

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**Incremento del valor energético del vapor flash y la
optimización de los indicadores de desempeño energético**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES:

Bach. Castillo Garay, Juan Luis

Bach. Landauro Villanueva, Heber Jhoel

ASESOR:

Dr. Guevara Chinchayàn, Robert Fabian

DNI 32788460

ORCID:0000-0002-3579-3771

Nuevo Chimbote-Perú

2026

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento a los objetivos propuestos y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado con las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D: N°580-2022-CU-R-UNS) según la denominación siguiente

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**Incremento del valor energético del vapor flash y la optimización de los
indicadores de desempeño energético**

AUTORES:

Bach. Castillo Garay, Juan Luis
Bach. Landauro Villanueva, Heber Jhoel

ASESOR:

Dr. Guevara Chinchayán, Robert Fabian
DNI 32788460
Código ORCID: 0000-0002-3579-3771



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA E.P. INGENIERÍA EN ENERGÍA

ACTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°580-2022-CU-R-UNS); titulado:

Incremento del valor energético del vapor flash y la optimización de los indicadores de desempeño energético

Autores:

Bach. Castillo Garay, Juan Luis
Bach. Landauro Villanueva, Heber Jhoel

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador.

Dr. Herrada Villanueva, Joel

Presidente

DNI 17870920

Código ORCID: 0000-0002-8791-8994

Dr. Rojas Flores, Amancio Ramiro

Secretario

DNI 32806031

Código ORCID: 0000-0003-4897-7585

Dr. Guevara Chinchayán, Robert Fabian

Integrante

DNI 32788460

Código ORCID: 0000-0002- 3579-3771



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Heber Landauro Villanueva
Título del ejercicio: REVISIONES
Título de la entrega: Incremento del valor energético del vapor flash y la optimizaci...
Nombre del archivo: TESIS_CASTILLO_GARAY_Y_LANDAURO_VILLANUEVA.docx
Tamaño del archivo: 17.48M
Total páginas: 117
Total de palabras: 22,537
Total de caracteres: 121,198
Fecha de entrega: 09-ene-2026 12:48a.m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2854285344



ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las ocho horas del día viernes 2 de enero del año dos mil veintiséis, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N.° 269-2024-UNS-CFI de fecha 24 de mayo de 2024, conformado por los siguientes docentes:

➤ Dr. Joel Herrada Villanueva	:	Presidente
➤ Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores	:	Secretario
➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán	:	Integrante
➤ Dr. Denis Javier Aranguri Cayetano	:	Accesitario

Y según la Resolución Decanal N.° 999-2025-UNS-FI de fecha 30 de diciembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: "INCREMENTO DEL VALOR ENERGÉTICO DEL VAPOR FLASH Y LA OPTIMIZACIÓN DE LOS INDICADORES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO", presentado por los bachilleres: LANDAURO VILLANUEVA HEBER JHOEL, con código de matrícula N.° 0200611037 y CASTILLO GARAY JUAN LUIS, con código de matrícula N.° 0200511013, bajo la asesoría del Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán, designado mediante Resolución Decanal N.° 461-2021-UNS-FI de fecha 27 de agosto de 2021.

Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
LANDAURO VILLANUEVA HEBER JHOEL	DIECISIETE (17)	BUENO

Siendo las nueve horas del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Dr. Joel Herrada Villanueva
PRESIDENTE
Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores
SECRETARIO
Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las ocho horas del día viernes 2 de enero del año dos mil veintiséis, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N.° 269-2024-UNS-CFI de fecha 24 de mayo de 2024, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Dr. Joel Herrada Villanueva | : | Presidente |
| ➤ Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores | : | Secretario |
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Integrante |
| ➤ Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano | : | Accesitario |

Y según la Resolución Decanal N.° 999-2025-UNS-FI de fecha 30 de diciembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: "INCREMENTO DEL VALOR ENERGÉTICO DEL VAPOR FLASH Y LA OPTIMIZACIÓN DE LOS INDICADORES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO", presentado por los bachilleres: LANDAURO VILLANUEVA HEBER JHOEL, con código de matrícula N.° 0200611037 y CASTILLO GARAY JUAN LUIS, con código de matrícula N.° 0200511013, bajo la asesoría del Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán, designado mediante Resolución Decanal N.° 461-2021-UNS-FI de fecha 27 de agosto de 2021.

Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
CASTILLO GARAY JUAN LUIS	DIECISIETE (17)	BUENO

Siendo las nueve horas del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del jurado en señal de conformidad.


Dr. Joel Herrada Villanueva
PRESIDENTE
Mg. Amancio Ramiro Rojas Flores
SECRETARIO
Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
INTEGRANTE

Incremento del valor energetico del vapor flash y la optimizacion de los indicadores de desempeno energetico

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%	24%	2%	%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	20%
2	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
3	docplayer.es Fuente de Internet	<1%
4	archive.org Fuente de Internet	<1%
5	www.proz.com Fuente de Internet	<1%
6	riujap.ujap.edu.ve Fuente de Internet	<1%
7	www.scribd.com Fuente de Internet	<1%
8	dokumen.pub Fuente de Internet	<1%
9	idus.us.es Fuente de Internet	<1%
10	biblioteca.uns.edu.pe Fuente de Internet	<1%
11	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1%
12	repositorio.uia.ac.cr:8080 Fuente de Internet	

DEDICATORIA

A mis padres el Sr. Juan Castillo y la Sra. Magna Garay
por su amor y apoyo, y desde el cielo son siempre mis guías.
A mi esposa July por su gran amor y comprensión, por estar siempre
Conmigo, con mucho afecto para ella.
Para mis hijos Matias y Matius quien son motor y motivo de
seguir adelante.
Para mis hermanos, agradecerles inmensamente.
A nuestros profesores de la Universidad Nacional Del Santa y de la
Escuela profesional de Ingeniería en Energía, por sus enseñanzas y
consejos, que me brindaron en todo el proceso de mi formación
profesional.

J.L.C.G

DEDICATORIA

A mis padres el Sr. Eduardo Landauro y la Sra. María Villanueva
por su ejemplo de vida, esfuerzo, amor y dedicación.

Para mi esposa Mechita por su amor y apoyo, por estar
siempre conmigo impulsándome a seguir adelante.

A mi hijita Milagros por ser mi motor y motivo para seguir y esforzarme
más día con día, eres ese precioso regalo con el que me bendijo Dios y
agradezco poder ser un ejemplo

de amor, esfuerzo y constancia para tu vida.

A los docentes de la Universidad Nacional Del Santa
especialmente de la Escuela profesional de
Ingeniería en Energía, por sus enseñanzas y consejos,
en todo el proceso de mi formación profesional.

H.J.L.V

RECONOCIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por darme la oportunidad de seguir con vida y de poder alcanzar una de mis metas más anheladas, ya que, pese a las circunstancias de la vida, me brindó la fortaleza y el ánimo necesarios para culminar esta tesis.

Expreso también mi sincero agradecimiento a mi asesor, Mg. Robert Guevara, por su constante apoyo y por compartir sus conocimientos a lo largo de todo el proceso de elaboración del presente trabajo.

Asimismo, agradezco a los docentes de la Universidad Nacional del Santa, quienes, con sus enseñanzas, contribuyeron de manera significativa a mi formación profesional, basada en la ética y la moral.

Atentamente,

J.L.C.G

RECONOCIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por concederme la oportunidad de seguir con vida y de cumplir una de mis metas más anheladas, brindándome la fortaleza y el ánimo necesarios para culminar esta tesis, aun frente a las dificultades de la vida.

Asimismo, expreso mi agradecimiento a mi asesor, Mg. Robert Guevara, por su apoyo constante y por compartir sus conocimientos durante todo el proceso de elaboración del presente trabajo.

De igual manera, agradezco a los docentes de la Universidad Nacional del Santa, quienes con sus enseñanzas contribuyeron de manera fundamental a mi formación profesional, basada en principios éticos y morales.

Atentamente,

H.J.L.V

INDICE GENERAL

INDICE RESUMEN

I.	Introducción.	1
1.1	Descripción y formulación del problema	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Hipótesis	2
1.4	Justificación e importancia	3
II.	Marco teórico.	4
2.1	Antecedentes	4
2.2	Marco conceptual	7
2.2.1	Valorización energética	7
2.2.2	Generación de vapor	10
2.2.3	Recuperación de vapor	18
2.2.5	Termocompresores	22
2.2.6	Indicadores de desempeño energético	33
III.	Metodología.	38
3.1	Método	38
3.2	Diseño de investigación	38
3.3	Población y muestra	39
3.4	Operación de las variables	43
3.5	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	44
3.6	Técnicas de análisis de resultados.	44
IV.	Resultados y discusión	50
4.1	Balance de generación de vapor	50
4.2	Balance de distribución de vapor	53
4.3	Balance de energía para determinación de vapor flash	63
4.4	Balance de energía con termocompresor	68
4.5	Benchmarking energético	76
4.6	Discusión de resultados	81
V.	Conclusiones y recomendaciones	84
5.1	Conclusiones	84
5.2	Recomendaciones	86
VI.	Referencias bibliográficas	87
VII.	Anexos	93

