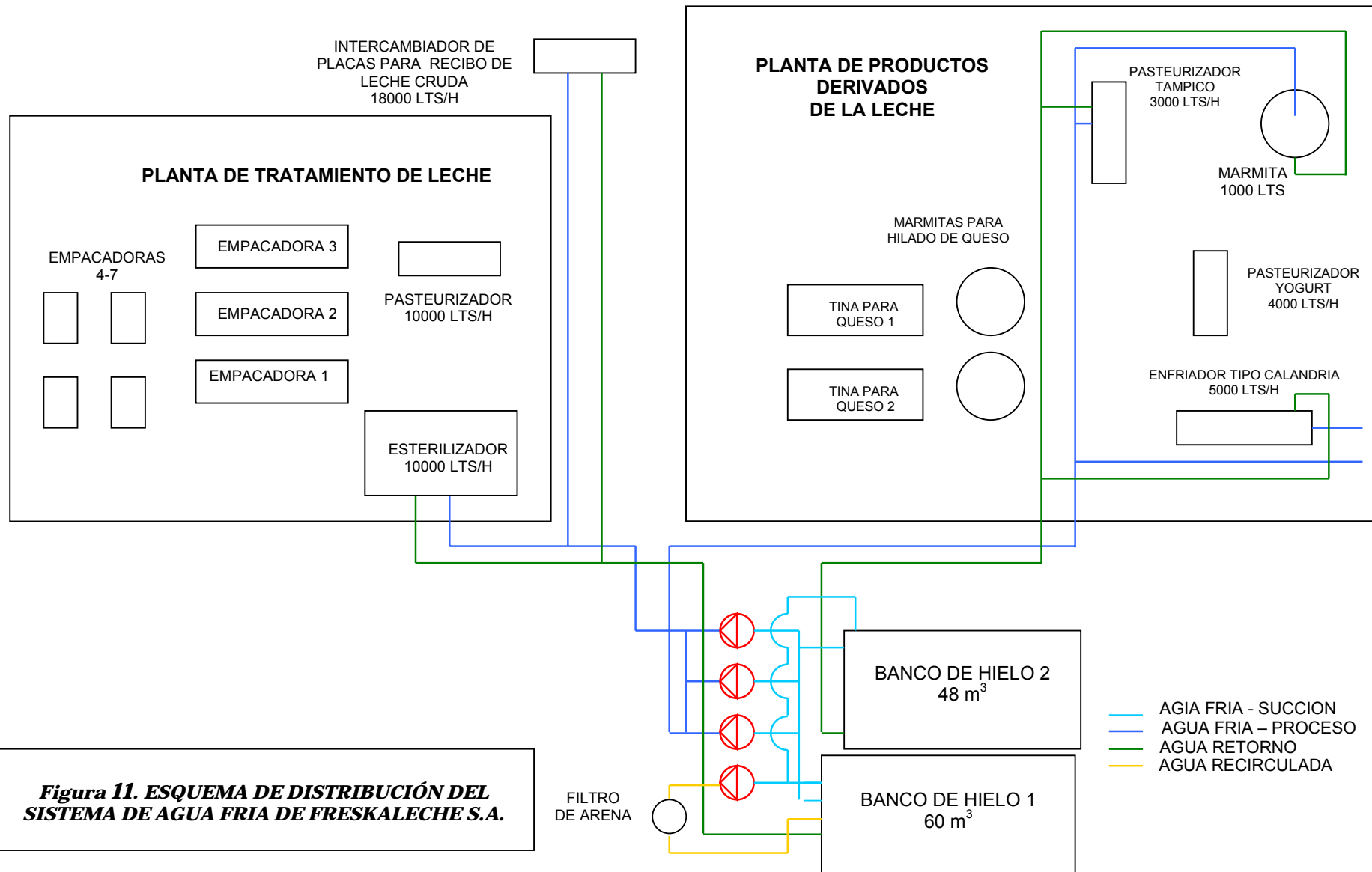


Figura 11. ESQUEMA DE DISTRIBUCIÓN DEL SISTEMA DE AGUA FRIA DE FRESKALECHE S.A.

El Esquema anterior corresponde a la distribución del Sistema de Producción de agua Fría de Freskaleche, allí se puede apreciar la ubicación de los componentes del sistema en la Planta de la Empresa así como de los equipos auxiliares que se encargan de las funciones de suministro del Agua Fría al Proceso, además de la distribución de las líneas de transporte del fluido a los distintos intercambiadores de calor ubicados en las áreas de producción de la empresa.

4.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA SEGÚN LOS PROCESOS

En esta parte del Análisis Energético del Sistema se hace un balance de las cargas térmicas generadas en los diferentes Procesos de Intercambio de calor, además se determina en forma específica y global el consumo de Agua Fría que tiene la Planta, este último se define como el caudal requerido de agua a suministrar en condiciones de operación total de todos los equipos de intercambio de calor en forma simultánea, para cumplir con estos objetivos se debe conocer lo siguiente:

- Cargas Energéticas del Sistema Según Procesos
- Carga Energética en la Distribución del Agua Fría
- Consumo de Agua Fría según los Procesos
- Disponibilidad de Agua Fría del Sistema
- Comparación entre el Consumo y la disponibilidad de Agua Fría

La cantidad de energía a extraer en los diferentes Procesos de intercambio de Calor en forma indirecta existentes en la planta, es una medida necesaria para evaluar el rendimiento del sistema de producción de agua Fría, ya que se puede determinar si se cuenta con la suficiente capacidad disponible de rechazo de calor.

Para cuantificar el valor de esta energía se debe conocer en su totalidad la cantidad de Procesos que involucran enfriamiento con Agua Fría, así como las condiciones de temperatura y flujo del agua desde los Bancos de Hielo hacia cada uno de los equipos de intercambio de calor, entre los cuales se encuentran Intercambiadores de Placas, Enfriadores Tubulares tipo Calandria y en algunos procesos se realiza un enfriamiento indirecto haciendo circular agua fría por un Serpentin que rodea un recipiente metálico que contiene el Producto, para el calculo de la energía a retirar y el flujo de agua fría a suministrar, se procede de la siguiente manera:

4.2.1 Cargas Energéticas del Sistema de Producción de Agua Fría. La utilización del Agua Fría en los diferentes Procesos de la empresa se limita al enfriamiento de Producto en las diferentes etapas de su elaboración o almacenamiento, es decir, no se emplea agua fría para alguna otra actividad que no involucre el intercambio de calor con alimentos, a continuación se hace una descripción de las condiciones de enfriamiento de cada Proceso que requiere el suministro de agua fría desde los Bancos de Hielo de la Planta:

- Proceso de Ultrapasteurización de Leche (UHT- Ultra High Temperature).

En este Proceso Productivo se cumple una etapa de Enfriamiento posterior al tratamiento térmico de calentamiento de la Leche, durante esta etapa ocurre un enfriamiento inicial empleando la leche que entra a 4 ± 1 °C al equipo en contraflujo con la leche caliente que sale a unos 140 ± 1 °C, la temperatura que alcanza el producto es de unos 20 ± 2 °C, a partir de allí se utiliza el Agua Fría proveniente de los Bancos de Hielo a una temperatura de 1 ± 1 °C, para enfriar la leche hasta una temperatura de 9 ± 1 °C, este enfriamiento se realiza dentro del equipo Esterilizador Marca REDA (Sistema de Tratamiento de Leche compacto tipo Calandria).

- **Proceso de Elaboración de Yogur y Kumis.** Para este proceso el enfriamiento es realizado al Producto ya terminado fuera del equipo Pasteurizador de Yogur marca REDA, el enfriamiento se da desde una temperatura de 25 ± 1 °C hasta una temperatura de 12 ± 1 °C utilizando agua fría a 1 ± 1 °C en un intercambio indirecto en un equipo Enfriador Tubular tipo Calandria marca REDA con capacidad de 4.000 litros/hora.

- **Proceso de Elaboración de Jugo Tampico.** En la elaboración del Jugo Tampico, la etapa de enfriamiento ocurre dentro de un Intercambiador de Placas marca Gutell de Colombia con capacidad de 4.000 litros/hora y corresponde a la última de las etapas de intercambio de calor del equipo, se enfría el producto desde 30 ± 1 °C hasta una temperatura de 12.5 ± 1 °C usando agua fría a 1 ± 1 °C.

- **Proceso de Elaboración de Arequipe o Dulce de Leche.** Para este proceso se realiza un enfriamiento del Producto ya terminado utilizando una Camisa de la Marmita marca Máximo Bauducco (Serpentín Interno dentro de la Camisa) haciendo pasar agua fría a 1 ± 1 °C de temperatura para enfriar el arequipe desde 93 ± 1 °C hasta una temperatura de 55 ± 1 °C en forma indirecta.

- **Proceso de Elaboración de Gelatina.** El enfriamiento de la Gelatina ya elaborada se realiza en la Marmita marca Máximo Bauducco, haciendo pasar Agua Fría por un Serpentín Interno dentro de la camisa del Equipo, el producto se enfría desde 72.5 ± 1 °C hasta una temperatura de 62.5 ± 1 °C para ser empacada aprovechando la fluidez de la gelatina caliente, este enfriamiento se hace con agua fría a 1 ± 1 °C.

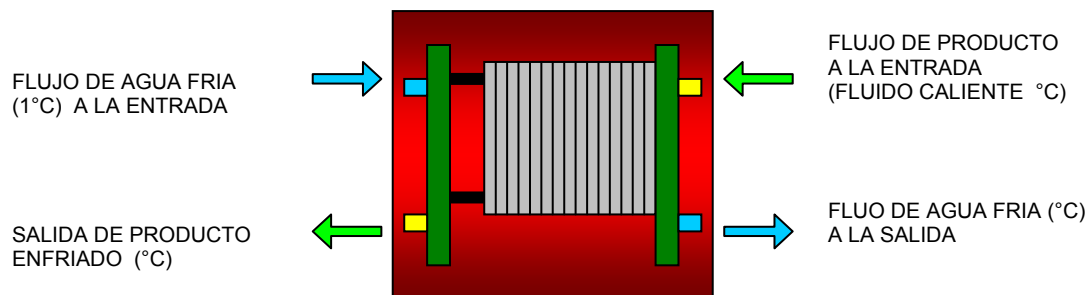
- **Proceso de Enfriamiento de Leche Cruda.** La leche que llega transportada en los Carrotanques se recibe a una temperatura de 7 ± 1 °C dependiendo de su procedencia y debe ser enfriada hasta una temperatura de 4 ± 1 °C utilizando un

Intercambiador de Placas marca Gutell de Colombia con capacidad de recepción de 18000 litros/hora de leche, para el enfriamiento se utiliza agua fría a 1 ± 1 °C.

4.2.1.1 Cálculo de Cargas Energéticas del Sistema. Para extraer la energía del Producto Caliente en los diferentes procesos se requiere de intercambiadores de calor, los cuales son dispositivos en los cuales dos fluidos en movimiento intercambian calor sin mezclarse.

Para determinar la transferencia de calor en los intercambiadores se debe conocer la temperatura de entrada y de salida de los fluidos, el coeficiente global de transferencia de calor y la cantidad de flujo másico del producto a enfriar. Esta relación se puede obtener fácilmente al aplicar un balance de energía a los dos fluidos (caliente y frío) como se muestra en la siguiente figura.

Figura 12. Proceso de Intercambio de Calor



Si Q es la transferencia total de calor entre los dos fluidos y existe una transferencia de calor insignificante entre el intercambiador y sus alrededores, la aplicación de un balance de energía da como resultado las siguientes ecuaciones:

Balance de energía del producto,

$$Q_p = \dot{m}_p C_{p_p} (T_{ep} - T_{sp})$$

$$Q_p = \text{Calor a retirar del Fluido Caliente (Kw)}$$

$$\dot{m}_p = \text{Flujo másico de Producto (Kg/s)}$$

$$C_{p_p} = \text{Calor Específico del Producto (Kj/Kg -°C)}$$

$$T_{ep} = \text{Temperatura de entrada del Producto (°C)}$$

$$T_{sp} = \text{Temperatura de Salida del Producto Enfriado (°C)}$$

Balance de energía del agua fría o fluido frío,

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{ew} - T_{sw})$$

$$Q_w = \text{Calor Absorbido por el Agua Fría (Kw)}$$

$$\dot{m}_w = \text{Flujo másico de Agua Fría (Kg/s)}$$

$$C_{p_w} = \text{Calor Específico del Agua Fría (Kj/Kg -°C)}$$

$$T_{ew} = \text{Temperatura de entrada del Agua Fría (°C)}$$

$$T_{sw} = \text{Temperatura de Salida del Agua Fría (°C)}$$

Debe tenerse en cuenta la siguiente relación entre el flujo másico y el flujo volumétrico de cualquiera de las dos sustancias:

$$\dot{m}_p = \rho_p * \dot{V}_p$$

$$\dot{m}_w = \rho_w * \dot{V}_w$$

Donde:

\dot{m}_p = Flujo másico del Producto (Kg/s)

ρ_p = Densidad del producto (Kg/litro)

\dot{V}_p = Flujo volumétrico producto que circula por intercambiador (Litros/s)

\dot{m}_w = Flujo másico del Agua Fría (Kg/s)

ρ_w = Densidad del Agua Fría (Kg/litro)

\dot{V}_w = Flujo volumétrico del agua que circula por el intercambiador (Litros/s)

La Ecuación General que relaciona la energía extraída del fluido caliente y absorbida por el fluido frío es la siguiente:

Calor ganado por el Agua Fría = Calor extraído del Producto

$$Q_p = Q_w$$

A partir de esta relación se puede determinar el caudal de agua fría a suministrar al intercambiador con el fin de extraer la cantidad de calor que se requiere del producto con el fin de obtener una temperatura deseada.

Se realizó un levantamiento de información en todos los procesos de la empresa que requieren del suministro de Agua Fría en la planta a partir de las temperaturas medidas en el rango de enfriamiento y propiedades del fluido caliente (producto), de la misma manera se hace con el fluido frío (agua) que se calienta, estos datos son registrados en la Tabla 21.

Tabla 21. Valores Medidos en el Intercambio de Calor en los Procesos de Enfriamiento

PROCESO	EQUIPO	Fluido Caliente (Producto)					Fluido Frío (Agua)			
		T_{ep}	T_{sp}	C_{p_p}	ρ_p	\dot{V}_p	T_{ew}	T_{sw}	C_{p_w}	ρ_w
		°C	°C	Kj/Kg-°C	Kg/lit	Lt/h	°C	°C	Kj/Kg-°C	Kg/lit
ENFRIAMIENTO DE LECHE ULTRAPASTEURIZADA	ESTERILIZADOR	9	20	3.894	1.03	9050	1	6.5	4.187	1.0
ENFRIAMIENTO DE LECHE CRUDA	INTERCABIADOR DE PLACAS	4	7	3.894	1.03	18000	1	4	4.187	1.0
ENFRIAMIENTO DE YOGURT Y KUMIS	ENFRIADOR TUBULAR	12	25	3.8	1.08	4000	1	7	4.187	1.0
ENFRIAMIENTO DE TAMPICO	INTERCABIADOR DE PLACAS	12.5	30	4.1	1.01	3000	1	8.5	4.187	1.0
ENFRIAMIENTO DE AREQUIPE	MARMITA	55	93	4.5	1.08	500	1	15	4.187	1.0
ENFRIAMIENTO DE GELATINA	MARMITA	62.5	72.5	4.1	1.02	800	1	8	4.187	1.0

- **Ejemplo de Cálculo de Carga Térmica.** En este ejemplo se va a calcular el Calor extraído en el proceso de enfriamiento de la Leche Ultra pasteurizada, tomando como datos del fluido caliente y del fluido frío los que aparecen en la Tabla 21.

$$Q_p = \rho_p (\dot{V}_p) (C_{p_p}) (T_{ep} - T_{sp})$$

$$Q_p = 1.030 \frac{kg}{lt} \times 9050 \frac{lt}{hora} \times \frac{1hora}{3600seg} \times 3.894 \frac{KJ}{kg^\circ C} \times (20^\circ C - 9^\circ C)$$

$$Q_p = 110.90 \text{ Kw}$$

El resumen de las cargas energéticas existentes en cada uno de los procesos de intercambio de calor de la planta se muestra en la Tabla 22.

Tabla 22. Resumen de Cargas Energéticas según los Procesos

PROCESO	EQUIPO	$Q_p = Q_w$ (W)	$Q_p = Q_w$ (TR)
ENFRIAMIENTO DE LECHE ULTRAPASTEURIZADA	ESTERILIZADOR	110910.3	31.53
ENFRIAMIENTO DE LECHE CRUDA	INTERCABIAADOR DE PLACA	60162.3	17.1
ENFRIAMIENTO DE YOGURT Y KUMIS	ENFRIADOR TUBULAR	59280	16.855
ENFRIAMIENTO DE TAMPICO	INTERCAMBIADOR DE PLACAS	60389.58	17.17
ENFRIAMIENTO DE AREQUIPE	MARMITA	25650	7.29
ENFRIAMIENTO DE GELATINA	MARMITA	9293.3	2.64
TOTAL DE CARGA EN LOS PROCESOS		316392.18	89.96

Para el cálculo de la carga total en los procesos no se sumo el valor que consume el proceso de enfriamiento de la gelatina ya que solo hay una marmita; la cual se emplea para enfriar el arequipe o la gelatina pero no ocurre esta operación en forma simultanea y como se busca conocer el valor de las cargas energéticas de la planta funcionando todos los equipos al tiempo, se escoge el arequipe como carga principal.

4.2.2 Carga Energética en la Distribución del Agua Fría. Además de las Cargas Térmicas determinadas según los diferentes procesos de intercambio de calor de la Planta, se va a calcular la cantidad de calor ganado por el fluido frío a lo largo de las líneas de distribución por donde es transportada el agua fría hasta y desde la totalidad de los equipos a los cuales se le suministra dicho fluido, el cual es

utilizado como medio de enfriamiento indirecto de los Productos de la empresa, para determinar el valor específico y global de estas cargas se procede de la siguiente forma:

Para hallar el calor ganado por la línea de agua fría se procederá de forma similar a la sección de pérdidas de calor en las líneas de vapor y se emplearan las siguientes ecuaciones:

$$q = \frac{Top - Ta}{\frac{Eeq}{k} + \frac{1}{h}} \quad \text{W/m}^2 \quad (1)$$

$$E_{eq} = r_2 \ln (r_2/r_1)$$

$$r_1 = De/2$$

$$r_2 = r_1 + E$$

$$Tm = \frac{Top + Ts}{2} \quad (2)$$

K = Conductividad Térmica del Aislante (Poliuretano Inyectado) (W/m-K)

K = 0.027 W/m-K, tomada de la tabla de conductividad térmica del aislante (Poliuretano) a la temp media (Tm)

$$hr = 0.9824 \times 10^{-8} (\varepsilon) \left[\frac{(Ta^4 - Ts^4)}{Ta - Ts} \right] \quad (3)$$

$$hc = (2.7241)(C)(Da^{-0.2}) \left[\frac{1.11}{(Ts + Ta - 510.44)} \right]^{0.181} \times [(1.8)(Ts - Ta)]^{0.266} \times [1 + (7.9366 \times 10^{-4} \times V)]^{0.5} \quad (4)$$

$$h = hr + hc$$

$$1/h = 1/ (hr + hc)$$

Aplicando las formulas de transferencia de calor a través de tubos cilíndricos procedemos a determinar el calor ganado en las líneas de agua para cada diámetro de tubería que se tiene en la planta.

Donde las variables (T_{op} , T_a , V_a , ε , E) permanecen constantes para los cálculos y se registran en la Tabla 23.

Tabla 23. Variables Para el Calculo del Calor Ganado en Tubería

PARAMETRO	VALOR	UNIDADES
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	274.5	K
TEMPERATURA AMBIENTE	298	K
VELOCIDAD DEL AIRE	10000	m/h
EMISIVIDAD PARA EL ALUMINIO	0.4	-
ESPELOR DE AISLANTE	0.0508	m
CONDUCTIVIDAD TERMICA AISLANTE	0.027	W/m-K

El Calor por unidad de área ganado para diferentes diámetros se muestra a continuación en la Tabla 24.

Tabla 24. Calor por Unidad de Área Ganado en las Tuberías de Transporte de Agua Fría

D_{NOM}	R1 (m)	R2 (m)	E_{eq} (m)	hr	hc	h	$1/(hr+hc)$	K	q (W/m ²)
3"	0.0044	0.0948	0.071	0.398	16.859	17.257	0.0579	0.027	8.743
2"	0.0303	0.0807	0.079	0.3981	16.87	17.268	0.0579	0.027	7.875
1 1/2"	0.0241	0.074	0.084	0.398	16.87	17.268	0.0579	0.027	7.41
1"	0.0167	0.0671	0.093	0.3981	16.88	17.278	0.0578	0.027	6.70

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{E_{eq}}{k} + \frac{1}{h}} \quad \text{W/m}^2 \quad (1)$$

Se hacen mediciones de la longitud (L) de la tubería de transporte de agua fría para cada diámetro encontrado, los cuales son consignados en la Tabla 25, donde además se registran los valores del Calor ganado por el agua en todo su recorrido.

Tabla 25. Calor Ganado en las Tuberías de Transporte de Agua Fría

D_{NOM} (pulg)	q (W/m²)	L (m)	Da (m)	Área (m²)	Q (W)
3"	8.743	86	0.189	51.063	446.44
2"	7.875	131	0.166	68.317	537.99
1 1/2"	7.41	48	0.149	22.477	166.55
1"	6.70	6	0.134	2.529	16.94
CALOR TOTAL ABSORBIDO					1167.93

Se tiene que la carga energética absorbida por el agua fría en todo el sistema es de 1.167 Kw.

4.2.3 Consumo de Agua Fría Según los Procesos. La importancia de conocer el consumo de agua fría en la planta radica en determinar si los equipos que se tienen disponibles en el sistema de bombeo tienen la suficiente disponibilidad de caudal para cumplir con el flujo de agua fría que realmente se necesita para el proceso.

Haciendo un balance de energía en los intercambiadores de calor se deduce que el calor cedido por el producto es igual al calor ganado por el agua fría y

conociendo las propiedades de ambos fluidos se puede determinar el flujo que agua que se necesita para la elaboración de cada producto.

$$\text{Calor Ganado por el Agua (Fluido Frío)} = \text{Calor Cedido por el Producto (Fluido Caliente)}$$

$$Q_w = Q_p$$

$$\dot{V}_w = \frac{Q_p}{\rho_w C_{p_w} (T_{sw} - t_{ew})}$$

- Ejemplo de Cálculo de Consumo de Agua. Determinar la cantidad de agua fría a suministrar al equipo esterilizador Marca REDA para enfriar 9050 litros/hora de leche desde 20 °C hasta 9 °C si el calor cedido por la leche al agua es de 110910.3W

$$\dot{V}_w = \frac{11090.3W}{1.0 \frac{kg}{lt} * 4187 \frac{J}{kg^{\circ}K} * (6.5^{\circ}C - 1^{\circ}C)}$$

$$\dot{V}_w = 19072 \frac{lt}{hora} \times \frac{1galon}{3.785} \times \frac{1hora}{3600seg}$$

$$\dot{V}_w = 83.98Gpm$$

Realizando los cálculos para todos los equipos tomando como referencia los datos del producto de las Tablas 21 y 22 se determina la cantidad de flujo volumétrico que se necesita en cada proceso y se resumen estos valores en la Tabla 26.

Tabla 26. Caudal de Agua Fría a Suministrar en cada Proceso de la Planta

SECCION	PROCESO	EQUIPO	\dot{V}_w (GPM)	CAUDAL POR SECCION (GPM)
PLANTA DE TRATAMIENTO DE LECHE	ENFRIAMIENTO DE LECHE ULTRAPASTEURIZADA	ESTERILIZADOR	83.98	159.88
	ENFRIAMIENTO DE LECHE CRUDA	INTERCABIAADOR DE PLACA	75.9	
PLANTA DE TRATAMIENTO DE DERIVADOS	ENFRIAMIENTO DE YOGURT Y KUMIS	ENFRIADOR TUBULAR	37.4	81.12
	ENFRIAMIENTO DE TAMPICO	INTERCAMBIADOR DE PLACAS	31.31	
	ENFRIAMIENTO DE AREQUIPE	MARMITA	7.088	
	ENFRIAMIENTO DE GELATINA	MARMITA	5.33	
TOTAL DE CONSUMO EN LOS PROCESOS			241	241

4.3 DISPONIBILIDAD DE AGUA FRÍA DEL SISTEMA

La disponibilidad de Agua Fría se encuentra representada por el Caudal Real que puede ser suministrado a la totalidad de los intercambiadores de calor existentes operando en forma simultánea, esto representa la máxima condición de requisito de agua a transportar hacia los procesos de la planta.

Para suministrar el Agua Fría a los diferentes intercambiadores de calor en cada uno de los procesos, se utiliza un sistema de Bombeo instalado en el área de los Bancos de Hielo, este sistema utiliza dos Bombas Centrifugas marca IHM para llevar el agua fría hasta el área de enfriamiento de la leche cruda y el tratamiento térmico de la misma, además se cuenta con una Bomba Centrifuga de la misma

marca para enviar el agua al área de procesado de Yogurt, Jugo Tampico, Arequipe y Gelatina, junto a estos equipos se cuenta con un sistema auxiliar de Filtración del Agua almacenada en los Bancos de Hielo, dicho sistema utiliza la recirculación de agua en un circuito cerrado, de igual forma existen dos agitadores con el fin de obtener cierta uniformidad en el proceso de enfriamiento del agua en los diferentes puntos del Banco, a continuación se muestra en la Tabla 27 un resumen de los equipos que componen el sistema de Bombeo.

Tabla 27. Equipos del Sistema de Bombeo de Agua Fría

EQUIPO		PARAMETROS	VALOR	UNIDADES
SISTEMA BOMBEO PLANTA DE TRATAMIENTO DE LECHE	BOMBA IHM 1	MODELO	20A-6.0	
		SERIE	950220	
		PRESION DE OP	60	PSIG
		CAUDAL	120	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	3520	RPM
	BOMBA IHM 2	MODELO	20H-6.0	
		SERIE		
		PRESION DE OP	60	
		CAUDAL	95	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
SISTEMA DE BOMBEO DE PLANTA DE PRODUCTOS DERIVADOS	BOMBA IHM 3	MODELO	20H-6.0	
		SERIE		
		PRESION DE OP	60	PSIG
		CAUDAL	95	GPM
		POTENCIA MOTOR	6	HP
		Voltaje	220/440	V
		Velocidad Motor	3480	RPM

El Caudal Real de Agua Fría disponible a suministrar a los intercambiadores de calor depende de las condiciones de Operación de los equipos, para determinar el

caudal real de cada Bomba se emplean las curvas suministradas por el Fabricante para cada una de los equipos que se encuentran en la Tabla 27.

Con un valor de Presión de Operación normal de las Bombas de 60 Psig y con ayuda de las curvas de cada una de las Bombas (Anexo 11), se obtienen los siguientes valores de Caudal Real disponible de Agua Fría a suministrar, el registro se hace en la Tabla 28.

Tabla 28. Resumen de Caudal Real Disponible por Área

EQUIPO		CAUDAL A 60 PSIG DE P_{op} (GPM)	CAUDAL TOTAL POR AREA (GPM)
SISTEMA BOMBEO PLANTA DE TRATAMIENTO DE LECHE	BOMBA IHM 1	120	215
	BOMBA IHM 2	95	
SISTEMA DE BOMBEO PLANTA DE DERIVADOS	BOMBA IHM 3	95	95

Después de conocer la disponibilidad real y los requerimientos de Agua Fría a suministrar por el Sistema de Bombeo se va a realizar a continuación una comparación entre estos dos parámetros.

4.4 COMPARACIÓN ENTRE EL CONSUMO Y LA DISPONIBILIDAD DE AGUA FRÍA

Una vez conocidos los valores del Consumo Global y específico de Agua Fría, se realiza una comparación entre los consumos y la disponibilidad de agua a suministrar a cada sección de la Planta, ya que el sistema de bombeo se encuentra distribuido de esta manera, de acuerdo a esto se tiene:

Tabla 29. Comparación Global entre Consumo y Disponibilidad de Agua Fría

SECCION DE LA PLANTA	CONSUMO DE AGUA FRIA (CW) (GPM)	DISPONIBILIDAD DE AGUA FRIA (DW) (GPM)	FACTOR Cw/Dw
PANTA DE TRATAMIENTO DE LECHE	159.88	172	0.92
PLANTA DE ELABORACION DE PRODUCTOS DERIVADOS	75.79	76	0.99

Como resultado de la comparación realizada se deduce que en el área de tratamiento de leche el Factor es inferior a uno lo que significa que la cantidad de agua disponible es suficiente para cubrir los requisitos de consumo en los diferentes equipos utilizados para el enfriamiento del producto en los Procesos de esta área, para la sección de elaboración de Productos Derivados se observa que el Factor es inferior a uno pero está muy cerca de este valor, lo cual indica que la disponibilidad de agua es apenas suficiente para cumplir con el valor del consumo de esta área.

4.5 CAPACIDAD INSTALADA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA

Conocer la Capacidad del Sistema de Refrigeración es una herramienta útil que la empresa puede emplear para considerar cualquier tipo de inversión relacionada con el incremento de la cantidad de procesos Productivos que involucran etapas de enfriamiento, por supuesto sin afectar el óptimo desempeño del sistema, es decir, si la Capacidad disponible para la Producción de Agua Fría en las condiciones actuales de operación es superior al valor de las cargas térmicas de la totalidad de los requerimientos de la Planta, se puede pensar en el desarrollo de un proceso nuevo que requiera la utilización de agua fría para el enfriamiento del producto, teniendo en cuenta el análisis energético que garantice el balance adecuado de la disponibilidad extra del sistema.

Convencionalmente un Sistema de Refrigeración de este tipo está compuesto por cuatro elementos básicos que trabajan en base a una sustancia refrigerante y la cual al circular por cada uno de ellos experimenta diversos estados, es así que al pasar por un Compresor después de una fuente de Calor (Evaporador), este pasa por un sumidero de Calor y finalmente a través de una válvula de expansión para iniciar nuevamente un ciclo de este tipo.

Para el Cálculo de la Capacidad de refrigeración de este tipo de sistemas es necesario conocer dos propiedades y la composición de la sustancia en los diferentes estados que experimenta el refrigerante, estos datos componen el diagrama del ciclo de refrigeración real que va a ser evaluado más adelante y a partir del cual se calcula un valor de capacidad teniendo en cuenta el Calor que realmente es capaz de absorber el refrigerante al pasar por el Evaporador, para el

sistema de refrigeración de Freskaleche se va a determinar una capacidad de acuerdo a los siguientes pasos:

4.5.1 Metodología para Determinar la Capacidad de Refrigeración

4.5.2 Ciclo Real de Refrigeración

4.5.3 Masa de Refrigerante del Sistema

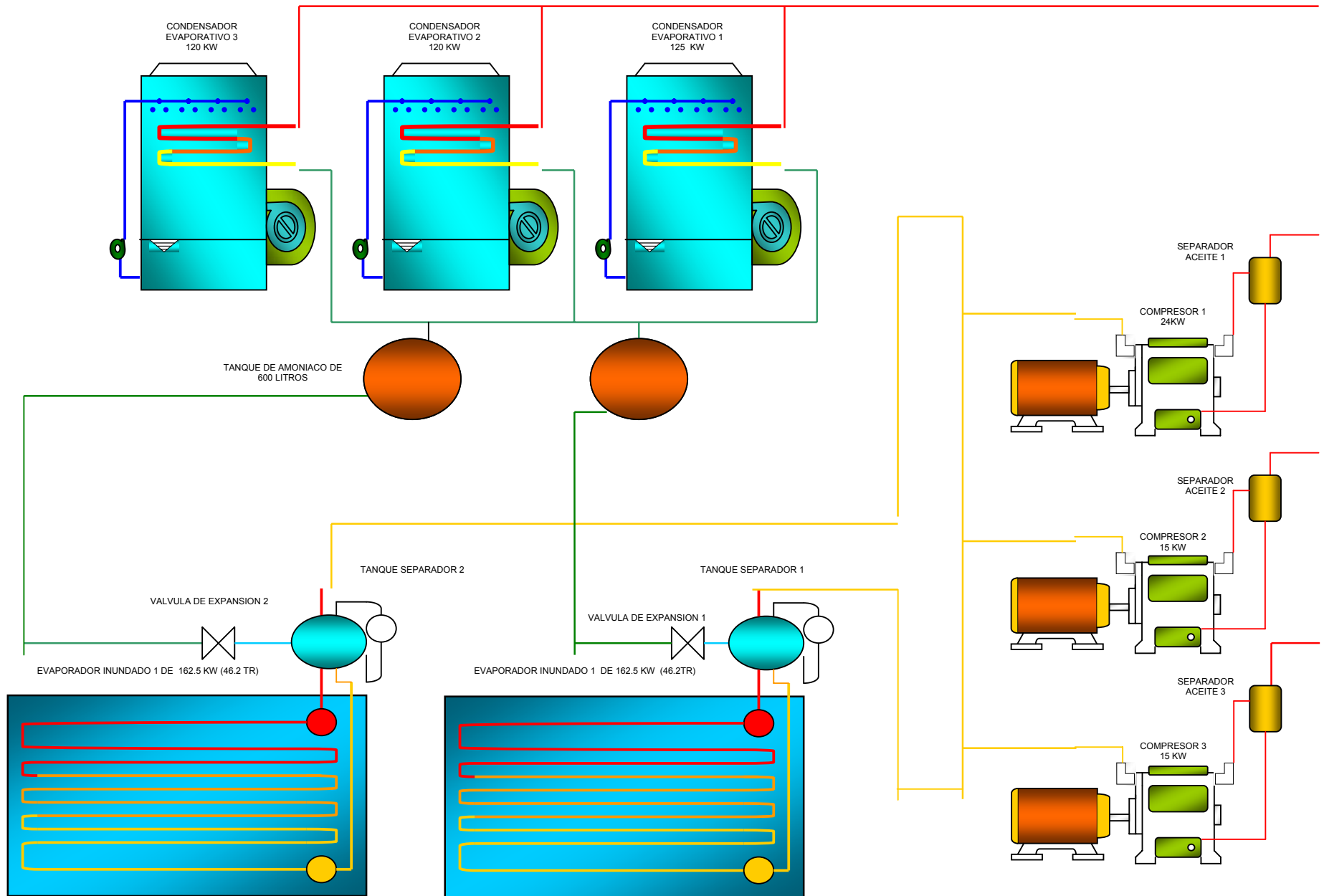
4.5.4 Calor Entregado por los Compresores al Sistema

4.5.5 Calor Eliminado en los Condensadores Evaporativos

Calculo de la Capacidad Instalada de Refrigeración para la Producción de Agua Fría

A continuación se muestra un esquema del Sistema de Refrigeración existente en la Planta de esta empresa, en este se pueden observar sus elementos constitutivos y la manera como están dispuestos en forma real en la actualidad.

Figura 13. ESQUEMA DE MONTAJE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA PRODUCCIÓN DE AGUA FRIA DE LA EMPRESA FRESKALECHE S.A.