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Estructura interna de un generador de vapor pirotubular	11
Figura 2 Distribución de tubos y flue en un caldero pirotubular	13
Figura 3 Partes de un caldero pirotubular	14
Figura 4 Diagrama Esquemático de la combustión industrial	16
Figura 5 Esquema de distribución de vapor	19
Figura 6 Componentes de purga de un sistema de distribución de vapor	21
Figura 7 Tanque de recuperación de condensados	22
Figura 8 Disposición de flujos para la generación de vapor flash	24
Figura 9 Diagrama T vs s para generación de vapor flash	26
Figura 10 Disposición de un termocompresor	28
Figura 11 Componentes de un termocompresor	29
Figura 12 Acoplamiento del vapor flash a un termocompresor para mejora de su valor energético	31
Figura 13 Balance de energía en un termocompresor	32
Figura 14 Aspectos para tener en cuenta en el establecimiento de indicadores de desempeño energético	36
Figura 15 Vista frontal Caldero 4	41
Figura 16 Información para Balance de Energía en planta de generación de Vapor	46
Figura 17 Esquema de Balance de energía para la distribución de vapor	47
Figura 18 Esquema para Determinación del vapor flash en la empresa	48
Figura 19 Esquema para Balance de energía con termocompresor	49
Figura 20 Balance de generación en planta de vapor	51
Figura 21 Balance de energía de distribución de vapor en planta	62
Figura 22 Balance de energía para generar vapor flash en área de secado	64
Figura 23 Balance de energía para generar vapor flash en área de Presecado	65
Figura 24 Balance de energía para generar vapor flash en área de cocción	67
Figura 25 Balance de energía para generar flujo de calor útil en área de	

Secado	70
Figura 26 Balance de energía para generar flujo de calor útil en área de Presecado	72
Figura 27 Balance de energía para generar flujo de calor útil en área de Cocción	74
Figura 28 Benchmarking entre IDET	80
Figura 29 Benchmarking entre IDEE	80
Figura 30 Benchmarking entre IDEA	81

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos nominales de planta de calderas	39
Tabla 2 Datos operacionales de planta de calderas	40
Tabla 3 Datos operacionales de cocinas	41
Tabla 4 Datos operacionales de secadores rotadiscos	42
Tabla 5 Datos operacionales de secadores rotatubos	42
Tabla 6 Información de proceso	43

RESUMEN

El vapor flash es un fluido obtenido del proceso de expansión de los condensados recuperador de los procesos de presecado, secado, cocción y calentamiento del proceso productivo de obtención de harina de pescado, con el cual se optimizan los indicadores de desempeño energético técnico, económico y ambiental. Hasta hace unos años solo el vapor flash se consideraba el ultimo fluido energético recuperado, para incrementar la eficiencia energética en una instalación industrial. El termocompresor es un equipo mecánico que permite la mezcla del vapor flash con vapor saturado a 8 bar en nuestro caso que permite obtener un flujo masico de mayor valor energético que el vapor flash. La investigación es del tipo pre -experimental, de naturaleza descriptiva. El diseño de la investigación pre- experimental y establece una relación entre la causa y el efecto de una situación o problema

Se ha determinado que al proponer la implementación de un termocompresor luego del sistema de generación de vapor flash se consigue por ejemplo reducir el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,91 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 6,81%. Al incluirse un sistema de termocompresión se consigue dar un valor agregado energético al vapor flash, mejorándose el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,71 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 7,30%. La implementación del termocompresor mejora el IDET con vapor flash desde 37,91 Gal/harina a 37,71 Gal/Ton de harina, dando un valor agregado de 0,52%.

PALABRA CLAVE: Valorización energética, termocompresión, indicadores de desempeño

ABSTRACT

Flash steam is a fluid obtained from the recovery condensate expansion process of the pre-drying, drying, cooking and heating processes of the production process for obtaining fishmeal, with which the technical, economic and energy performance indicators are optimized. environmental. Until a few years ago, only flash steam was considered the last energy fluid recovered, to increase energy efficiency in an industrial facility. The thermocompressor is a mechanical equipment that allows the mixture of flash steam with saturated steam at 8 bar, in our case, which allows obtaining a mass flow of higher energy value than flash steam.

The research work is of the pre-experimental type, of a descriptive nature. The pre-experimental research design is used to establish a relationship between cause and effect of a situation.

It has been determined that by proposing the implementation of a thermocompressor after the flash steam generation system, for example, it is possible to reduce the IDET from 40.68 Gal/Ton of flour to 37.91 Gal/Ton of flour, thus improving 6.81%. By including a thermocompression system, it is possible to give an added energy value to flash steam, improving the IDET from 40.68 Gal/Ton of flour to 37.71 Gal/Ton of flour, with which an improvement of 7.30%. The implementation of the thermocompressor improves the IDET with flash steam from 37.91 Gal/flour to 37.71 Gal/Ton of flour, giving an added value of 0.52%.

KEYWORD: Energy recovery, thermocompression, performance indicators

I. Introducción.

1.1 Descripción y formulación del problema

En el ámbito industrial, los sistemas de vapor representan alrededor del 30 % del consumo energético total, desempeñando un papel fundamental en la provisión de energía para procesos de calentamiento, control de presión, separación de componentes y generación de agua caliente. Esta realidad es especialmente relevante en la industria pesquera, donde el vapor es un insumo crítico en operaciones como la cocción del pescado, el secado de harina, la esterilización, la evaporación y diversos procesos térmicos auxiliares. En las plantas productoras de harina y aceite de pescado, el uso intensivo de sistemas de vapor implica un alto consumo de combustible, lo que incrementa significativamente los costos operativos y reduce la eficiencia energética global del proceso productivo. Ante el incremento sostenido de los precios de la energía, resulta indispensable que este tipo de instalaciones implemente medidas de optimización y recuperación energética, orientadas a reducir el consumo de energía primaria sin afectar la capacidad productiva.

Las plantas consumidoras de energía de alta intensidad de consumo aun tendrán muchas décadas más antes de migrar a algún tipo de fuente de energía que reemplace los procesos de combustión de combustibles, para lo cual se presenta un gran problema, el cual es reducir los costos de los combustibles, optimizar sus procesos y optimizar los indicadores de desempeño energético. El elevado consumo de energía calorífica puede explicarse por factores tal como la ineficiencia en los procesos de combustión, la tecnología obsoleta en equipos eléctricos y térmicos, y la omisión de buenas prácticas en las operaciones o de uso eficiente de la energía.

La Compañía Pesquera Pacífico Centro S.A cuenta en su Planta ubicada en Chimbote un sistema de recuperación de condensador y producción de vapor flash de la recuperación de condensados de las áreas de cocción y secado, que han dado lugar a la obtención de disminución de costos en la facturación de combustible petróleo R500 de alto costo unitario y de gran efecto sobre la estabilidad del medio ambiente y está asociado al proceso productivo, pero aún se sigue buscando mejorar la eficiencia.

El proceso de recuperación por termocompresión patentado por la empresa Spirax Sarco, para la generación de un vapor de mayor valor energético con respecto al vapor flash no se ha implementado aun en el Perú, salvo en el sector de refinación de petróleo, con ciertos inconvenientes en su uso.

El sector industrial pesquero consta de una gran cantidad de flujo de intercambio de calor, que aun de ser cuantificado y con la implementación tecnológica puede ser recuperado para optimizar los IDEs. Teniendo en cuenta para ello que los IDEs se han estancado en su mejora de desempeño.

La implementación de un termocompresor involucra desde la ubicación del punto de montaje, la identificación de las redes de vapor y condensados involucrados, el tamaño del equipo a instalar y verificar si su implementación repercute en la disminución del consumo de combustible, un mayor valor agregado del revaporizado, disminución de costos y reducción de gases de efecto invernadero. Así mismismo surge la necesidad de conocer cuál es la proporción entre el flujo de vapor motriz con el flujo de vapor flash y los niveles de presión de cada uno de ellos que permitan la generación de un vapor saturado desde el termo compresor en forma de energía útil cuaternaria,

Se formula el siguiente problema:

¿Como incrementar el valor energético del vapor flash y con esto conseguir la optimización de los indicadores de desempeño energético?

1.2 Objetivos:

Objetivo general

Determinar el efecto del incremento del valor energético del vapor flash en la optimización de los indicadores de desempeño energético.

Objetivos específicos:

- Valorizar la potencia térmica útil en función a las unidades de producción de vapor flash instaladas y los indicadores de desempeño energéticos.
- Estimar las características energéticas de generación de vapor flash.
- Determinar la presión de descarga optima del termocompresor para una máxima valorización del vapor flash generado.
- Cuantificar el flujo de energía útil obtenida con el incremento del valor energético del vapor flash con termocompresor.
- Estimar la mejora de los indicadores de desempeño energético.

1.3 Formulación de la hipótesis:

Mediante la instalación de un termocompresor se incrementa el valor energético del vapor flash obtenido del sistema de recuperación de condensados con lo cual se optimizan los indicadores de desempeño energético.

1.4 Justificación e importancia:

La justificación es la siguiente:

La presente investigación pretende conseguir dar un mayor valor energético al vapor flash del cual en combinación con un flujo de vapor motriz a mayor presión se puede generar un flujo de vapor a presión intermedio con mayor valor energético que pueda ser usado en los procesos de calentamiento de fluidos intermedios dentro del esquema productivo de obtención de harina y aceite de pescado.

La generación de vapor útil del tipo cuaternario permitiría maximizar el rendimiento de una planta consumidora de energía, con lo cual los indicadores de desempeño energético se optimizan básicamente debido a lo siguiente:

Reducción del consumo de combustible, con lo cual se contribuye de alguna manera en la reducción del consumo de hidrocarburos.

Disminución de la facturación mensual por consumo de Petróleo Residual 500 lo cual permite una reducción en los gastos mensuales por consumo de energía.

Implementación de una tecnología eficiente mediante el cual se puede obtener energía cuaternaria útil.

Disminución de emisiones de gases de efecto invernaderos nocivos mediante la instalación de un termocompresor se incrementa el valor energético del vapor flash obtenido del sistema de recuperación de condensados mejorándose los indicadores de desempeño energético.

II. Marco teórico.

2.1 Antecedentes.

Se presentan los antecedentes analizados:

Condori, C. (2014). Diseño y simulación de un termocompresor para la recuperación de vapor gastado de una refinería de petróleo, tesis para obtener el título de ingeniero químico en la Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa establece que, para evaluar la viabilidad económica del proceso de valorización del vapor mediante termocompresión, es necesario considerar la depreciación del termocompresor, el cual presenta una vida útil prolongada, estimada en aproximadamente 20 años. Asimismo, para la determinación de la reducción de costos, el análisis se fundamenta en la magnitud de vapor a 165 psi recuperado y comprimido utilizando vapor motriz de 30 psi, tomando como referencia el costo del vapor generado a 600 psi. Este criterio se justifica debido a que dicho vapor de alta presión es reducido hasta 150 psi mediante una válvula reductora, como consecuencia de la imposibilidad de operación del caldero B&W 706, el cual no puede ser puesto en marcha para el calentamiento de bases asfálticas debido a su capacidad de arranque de 15 000 lb/h.

Gonzales, M., Alvernas, Y., La Rosa, A., Lorenzo, Y. & Hernández J. (2017). En su Artículo Científico: Una investigación desarrollada por el Instituto Cubano de Investigaciones de los Derivados de la Caña de Azúcar evaluó la reducción del consumo energético en el proceso de elaboración de azúcar mediante la complementación de un sistema de termocompresión de vapor TVC, en un evaporador de múltiple efecto (EME). Para ello, se aplicó una metodología específica orientada a incorporar la TVC al sistema de evaporación, con el propósito principal de disminuir el requerimiento energético del proceso. Los resultados demostraron que la complementación de la TVC en un EME permite alcanzar un desempeño energético superior en comparación con un sistema de evaporación convencional que opera sin termocompresión. La ubicación óptima del punto de succión del TVC favoreció un incremento de la vaporización en las primeras etapas del proceso, lo cual se tradujo en un mayor coeficiente de transferencia de calor. Como consecuencia, se logró una reducción en los indicadores de desempeño energético requeridos por el EME, generando simultáneamente una reducción de los costos de inversión y de operación del sistema.

Liñán, G. (2020), Auditoría energética del sistema térmico de la Empresa PAPELSA – Lima, tesis para obtener el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, concluye lo siguiente: Con una auditoria energética de tercer grado se consigue un análisis minucioso referente a las características operativas y las bases del dimensionamiento de la instalación, teniendo en cuenta sistemas especializados de medición y control. La auditoría aplicada a calderos, indican que el rendimiento medio es 85 % siendo un valor que puede mejorarse hasta 86 %, con lo cual el valor agregado se incrementa mediante el aprovechamiento de los flujos de calor remanentes asociados al caldero.

Martínez, D. (2018). Estudio comparativo de tecnologías de termocompresión en evaporadores, tesis de maestría en Energía Térmica en la Universidad de Sevilla en España, concluye que en evaporadores de múltiple efecto a escala industrial, la instalación de un eyector de vapor en el primer efecto permite alcanzar ahorros cercanos al 50 % en el consumo anual de vapor, por lo que constituye una medida de eficiencia energética de aplicación inmediata. Desde el punto de vista operativo, el uso de eyectores no introduce complejidad adicional al proceso productivo. No obstante, a diferencia de los eyectores, los termocompresores son equipos móviles sujetos a desgaste mecánico, lo que puede generar interrupciones operativas o requerimientos de reemplazo de equipos, extendiendo el período de recuperación de la inversión y afectando la rentabilidad del sistema.

Montserrat, A. (2019). Recuperación de revaporizado mediante recompresión con termocompresor tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la universidad Politécnica de Cataluña concluye que empleando un termocompresor para aprovechar el valor energético del revaporizado a una presión de 1,5 bar el cual se mezcló con vapor saturado a una presión 6 bar consiguiéndose un vapor saturado de mayor valor energético con respecto al vapor flash.

Quezada, P. (2020). Arreglo del suministro de energía para optimizar la línea base energética en empresa Isadora, para el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, concluye que la línea base energética se optimiza según sus IDEs;

el IET mejora en relación a la capacidad de producción desde 2.94 % a 33.81 %. en función a $E = -0.2615 \cdot P + 49,287$ con una correlación de 0,8556, mientras que el IEE mejora desde 58,6 % a 78,2 %. con una ecuación de $E = -0,3411 \cdot P + 46,892$ con una correlación de 0,8254.

Ramos, J. y Valle, K. (2019). Influencia de un sistema de vapor flash en el área de secado para la reducción del consumo de combustible en la Planta de Harina Copeinca Chancay, 2019, tesis para el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, concluyeron que la recuperación de vapor flash permite aprovechar una energía útil equivalente a 217,08 BHP, lo que representa una reducción aproximada de 239,55 m³/h de gas natural con una capacidad de operación de 160 t/h. La implementación de este sistema a partir de los condensados de los secadores rotadiscos optimiza los indicadores térmicos, energéticos, económicos y ambientales, logrando además una disminución del consumo específico de combustible de 5,70 m³/t de harina, equivalente a una disminución del 3,68 %.

Ruz, M. (2018) en su tesis titulada Evaluación de sistemas de compresión térmica para la reducción de consumo energético en secadero de mineral para obtener el título de Ingeniero Químico en la Universidad de Sevilla en España tuvo los siguientes resultados: La termocompresión se aplica principalmente en procesos de evaporación y destilación donde se requiere que el vapor recomprimido alcance una temperatura entre 10 - 20 °C superior al fluido a evaporar. Su uso está condicionado a que el vapor comprimido se mezcle con el vapor motriz, lo que limita sus aplicaciones. En destilación, la compresión térmica de los vapores de alta presión es viable únicamente cuando el destilado contiene agua, debido a la utilización de vapor saturado de alta presión como fluido motriz.

Pacheco, R. & y Vargas, G. (2021) en su tesis titulada Recuperación de gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-empresa conservera la Chimbotana para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, llegaron a lo siguiente: Se determinó el calor recuperable de los gases de combustión al enfriarlos desde 180 °C hasta 110 °C, considerando un flujo másico de 6 055 kg/h, lo que representa una disponibilidad

energética de 453 553,4 kJ/h. Mediante la implementación de un sistema de recuperación térmica, la temperatura final de los gases se redujo a 112,6 °C, logrando una disminución del consumo de combustible del orden de 1 177 kg de GLP por mes. Como resultado de esta mejora, se alcanzó una disminución del consumo de energía primaria del 4,23 %, así como una disminución de los costos operativos de 2 246,40 soles mensuales. Adicionalmente, el aprovechamiento del calor residual permitió una reducción de las emisiones equivalentes de dióxido de carbono de 34,48 toneladas de CO₂ por mes.

2.2 Marco conceptual.

2.2.1 Valorización Energética.

En la industria pesquera, la valorización energética se refiere al aprovechamiento energético contenido en residuos y corrientes caloríficas residuales, como vapores secundarios, gases de combustión o condensados, garantizando la seguridad, salud y conservación del medio ambiente. Este enfoque permite reutilizar el potencial calorífico disponible en procesos de menor nivel energético, tales como calentamiento, secado o generación de vapor auxiliar, contribuyendo a la reducción del consumo de combustible, la mejora de la eficiencia energética y la disminución de emisiones contaminantes. (Villamarin, 2015)

Durante varias décadas, la industria peruana ha mostrado una limitada valoración del impacto de los costos energéticos en sus procesos productivos, situación asociada en gran medida a la variabilidad histórica de los precios de la electricidad y los combustibles. En muchos casos, la energía generada y consumida dentro de las plantas industriales no ha sido considerada con un costo económico real, lo que ha afectado negativamente la competitividad comercial, exportadora y energética de las empresas. Este escenario ha puesto en evidencia la necesidad de que los diseños, cálculos e ingeniería de procesos, particularmente aquellos vinculados a los sistemas de vapor, sean desarrollados con un mayor nivel de rigurosidad técnica. En determinados sectores, como el industrial pesquero, se observa que una parte significativa de la infraestructura energética presenta altos niveles de obsolescencia, lo que obliga a la modernización y renovación de calderas y equipos térmicos, con el fin de optimizar su desempeño energético y de operaciones. (Delgado, 2019)

Es necesario eliminar la masificación de calderas en las plantas pesqueras, reduciendo su número de siete a tres unidades de mayor capacidad (entre 1 200 y 1 500 BHP), lo que permitirá mejorar el mantenimiento técnico de los equipos. De este modo, la producción de vapor se centralizará de manera más eficiente, incrementando el rendimiento del sistema y optimizando el transporte de energía hacia las áreas de consumo para una adecuada transferencia de calor. (Delgado, 2019)

El calor residual corresponde a la energía térmica excedente generada durante la operación de máquinas, equipos o procesos que emplean energía. Este calor se origina como subproducto de diversas funciones operativas y se encuentra contenido en los fluidos o materiales involucrados en el proceso, representando un potencial aprovechable desde el punto de vista de la eficiencia energética. No obstante, en muchos casos la alta temperatura a la que se presenta este calor dificulta su almacenamiento y gestión, lo que históricamente ha limitado su recuperación. Asimismo, hasta hace algunos años, el desarrollo de materiales termoelectricos resultaba económicamente costoso y con eficiencias de conversión poco competitivas, motivo por el cual el calor residual era comúnmente liberado al ambiente sin ser valorizado. (Castillo, 2019)

El análisis del potencial de recuperación de calor residual en una instalación industrial se inicia con la evaluación detallada de los procesos productivos, con el objetivo de valorizar los puntos donde se producen pérdidas de energía calorífica, generalmente a través de fluidos residuales como gases de escape, corrientes de aire o agua caliente. De manera general, los procesos con elevada demanda térmica suelen ofrecer mayores oportunidades para la recuperación de energía térmica, siendo comúnmente asociados a equipos tales como hornos industriales, calderos, secadores, compresores y motores de combustión. Una vez localizadas estas fuentes, es indispensable realizar una caracterización técnica de cada una, considerando parámetros como caudales, niveles de temperatura, composición del fluido, régimen de operación, horas anuales de funcionamiento, así como restricciones de espacio y accesibilidad. (Orero, 2021)