4.5.1 Metodología para Determinar la Capacidad Del Sistema. Para conocer la capacidad del Sistema de Refrigeración para la producción de agua fría de Freskaleche (CAP_s); el cual no cuenta con documentación técnica, se tiene en cuenta la siguiente definición:

$$CAP_s = CAP_1 + CAP_2 = m_{refT} (h_3 - h_2) \text{ [Btu/h] [Toneladas de Refrigeración (TR)]}$$

Donde CAP_s es el flujo de Calor Total que el Refrigerante que pasa por los dos Evaporadores (Inmersos en los Tanques de almacenamiento del Agua Fría) absorbe realmente, siendo CAP_1 y CAP_2 el Calor absorbido en cada uno de ellos.

La Capacidad del Sistema instalado en Freskaleche corresponde a la Sumatoria de las Capacidades individuales CAP_1 y CAP_2 de los dos Evaporadores existentes respectivamente (Bancos de Hielo), las cuales se definen de la siguiente manera:

$$CAP_1 = m_{ref1} (h_3 - h_2) \quad \text{[Btu/h] [Toneladas de Refrigeración (TR)]}$$

$$CAP_2 = (m_{ref2} + m_{ref3})(h_3 - h_2) \quad \text{[Btu/h] [Toneladas de Refrigeración (TR)]}$$

$$CAP = CAP_1 + CAP_2 = m_{refT} (h_3 - h_2) \quad \text{[Btu/h] [Toneladas de Refrigeración (TR)]}$$

Es importante tener en cuenta que una Tonelada de Refrigeración (TR) corresponde al Flujo de calor necesario para producir una Tonelada en peso de hielo en un periodo de 24 horas y tiene la siguiente equivalencia con otro tipo de unidades:

$$1 \text{ Tonelada de Refrigeración} = 12000 \text{ Btu/h} = 12660 \text{ Kj/h}$$

- **Masa de Refrigerante del Sistema (m_{ref})**. Para determinar la masa de refrigerante requerida a circular por el Sistema se evalúa inicialmente la cantidad de amoniaco (m_{ref}) que circula por cada uno de los tres compresores a partir de la siguiente relación, además el valor total de la masa de refrigerante corresponde a la sumatoria de los valores determinados individualmente.

Masa de Amoniaco del Sistema: $m_{refT} = m_{ref1} + m_{ref2} + m_{ref3}$

Donde los valores de m_{ref1} , m_{ref2} y m_{ref3} corresponden a la cantidad de refrigerante circulando por cada compresor, la cual se puede determinar a partir de la siguiente relación:

$m_{ref} = m_{ref/ciclo} * N$ (Revoluciones por minuto de cada compresor, Rpm)

Para obtener la cantidad de refrigerante circulando en cada ciclo del compresor se procede así:

➤ **Masa inducida por ciclo ($m_{ref/ciclo}$)** = Volumen real / Volumen específico (γ_1)

Donde el valor del volumen real y el volumen específico γ_1 se obtienen a partir de:

Volumen real = Volumen Físico x Eficiencia Volumétrica de cada Compresor

$V_{real} = (E_v * V_{fis})$

Volumen específico γ_1 = Corresponde al volumen específico del amoniaco a las condiciones de presión y temperatura de admisión de cada compresor.

Entonces la ecuación para la masa de amoniaco por ciclo es la siguiente:

➤ **Masa inducida por ciclo ($m_{ref/ciclo}$)** = $(E_v * V_{fis})/\gamma_1$

La cantidad de amoniaco por tonelada de refrigeración (m_{ref}/ton) es otro parámetro que se tiene en cuenta en algunos casos para evaluar este tipo de

sistemas y se obtiene igualando la Capacidad del Sistema a una Tonelada de Refrigeración así:

$$CAP = m_{ref} (h_3 - h_2) = TR$$

$$m_{ref} / TR = 1 TR / (h_3 - h_2) = 1TR/ER$$

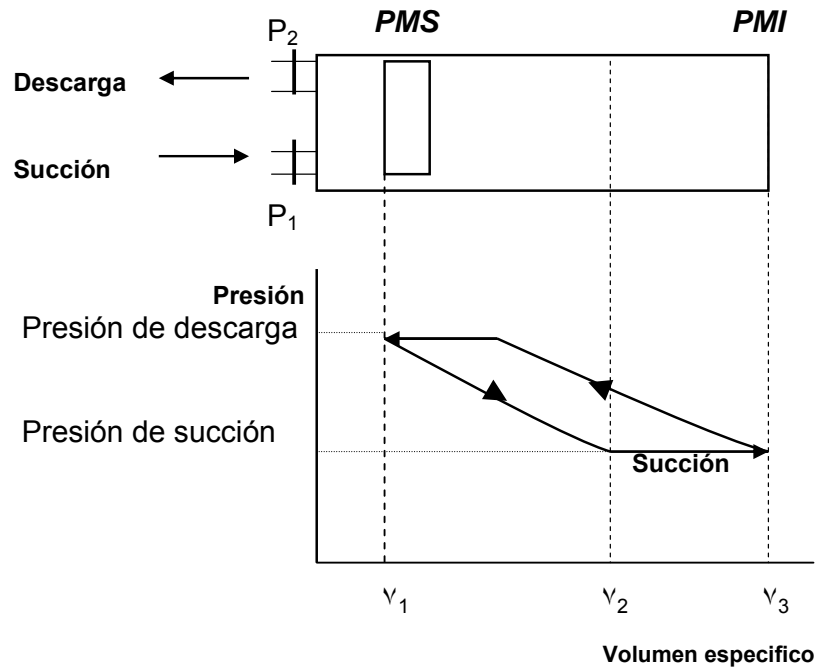
- **Efecto Refrigerante (ER).** Los valores de h_2 y h_3 corresponden a las entalpías de los puntos del diagrama de ciclo real para un sistema de refrigeración por compresión de vapor descrito mas adelante, la diferencia de entalpías $h_3 - h_2$ se conoce como efecto refrigerante y esta consiste en la Capacidad (Relativa) por unidad de masa de refrigerante que circula por el evaporador, es decir:

$$ER = h_3 - h_2$$

Uno de los parámetros mas importantes en este tipo de cálculos es el de la Eficiencia Volumétrica de cada compresor, para ello se procede a partir de la siguiente definición:

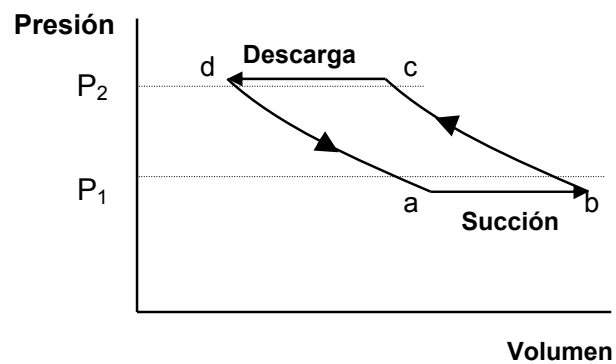
- **Eficiencia Volumétrica de un Compresor Real (E_v).** Para comprender como se evalúa la eficiencia volumétrica en un compresor real es adecuado conocer las condiciones para el ciclo de compresión de un equipo ideal que están representadas en la Figura 14.

Figura 14. Ciclo de un Compresor Ideal (P vs. V)



Teniendo en cuenta las pérdidas en los accesorios o válvulas de admisión y escape para un compresor recíprocante convencional se puede obtener un diagrama indicador esquemático para el Ciclo de Compresión como el siguiente:

Figura 15. Ciclo de un Compresor Real (P vs. V)



- P₁: Presión medida en el múltiple de admisión
- P₂: Presión medida en el múltiple de escape
- γ₁: Volumen específico a las condiciones de entrada en la tubería de admisión
- V_a: Volumen de expansión del gas remanente dentro del volumen muerto durante el ciclo anterior.
- V_b: Volumen de expansión de la mezcla del gas remanente con el gas de entrada.
- V_c: Volumen después de la compresión politropica desde el estado b.
- γ_b: Volumen específico en el punto b.
- V_d: Volumen muerto

La Eficiencia volumétrica por definición corresponde a:

$$\text{Eficiencia Volumétrica (E}_v\text{)} = \text{Volumen real} / \text{Volumen físico} = \gamma_b - \gamma_a / \gamma_b - \gamma_d$$

La expresión para el volumen real ya fue definida cuando se calculo la masa de inducida de refrigerante por ciclo.

Para determinar el Volumen Físico en el ciclo del compresor, el cual corresponde al flujo volumétrico de un sistema de refrigeración se utiliza la siguiente formula:

$$V_{\text{fis}} = \text{Área Transversal Cilindro} * \text{Carrera} * \text{Rpm} * \text{No. Pistones}$$

$$V_{\text{fis}} = (\pi * D^2/4) * L * N * \text{No. Pistones}$$

D = Diámetro del Cilindro (Pistón)

L = Longitud de la Carrera

N = Rpm del Cigüeñal

El volumen físico es diferente del volumen desplazado debido a la longitud efectiva en cada movimiento.

Para el cálculo de la eficiencia volumétrica, se tiene en cuenta que la masa real inducida viene dada por $(V_b - V_a)/\gamma_b$, mientras que la masa que se podría comprimir si el volumen inducido fuera el del desplazamiento del pistón a las condiciones del punto 1 es $(V_b - V_d)/\gamma_1 = \text{Volumen físico} / \gamma_1$.

Para el diagrama anterior teniendo en cuenta que los procesos de expansión y compresión se llevan a cabo bajo las condiciones de un proceso politropico, se tienen las siguientes relaciones:

$$P_b V_b^n = P_c V_c^n$$

$$V_c/V_b = (P_b/P_c)^{1/n}$$

A partir de ello se obtiene una expresión para determinar la Eficiencia volumétrica de un compresor real como la siguiente:

$$\text{Eficiencia Volumétrica de un Compresor Real } E_v = \gamma_1/\gamma_b * \{1 - V_d/V_{\text{fis}} * [(P_c/P_b)^{1/n} - 1]\}$$

Suponiendo que T_b es aproximadamente igual a T_1 se obtiene

$$E_v = m_{\text{ref}} * \gamma_1/V_{\text{fis}}$$

Donde m_{ref} = masa de refrigerante inducida por ciclo y la expresión para la masa real de refrigerante inducida por ciclo a partir de la ecuación para la eficiencia volumétrica del compresor queda de la siguiente forma:

$$m_{\text{ref}} = V_{\text{fis}}/\gamma_b * \{1 - V_d/V_{\text{fis}} * [(P_c/P_b)^{1/n} - 1]\}$$

Para las ecuaciones anteriores se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El mismo exponente politropico es aplicable al proceso de compresión b-c y al proceso de expansión d-a

- La transferencia de calor durante el proceso de expulsión es despreciable; por lo tanto; los estados c y d son idénticos.
- El estado de la mezcla de gas residual a y de gas inducido es el estado b. Notar que el trabajo para comprimir el vapor residual es igual al trabajo hecho por el gas durante la expansión.

Aunque el exponente n se debe determinar experimentalmente, se puede aproximar al exponente isentrópico k cuando no se dispone de esa información se puede emplear para el amoníaco el valor de $k = C_p/C_v$ como 1.31

- Trabajo en el Compresor (W_c). Una expresión para el trabajo del Compresor se puede derivar sujeta a las mismas suposiciones empleadas en el análisis de la eficiencia volumétrica, este trabajo esta representado por el área encerrada en el diagrama indicador del esquema expuesto antes sobre el ciclo del compresor real.

Usando la Relación $PV^n = \text{Constante}$ se obtiene:

$$W_{\text{Compresor Real}} = n/(n-1) * P_b V_b * [(P_c/P_b)^{(n-1/n)} - 1] \quad [\text{J/kg}]$$

4.5.2 Ciclo Real De Refrigeración. En un ciclo de Refrigeración real para un Sistema por Compresión de Vapor como el instalado en la Planta de Freskaleche, las etapas que se llevan a cabo durante el ciclo están a cargo de los elementos que componen el sistema y que básicamente son las siguientes:

El compresor absorbe el refrigerante como un gas a baja presión y baja temperatura y lo mueve comprimiéndolo hacia el área de alta presión, donde el refrigerante es un gas a alta presión y alta temperatura.

Al pasar por el condensador el calor del refrigerante se disipa al ambiente, allí el refrigerante se licua y sigue a alta presión.

De ahí, pasa a través del dispositivo regulador de presión o Válvula de Expansión que separa las áreas de alta presión y baja presión mediante una reducción de la sección de paso. Al bajar la presión, la temperatura de saturación del refrigerante baja, permitiendo que absorba calor.

Ya en el lado de baja presión, el refrigerante llega al evaporador donde absorbe el calor del ambiente y se evapora. De ahí pasa otra vez al compresor cerrando el ciclo.

Para la elaboración del Diagrama del Ciclo de Refrigeración Real para el Sistema instalado en Freskaleche se utilizan los datos obtenidos a partir de las mediciones efectuadas de los diferentes puntos del sistema y con base en estas determinar cada uno de los estados del diagrama utilizando las Tablas de Propiedades Termodinámicas para el Amoniaco a diferentes estados del mismo, para ello se cumplen las siguientes etapas:

- Levantamiento de la información
- Diagrama del Ciclo de refrigeración Real

4.5.2.1 Levantamiento de la Información. Para este tipo de Análisis, es necesario recolectar ciertos datos en operación de los equipos que componen el sistema, tales como temperaturas y diferentes valores de presión medidos en puntos estratégicos, tal y como se muestra a continuación.

- Ubicación de los Puntos de Lectura de la Variables a Medir del Sistema.

Con el fin de recolectar los datos necesarios en este análisis se deben identificar los puntos donde se van a medir las diferentes variables del sistema, teniendo en cuenta que sean puntos de fácil acceso, donde las mediciones no presenten algún tipo de desviación anormal en la medida o se presente una falla en el instrumento utilizado para la medición por las condiciones del sitio, a partir de esta recomendación se toman mediciones en los siguientes puntos del sistema:

- Temperatura de Succión de cada uno de los tres Compresores
- Presión de Succión en cada uno de los tres Compresores
- Temperatura de Descarga de cada uno de los tres Compresores
- Presión de Descarga de cada uno de los tres Compresores
- Temperatura en la Línea de Entrada del Amoniaco en cada uno de los Condensadores Evaporativos
- Temperatura en la Línea de Salida del Amoniaco en cada uno de los Condensadores Evaporativos
- Temperatura en la Línea de entrada de cada una de las Válvulas de Expansión
- Temperatura en la Línea de salida de cada uno de los Tanques Separadores (Líquido-Vapor: después de los Evaporadores)

- **Instrumentos Utilizados para la Medición de las Variables.** Una vez identificados todos los puntos donde se van a medir las variables necesarias para los cálculos, se procede a determinar que tipo de instrumento de medición es el más apropiado para tomar un dato confiable, cabe destacar que estos instrumentos deben ser calibrados previamente con el fin de evitar variación en los datos durante el periodo de análisis, los instrumentos que se utilizan en esta caso son:

- Dos Termocuplas de un Controlador Mypro CP1 (Mycom Compressor Controller) para la Temperatura de Succión y Descarga del Compresor Mycom, Modelo N6WA
- Cuatro Termómetros de Columna para medir las temperaturas de Succión y Descarga de los dos Compresores Mycom, Modelo N4WA
- Seis manómetros instalados en la Succión y Descarga de cada uno de los Tres Compresores Mycom
- Pistola Termografica (Rango de -10°C a $+50^{\circ}\text{C}$)
- Termómetros en las Líneas de salida de los dos Tanques Separadores de Líquido-Vapor

- **Datos Obtenidos de las Mediciones Realizadas.** Los datos registrados en la Tabla 30 que se muestra a continuación son los valores promedio de las diferentes mediciones efectuadas durante un periodo de observación de un mes (Octubre 2005) de las variables del sistema, estos valores son la base para el desarrollo de los cálculos que se requieren en el análisis energético del mismo.

Tabla 30. Mediciones Directas sobre el Sistema

EQUIPO		VARIABLES	VALOR	UNIDADES
COMPRESORES RECIPROCANTES	COMPRESOR 1 MYCOM N6WA	TEMPERATURA DE SUCCION	2	°C
		TEMPERATURA DE DESCARGA	119	°C
		PRESION DE SUCCION *	2.61	bar
		PRESION DE DESCARGA	12.84	bar
	COMPRESOR 2 MYCOM N4WA	TEMPERATURA DE SUCCION	1.5	°C
		TEMPERATURA DE DESCARGA	122	°C
		PRESION DE SUCCION	2.61	bar
		PRESION DE DESCARGA	12.77	bar
	COMPRESOR 2 MYCOM N4WA	TEMPERATURA DE SUCCION	2	°C
		TEMPERATURA DE DESCARGA	120	°C
		PRESION DE SUCCION	2.61	bar
		PRESION DE DESCARGA	12.8	bar
CONDENSADORES EVAPORATIVOS	CONDENSADOR 1	TEMPERATURA DE ENTRADA	96	°C
		TEMPERATURA DE SALIDA	34.8	°C
	CONDENSADOR 2	TEMPERATURA DE ENTRADA	95	°C
		TEMPERATURA DE SALIDA	35.4	°C
	CONDENSADOR 3	TEMPERATURA DE ENTRADA	95	°C
		TEMPERATURA DE SALIDA	34.4	°C
VALVULAS DE EXPANSION	VALVULA 1	TEMPERATURA A LA ENTRADA	32.6	°C
	VALVULA 2	TEMPERATURA A LA ENTRADA	32.4	°C
EVAPORADORES INUNDADOS	TANQUE SEPARADOR 1	TEMPERATURA A LA SALIDA	-3	°C
	TANQUE SEPARADOR 2	TEMPERATURA A LA SALIDA	-3.5	°C

*Las Presiones registradas en la tabla son Presiones Manométricas

- **Diagrama del Ciclo de Refrigeración Real.** A continuación se muestra el correspondiente Diagrama real para el Sistema de Refrigeración de Freskaleche con la identificación de cada uno de los puntos descritos anteriormente, además se incluye el efecto de los fenómenos de subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante a lo largo del ciclo de refrigeración.