En segundo lugar, se identifican y definen los posibles usuarios de la energía residual. Resulta fundamental reconocer aquellos consumidores que sean compatibles tanto en el nivel de temperatura como en la coincidencia temporal entre la generación del calor residual y su demanda, con el fin de maximizar su aprovechamiento. Para cada fuente de calor residual, se identifica el consumidor térmico apropiado mediante la evaluación de su índice de recuperación y de utilización, parámetros que permiten establecer la mejor correspondencia entre las fuentes disponibles y las demandas de calor. Estos indicadores facilitan la selección de las alternativas con mayor eficiencia en el aprovechamiento energético. La metodología más usada para el análisis integral de las distintas fuentes y demandas de calor es la Integración de Procesos, conocida también como análisis pinch, la cual permite optimizar el uso del calor residual dentro de los procesos industriales. (Orero, 2021)

La elección de la tecnología más adecuada para la valorización energética del calor residual depende de diversos factores, entre los que destacan la naturaleza del fluido que transporta el calor, el intervalo de temperaturas de operación tanto en la fuente emisora como en el proceso consumidor, la potencia requerida por el sistema y el mecanismo de transferencia térmica involucrado. Una vez determinadas las alternativas técnicamente viables, resulta indispensable realizar un análisis financiero y ambiental que sustente la toma de decisiones sobre la solución más conveniente en cada aplicación. La recuperación y aprovechamiento del calor residual constituye una estrategia clave no solo para mejorar la eficiencia energética, sino también para incrementar la competitividad industrial y disminuir el impacto ambiental, contribuyendo de manera directa a la transición hacia un modelo energético más sostenible y descarbonizado. (Orero, 2021)

El diagnóstico de eficiencia energética tiene como finalidad conservar o incrementar la productividad de los procesos, empleando la menor cantidad posible de energía, de modo que se reduzca el impacto ambiental asociado. Este enfoque no busca ampliar la capacidad de generación energética, sino optimizar el uso de los recursos disponibles, disminuyendo el consumo innecesario. Para alcanzar este objetivo, se consideran diversas acciones generales, tales como: Reducir el consumo energético en los procesos productivos, Disminuir el uso de combustibles, Aprovechar plenamente la

vida útil de maquinaria y equipos, Mejorar y optimizar los procesos operativos. Y Fomentar la modernización y reconversión tecnológica de los equipos industriales. (López, 2018)

La optimización de los procesos térmicos industriales para incrementar su valorización energética incluye lo siguiente: Analizar el consumo energético a nivel de procesos, maquinaria y equipos, Identificar las variables que influyen en el uso de la energía, Asignar y desagregar los costos energéticos por tipo de consumo, Mejorar la eficiencia de los sistemas de iluminación y de las instalaciones eléctricas, Ajustar y optimizar los procesos de combustión, Evaluar el desempeño y la eficiencia de calderas y generadores de vapor, Reducir pérdidas térmicas mediante un adecuado control de aislamientos, Optimizar las purgas y recuperar el vapor residual en los sistemas de vapor, Implementar mejoras operativas y de control, incluyendo la automatización de procesos. (López, 2018)

2.2.2 Generación de vapor.

a. Generador de vapor pirotubular.

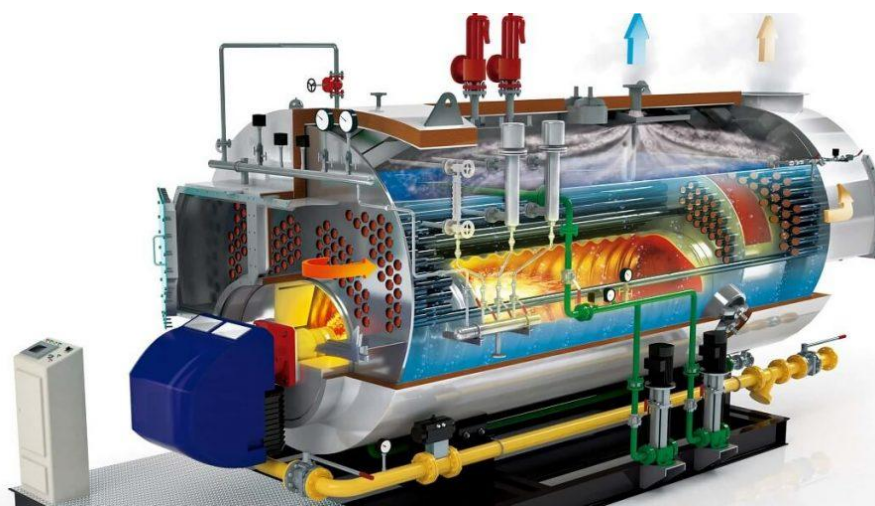
Una caldera es un equipo térmico de operación isobárica, construido en material metálico y de forma hermética, en el cual la energía térmica liberada por la reacción de combustión, mediante una reacción exotérmica de oxidación, se transfiere a un fluido, generalmente agua, provocando su cambio de fase o su sobrecalentamiento. Cuando se produce vapor saturado, la caldera suministra el calor necesario para transformar el líquido en vapor. Este equipo constituye un elemento esencial dentro del sistema de generación y suministro de energía calorífica de una planta industrial, razón por la cual también se le denomina generador de vapor. (Guevara, 2019)

Los calderos pirotubulares son equipos térmicos compactos, en los cuales los gases calientes provenientes de la combustión fluyen por el interior de los tubos, mientras que el agua rodea externamente a estos dentro de un recipiente. La transferencia de calor se realiza desde los tubos hacia el agua, permitiendo que esta absorba la energía calorífica necesaria para la producción de vapor saturado. (Corpus y López, 2015)

La generación de vapor es el proceso mediante el cual se genera vapor saturado. Se inicia con el calentamiento del agua en estado líquido subenfriado, hasta transformarla en vapor saturado o en vapor sobrecalentado. Para el calentamiento de agua se puede usar diversas fuentes de calor, siendo la más utilizada la combustión. (Osejo, 2017)

Figura 1

Estructura interna de un generador de vapor pirotubular



Nota. Información extraída de H₂O Tek (2022)

El estado de líquido subenfriado describe la condición en la que el agua se encuentra en fase líquida y puede incrementar su temperatura al recibir calor. A medida que el agua se calienta, sus moléculas aumentan su energía interna, intensificando su movimiento y las interacciones entre ellas, hasta alcanzar el punto en el que las fuerzas intermoleculares dejan de ser suficientes para mantener la fase líquida, iniciándose la vaporización. Este estado se denomina saturación, y en él, cualquier aporte de calor provoca la conversión de líquido en vapor, mientras que una pérdida de calor genera la condensación del vapor. En esta etapa, el agua en estado líquido y el vapor coexisten a la misma presión, denominándose líquido saturado y vapor saturado, respectivamente. Si el suministro de calor continúa, se producirá un mayor cambio de fase sin variación de temperatura, transformándose el agua líquida en vapor saturado. (Osejo, 2017)

En la mayor parte del sector industrial se emplea vapor saturado porque su generación y control son más sencillos, y porque su temperatura se aproxima a la requerida en la mayoría de los procesos industriales, que suele estar en el rango de 140 a 150 °C. No obstante, en aplicaciones específicas donde la presencia de agua líquida no es admisible, resulta más conveniente utilizar vapor sobrecalentado. (Osejo, 2017)

b. Características.

En este tipo de caldera, los gases calientes producto de la combustión fluyen por el interior de los tubos, los cuales se encuentran rodeados externamente por agua. Por lo general, dispone de un hogar central denominado flue y, en la parte posterior, de una cámara de humos o caja de fuego que desvía los gases, completamente sumergida en agua, actuando como un sistema deflector que permite el recorrido de los cuatro pases de fuego. Cada viaje de extremo a extremo por parte de los gases de la combustión se conoce como paso, siendo las calderas pirotubulares de 2 a 4 pasos según su potencia. (Allauca, 2019)

La caldera pirotubular de espalda húmeda cuenta con tubos de fuego que conducen los gases de combustión, los cuales se fijan a placas o espejos mediante procesos de expandido o mandrilado. En el caso de una caldera de cuatro pasos con espalda húmeda, estos tubos se sujetan en las placas 1, 2 y 4. En la sección posterior no se emplean materiales refractarios, ya que la pared de agua y el tambor sumergido cumplen la función de tabiquería, reemplazando al refractario. Este tipo de calderas, con tubos de retorno de gases, es ampliamente utilizado en la industria debido a su alta versatilidad en la producción de vapor, su capacidad para operar a presiones de hasta 200 psi y su velocidad de generación de vapor de nivel medio. (Allauca, 2019)

Las calderas pirotubulares de vapor están diseñadas para optimizar la utilización de los gases de combustión y se caracterizan por contar con un cuerpo cilíndrico de disposición horizontal, que integra en su interior un haz multitubular para la transferencia de calor, así como una cámara superior destinada a la generación y acumulación del vapor. La circulación de los gases se lleva a cabo desde una cámara frontal equipada con una brida de adaptación, a través del sistema interno, hasta la zona posterior del equipo, donde finaliza su recorrido en una cámara de salida de humos.

Este trayecto está diseñado para asegurar un flujo uniforme de los gases de combustión, favorecer un adecuado intercambio térmico y garantizar una evacuación eficiente de los gases residuales hacia el sistema de chimenea. (Allauca, 2019)

Figura 2

Distribución de tubos y flue en un caldero pirotubular



Nota. Informacion obtenida de H₂O Tek (2022)

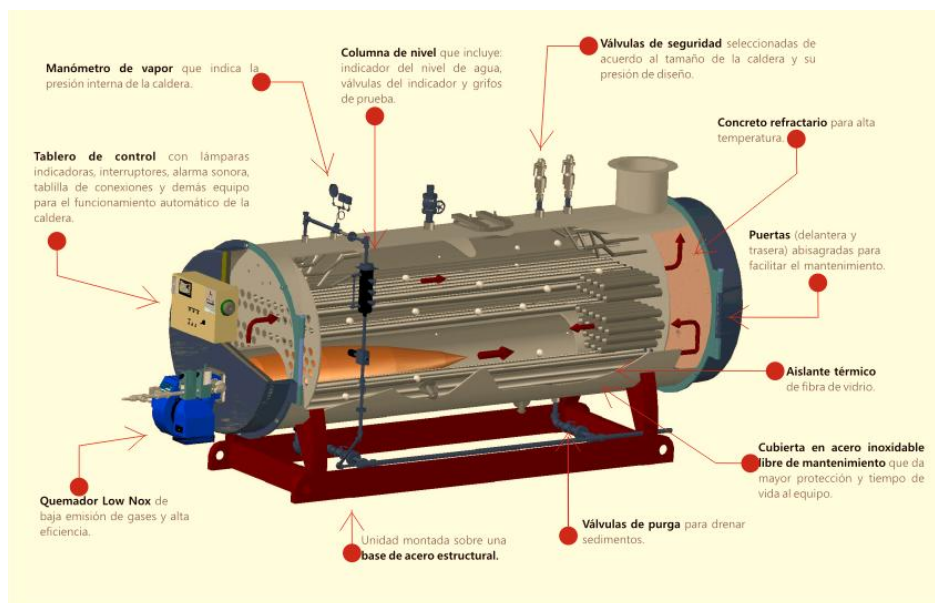
Para asegurar un funcionamiento correcto de la caldera, el nivel de agua debe mantenerse siempre por encima de los tubos de humos, evitando así el calentamiento del material, y a una distancia adecuada por debajo de la salida de vapor, con el fin de prevenir el arrastre de agua líquida o espuma hacia las líneas de distribución. Se dispone de un sistema automático de alimentación de agua que mantiene el nivel dentro de los límites operativos permitidos. Asimismo, la presión interna del recipiente debe ser supervisada y controlada de forma automática, garantizando que se mantenga dentro de los valores operativos requeridos. (Osejo, 2017)

Para ello, las calderas incorporan sistemas automatizados que permiten el encendido o apagado del quemador en función de límites máximos y mínimos previamente definidos. Asimismo, un aspecto clave de su operación es el control del proceso de combustión, el cual varía según el tipo de combustible empleado. En términos generales, las calderas cuentan con sistemas que controlan de manera segura y automática el arranque y la detención del proceso de combustión, permitiendo el suministro de los reactivos hacia la cámara de combustión y asegurando las

condiciones adecuadas para que la reacción se desarrolle correctamente. Adicionalmente, incorporan dispositivos de seguridad que detienen el funcionamiento del equipo ante la presencia de fallas o que liberan presión del recipiente cuando esta excede los límites seguros de operación. (Osejo, 2017)

Figura 3

Partes de un caldero pirotubular.



Nota. Imagen obtenida de la tesis de López (2022)

c. Operación.

El fluido de trabajo, que por lo general es agua previamente tratada de forma química para reducir su dureza, se introduce al caldero mediante bombas que elevan su presión por encima de la presión interna del equipo. El aporte de calor o energía térmica se realiza a partir de una fuente de energía primaria, mediante una reacción de combustión entre el combustible —de acuerdo con su poder calorífico— y el oxígeno del aire comburente. Este proceso se desarrolla con un determinado exceso de aire, lo que da lugar a la formación de gases de combustión a elevada temperatura. El rendimiento del proceso de combustión está estrechamente vinculado al nivel de exceso de aire empleado. Para combustibles gaseosos se recomienda, generalmente, un exceso de aire entre el 15 al 20 %, mientras que para combustibles líquidos este valor suele situarse entre el 20 y el 30 %, con el objetivo de alcanzar una alta temperatura de flama adiabática. Asimismo, la eficiencia de la combustión depende de diversos factores

operativos, tales como la presión y la temperatura del combustible, la temperatura del aire comburente, el grado de aislamiento del hogar y el grado de limpieza y adecuado funcionamiento del quemador. (Pacheco y Vargas, 2021)

El calor generado por la combustión se transmite desde los gases calientes hacia el agua u otro fluido que se desea calentar o evaporar, aprovechándose una parte de la energía suministrada como calor útil. Luego los gases de combustión son evacuados del caldero de acuerdo con el tipo de sistema de tiro del equipo, ya sea tiro forzado, con un ventilador antes del quemador; tiro inducido, con el ventilador próximo a la chimenea. Finalmente, estos gases son conducidos y liberados a la atmósfera a través de la chimenea, la cual es diseñada con una altura específica para asegurar una adecuada evacuación. (Pacheco y Vargas, 2021)

Asimismo, resulta fundamental contar con un control adecuado del nivel de agua y de la presión de operación del caldero para garantizar la seguridad del funcionamiento. El control de la presión es un parámetro clave tanto para la operación como para la seguridad, ya que de ella dependen el diseño de los componentes del equipo y de sus sistemas auxiliares, los cuales se dimensionan en relación a la presión de diseño establecida. (Pacheco y Vargas, 2021)

El uso de exceso de aire se debe a que el tamaño de las partículas del combustible dificulta una mezcla completamente homogénea con el aire comburente, además de que el periodo de permanencia de la mezcla dentro del hogar es limitado, lo que ocasiona que parte del aire salga por la chimenea sin haber reaccionado. Al suministrar una mayor cantidad de aire, se favorece la ocurrencia de reacciones secundarias, lo que hace necesario emplear un volumen de aire real superior al aire mínimo teórico requerido para la combustión. En este sentido, el exceso de aire se define como la diferencia entre el aire efectivamente suministrado y el aire teórico. Un aspecto crítico asociado a este proceso es la posible formación de ácido sulfúrico, originado por el azufre presente en el petróleo y carbón. Cuando estos compuestos se condensan a temperaturas inferiores a 150 °C, pueden generar fenómenos de corrosión en los conductos y en la chimenea. Para evitar este problema, los gases de combustión deben

evacuarse a temperaturas más elevadas, lo que incrementa las pérdidas de energía térmica asociada al calor sensible de los gases. (Pacheco y Vargas, 2021)

El diseño del sistema de combustión debe incorporar un ventilador de tiro forzado que suministre el aire necesario para la combustión y proporcione la energía cinética requerida para que el proceso se desarrolle de la forma prevista en cada aplicación. Si bien el gas combustible, al ser también un fluido, puede actuar como flujo dominante, la combustión exige aproximadamente diez veces más volumen de aire que de gas. Por ello, para que el gas aporte el impulso necesario, tendría que circular a velocidades muy elevadas, como ocurre en los quemadores supersónicos de gas natural. En general, una combustión eficiente se sustenta en tres principios:

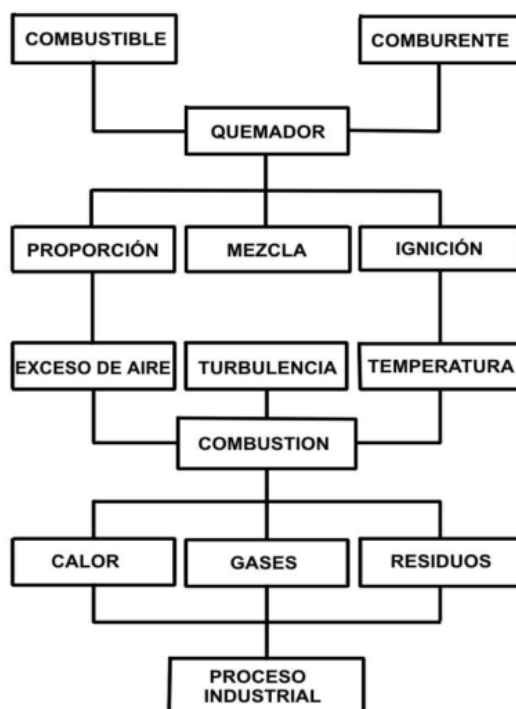
Proporción óptima aire – combustible para una combustión completa.

Mezcla adecuada aire combustible-combustión óptima,

Ignición inicial y sostenida de la reacción de combustión. (Guevara, 2022)

Figura 4

Diagrama Esquemático de la combustión industrial



Nota. Imagen obtenida del Texto Combustión Industrial de Castillo (2019)

El cumplimiento de estos tres requisitos permite optimizar el uso del poder calorífico del combustible empleado, así como suministrar el calor necesario al sistema con el

menor consumo posible de combustible, garantizando al mismo tiempo condiciones de operación técnicamente eficientes y económicamente favorables. Esta situación de eficiencia máxima tiende a ser inherentemente inestable, ya que depende de múltiples variables que están interrelacionadas entre sí y que, además, pueden verse afectadas por condiciones externas. En consecuencia, el nivel real de eficiencia del sistema estará determinado por la presencia de un sistema de control apropiado y eficaz, capaz de sostener de manera continua valores óptimos de eficiencia en la operación del proceso. (Guevara, 2022)

d. Desempeño.