Para realizar el diagrama de Refrigeración real para este tipo de sistema se tuvieron en cuenta los aspectos descritos en la Tabla 31, estos datos son asumidos por los autores del proyecto basándose en recomendaciones del fabricante MYCOM y a partir de ellos se registran en la Tabla 32 los valores de las diferentes variables del diagrama que se encuentra mas adelante.

Tabla 31. Desviaciones del Ciclo Ideal de Refrigeración

DESVIACIONES DEL CICLO IDEAL	VALOR
Subenfriamiento en el Condensador	1 °C
Sobrecalentamiento desde el Evaporador hasta la Succión del Compresor	5.5 °C
Perdidas de Presión en las Válvulas de Admisión y Salida de los compresores	Admisión 0.15 bar Salida 0.3 bar
Enfriamiento entre la Salida de los Compresores y la Entrada a los Condensadores	24 °C

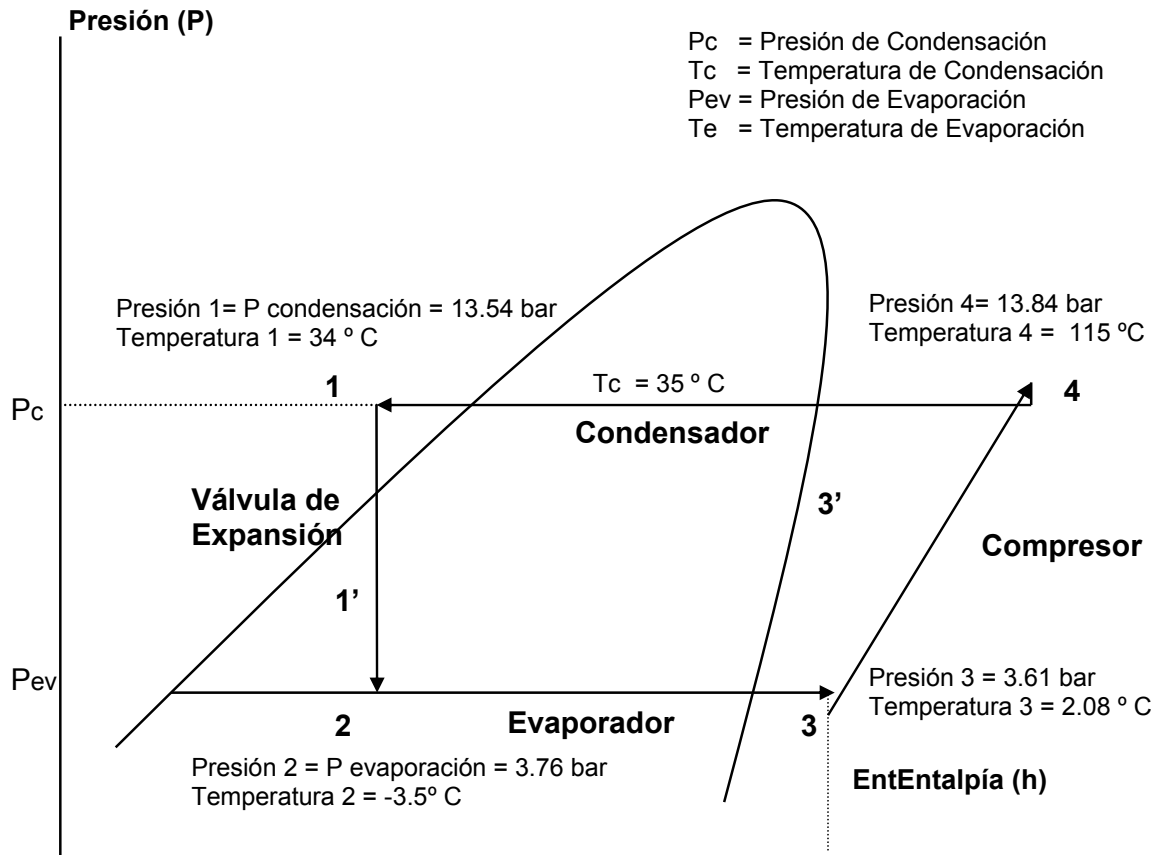
Tabla 32. Resumen de Estados del Refrigerante en los Puntos Principales del Diagrama

Puntos del Diagrama	Estado del Refrigerante	Variables	Valor
Punto Numero 1	Líquido (Subenfriado)	Presión (P ₁)	13.54bar
		Temperatura (T ₁)	34 °C
		Entalpía (H ₁)	345.4 KJ/Kg
		Grado de Subenfriamiento	1 °C
Punto Numero 2	Mezcla Saturada Líquido - Vapor	Presión (P ₂)	3.76 bar
		Temperatura (T ₂)	-3.5 °C
		Entalpía (H ₂)	345.4 KJ/Kg

Punto Numero 3	Vapor Sobrecalentado (Sobrecalentamiento)	Presión (P_3)	3.61 bar
		Temperatura (T_3)	2.08 °C
		Entalpía (H_3)	1457 Kj/Kg
		Porcentaje de Líquido (%)	
		Porcentaje de Vapor (%)	
		Grado de Sobrecalentamiento	5.5 °C
Punto Numero 4	Vapor Sobrecalentado	Presión (P_4)	13.84 bar
		Temperatura (T_4)	115 °C
		Entalpía (H_4)	1693 Kj/Kg

A continuación se muestra el correspondiente diagrama para una de las condiciones de operación normal del sistema, los datos tomados para los diferentes puntos del diagrama se encuentran resumidos en la Tabla 32.

Figura 16. Ciclo de Refrigeración Real del Sistema de Producción de Agua Fría de Freskaleche



4.5.3 Masa de Refrigerante del Sistema. La cantidad de Amoniaco que circula por el Sistema de Refrigeración utilizado para la producción del Agua Fría se obtiene a partir de un análisis realizado a los Compresores, en el cual se analizan las diferentes condiciones de operación y se calcula la masa de refrigerante que circula por cada uno de ellos por cada ciclo, para determinar la masa de refrigerante total se obtiene inicialmente el valor de la Eficiencia Volumétrica de cada compresor y con base en esta se calcula la cantidad de Amoniaco del Sistema.

4.5.3.1 Cálculo de La Eficiencia Volumétrica de Los Compresores. Para este cálculo se emplean las ecuaciones planteadas anteriormente para determinar la eficiencia volumétrica de un compresor real, es decir, involucrando en lo posible, la mayor cantidad de variables que puedan ser medidas en el equipo o en su defecto extraídas de los manuales de los equipos ya que se cuenta con los mismos, partiendo de la siguiente expresión para dicho cálculo:

$$\text{Eficiencia Volumétrica de un Compresor Real} = \gamma_1/\gamma_b * \{1 - V_d/V_{\text{fis}} * [(P_c/P_b)^{1/n} - 1]\}$$

A partir de la ecuación planteada se procede a la identificación del equipo teniendo en cuenta datos del fabricante y algunos valores específicos de las variables a medir en el equipo.

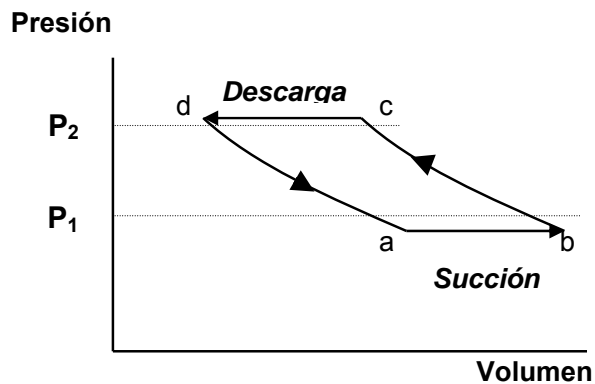
➤ **Datos Técnicos del Compresor modelo N6WA**

- Numero de Cilindros: 6
- Diámetro del Pistón: 3-3/4"
- Longitud de Carrera: 2"
- Rpm máximas compresor: 1450
- Capacidad a 35° C de Temp. de Condensación y 0° C: ± 53 TR

➤ **Datos de las variables del Compresor en Funcionamiento al 100% de Capacidad (Tomados el 26 Agosto de 2005 10:50 a.m).**

- Refrigerante: NH₃ Amoniaco
- Presión de Succión: 3.61 bar
- Temperatura de Succión: 2 ° C
- Presión de descarga: 13.7 bar
- Temperatura de descarga: 122 ° C
- Perdidas en válvulas de Admisión y Descarga: 0.15 bar y 0.3 bar (asumidas)

Basados en la información obtenida del equipo en funcionamiento y de acuerdo al siguiente diagrama para el ciclo de un compresor recíprocante se determinaran los valores correspondientes a los estados a, b, c, d así:



- | | | |
|------------------------------------|--------------------|------------------------|
| Presión en el múltiple de Admisión | (P ₁): | 3.76 bar |
| Presión en el Punto b (succión): | (P _b): | 3.76 – 0.15 = 3.61 bar |
| Presión en el múltiple de Salida | (P ₂): | 13.4 bar |
| Presión en el Punto C (Descarga): | (P _c): | 13.4 + 0.3 = 13.7 bar |

Si se considera que la Temperatura en el punto b (T_b) es aproximadamente igual a la temperatura de admisión (T_1) entonces:

$$\begin{aligned}P_1 \gamma_1 / T_1 &= P_b \gamma_b / T_b \\ \gamma_1 / \gamma_b &= P_b / P_1\end{aligned}$$

Donde las variables corresponden a:

Temperatura del punto b:	T_b
Temperatura en el múltiple de admisión:	T_1
Volumen específico en el punto b:	γ_b
Volumen específico en el punto 1:	γ_1

Relación entre los volúmenes específicos y los valores de Presión

$$\gamma_1 / \gamma_b = P_b / P_1 = 3.61 / 3.76 = 0.96$$

Empleando las tablas de Propiedades termodinámicas para el amoniaco se pueden determinar las condiciones de estados iniciales del proceso y los puntos del diagrama para un compresor real.

➤ **Volumen específico en el múltiple de admisión (γ_1).**

Dada la presión en el punto $P_1 = 3.76$ bar y $T_1 = 2$ °C se tiene que:

$$\gamma_1 = 0.3516 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para el Proceso de compresión politropico se tiene en cuenta la consideración de que el exponente n se aproxima al exponente isentrópico $k = 1.31 = n$

➤ **Determinación del Volumen Físico del Compresor.**

Volumen Físico del Compresor = $(\pi * D^2/4) * L * N * \text{No. Pistones}$

Diámetro Pistón: 3-3/4" (0.09525 m)

Long. Carrera: 2" (0.00508 m)

Vol. Físico = $[\pi * (0.09525)^2]/4 * (0.00508) * (6) = 0.00217 \text{ m}^3$

➤ **Eficiencia Volumétrica del Compresor Mycom N6WA:**

Eficiencia Volumétrica Compresor Real = $V_1/V_b * \{1 - V_d/V_{fis} * [(P_c/P_b)^{1/n} - 1]\}$

La relación entre el volumen muerto del compresor y el volumen físico del mismo corresponde al valor del Claro y esta expresado en forma de un porcentaje del valor de la carrera del pistón; para el cálculo de este equipo se considera un claro estándar del 7%, es decir, una relación de volúmenes de 0.07 entonces:

Eficiencia Volumétrica Compresor Real = $0.965 * \{1 - 0.07 * [(13.7/3.61)^{(1/1.31)} - 1]\}$

Eficiencia Volumétrica Compresor Real = **0.84, es decir una Eficiencia del 84%**

Como la Eficiencia Volumétrica de los Compresores varía con los cambios ocurridos en las temperaturas de Admisión y Salida, se procede a realizar un análisis del cambio en la eficiencia cuando se tienen diferentes valores de estas variables en el sistema, los resultados se muestran en las Tablas 33 y 34.

Tabla 33. Eficiencia Volumétrica a diferentes Presiones de Admisión

Presión de Admisión P_1 (bar)	Presión de Salida P_2 (bar)	Presión Succión P_b (bar)	Presión de Descarga P_c (bar)	Volumen Especifico V_1 (m ³ /kg)	Volumen Especifico V_b (m ³ /kg)	Relación de Volúmenes V_1/V_b	Claro (%) de Carrera	Eficiencia Volumétrica %
3	13.4	2.85	13.7	0.4166	0.4372	0.95	0.07	79
3.2	13.4	3.05	13.7	0.392	0.4102	0.955	0.07	80
3.4	13.4	3.25	13.7	0.3702	0.3863	0.958	0.07	82
3.6	13.4	3.45	13.7	0.3526	0.3652	0.965	0.07	83.8
3.8	13.4	3.65	13.7	0.3333	0.3462	0.962	0.07	84.3
4.0	13.4	3.85	13.7	0.3175	0.3292	0.964	0.07	85.2
4.5	13.4	4.35	13.7	0.284	0.2933	0.968	0.07	87
4.8	13.4	4.65	13.7	0.2671	0.2753	0.97	0.07	88
5.0	13.4	4.85	13.7	0.257	0.2645	0.971	0.07	88.7

Tabla 34. Eficiencia Volumétrica a diferentes Presiones de Salida

Presión de Admisión P_1 (bar)	Presión de Salida P_2 (bar)	Presión Succión P_b (bar)	Presión de Descarga P_c (bar)	Volumen Especifico V_1 (m ³ /kg)	Volumen Especifico V_b (m ³ /kg)	Relación de Volúmenes V_1/V_b	Claro (%) de Carrera	Eficiencia Volumétrica %
3.8	12.5	3.65	12.8	0.3333	0.3462	0.962	0.07	85.2
3.8	12.7	3.65	13	0.3333	0.3462	0.962	0.07	85
3.8	13	3.65	13.3	0.3333	0.3462	0.962	0.07	84.7
3.8	13.2	3.65	13.5	0.3333	0.3462	0.962	0.07	84.5
3.8	13.5	3.65	13.8	0.3333	0.3462	0.962	0.07	84.2
3.8	13.7	3.65	14	0.3333	0.3462	0.962	0.07	84
3.8	14	3.65	14.3	0.3333	0.3462	0.962	0.07	83.7

➤ **Resultados Obtenidos del Análisis.**

- Al disminuir la Presión de Admisión en los compresores se disminuye la Eficiencia Volumétrica

Al disminuir la presión de admisión, el vapor del Claro (Volumen muerto) debe experimentar una gran reexpansión para disminuir la presión hasta la apertura de las válvulas.

- Al aumentar la Presión de Descarga en los compresores se disminuye la Eficiencia Volumétrica

Si se aumenta la presión de descarga, el vapor del Claro (Volumen muerto) será comprimido a una presión mayor y se necesitara una cantidad mayor de reexpansión para alcanzar la presión de apertura de las válvulas de admisión a lo largo del ciclo.

- Los efectos sobre la Eficiencia Volumétrica y el Trabajo del Compresor son más significativos al variar la Presión de Admisión que cuando se varía la Presión de descarga de los Compresores.

4.5.3.2 Cálculo de la Masa de Refrigerante del Sistema. Para determinar la masa de amoniaco circulando por el Sistema de Refrigeración se suman los valores de la masa de refrigerante que circula por el Compresor 1, el Compresor 2 y el Compresor 3.

- Masa de Amoniaco que circula por el Compresor 1.

Masa inducida por ciclo ($m_{ref}/ciclo$) = Volumen real / Volumen especifico γ_1

Masa inducida por ciclo ($m_{ref}/ciclo$) = $(E_v * V_{fis})/\gamma_1$

$$(E_v * V_{fis})/\gamma_1 = (0.84 * 0.00217)/0.3516 = 0.00518 \text{ kg/ciclo.}$$

A partir de este valor se calcula la rata de masa de Refrigerante en el compresor 1:

$$m_{ref} = m_{ref}/ciclo * N(Rpm) = 0.00518 * 1450 = 7.51 \text{ Kg/minuto.}$$

- Masa de Amoniaco que circula por el Compresor 2.

Masa inducida por ciclo ($m_{ref}/ciclo$) = Volumen real / Volumen especifico γ_1

Masa inducida por ciclo ($m_{ref}/ciclo$) = $(E_v * V_{fis})/\gamma_1$

$$(E_v * V_{fis})/\gamma_1 = (0.84 * 0.00144)/0.3516 = 0.00344 \text{ kg/ciclo.}$$

A partir de este valor se calcula la rata de masa de Refrigerante en el compresor 2:

$$m_{ref} = m_{ref}/ciclo * N(Rpm) = 0.00341 * 1450 = 4.98 \text{ Kg/minuto.}$$

- Masa de Amoniaco que circula por el Compresor 3.

Masa inducida por ciclo ($m_{ref}/ciclo$) = Volumen real / Volumen especifico γ_1

$$Masa \text{ inducida por ciclo } (m_{ref}/ciclo) = (E_v * V_{fis})/\gamma_1$$

$$(E_v * V_{fis})/\gamma_1 = (0.84 * 0.00144)/0.3516 = 0.00344 \text{ kg/ciclo.}$$

A partir de este valor se calcula la rata de masa de Refrigerante en el compresor 3:

$$m_{ref} = m_{ref}/ciclo * N(Rpm) = 0.00344 * 1450 = 4.98 \text{ Kg/minuto.}$$

- Masa de Amoniaco circulando por el Sistema.

$$m_{refT} = m_{ref1} + m_{ref2} + m_{ref3}$$

$$m_{refT} = 7.51 \text{ Kg/minuto} + 4.98 \text{ Kg/minuto} + 4.98 \text{ Kg/minuto} = 17.47 \text{ Kg/minuto}$$

Conociendo la manera de calcular la cantidad de refrigerante circulando por el Sistema, la cual se ve afectada por la variación en la Presión de Admisión del equipo, se procede a cuantificar la masa de refrigerante que circula a los diferentes valores de esta Presión, los cuales fueron medidos durante el periodo de observación y corresponden a un rango entre 3 y 5 bares, los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 35.