La potencia de una caldera se expresa en BHP (Boiler Horse Power), una unidad definida por la ASME en 1889, basada en la capacidad de evaporar 15,65 kg de agua por hora a 100 °C para producir vapor saturado a presión atmosférica. Este valor equivale al uso de vapor en una máquina de vapor que consumía 30 lb/h por HP, con condiciones específicas de presión y temperatura del agua de alimentación. Los calderos pirotubulares suelen fabricarse en rangos aproximados desde 1 hasta 2 500 BHP, y los BHP se utilizan como criterio comparativo entre este tipo de calderas. (Corpus y López, 2015)

$$\text{BHP} = 15,65 \text{ kg/h} * 538,9 \text{ kcal/kg} = 8\,437 \text{ Kcal/h} = 9,81 \text{ kW}.$$

Factor de carga: Es un parámetro que compara los BHP efectivos de operación con los BHP de diseño del equipo, con el propósito de evaluar el nivel de aprovechamiento del caldero respecto a su capacidad máxima. Se recomienda que el caldero opere con un factor de carga entre 85 % y 90 %, rango en el cual se obtiene el mayor rendimiento y eficiencia del equipo. (Guevara, 2022)

$$\text{Factor de Carga} = \frac{\text{BHP}_{\text{reales}}}{\text{BHP}_{\text{nominales}}} * 100\% \dots \dots (1)$$

La eficiencia térmica es el principal indicador del desempeño de una caldera, ya que refleja qué tan eficazmente se aprovecha la energía suministrada, es decir, la fracción de calor transferida al fluido de trabajo. El propósito de la caldera no solo es producir vapor, sino hacerlo con el mayor rendimiento posible en la transferencia de calor, entendida como la proporción del calor generado en la combustión que es absorbido

por los fluidos del sistema. Esta eficiencia se determina comúnmente mediante el método de Entrada–Salida, el cual compara el calor útil del vapor producido con la energía aportada por el combustible. (Guevara, 2022)

La eficiencia se evalúa usando la fórmula:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * P_{ci}} * 100\% \dots \dots (2)$$

Dónde:

$\dot{m}_v$ =Flujo masico de vapor generado.

$(h_2 - h_1)$ =Variación de entalpía de vapor.

$\dot{m}_c$ =Flujo másico del combustible,

Pci : Poder calorífico inferior.

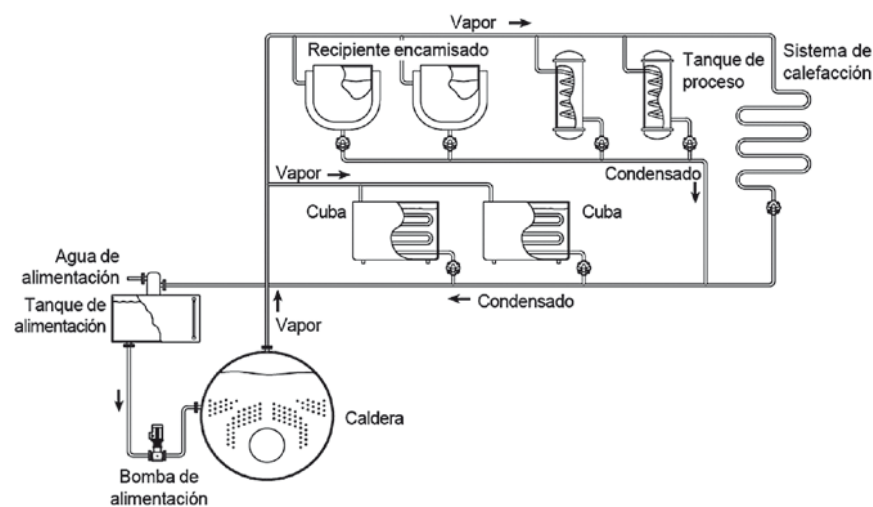
2.2.3 Distribución de vapor y recuperación de condensados.

El sistema de distribución de vapor constituye un nexo clave entre la fuente de generación y los centros de consumo. La fuente, que puede ser una caldera, debe entregar vapor de calidad adecuada, con caudal y presión requeridos, asegurando al mismo tiempo que su transporte se realice con mínimas pérdidas de calor y costos de mantenimiento bajos. Para lograrlo, se emplean una o varias tuberías de distribución de vapor que conectan los calderos con las zonas de consumo de vapor. (Torres, 2020)

De las tuberías principales se desprenden ramales de menor diámetro que conducen el vapor hacia los distintos equipos consumidores. Al abrir lentamente la válvula de salida de la caldera, el vapor fluye hacia la red de distribución. Como las tuberías están inicialmente frías, parte del calor del vapor se transfiere a ellas, mientras que otra porción se pierde por radiación al aire, generando condensado. Este condensado se acumula en la parte inferior de las tuberías y es desplazado por el flujo de vapor hacia los puntos más bajos. Cuando una válvula de un equipo consumidor se abre, el vapor ingresa al equipo, entra en contacto con superficies más frías y cede su energía de condensación, liberando su entalpía de evaporación. El dimensionamiento de la red de vapor es vital para sus costos. (Torres, 2020)

El diámetro de las tuberías está directamente relacionado con la velocidad del vapor, ya que un flujo demasiado rápido incrementa la erosión y el ruido dentro de las líneas de distribución. Por ello, se recomienda mantener velocidades de vapor entre 25 y 35 m/s para asegurar una distribución adecuada. Una vez definida la velocidad óptima, los diámetros de las tuberías se determinan utilizando tablas específicas que consideran la presión de operación. (Fonseca,2011)

Figura 5
Esquema de distribución de vapor



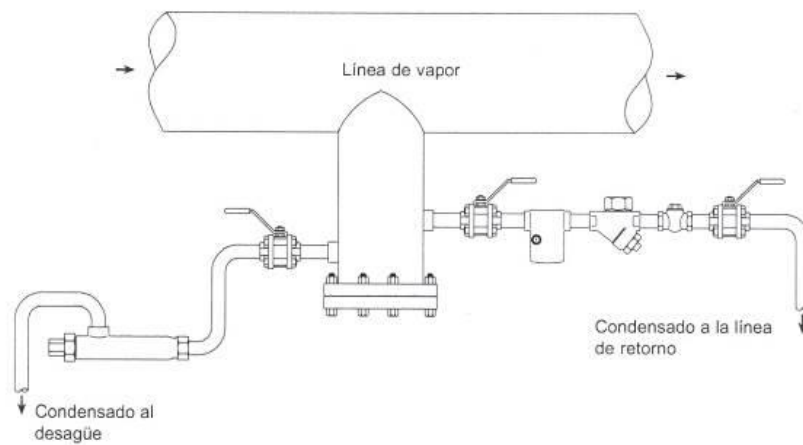
Nota. Imagen extraída de Spyrex Sarco (2021)

El cabezal o manifold es un tipo especial de tubería de distribución que puede recibir vapor procedente de una o varias calderas simultáneamente. Generalmente consiste en una tubería horizontal que se le suministra vapor por la parte superior y, al mismo tiempo, suministra este vapor a las tuberías principales de distribución. Su funcionamiento es semejante a un tanque de vapor, ya que contribuye a mantener una presión constante, absorbiendo en gran medida la caída de presión que se presentan en la red de distribución. (Fonseca, 2011)

Por lo general los sistemas de distribución de vapor modernos contemplan, redes de distribución de vapor independientes según cada zona de consumo, y en algunos casos se independiza, las unidades de generación de vapor según las áreas de consumo. Básicamente para evitar flujos de vapor innecesarios a zonas de consumo que en un determinado periodo de tiempo no lo requieran. (Fonseca, 2011)

Figura 6

Componentes de purga de un sistema de distribución de vapor



Nota. Imagen extraída de Tesis de Fernández (2015)

Recuperación de condensados.

El condensado es un subproducto que se genera luego de que el vapor saturado transfiere su calor de vaporización a otro fluido. Se forma tanto en la red de distribución, debido a pérdidas inevitables, como en los equipos de operaciones unitarias y calentamiento. El vapor luego de condensarse y liberado su calor latente, el condensado caliente debe ser evacuado de inmediato. Aunque su contenido energético por kilogramo es menor que el del vapor, sigue siendo agua caliente con alto valor térmico y, al ser agua tratada, debe retornarse a la caldera para su reutilización. (Fonseca, 2011)

Las tuberías de retorno son aquellas que recolectan el condensado procedente de diversas tuberías de descarga, de trampas de vapor y lo transportan de regreso al tanque de condensado, aprovechándose el valor de su temperatura. El dimensionamiento de estas tuberías presenta desafíos distintos a los de las tuberías de vapor, siendo el más significativo la presencia de vapor flash o secundario. Estas tuberías deben ser capaces de transportar simultáneamente el condensado y el vapor flash, cuyo volumen puede ser varias veces mayor que el del condensado. (Fonseca, 2011)

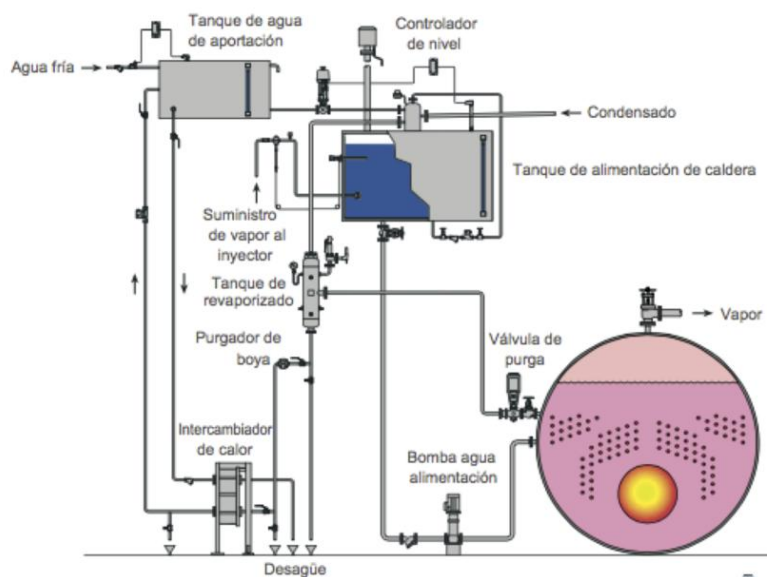
Las tuberías de retorno de condensado deben diseñarse de manera que mantengan una velocidad adecuada y una caída de presión dentro de límites aceptables. En plantas

industriales, se recomienda que la velocidad del condensado no supere los 35 m/s, utilizando tuberías de cédula 40.