Tabla 35. Masa de Refrigerante del Sistema en Función de la Presión de Admisión

Presión de Admisión P1 (bar)	Volumen Específico V1 (m³/kg)	Eficiencia Volumétrica %	Mref COMPRESOR 1 (Kg/min)	Mref COMPRESOR 2 (Kg/min)	Mref COMPRESOR 3 (Kg/min)	MASA REFRIGERANTE DEL SISTEMA (Kg/min)
3	0.4166	79	5.96	3.9295	3.9295	13.819
3.2	0.392	80	6.42	4.147	4.147	14.714
3.4	0.3702	82	6.96	4.437	4.437	15.834
3.6	0.3526	83.3	7.47	4.698	4.698	16.866
3.8	0.3333	84.3	7.95	4.93	4.93	17.81
4.0	0.3175	85.2	8.44	5.2055	5.2055	18.851
4.5	0.284	87	9.63	5.394	5.394	20.418
4.8	0.2671	88	10.36	5.597	5.597	21.554
5.0	0.257	88.7	10.85	5.945	5.945	22.74

4.5.4 Energía Suministrada a los Compresores del Sistema. Para calcular el Calor total que es entregado al Sistema por los tres compresores, es necesario conocer este valor en forma independiente para cada uno de los equipos, el cual esta definido a partir de las condiciones de operación del sistema registradas previamente y de acuerdo a la siguiente relación:

$$Q_{Comp} = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3)$$

Donde las variables correspondientes son:

Q_{Comp} = Calor entregado al sistema por el compresor (Kw)

\dot{m}_{ref} = Masa de Refrigerante circulando por el compresor

h_4 = Entalpía del amoniaco a la salida del compresor (KJ/Kg)

h_3 = Entalpía del amoniaco a la entrada del compresor (KJ/Kg)

Los datos que son necesarios para el cálculo del Calor entregado por los tres compresores provienen del diagrama del ciclo de Refrigeración Real del Sistema, a partir de este se obtienen los valores de la Tabla 36 teniendo en cuenta las variaciones frecuentes en la Presión del Admisión de los equipos encontradas durante el periodo de observación del Sistema.

Tabla 36. Energía Suministrada a los Compresores

P Adm. (bar)	Ental. h3 (Kj/Kg)	Ental. h4 (Kj/Kg)	Trabajo Espec. h4-h3 (Kj/Kg)	Mref Comp. N6WA (Kg/s)	Calor Entregado Q_{Comp1} (Kw)	Mref Comp. N4WA (Kg/s)	Calor Entregado Q_{Comp2} (Kw)	Mref Compr. N4WA 2 (Kg/s)	Calor Entregado Q_{Comp3} (Kw)	Calor Total Entregado Q_{Comp} (Kw)
3	1445	1672	227	0.099	22.473	0.065	14.755	0.065	14.755	51.983
3.2	1450	1665	215	0.107	23.005	0.069	14.835	0.069	14.835	52.675
3.4	1452	1655	203	0.116	23.548	0.073	14.819	0.073	14.819	53.186
3.6	1454	1652	198	0.1245	24.651	0.078	15.444	0.078	15.444	53.539
3.76	1457	1647	190	0.125	23.78	0.079	15.16	0.079	15.16	54.1
4.0	1457	1636	179	0.140	25.06	0.086	15.394	0.086	15.394	55.848
4.5	1460	1620	160	0.160	22.473	0.089	14.24	0.089	14.24	50.953

4.5.4.1 Eficiencia Mecánica de los Compresores. Otro parámetro que se calculó en el equipo es el Trabajo en el Compresor y a partir de los datos de Potencia suministrados por el Fabricante se calcula el valor de la eficiencia mecánica de cada equipo, se tiene en cuenta la siguiente expresión para el cálculo:

Usando la Relación $p v^n = \text{Constante}$ se obtiene:

$$W_{comp} = \frac{1.31}{1.31-1} x P_b V_b x \left(\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} - 1 \right)$$

La ecuación para el cálculo del trabajo en el compresor tiene en cuenta las mismas suposiciones empleadas para determinar la Eficiencia Volumétrica

El siguiente ejemplo de cálculo es para el compresor Modelo N6WA:

$$W_{comp} = \frac{1.31}{1.31-1} x 3.61 x 10^5 x 0.341 x \left(\left[\frac{13.7}{3.61} \right]^{\frac{0.31}{1.31}} - 1 \right)$$

$$W_{comp} = 193041 \text{ J/kg}$$

Para el cálculo de la Eficiencia Mecánica del compresor se parte de la Potencia del motor eléctrico sugerido por el fabricante del equipo, a partir de la siguiente expresión:

$$Potencia = \frac{\text{Rata de Masa de Refrigerante} \times W \text{ del Compresor}}{\text{Eficiencia Mecánica} \times 60 \times 1000}$$

Los factores de conversión de 60 y 1000 se emplean para obtener la Potencia en Kilowatts, los valores de Potencia de los motores eléctricos instalados para los diferentes compresores son los siguientes:

Compresor Mycom N6WA	Motor eléctrico de 50 HP (37.3 Kw)
Compresor Mycom N4WA	Motor eléctrico de 30 HP (22.38 Kw)

Despejando el valor de la eficiencia mecánica de los compresores a partir de la ecuación planteada para la potencia se obtiene:

$$Eficiencia(\eta_m) = \frac{\text{Rata de Masa de Refrigerante} \times W \text{ del Compresor}}{\text{Potencia} \times 60 \times 1000}$$

Compresor Modelo N6WA:

$$Eficiencia(\eta_m) = 7.51 \text{ Kg/minuto} \times 193041 \text{ J/kg} / 37.3 \times 60 \times 1000 = 0.65$$

Compresor Modelo N4WA:

$$Eficiencia(\eta_m) = 4.98 \text{ Kg/minuto} \times 193041 \text{ J/kg} / 22.38 \times 60 \times 1000 = 0.71$$

4.5.5 Calor Eliminado en los Condensadores Evaporativos. El Calor que tienen que eliminar los Condensadores Evaporativos del Sistema corresponde a la cantidad de calor retirado para llevar el refrigerante desde el estado en el Punto 4 hasta las condiciones del Punto 1 del Diagrama del Ciclo de Refrigeración Real conocido previamente, para ello se cuenta con la siguiente ecuación para el calculo:

$$Q_c = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1)$$

Donde las variables correspondientes son:

Q_c = Calor eliminado del Sistema por los Condensadores (Kw)

\dot{m}_{ref} = Masa de Refrigerante circulando por los condensadores (Kg/s)

h_4 = Entalpía del amoniaco a la entrada de los Condensadores (KJ/Kg)

h_1 = Entalpía del amoniaco a la salida de los Condensadores (KJ/Kg)

A partir de la ecuación planteada se obtienen los datos del Calor Total eliminado en los tres condensadores Evaporativos con los cuales cuenta el Sistema de Producción de Agua Fría de la empresa Freskaleche, el registro se realiza en la Tabla 37.

Tabla 37. Calor Eliminado del Sistema por los Condensadores Evaporativos

Temperatura Condensación °C	Presión Condensación (bar)	Entalpía h4 (Kj/Kg)	Entalpía h1 (Kj/Kg)	Trabajo Especifico h4-h1 (Kj/Kg)	Mref Condensadores \dot{m}_{refT} (Kg/s)	Calor total Retirado Q_c (Kw)
33	12.78	1643	335.5	1307.5	0.2527	330.40525
34	13.16	1648	340.4	1307.6	0.264	345.2064
35	13.54	1652	345.4	1306.6	0.2901	379.01
36	13.94	1657	350.4	1306.6	0.313	408.9
37	14.34	1662	355.4	1306.6	0.321	419.4
38	14.75	1667	360.4	1306.6	0.335	437.7
39	15.16	1672	365.4	1306.6	0.350	457.31

4.5.6 Cálculo de la Capacidad Instalada de Refrigeración Para La Producción de Agua Fría.

Para el Sistema de Refrigeración por Compresión de vapor instalado en Freskaleche se va a calcular su capacidad teniendo en cuenta los diferentes datos obtenidos durante el periodo de observación, en el cual se encontraron diferentes valores dependiendo de la variación en los niveles de cargas térmicas en los procesos de la Planta, como este sistema es controlado manualmente y a pesar de la posibilidad que tienen los equipos de trabajar a diferentes niveles de operación se encuentra que la Capacidad del Sistema varía con respecto a los diferentes valores de Temperatura de Condensación y Temperatura de Evaporación, teniendo en cuenta estas variaciones y a partir de la ecuación planteada previamente para el cálculo de la Capacidad del sistema de Refrigeración se tiene:

$$CAP_1 = m_{ref1} (h_3 - h_2) \quad [\text{Btu/h}] \quad [\text{Toneladas de Refrigeración (TR)}]$$

$$CAP_2 = (m_{ref2} + m_{ref3}) (h_3 - h_2) \quad [\text{Btu/h}] \quad [\text{Toneladas de Refrigeración (TR)}]$$

$$CAP_s = CAP_1 + CAP_2 = m_{refT} (h_3 - h_2) \quad [\text{Btu/h}] \quad [\text{Toneladas de Refrigeración (TR)}]$$

Donde las variables de la ecuación son las siguientes:

CAP_1 = Capacidad del Evaporador 1 (TR)

CAP_2 = Capacidad del Evaporador 2 (TR)

CAP_s = Capacidad Total del Sistema de Refrigeración (TR)

m_{ref1} = Masa de refrigerante circulando por el Evaporador 1

m_{ref2} = Masa de refrigerante circulando por el Evaporador 2

m_{ref3} = Masa de refrigerante circulando por el Evaporador 2

m_{refT} = Masa de refrigerante Total circulando por el Sistema

$(h_3 - h_2) =$ Efecto Refrigerante, cambio de Entalpía o Calor absorbido en el Evaporador (Kj/Kg)

Los datos necesarios para los cálculos fueron obtenidos previamente en el análisis del sistema y a partir de ellos se realiza el siguiente ejemplo de cálculo para la Capacidad del Sistema:

$$m_{refT} = m_{ref1} + m_{ref2} + m_{ref3}$$

$$m_{refT} = 7.51 \text{ Kg/minuto} + 4.98 \text{ Kg/minuto} + 4.98 \text{ Kg/minuto} = 17.47 \text{ Kg/minuto}$$

El valor de las Entalpías se calcula a partir de las condiciones del Amoniaco en los puntos correspondientes del Diagrama así:

El valor de h_3 es calculado para el Amoniaco en estado Sobrecalentado a una Presión de 3.61 bar y a una Temperatura 2 °C:

$$h_3 = 1455 \text{ Kj/Kg}$$

El valor de h_2 es igual al valor de h_1 calculado para el Amoniaco en estado Subenfriado en el punto 1, el punto 2 corresponde a una Presión de 3.76 bar y a una Temperatura -3.5 °C:

$$h_2 = 345.4 \text{ Kj/Kg}$$

Teniendo todos los datos necesarios para el cálculo de la Capacidad del Sistema de Refrigeración bajo las condiciones del ejemplo se obtiene el siguiente valor:

$$CAP_s = 17.62 \text{ Kg/minuto} (1455-345.4) = 325.11 \text{ Kw.} = 92.44 \text{ TR}$$

A continuación se muestra en las Tablas 38 y 39 un resumen de la variación de la Capacidad del Sistema cuando se tienen diferentes valores en las Temperaturas de Evaporación y Condensación respectivamente.

Tabla 38. Capacidad del Sistema a Diferentes valores de Temperatura de Evaporación

Temp. Evapor. Tev (°C)	Presión Evapor. Pev (bar)	Entalpía h1=h2 (Kj/Kg)	Entalpía h3 (Kj/Kg)	Masa de Refrig. Mref (Kg/min)	Masa de Refrig. Mref (Kg/s)	Efecto Refrig. ER=h3-h2 (Kj/Kg)	Capacidad CAP (Kw)	Capacidad CAP (TR)
-7	3.28	345.4	1451	15.162	0.252	1105.6	278.61	79.21
-6	3.417	345.4	1452	15.88	0.264	1106.6	292.14	83.06
-5	3.554	345.4	1454	16.608	0.276	1108.6	305.97	86.99
-4	3.695	345.4	1455	17.29	0.288	1109.6	319.56	90.86
-3.5	3.767	345.4	1455	17.62	0.293	1109.6	325.11	92.44
-2	3.99	345.4	1457	18.79	0.313	1111.6	347.93	98.92
-1	4.14	345.4	1458	19.28	0.3213	1112.6	357.47	101.64

Tabla 39. Capacidad del Sistema a Diferentes valores de Temperatura de Condensación

Temp. de Condens. Tc (°C)	Presión Condens. Pc (bar)	Entalpía h1=h2 (Kj/Kg)	Entalpía h3 (Kj/Kg)	Masa de Refrig. Mref (Kg/min)	Masa de Refrig. Mref (Kg/s)	Efecto Refrig. ER=h3-h2 (Kj/Kg)	Capacidad CAP (Kw)	Capacidad CAP (TR)
33	12.78	335.5	1456	15.162	0.2527	1120.5	282.36	80.28
34	13.16	340.4	1456	15.88	0.264	1115.6	294.51	83.74
35	13.54	345.4	1456	16.608	0.2901	1110.6	306.52	87.15
36	13.94	350.4	1456	17.29	0.313	1105.6	318.41	90.53
37	14.34	355.4	1456	17.62	0.321	1100.6	322.47	91.69
38	14.75	360.4	1456	18.79	0.335	1095.6	342.92	97.50

4.6 INDICE DE CONSUMO ENERGETICO EN LA PRODUCCIÓN (I_{cw})

Para determinar el Índice de consumo en la Producción de Agua Fría se realiza una relación entre la Carga Térmica Máxima calculada en la planta y la Capacidad instalada de Refrigeración del Sistema, a partir de esto se obtiene la siguiente ecuación:

$$I_{cw} = \frac{CARGA_{m\acute{a}xima}}{CAP_{sistema}}$$

- **Carga Térmica Máxima del Sistema.** Es la carga que se consume cuando se encuentran todos los equipos funcionando y teniendo en cuenta el calor que gana el agua en la distribución, el resumen de las cargas térmicas del sistema se registra en la Tabla 40.

Tabla 40. Carga Térmica Máxima del Sistema

CARGAS TERMICAS DEL SISTEMA	CALOR (W)	CALOR (TR)
CARGA DE LOS PROCESOS	316392.18	89.96
CALOR ABSORBIDO POR EL AGUA	1167.93	0.332
CARGA TOTAL	317560.11	90.29

- **Capacidad Real del Sistema.** Como se observa en la siguiente Tabla, la capacidad del Sistema de Refrigeración se puede expresar en función de la temperatura de evaporación, para el cálculo de la Eficiencia del Sistema se toma el valor nominal de los equipos que en operación normal corresponde a un Temperatura de Evaporación de -3.5°C y una capacidad de 92.44 TR.

Tabla 41. Capacidad del Sistema vs. Tev

Temperatura de Evaporación Tev (°C)	Capacidad del Sistema CAP (TR)
-7	79.21
-6	83.06
-5	86.99
-4	90.86
-3.5	92.44
-2	98.92
-1	101.64

Teniendo en cuenta la consideración anterior, se obtiene el siguiente valor para la Eficiencia del Sistema de Producción de Agua Fría de Freskaleche:

$$I_{cw} = \frac{CARGA_{max}}{CAP_{sistema}} = \frac{90.29}{92.44} = 0.9767$$

Como el valor es menor que uno se observa con el resultado obtenido que el Sistema para la Producción de Agua Fría Instalado en Freskaleche S.A. esta diseñado para cubrir los requerimientos de la totalidad de las Cargas Térmicas Generadas en los Procesos Productivos de la Planta, como el valor es muy cercano a uno también es claro decir que el Sistema esta trabajando a su máxima capacidad, lo que quiere decir que no se cuenta con un reserva de frío para implementar una Carga Térmica adicional a futuro.

5. PLAN DE SUGERENCIAS PARA MEJORAR EL SISTEMA DE REFRIGERACION PARA LA PRODUCCION DE AGUA FRIA

1. Una de las sugerencias mas importantes para mejorar las condiciones de operación del sistema de refrigeración es cambiar la estructura externa de dos condensadores evaporativos, los cuales presentan un grado avanzado de deterioro en los materiales de fabricación, los ventiladores axiales, los elementos de unión, el sistema de recirculación, el sistema de retención de gotas de agua, razón por la cual se presenta una gran cantidad de fugas de agua mezclada con sustancias químicas y lodos depositados en el fondo de los tanques de cada uno de ellos, esta situación afecta el medio ambiente por la naturaleza química de los aditivos que se agregan con la finalidad de evitar la incrustación de los condensadores y también se ve afectada la tubería interna de los equipos por la acumulación de un tipo de alga alrededor de las diferentes filas de tubos, causando la corrosión del material, esto generalmente se presenta porque no se cuenta con un adecuado sistema de purga continua de lodos y la implementación de un cronograma para el desarrollo de estas actividades.

2. Se recomienda la corrección de fugas de agua fría en los siguientes puntos encontrados en las líneas de transporte hacia los procesos de la planta:

- Fuga en Tubería de 2" a la entrada de la Planta de Tratamiento térmico de la Leche a nivel de codo que une la tubería que suministra agua fría a la sección de recibo de leche cruda.
- Fuga en tubería de 1 ½" en el suministro de agua fría al sistema de enfriamiento del Yogur a nivel de entrada al intercambiador tubular.
- Fuga en tubería de 1" a nivel de suministro de agua a la marmita utilizada para el enfriamiento de la Gelatina y el Arequipe.