En el tanque de condensado se recolecta el agua que retorna desde las tuberías y los equipos, la cual es posteriormente enviada nuevamente a la caldera mediante la bomba de alimentación. Este proceso permite reutilizar tanto la energía térmica como la buena calidad del agua condensada, reduciendo el consumo de agua tratada. Sin embargo, cuando la temperatura del condensado es excesivamente elevada, puede presentarse vaporización, lo que ocasiona dificultades en el funcionamiento de la bomba de alimentación e incluso puede llegar a provocar su bloqueo. Para evitarlo, se emplean tanques de enfriamiento o se incrementa la capacidad del tanque de condensado, con el fin de mantener la temperatura por debajo del límite máximo recomendado de 100 °C. (Fonseca,2011)

Figura 7

Tanque de recuperación de condensados



Nota. Imagen extraída de Spirax Sarco (2018)

Cuando se entrega 1 t/h de vapor a un equipo utilizado en un proceso de calentamiento, se genera y debe evacuarse la misma cantidad de condensado, es decir, 1 t/h. La recuperación de condensado implica reutilizar tanto el agua como el calor sensible contenidos en dicho condensado. En vez de desecharlo, su reaprovechamiento permite

obtener reducciones significativas en el consumo de energía, en el uso de productos químicos para el tratamiento del agua y en la demanda de agua fresca. El condensado recuperado puede reutilizarse de diversas maneras, entre las que se incluyen:

- Como agua de alimentación a elevada temperatura, cuando el condensado caliente es recirculado hacia el desaireador de la caldera.
- Como fuente de precalentamiento, al ser aprovechado en sistemas de calentamiento que operan a temperaturas más bajas.
- En forma de vapor, cuando se recupera y utiliza el vapor flash generado.
- Como agua caliente de servicio, destinada a labores de limpieza de equipos u otras aplicaciones auxiliares. (Spirax Sarco, 2018)

La reutilización del condensado caliente puede generar importantes ahorros tanto de energía como de agua, además de mejorar las condiciones operativas y disminuir la huella de carbono de la empresa. Este condensado conserva una fracción significativa de calor sensible, que representa aproximadamente entre el 10 % al 30 % de la energía original del vapor. Al emplear condensado a elevada temperatura como agua de alimentación al caldero, se incrementa la eficiencia del proceso, ya que se necesita menos aporte energético para producir vapor. Cuando la recuperación y el aprovechamiento del condensado se realizan de manera adecuada, el consumo de combustible puede reducirse incluso en un rango del 10 % al 20 %. (Spirax Sarco, 2018)

2.2.4 Vapor Flash.

El vapor flash es un tipo de energía aprovechable que se genera cuando los condensados calientes de procesos térmicos se expanden al reducir su presión durante el retorno hacia el tanque desaireador. En este proceso, una fracción del condensado, típicamente a presiones del orden de 1,5 a 2 bar, se transforma nuevamente en vapor saturado, adquiriendo un mayor valor energético que cuando permanece como líquido comprimido. De manera general, cuando un condensado caliente o agua presurizada se libera a una presión inferior, una parte del líquido se evapora, fenómeno conocido como vapor flash o vapor revaporizado. (Urcia y Zavaleta, 2016)

El vapor flash contiene energía o calor que puede aprovecharse para operar la planta de manera más eficiente y económica; de no recuperarse, esta energía se desperdicia. Por ejemplo, cuando el agua se calienta a presión atmosférica, su temperatura aumenta hasta alcanzar los 100 °C, que es el máximo al que el agua puede permanecer en estado líquido bajo esas condiciones de presión. (Urcia y Zavaleta, 2016)

El vapor flash se origina cuando el condensado caliente y a alta presión sufre una brusca reducción de presión, como ocurre en la descarga de una trampa de vapor. Al disminuir la presión, la energía térmica del condensado resulta superior a la necesaria para mantenerse en estado líquido, por lo que una fracción se transforma nuevamente en vapor. Este vapor flash, con características similares al vapor vivo, puede reutilizarse consiguiendo ahorros energéticos y mejora de las condiciones de trabajo en la planta. (Torres, 2020)

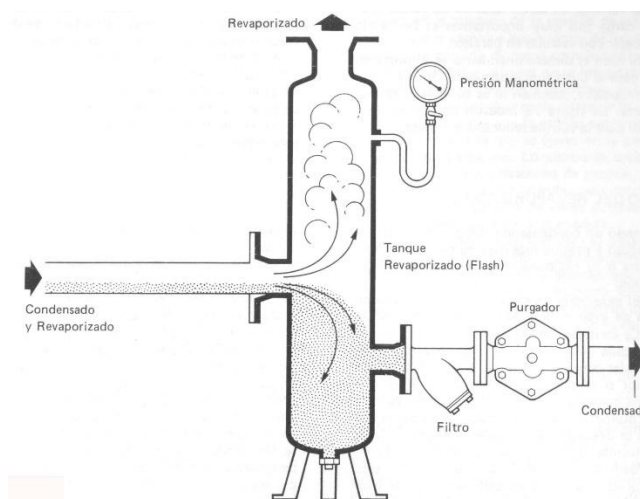
Los tanques de revaporizado o flash tank se utilizan para separar el vapor flash del condensado. Estos equipos suelen fabricarse en acero inoxidable, con un diseño tubular y fondos bombeados en los extremos, manteniendo generalmente una relación longitud/diámetro de 4:1. La salida del vapor se ubica en la parte superior del tanque, mientras que la descarga del condensado se dispone en la parte inferior. La línea de entrada del condensado debe situarse aproximadamente entre 150 y 200 mm por encima de la salida del condensado. El parámetro de diseño más crítico es el diámetro interior, ya que un dimensionamiento adecuado permite controlar la velocidad interna y evitar el arrastre de condensado junto con el vapor flash generado. (Medina y Valle, 2019)

La producción de vapor flash permite recuperar parte de la energía calorífica contenida en los condensados provenientes de equipos de secado y cocinado, la cual puede reutilizarse en distintos procesos, mejorando así la eficiencia en el consumo de combustible. En los sistemas de vapor flash, la circulación del vapor se produce por diferencias de presión, a partir de los condensados, de manera similar a lo que ocurre en sistemas de agua caliente. Bajo determinadas condiciones, el vapor flash resulta una fuente de calor adecuada, ya que presenta coeficientes de transferencia elevados y una temperatura prácticamente constante. Además, posee una mayor cantidad de energía

aprovechable en forma de calor latente por unidad de masa, lo que lo convierte en un medio eficiente y económico para el transporte de calor. (Carrizales, 2022)

Figura 8

Disposición de flujos para la generación de vapor flash



Nota. Imagen extraída de la Tesis de Mora (2015)

El vapor flash se produce cuando el condensado presurizado sufre una caída de presión, lo que provoca su evaporación. Incluso agua a temperatura ambiente puede hervir si la presión es suficientemente baja; por ejemplo, agua a 170 °C hierve a presiones menores a 6,9 bar. Este vapor generado es tan útil como el producido directamente en una caldera. En casos donde la evaporación ocurre a presiones bajas, como en la salida de las trampas de vapor, se le denomina específicamente vapor flash. (Spirax Sarco, 2018)

En un sistema de vapor orientado a alcanzar altos niveles de eficiencia, el vapor flash se separa del condensado y se aprovecha para cubrir demandas de calefacción a baja presión, principalmente en procesos que requieren temperaturas menores a 100 °C. Cada kilogramo de vapor flash reutilizado bajo este esquema representa una cantidad equivalente de vapor que deja de ser producido por la caldera y, además, evita su descarga a la atmósfera, donde se perdería sin ningún beneficio energético. Las razones para la recuperación del vapor flash son tan convincentes, tanto desde el punto de vista

económico como ambiental, como las razones para recuperar el condensado. (Spirax Sarco, 2018)

Los requisitos para aplicaciones exitosas de flash steam, deberá cumplirse algunos requisitos básicos:

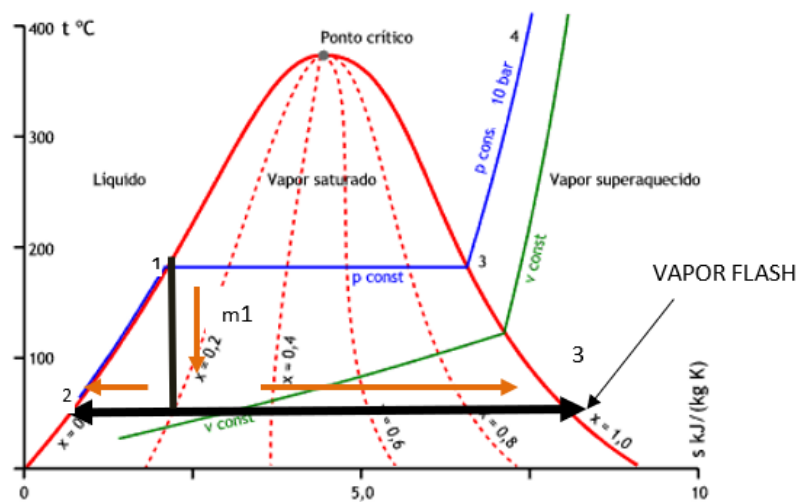
- Es fundamental disponer de un flujo continuo y suficiente de condensado proveniente de procesos que operan a presiones más elevadas, a fin de asegurar la generación de una cantidad adecuada de vapor flash que haga viable su recuperación económica.
- Las trampas de vapor y los equipos asociados al drenaje deben ser capaces de operar correctamente frente a la contrapresión impuesta por el sistema de generación de vapor flash.
- Se debe prestar especial atención cuando se pretende recuperar vapor flash de condensados provenientes de equipos con control de temperatura. En condiciones de carga parcial, la acción de cierre de la válvula de control reduce la presión en el espacio de vapor; si esta presión se aproxima o es inferior a la presión de generación del vapor flash, la cantidad producida será mínima, por lo que resulta necesario evaluar si su recuperación es realmente conveniente. (Spirax Sarco, 2018)