3. Se debe estudiar la posibilidad de cambiar la Bomba Principal que alimenta la Planta de Tratamiento de Leche (IHM 20A 6.0) por las condiciones de operación actual del equipo, el cual presenta recalentamiento continuo y elevación esporádica del consumo de corriente, lo cual obliga al operario del sistema a regular el flujo de agua fría hacia esta área con el fin de controlar el nivel de amperaje del motor de la bomba y no afectar el continuo bombeo hacia los procesos de enfriamiento, esto repercute en temperaturas mas altas de la leche a la salida de los intercambiadores, se recomienda revisar la instalación de una bomba de mayor caudal que opere bajo las mismas condiciones de presión del sistema, para el correcto enfriamiento del producto sin causar problemas en el equipo, cabe destacar que esta bomba tiene alrededor de 12 años de operación continua y las operaciones de mantenimiento se han limitado a revisiones esporádicas del estado de los elementos del motor y en algunos casos a tareas de mantenimiento emergente por daños del sello mecánico del equipo.

4. Una sugerencia para mejorar la eficiencia del sistema de refrigeración de la planta de la empresa consiste en mejorar las condiciones de operación del sistema de enfriamiento de los compresores recíprocos, el cual presenta incrustaciones en la tubería de alimentación del agua que se emplea para tal fin, obstrucciones de la tubería de retorno hacia los tanques del agua, fallas en el funcionamiento de las bombas que suministran el fluido de enfriamiento, además de lo anterior cabe destacar que el agua utilizada para esta operación se extrae del fondo de los condensadores evaporativos, donde la cantidad de lodos es abundante, una recomendación para mejorar este proceso consiste en utilizar agua suavizada almacenada en forma independiente en otro tanque para alimentar el sistema de enfriamiento y proteger la vida útil de los compresor, evitar la incrustación, la corrosión, perforación, formación de algas y daño permanente de las tuberías.

5. Se sugiere mejorar la calidad del agua de los Bancos de Hielo con el fin de disminuir el daño progresivo de la tubería inmersa en los evaporadores, la cual se encuentra oxidada y recubierta de lodos a su alrededor en el fondo de los Bancos, lo cual hace que el agua que circula por todo el sistema de agua fría de la planta transporte partículas que pueden atacar químicamente los materiales de los equipos que se utilizan en el intercambio de calor con los productos en los diferentes procesos que utilizan el agua fría como medio de enfriamiento.

CONCLUSIONES

- ✓ Se determinó la cantidad de energía a suministrar por el vapor y a extraer por el agua fría para la ejecución de todos los procesos que emplean dichos fluidos en las etapas de elaboración de los productos alimenticios en la planta.

- ✓ Se analizó que la disponibilidad en la generación del vapor es menor que la carga energética que consumen los procesos, por ende se requiere aumentar la capacidad instalando una caldera que genere una mayor cantidad de vapor al sistema e incrementar la eficiencia térmica del mismo aislando todas las líneas de vapor, realizando mantenimiento periódico a las trampas, corrigiendo fugas de vapor y mejorando la calidad del agua de alimentación a las calderas.

- ✓ Se analizó que La capacidad instalada del sistema de refrigeración para la producción de agua fría es aproximadamente igual a la carga térmica que consumen los procesos, es decir no se cuenta con disponibilidad de energía para incluir nuevos procesos que requieran de enfriamiento, conservando las condiciones actuales de operación del sistema de refrigeración.

- ✓ Se elaboró un plan de sugerencias para la optimización del sistema de vapor y el sistema de producción de agua fría; la empresa ha estudiado las sugerencias y se han ejecutado acciones como la compra e instalación de una caldera de 200BHP, la repotenciación de dos condensadores evaporativos, mantenimiento a los bancos de hielo y otras mejoras realizadas en la distribución de los fluidos.

BIBLIOGRAFIA

MARADAY CHARRIS, Juan Francisco. Termodinámica Aplicada. Ediciones Universidad Industrial de Santander, 2002

INCROPERA, Frank P y DENITT, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ª. Ed. Prentice Hall, Mexico, 1999

MILLS, Anthony F. Transferencia de calor. Publicación IRWIN, España, 1995

ASHRAE Handbook of fundamentals, American society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers, New Cork, 1977

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS DE TECNICAS. Normas Colombianas para la presentación de trabajos de grado, Santa de Bogota D.C., ultima edición INCONTEC, 1996.

CASTELLANOS, Sergio y NUÑEZ Frank. Catalogo de Productos Spirax Sarco. 1ª . Ed. 1994.

DOSSAT, Roy. Principios de Refrigeración. México: Continental S.A.; 2ª ed. 1980

AVILA, J. Oriol. Tratado moderno de lecherías e industrias derivadas de la leche. 1954

HUTCHINSON, Refrigeration Engineering

COMESA, Manual de calderas

CONTINENTAL. Manual de calderas

ASHRAE, Guide and data book. 1961

Norma oficial mexicana Nom 009, 1995, eficiencia Energética en Aislamientos Industriales

ANEXOS

ANEXO 1

Propiedades del Agua Saturada: Tabla de Presión

ρ' (Kg/m³); ν (m³/Kg); h (Kj/Kg); s (Kj/Kg/K)

P (bar)	T (°C)	ρ'	ν''	h'	h''	s'	s''
0.01	6.92	999.9	129.9	29.32	2513	0.1054	8.975
0.02	17.5	998.6	66.97	73.52	2533	0.2609	8.722
0.03	24.1	997.2	45.66	101.04	2545	0.3546	8.576
0.04	29	995.9	34.81	121.42	2554	0.4225	8.473
0.05	32.9	994.7	28.19	137.83	2561	0.4761	8.393
0.06	36.2	993.6	23.74	151.5	2567	0.5207	8.328
0.07	39.1	992.6	20.53	163.43	2572	0.5591	8.274
0.08	41.5	991.6	18.1	[73.9	2576	0.5927	8.227
0.09	43.8	990.7	16.2	183.3	2580	0.6225	8.186
0.1	45.8	989.8	14.68	191.9	2584	0.6492	8.149
0.15	54	986.2	10.02	226.1	2599	0.755	8.007
0.2	60.1	983.2	7.647	251.4	2609	0.8321	7.907
0.25	65	980.5	6.202	272	2618	0.8934	7.83
0.3	69.1	978.3	5.226	289.3	2625	0.9441	7.769
0.35	72.7	976.2	5.529	304.3	2631	0.9877	7.715
0.4	75.9	974.3	3.994	317.7	2636	1.0261	7.67
0.45	78.8	972.6	3.574	329.6	2641	1.0601	7.629
0.5	81.4	971.0	3.239	340.6	2645	1.091	7.593
0.6	86	968.1	2.732	360	2653	1.1453	7.531
0.7	90	965.3	2.364	376.8	2660	1.1918	7.479
0.8	93.5	962.9	2.057	391.8	2665	1.233	7.434
0.9	96.7	960.7	1.869	405.3	2670	1.2696	7.394
1	99.6	958.6	1.694	417.4	2675	1.3026	7.36
1.2	104.8	954.9	1.429	439.4	2683	1.3606	7.298
1.4	109.3	951.5	1.236	458.5	2690	1.4109	7.246
1.6	113.3	948.5	1.091	475.4	2696	1.4550	7.202
1.8	116.9	945.6	0.9773	490.7	2702	1.4943	7.163
2	120.2	943	0.8854	504.8	2707	1.5302	7.127
2.5	127.4	937	0.7185	535.4	2717	1.6071	7.053
3	133.5	931.7	0.6057	561.4	2725	1.672	6.992
3.5	138.9	927.1	0.5241	584.5	2732	1.728	6.941
4	143.6	922.8	0.4624	604.7	2738	1.777	6.897
4.5	147.9	918.9	0.4139	623.4	2744	1.821	6.857
5	151.8	915.2	0.3747	640.1	2749	1.86	6.822
6	158.8	908.5	0.3156	670.5	2757	1.931	6.761
7	165	902.4	0.2728	697.2	2764	1.992	6.709
8	170.4	896.9	0.2403	720.9	2769	2.046	6.663
9	175.4	891.8	0.2149	742.8	2774	2.094	6.623
10	179.9	887.1	0.1946	762.7	2778	2.138	6.587

ANEXO 2

Poder Calorífico Inferior, Calor de Vaporización, Volumen Molar y Punto de ebullición normal de algunos combustibles a 298 K y 1 atm.

\bar{q}_i^o (Kj/mol); $\bar{\ell}^o$ (Kj/mol); \bar{v}^o (cm³/mol); T_b (K)

Sustancia	Fórmula	\bar{q}_i^o	$\bar{\ell}^o$	\bar{v}^o	T _b
Hidrógeno	H ₂ (g)	241,8	-	-	20,4
Carbono	C(s)	393,6	-	-	0
Monóxido de Carbono	CO(g)	283	-	-	81,7
Metano	CH ₄ (g)	802,2	-	-	112
Etano	C ₂ H ₆ (g)	1430	5,02	-	185
Propano	C ₃ H ₈ (g)	2043	14,8	-	231
n- Butano	C ₄ H ₁₀ (g)	2658	21,1	-	273
n-Pentano	C ₅ H ₁₂ (g)	3293	26,4	115,2	309
n-Hexano	C ₆ H ₁₄ (l)	3857	31,5	130,5	341
n-Heptano	C ₇ H ₁₆ (l)	4466	36,7	145,5	371
n-Octano	C ₈ H ₁₈ (l)	5074	41,5	162,6	399
n- Decano	C ₁₀ H ₂₂ (l)	6282	51	0	0
n-Dodecano	C ₁₂ H ₂₆ (l)	7518	61,3	222	489
Nitrometano	CH ₃ NO ₂ (l)	642	38,4	53,6	0
Benceno	C ₆ H ₆ (l)	3136	34	88,9	353
Metanol	CH ₄ O(l)	638	37,9	40,4	338
Etanol	C ₂ H ₆ O(l)	1237	42,3	58,4	351
Acetileno	C ₂ H ₂ (g)	1256	21,6	41,9	190
Gasolina	C ₇ H ₁₇ (l)	4540	38,5	154	0
Queroseno11	C _{12.3} H _{22.4} (l)	7350	44,9	186,8	0
Diesel	C _{14.4} H _{24.9} (l)	8580	74,1	233	0
Agua	H ₂ O(l)	0	44	18	373

* Estimado para combustible típico

ANEXO 3

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del CO₂ como Gas ideal*.

$$\bar{h}_f^\circ = -393.52 \text{ Kj/mol}; M = 44.011 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-6.155	-6.986	181.067	2000	91.45	74.82	309.21
200	-3.376	-5.039	200.024	2100	97.5	80.039	312.16
298	0	-2.478	213.685	2200	103.575	85.282	314.988
300	0.069	-2.428	213.915	2300	109.671	90.547	317.695
400	4.008	0.682	225.225	2400	115.788	95.832	320.302
500	8.314	4.157	234.814	2500	121.926	101.139	322.808
600	12.916	7.927	243.199	2600	128.085	106.466	325.222
700	17.761	11.941	250.663	2700	134.256	111.806	327.549
800	22.815	16.163	257.408	2800	140.444	117.162	329.800
900	28.041	20.558	263.559	2900	146.645	122.532	331.975
1000	33.405	25.09	269.215	3000	152.862	127.917	334.084
1100	38.894	29.748	274.445	3100	159.092	133.316	336.126
1200	44.484	34.506	279.307	3200	165.391	138.783	338.109
1300	50.158	39.349	283.847	3300	171.586	144.147	340.034
1400	55.907	44.266	288.106	3400	177.849	149.578	341.904
1500	61.714	49.242	292.114	3500	184.121	155.019	343.72
1600	67.58	54.276	295.901	3600	190.405	160.471	345.49
1700	73.492	59.357	299.482	3700	196.698	165.933	347.213
1800	79.442	64.475	302.884	3800	202.999	171.402	348.895
1900	85.429	69.631	306.122	3900	209.313	176.885	350.536

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 4

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del CO como Gas ideal.

$$\bar{h}_f^\circ = -110.53 \text{ Kj/mol}; M = 28.011 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-5.828	-6.66	165.339	2000	56.739	40.109	258.6
200	-2.866	-4.529	185.878	2100	60.375	42.8913	260.37
298	0	-2.478	197.543	2200	64.019	45.726	262.065
300	0.054	-2.441	197.723	2300	67.676	48.55 1	263.692
400	2.975	-0.35 1	206.125	2400	71.346	51.39	265.253
500	5.929	1.77	212.719	2500	75.023	54.235	266.755
600	8.941	3.952	238.204	2600	78.714	57.095	268.203
700	12.021	6.2	222.953	2700	82.408	59.957	269.596
800	15.175	8.523	227.162	2800	86.115	62.833	270.943
900	18.397	10.913	230.957	2900	89.826	65.712	272.24
1000	21.686	13.371	234.421	3000	93.542	68.597	273.508
1100	25.033	15.886	237.609	3100	97.27	71.495	274.73
1200	28.426	18.448	240.563	3200	100.998	74.39	275.914
1300	31.865	21.055	243.316	3300	104.734	77.294	277.064
1400	35.338	23.697	245.889	3400	108.479	80.208	278.182
1500	38.848	26.375	248.312	3500	1 12.223	83.12	279.265
1600	42.384	29.08	250.592	3600	1 15.976	86.042	280.324
1700	45.94	31.804	252.751	3700	119.734	88.968	281.353
1800	49.522	34.555	254.797	3800	123.495	91.898	282.357
1900	53.124	37.325	256.743	3900	127.261	94.832	283.332

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 5

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del H₂O como Gas ideal.

$$\bar{h}_f^\circ = -241.82 \text{ Kj/mol}; M = 18.016 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-6.615	-7.446	152.281	2000	72.689	56.059	264.571
200	-3.28	-4.943	175.377	2100	77.831	60.369	267.081
298	0	-2.478	188.724	2200	83.036	64.743	269.5
300	0.063	-2.432	188.929	2300	88.295	69.17	271.839
400	3.452	0.126	198.673	2400	93.604	73.648	274.098
500	6.92	2.762	206.413	2500	98.964	78.176	276.286
600	10.498	5.509	212.928	2600	104.37	82.751	278.408
700	14.184	8.363	218.61	2700	109.813	87.362	280.462
800	17.991	11.339	223.693	2800	115.294	92.012	282.453
900	21.924	14.44	228.321	2900	120.813	96.699	284.391
1000	25.978	17.663	232.597	3000	126.361	101.416	286.273
1100	30.167	21.02	236.584	3100	131.942	106.167	288.102
1200	34.476	24.498	240.333	3200	137.553	110.945	289.884
1300	38.903	28.093	243.877	3300	143.189	115.749	291.616
1400	43.447	31.806	247.241	3400	148.854	120.583	293.307
1500	48.095	35.622	250.45	3500	154.54	125.437	294.955
1600	52.844	39.54	253.513	3600	160.247	130.313	296.566
1700	57.685	43.549	256.45	3700	165.975	135.209	298.135
1800	62.609	47.642	259.262	3800	171.724	140.127	299.666
1900	67.613	51.814	261.969	3900	177.494	145.065	301.164

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 6

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del H₂ como Gas ideal.

$$\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ Kj/mol}; M = 2.016 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-5.293	-6.124	102.035	2000	52.932	36.302	188.297
200	-2.77	-4.403	119.328	2100	56.379	38.917	189.979
298	0	-2.478	130.574	2200	59.86	41.567	191.598
300	0.054	-2.441	130.754	2300	63.371	44.246	193.159
400	2.958	-0.368	139.105	2400	66.915	46.959	194.669
500	5.883	1.725	145.628	2500	70.492	49.704	196.125
600	8.812	3.823	150.967	2600	74.091	52.472	197.539
700	11.749	5.928	155.498	2700	77.718	55.267	198.907
800	14.703	8.051	159.44	2800	81.37	58.088	200.234
900	17.682	10.198	162.95	2900	85.044	60.93	201.527
1000	20.686	12.371	166.113	3000	88.743	63.798	202.778
1100	23.723	14.576	169.008	3100	92.458	66.683	203.995
1200	26.794	16.816	171.682	3200	96.199	69.591	205.183
1300	29.907	19.097	174.172	3300	99.96	72.52	206.342
1400	33.062	21.421	176.51	3400	103.738	75.467	207.468
1500	36.267	23.794	178.724	3500	107.541	78.438	208.572
1600	39.522	26.218	180.82	3600	111.361	81.427	209.648
1700	42.815	28.679	182.82	3700	115.206	84.44	210.702
1800	46.15	31.183	184.724	3800	119.064	87.467	211.731
1900	49.522	33.723	186.548	3900	122.947	90.518	212.74

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 7

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del O₂ como Gas ideal.

$$\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ Kj/mol}; M = 32 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (Kj/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-5.7	-6.53	173.728	2000	59.199	42.569	268.655
200	-2.853	-4.516	193.439	2100	62.986	45.524	270.504
298	0	-2.478	205.033	2200	66.802	48.509	272.278
300	0.054	-2.44	205.213	2300	70.634	51.509	273.981
400	3.029	-0.297	213.765	2400	74.492	54.536	275.625
500	6.088	1.93	220.589	2500	78.375	57.587	277.207
600	9.247	4.258	226.346	2600	82.274	60.655	278.738
700	12.502	6.681	231.363	2700	86.199	63.748	280.219
800	15.841	9.189	235.814	2800	90.144	66.862	281.654
900	19.246	11.762	239.827	2900	94.111	69.997	283.048
1000	22.707	14.392	243.475	3000	98.098	73.153	284.399
1100	26.217	17.07	246.818	3100	102.102	76.327	285.713
1200	29.765	19.787	249.906	3200	106.127	79.519	286.989
1300	33.351	22.541	252.776	3300	110.169	82.729	288.232
1400	36.966	25.325	255.454	3400	114.232	85.961	289.445
1500	40.61	28.137	257.969	3500	118.307	89.204	290.625
1600	44.279	30.975	260.337	3600	122.399	92.465	291.78
1700	47.97	33.834	262.575	3700	126.507	95.741	292.905
1800	51.689	36.722	264.701	3800	130.629	99.032	294.005
1900	55.434	39.635	266.726	3900	134.762	102.333	295.077

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 8

Entalpía y Energía Interna sensibles y entropía absoluta del N₂ como Gas ideal.

$$\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ KJ/mol}; M = 28.0134 \text{ g/mol}$$

T (K); $\Delta\bar{h}$ y $\Delta\bar{u}$ (KJ/mol); \bar{s}° (J/mol/K)

T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°	T	$\Delta\bar{h}$	$\Delta\bar{u}$	\bar{s}°
100	-5.77	-6.601	159.703	2000	56.141	39.511	251.969
200	-2.858	-4.521	179.879	2100	59.748	42.286	253.726
298	0	-2.478	191.502	2200	63.371	45.078	255.412
300	0.054	-2.441	191.682	2300	67.008	47.883	257.027
400	2.971	-0.355	200.071	2400	70.651	50.695	258.58
500	5.912	1.754	206.631	2500	74.312	53.524	260.073
600	8.883	3.894	212.066	2600	77.981	56.362	261.513
700	11.937	6.116	216.756	2700	81.659	59.208	262.902
800	15.046	8.394	220.907	2800	85.345	62.063	264.241
900	18.221	10.737	224.647	2900	89.036	64.922	265.529
1000	21.46	13.145	228.057	3000	92.738	67.793	266.793
1100	24.757	15.61	231.199	3100	96.445	70.67	268.006
1200	28.108	18.13	234.116	3200	100.161	73.553	269.186
1300	31.48	20.67	236.831	3300	103.885	76.445	270.332
1400	34.936	23.295	239.375	3400	107.608	79.337	271.445
1500	38.405	25.932	241.768	3500	111.34	82.237	272.525
1600	41.903	28.599	244.028	3600	115.081	85.147	273.579
1700	45.43	31.294	246.166	3700	118.817	88.051	274.604
1800	48.982	34.015	248.195	3800	122.57	90.973	275.604
1900	52.551	36.752	250.128	3900	126.319	93.89	276.579

*Fuente JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 9

Tabla de Amoníaco Saturado

T (°C)	P (kPa)	vf (m ³ /kg)	vfg (m ³ /kg)	vg (m ³ /kg)	hf (kJ/kg)	hfg (kJ/kg)	hg (kJ/kg)	sf (kJ/kg K)	sfg (kJ/kg K)	sg (kJ/kg K)
-50	40,88	0,001424	2,6239	2,6254	-44,3	1416,7	1372,4	-0,1942	6,3502	6,1561
-48	45,96	0,001429	2,3518	2,3533	-35,5	1411,3	1375,8	-0,1547	6,2696	6,1149
-46	51,55	0,001434	2,1126	2,114	-26,6	1405,8	1379,2	-0,1156	6,1902	6,0746
-44	57,69	0,001439	1,9018	1,9032	-17,8	1400,3	1382,5	-0,0768	6,112	6,0352
-42	64,42	0,001444	1,7155	1,717	-8,9	1394,7	1385,8	-0,0382	6,0349	5,9967
-40	71,77	0,001449	1,5506	1,5521	0	1389	1389	0	5,9589	5,9589
-38	79,8	0,001454	1,4043	1,4058	8,9	1383,3	1392,2	0,038	5,884	5,922
-36	88,54	0,00146	1,2742	1,2757	17,8	1377,6	1395,4	0,0757	5,8101	5,8858
-34	98,05	0,001465	1,1582	1,1597	26,8	1371,8	1398,5	0,1132	5,7372	5,8504
-32	108,37	0,00147	1,0547	1,0562	35,7	1365,9	1401,6	0,1504	5,6652	5,8156
-30	119,55	0,001476	0,9621	0,9635	44,7	1360	1404,6	0,1873	5,5942	5,7815
-28	131,64	0,001481	0,879	0,8805	53,6	1354	1407,6	0,224	5,5241	5,7481
-26	144,7	0,001487	0,8044	0,8059	62,6	1347,9	1410,5	0,2605	5,4548	5,7153
-24	158,78	0,001492	0,7373	0,7388	71,6	1341,8	1413,4	0,2967	5,3864	5,6831
-22	173,93	0,001498	0,6768	0,6783	80,7	1335,6	1416,2	0,3327	5,3188	5,6515
-20	190,22	0,001504	0,6222	0,6237	89,7	1329,3	1419	0,3684	5,252	5,6205
-18	207,71	0,00151	0,5728	0,5743	98,8	1322,9	1421,7	0,404	5,186	5,59
-16	226,45	0,001515	0,528	0,5296	107,8	1316,5	1424,4	0,4393	5,1207	5,56
-14	246,51	0,001521	0,4874	0,4889	116,9	1310	1427	0,4744	5,0561	5,5305
-12	267,95	0,001528	0,4505	0,452	126	1303,5	1429,5	0,5093	4,9922	5,5015
-10	290,85	0,001534	0,4169	0,4185	135,2	1296,8	1432	0,544	4,929	5,473
-8	315,25	0,00154	0,3863	0,3878	144,3	1290,1	1434,4	0,5785	4,8664	5,4449

-6	341,25	0,001546	0,3583	0,3599	153,5	1283,3	1436,8	0,6128	4,8045	5,4173
-4	368,9	0,001553	0,3328	0,3343	162,7	1276,4	1439,1	0,6469	4,7432	5,3901
-2	398,27	0,001559	0,3094	0,3109	171,9	1269,4	1441,3	0,6808	4,6825	5,3633
0	429,44	0,001566	0,2879	0,2895	181,1	1262,4	1443,5	0,7145	4,6223	5,3369
2	462,49	0,001573	0,2683	0,2698	190,4	1255,2	1445,6	0,7481	4,5627	5,3108
4	497,49	0,00158	0,2502	0,2517	199,6	1248	1447,6	0,7815	4,5037	5,2852
6	534,51	0,001587	0,2335	0,2351	208,9	1240,6	1449,6	0,8148	4,4451	5,2599
8	573,64	0,001594	0,2182	0,2198	218,3	1233,2	1451,5	0,8479	4,3871	5,235
10	614,95	0,001601	0,204	0,2056	227,6	1225,7	1453,3	0,8808	4,3295	5,2104
12	658,52	0,001608	0,191	0,1926	237	1218,1	1455,1	0,9136	4,2725	5,1861
14	704,44	0,001616	0,1789	0,1805	246,4	1210,4	1456,8	0,9463	4,2159	5,1621
16	752,79	0,001623	0,1677	0,1693	255,9	1202,6	1458,5	0,9788	4,1597	5,1385
18	803,66	0,001631	0,1574	0,159	265,4	1194,7	1460	1,0112	4,1039	5,1151
20	857,12	0,001639	0,1477	0,1494	274,9	1186,7	1461,5	1,0434	4,0486	5,092
22	913,27	0,001647	0,1388	0,1405	284,4	1178,5	1462,9	1,0755	3,9937	5,0692
24	972,19	0,001655	0,1305	0,1322	294	1170,3	1464,3	1,1075	3,9392	5,0467
26	1033,97	0,001663	0,1228	0,1245	303,6	1162	1465,6	1,1394	3,885	5,0244
28	1098,71	0,001671	0,1156	0,1173	313,2	1153,6	1466,8	1,1711	3,8312	5,0023
30	1166,49	0,00168	0,1089	0,1106	322,9	1145	1467,9	1,2028	3,7777	4,9805
32	1237,41	0,001689	0,1027	0,1044	332,6	1136,4	1469	1,2343	3,7246	4,9589
34	1311,55	0,001698	0,0969	0,0986	342,3	1127,6	1469,9	1,2656	3,6718	4,9374
36	1389,03	0,001707	0,0914	0,0931	352,1	1118,7	1470,8	1,2969	3,6192	4,9161
38	1469,92	0,001716	0,0863	0,088	361,9	1109,7	1471,5	1,3281	3,5669	4,895
40	1554,33	0,001726	0,0815	0,0833	371,7	1100,5	1472,2	1,3591	3,5148	4,874
42	1642,35	0,001735	0,0771	0,0788	381,6	1091,2	1472,8	1,3901	3,463	4,853
44	1734,09	0,001745	0,0728	0,0746	391,5	1081,7	1473,2	1,4209	3,4112	4,8322
46	1829,65	0,001756	0,0689	0,0707	401,5	1072	1473,5	1,4518	3,3595	4,8113
48	1929,13	0,001766	0,0652	0,0669	411,5	1062,2	1473,5	1,4826	3,3079	4,7905
50	2032,62	0,001777	0,0617	0,0635	421,7	1052	1473,7	1,5135	3,2561	4,7696

ANEXO 10

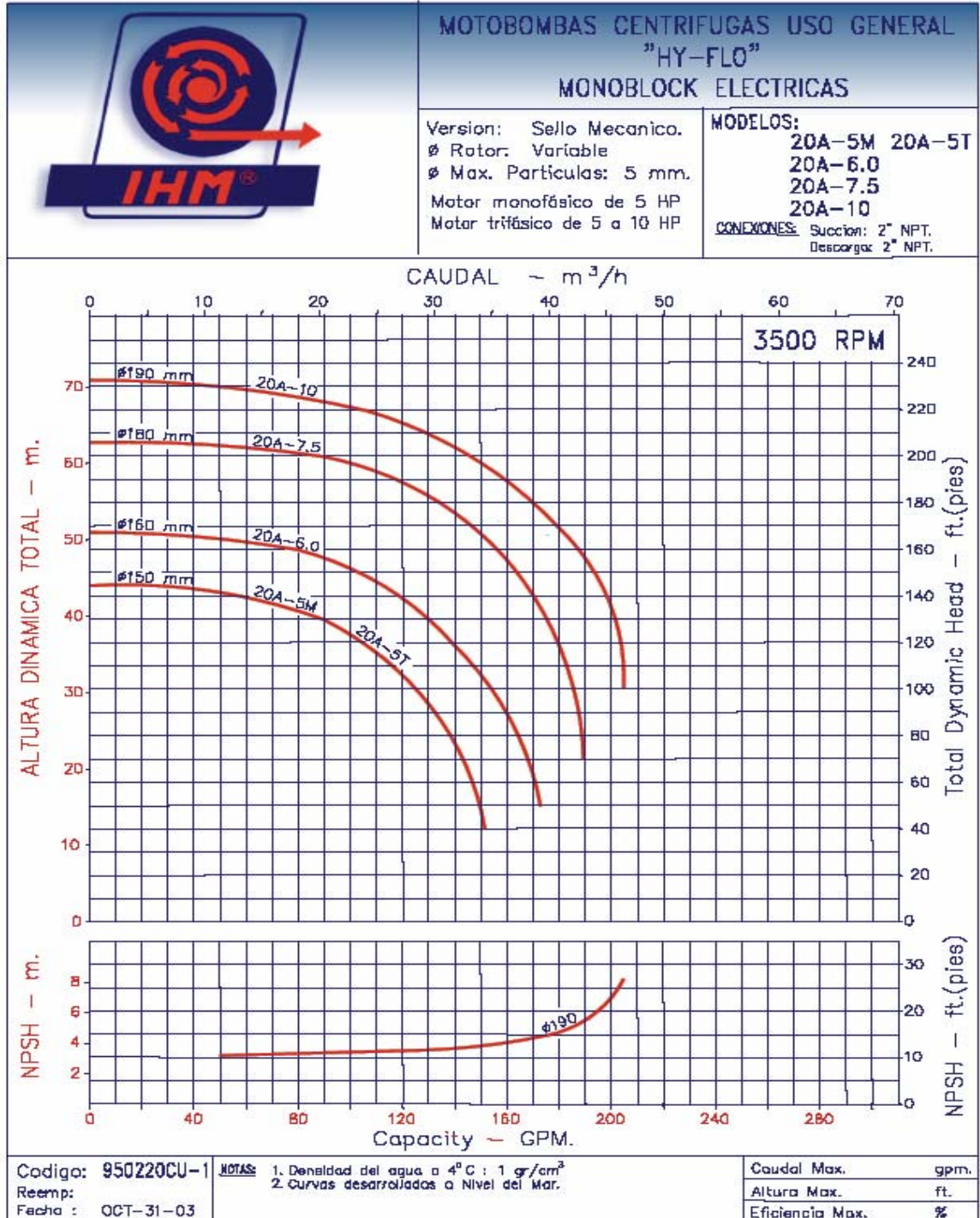
125	50	1,2509	1581,1	6,3887
125	60	1,2909	1603	6,4555
125	70	1,3309	1625	6,5206
125	80	1,3707	1647,2	6,5842
125	100	1,45	1691,8	6,7072
150	-20	0,7984	1424,1	5,7526
150	-10	0,8344	1447,3	5,8424
150	0	0,8697	1469,8	5,9266
150	10	0,9045	1492,1	6,0066
150	20	0,9388	1514,1	6,0831
150	30	0,9729	1536,1	6,1568
150	40	1,0068	1558	6,228
150	50	1,0405	1580	6,297
150	60	1,074	1602	6,3641
150	70	1,1074	1624,1	6,4295
150	80	1,1408	1646,3	6,4933
150	100	1,2072	1691,1	6,6167
200	-10	0,6199	1442	5,6863
200	0	0,6471	1465,5	5,7737
200	10	0,6738	1488,4	5,8559
200	20	0,7001	1510,9	5,9342
200	30	0,7261	1533,2	6,0091
200	40	0,7519	1555,5	6,0813
200	50	0,7774	1577,7	6,1512
200	60	0,8029	1599,9	6,2189
200	70	0,8282	1622,2	6,2849
200	80	0,8533	1644,61	6,3491
200	100	0,9035	1689,6	6,4732
250	-10	0,491	1436,6	5,5609
250	0	0,5135	1461	5,6517
250	10	0,5354	1484,5	5,7365
250	20	0,5568	1507,6	5,8165
250	30	0,578	1530,3	5,8928
250	40	0,5989	1552,9	5,9661
250	50	0,6196	1575,4	6,0368
250	60	0,6401	1597,8	6,1052
250	70	0,6605	1620,3	6,1717
250	80	0,6809	1642,8	6,2365
250	100	0,7212	1688,2	6,3613
300	0	0,4243	1456,3	5,5493
300	10	0,443	1480,6	5,6366
300	20	0,4613	1504,2	5,7186
300	30	0,4792	1527,4	5,7963
300	40	0,4968	1550,3	5,8707
300	50	0,5143	1573	5,9423
300	60	0,5316	1595,7	6,0114
125	20	1,1297	1515,7	6,1763
125	30	1,1703	1537,5	6,2494
125	40	1,2107	1559,3	6,3201

600	70	0,2691	1606,6	57,144
600	80	0,2781	1630,4	57,826
600	100	0,2957	1677,7	59,129
600	120	0,313	1724,9	60,363
600	140	0,3302	1772,4	61,541
700	20	0,1874	1474,5	52,259
700	30	0,1963	1501,9	53,179
700	40	0,2048	1528,1	54,029
700	50	0,2131	1553,4	54,826
700	60	0,2212	1578,2	55,582
700	70	0,2291	1602,6	56,303
700	80	0,2369	1626,8	56,997
700	100	0,2522	1674,6	58,316
700	120	0,2672	1722,4	59,562
700	140	0,2821	1770,2	60,749
800	20	0,1615	1466,3	51,387
800	30	0,1696	1495	52,351
800	40	0,1773	1522,2	53,232
800	50	0,1848	1548,3	54,053
800	60	0,192	1573,7	54,827
800	70	0,1991	1598,6	55,562
800	80	0,206	1623,1	56,268
800	100	0,2196	1671,6	57,603
800	120	0,2329	1719,8	58,861
800	140	0,2459	1768	60,057
800	160	0,2589	1816,4	61,202
900	30	0,1488	1488	51,593
900	40	0,1559	1516,2	52,508
900	50	0,1627	1543	53,354
900	60	0,1693	1569,1	54,147
900	70	0,1757	1594,4	54,897
900	80	0,182	1619,4	55,614
900	100	0,1942	1668,5	56,968
900	120	0,2061	1717,1	58,237
900	140	0,2178	1765,7	59,442
900	160	0,2294	1814,4	60,594
1000	30	0,1321	1480,6	50,889
1000	40	0,1388	1510	51,84
1000	50	0,145	1537,7	52,713
1000	60	0,1511	1564,4	53,525
1000	70	0,157	1590,3	54,292
1000	80	0,1627	1615,6	55,021
1000	100	0,1739	1665,4	56,392
1000	120	0,1847	1714,5	57,674
1000	140	0,1954	1763,4	58,888
1000	160	0,2058	1812,4	60,047
1000	180	0,2162	1861,7	61,159
1200	40	0,1129	1497,1	50,629

1200	50	0,1185	1526,6	51,56
1200	60	0,1238	1554,7	52,416
1200	70	0,1289	1581,7	53,215
1200	80	0,1338	1608	53,97
1200	100	0,1434	1659,2	55,379
1200	120	0,1526	1709,2	56,687
1200	140	0,1616	1758,9	57,919
1200	160	0,1705	1808,5	59,091
1200	180	0,1792	1858,2	60,214
1400	40	0,0944	1483,4	49,534
1400	50	0,0995	1515,1	50,53
1400	60	0,1042	1544,7	51,434
1400	70	0,1088	1573	52,27
1400	80	0,1132	1600,2	53,053
1400	100	0,1216	1652,8	54,501
1400	120	0,1297	1703,9	55,836
1400	140	0,1376	1754,3	57,087
1400	160	0,1452	1804,5	58,273
1400	180	0,1528	1854,7	59,406
1600	50	0,0851	1502,9	49,584
1600	60	0,0895	1534,4	50,543
1600	70	0,0937	1564	51,419
1600	80	0,0977	1592,3	52,232
1600	100	0,1053	1646,4	53,722
1600	120	0,1125	1698,5	55,084
1600	140	0,1195	1749,7	56,355
1600	160	0,1263	1800,5	57,555
1600	180	0,133	1851,2	58,699
1800	50	0,0739	1490	48,693
1800	60	0,0781	1523,5	49,715
1800	70	0,082	1554,6	50,635
1800	80	0,0856	1584,1	51,482
1800	100	0,0926	1639,8	53,018
1800	120	0,0992	1693,1	54,409
1800	140	0,1055	1745,1	55,699
1800	160	0,1116	1796,5	56,914
1800	180	0,1177	1847,7	58,069
2000	50	0,0648	1476,1	47,834
2000	60	0,0688	1512	48,93
2000	70	0,0725	1544,9	49,902
2000	80	0,076	1575,6	50,786
2000	100	0,0824	1633,2	52,371
2000	120	0,0885	1687,6	53,793
2000	140	0,0943	1740,4	55,104

ANEXO 11

Curvas de Operación de Bombas IHM



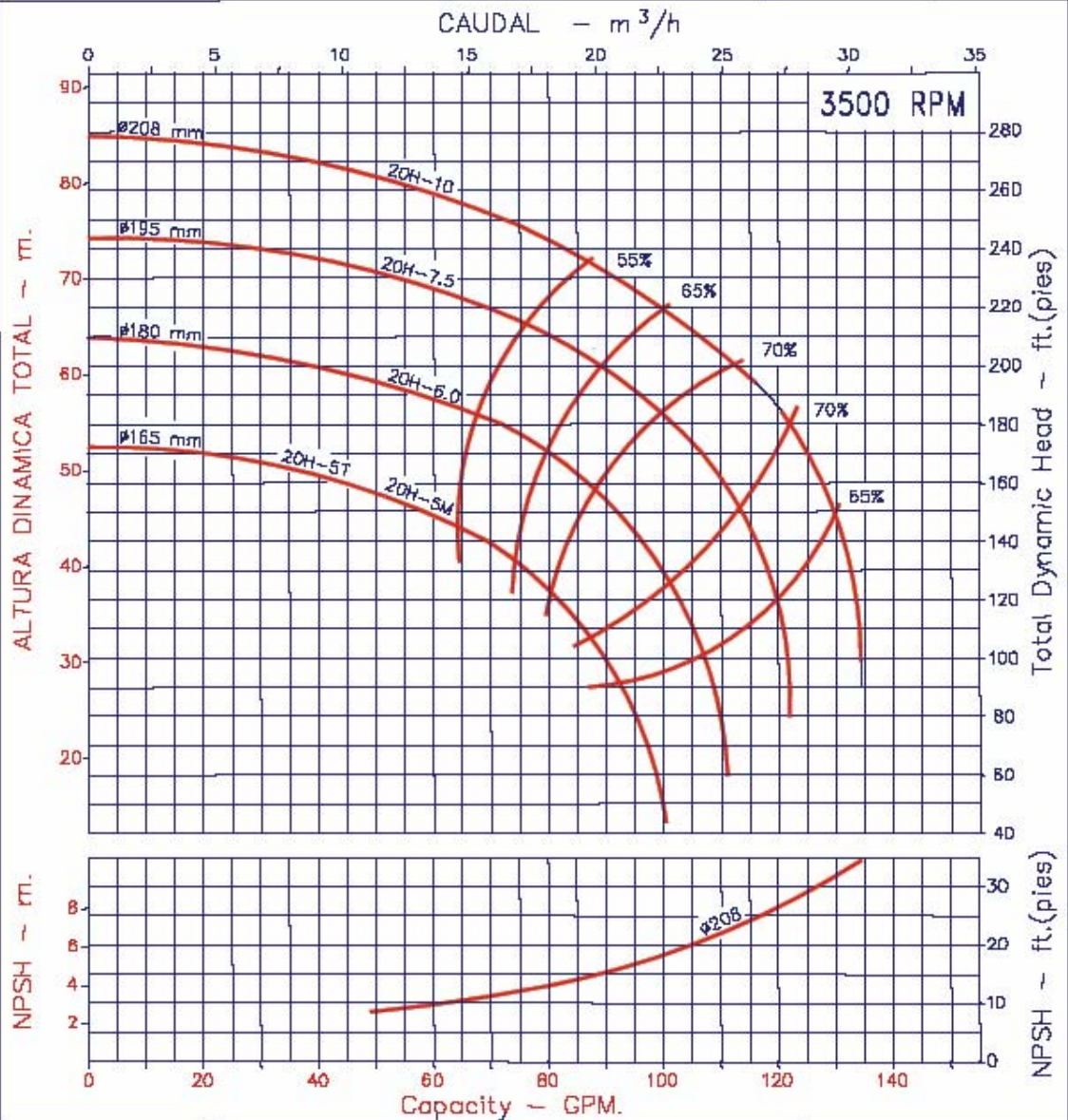


MOTOBOMBAS CENTRIFUGAS USO GENERAL
 "HY-FLO"
 MONOBLOCK ELECTRICAS

Version: Sello Mecanico.
 Ø Rotor: Variable
 Ø Max. Particulas: 2 mm.
 Motor monofásico de 5 HP
 Motor trifásico de 5 a 10 HP

MODELOS: 20H-5M 20H-5T
 20H-6.0
 20H-7.5
 20H-10

CONEXIONES: Succión: 2" NPT.
 Descarga: 2" NPT.



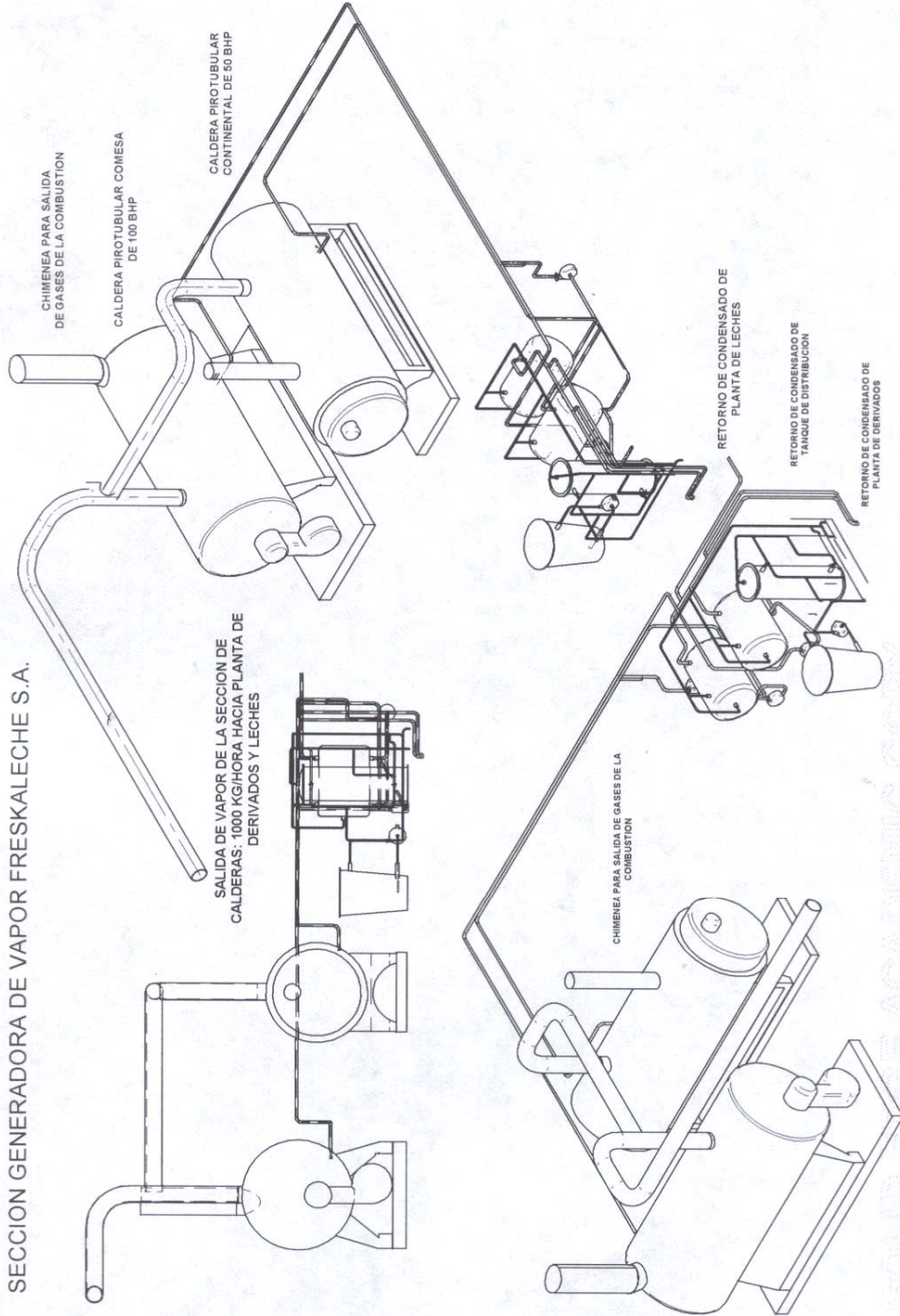
Código: 950230CU-1
 Reemp:
 Fecha: OCT-31-03

NOTAS: 1. Densidad del agua a 4°C : 1 gr/cm³
 2. Curvas desarrolladas a Nivel del Mar.

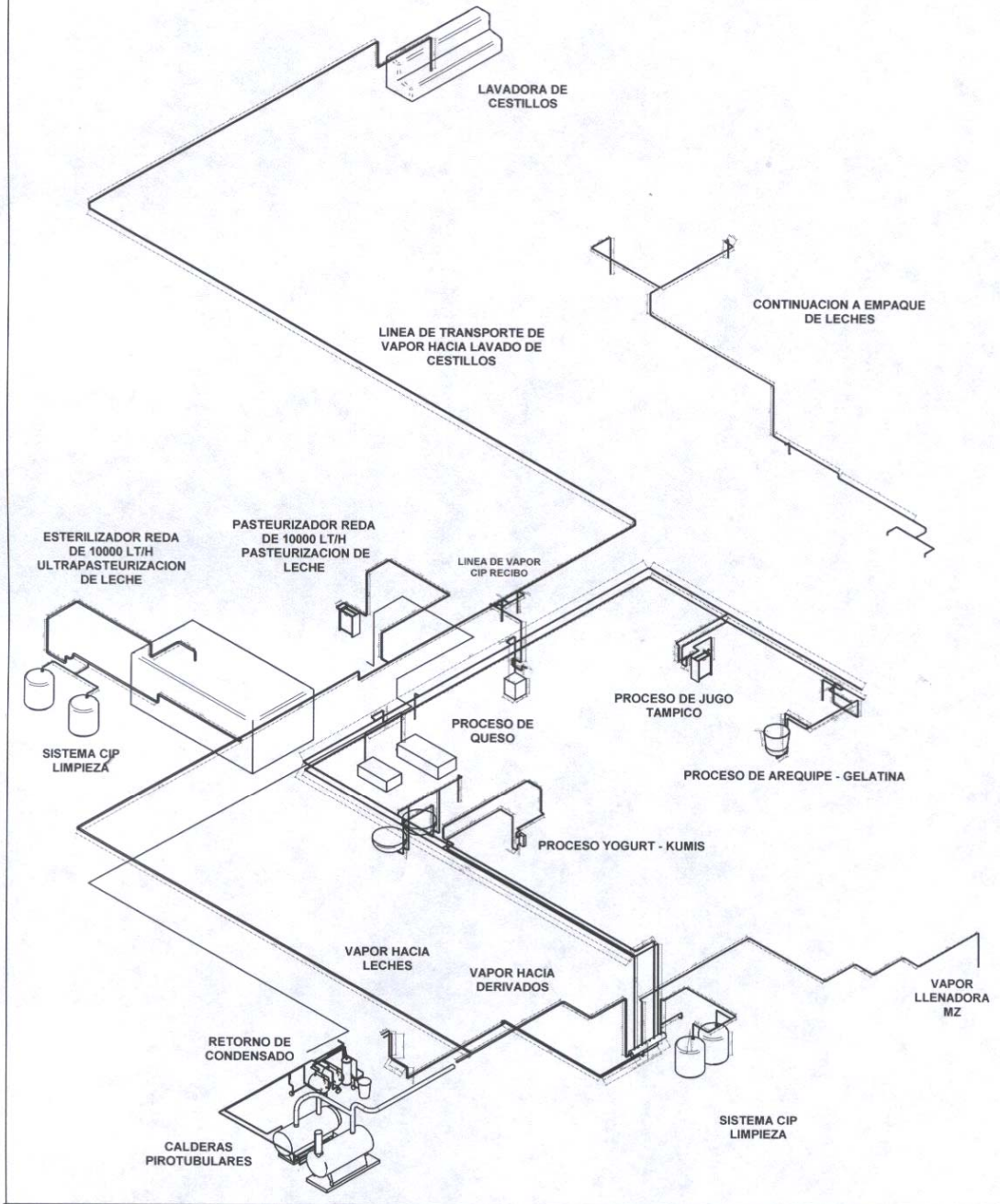
Caudal Max.	gpm.
Altura Max.	ft.
Eficiencia Max.	%

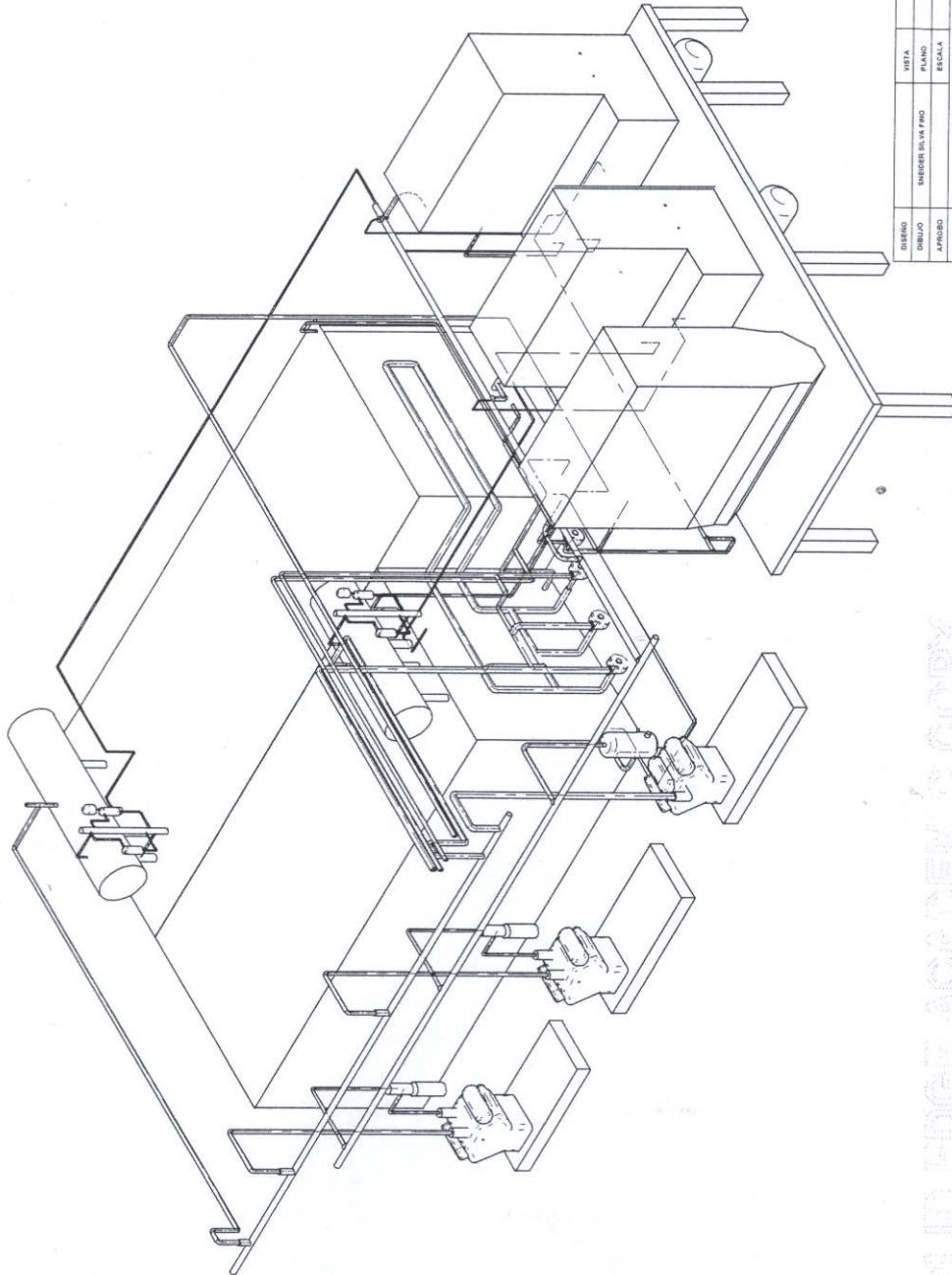
ANEXO 12

SECCION GENERADORA DE VAPOR FRESKALECHE S.A.



DISTRIBUCION DE VAPOR EN LA PLANTA DE PROCESADO DE LECHE Y DERIVADOS DE LA EMPRESA FRESKALECHE S.A. - BUCARAMANGA





DISENO	VEIA	ISOMETRICA
DISEÑO	PLANO	1 DE 2
APROBADO	ESCALA	1
CONTIENE	FRESK-ALECHE S.L. MONTAJE SISTEMA BANCOS DE HIELO	

SOLID-EDGE ACADEMY'S COPY