Es necesario que la demanda de vapor a baja presión sea igual o mayor a la cantidad de vapor flash generada. En caso de que exista un déficit, este puede cubrirse mediante el aporte de vapor vivo a través de una válvula reductora de presión. Por el contrario, si la producción de vapor flash supera la demanda, se producirá una sobrepresión en el sistema de distribución, la cual deberá aliviarse mediante una válvula de descarga o alivio. El vapor flash proveniente del condensado puede emplearse en sistemas de calefacción de ambientes; sin embargo, los beneficios económicos solo se obtienen durante la temporada en que existe demanda de calefacción. Cuando esta no es necesaria, el sistema de recuperación pierde efectividad. Por ello, siempre que sea viable, resulta más conveniente destinar el vapor flash generado en los procesos a cubrir cargas de proceso, y el vapor flash originado en sistemas de calefacción a atender exclusivamente las demandas de calefacción. Entonces, es más probable que la oferta y la demanda permanezcan en sintonía. (Spirax Sarco, 2018)

Se prefiere emplear el vapor cerca de la fuente de condensado de alta presión. Se utilizan tuberías de diámetro relativamente grande para el vapor a baja presión, a fin de disminuir las pérdidas de presión y la velocidad, lo que puede significar una instalación de alto costo si el vapor instantáneo debe canalizarse a cualquier distancia. (Spirax Sarco, 2018)

Figura 9

Diagrama T vs s para generación de vapor flash



Nota. Imagen obtenido del manual de Auditorias Energetica de Guevara (2022)

Aplicando un balance de masa y energía en un sistema cerrado y la 1ª Ley de la Termodinámica, tenemos la siguiente ecuación para el balance de masa:

$$m_1 = m_2 + m_3 \dots \dots (3)$$

Y para el balance de energía:

$$m_1 * h_1 = (m_2 * h_2) + (m_3 * h_3) \dots (4)$$

Dónde:

m_1 = Flujo de condensado en (kg/sg.)

m_2 = Flujo de condensado obtenido luego del proceso de generación de vapor flash, en el estado de líquido saturado. (kg/sg.)

m_3 = Flujo de vapor flash generado, en el estado de vapor saturado (kg/sg.)

h_1 = Entalpia del condensado en el estado de líquido saturado (kcal. /kg.)

h_2 = Entalpia del condensado obtenido luego del proceso de generación de vapor flash (kcal. /kg.).

h_3 = Entalpia del vapor flash generado, en el estado de vapor saturado (kcal./kg.).

El ahorro obtenido con la generación es vapor flash es muy importante y la inversión se amortiza en muy poco tiempo, ya que la instalación suele ser bastante simple. Un ejemplo muy significativo de obtención de vapor flash es en la recuperación de calor de las purgas de calderas. Así tenemos que una caldera que trabaja a 100 psia, la temperatura del agua es de 170°C y cuando una parte de esta se purga, produce vapor flash en una cantidad equivalente al 13% del agua purgada. Dicho vapor flash puede ser aprovechado típicamente como vapor de baja presión en degasificadores y calentadores de agua de calderas. (Guevara, 2022)

2.2.5 Termocompresores.

a. Fundamentos.

Un termocompresor es un dispositivo tipo eyector que aprovecha el impulso y la energía cinética de un fluido a alta presión, denominado fluido motriz, para aspirar y comprimir una segunda corriente fluida. El fluido motriz, al atravesar una boquilla, convierte su energía de presión en velocidad, generando una zona de baja presión que permite la entrada del segundo fluido por la succión. Ambas corrientes se combinan en esta región y, posteriormente, la mezcla avanza hacia el difusor, donde parte de la energía cinética se convierte en energía de presión. Como resultado, se obtiene una corriente con una presión intermedia entre la del fluido motriz y la del fluido aspirado. (Martínez, 2018)

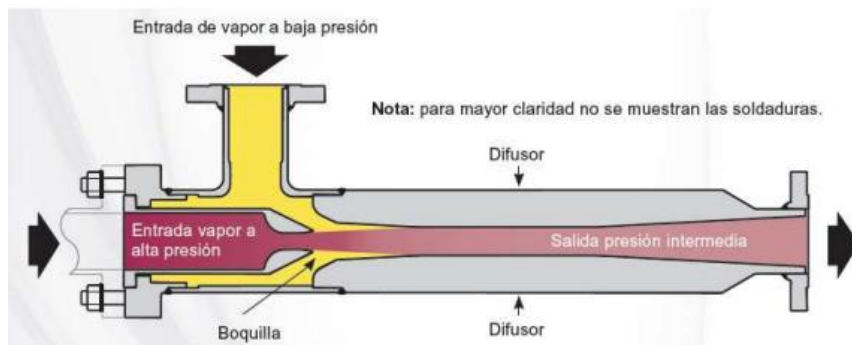
Es posible efectuar una estimación preliminar del desempeño de un eyector aplicando los siguientes criterios:

- El vapor a alta presión se expande de manera isentrópica en la boquilla, transformando su energía de presión en energía cinética.
- Ambas corrientes se combinan a la presión correspondiente al ingreso del fluido de menor presión.

- La mezcla resultante ingresa al difusor, donde la energía cinética se convierte nuevamente en presión, con un rendimiento que puede variar entre el 65 % y el 95 %. Una menor velocidad de ingreso y un difusor de mayor tamaño favorecen un mayor rendimiento.
- El ratio de compresión está dentro de un rango aproximado de 1,05 a 3. (Ruz, 2018)

Figura 10

Disposición de un termocompresor



Nota. Imagen tomada de tesis de Martínez (2018)

Un fluido que circula a través de una tobera convergente puede alcanzar velocidades supersónicas cuando, al llegar al número de Mach igual a 1, se acopla a una sección divergente. No obstante, una tobera convergente–divergente no garantiza siempre un régimen supersónico, ya que el fluido puede reducir su velocidad en la parte divergente en lugar de acelerarse, si la contrapresión no está dentro del rango adecuado. El comportamiento del flujo en la tobera está definido por la relación de presiones P_b/P_0 por ello, para condiciones de ingreso fijas, el régimen de flujo a través de la tobera convergente–divergente depende fundamentalmente del valor de la contrapresión P_b (Condori, 2014)

El concepto de bomba a chorro, también conocida como eyector, se refiere a un tipo de bomba que opera sin componentes móviles y aprovecha el movimiento de fluidos bajo condiciones controladas. En este dispositivo, la fuerza impulsora proviene de una corriente de fluido a alta presión que atraviesa una boquilla especialmente diseñada para alcanzar la máxima velocidad. Como consecuencia, el chorro de alta velocidad genera una zona de baja presión en la cámara de succión, lo que permite aspirar un

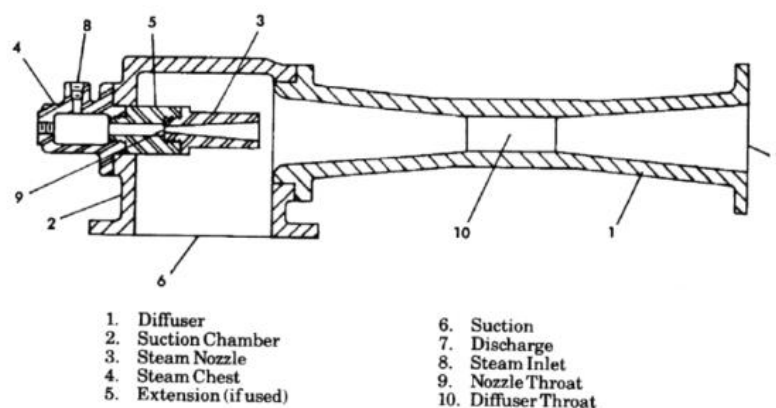
segundo fluido hacia dicha cámara. Existe un intercambio de momento en este punto generandose una corriente de mezcla uniforme fluyendo a una velocidad intermedia de la velocidad motriz y de succión. (Condori, 2014)

La operación de un termocompresor de vapor consiste en transformar la energía de presión del vapor motriz en energía de velocidad al atravesar la boquilla. El chorro resultante, de alta velocidad, produce un efecto de arrastre que succiona y comprime el vapor o gas proveniente de la cámara de succión. Luego, la mezcla fluida pasa al difusor, donde la energía cinética se reconvierte en energía de presión, obteniéndose así una presión de descarga significativamente superior a la presión presente en la cámara de succión. (Condori, 2014)

Para lograr relaciones de compresión elevadas, es necesario disponer dos o más etapas operando en serie, configuración conocida como termocompresor multietapa. Un termocompresor es, por naturaleza, un equipo de capacidad fija, ya que su desempeño depende directamente de las dimensiones geométricas del difusor. Por ello, cuando se requiere variar la capacidad de operación, se deben instalar dos o más termocompresores, ya sean de una sola etapa o multietapa, funcionando en paralelo. (Condori, 2014)

Figura 11

Componentes de un termocompresor



Nota. Imagen obtenida de tesis de Condori (2014)

Los termocompresores se clasifican, por lo general, en dos configuraciones principales: de una sola etapa y de múltiples etapas. En cuanto a su construcción básica, estos dispositivos están formados por tres componentes fundamentales: la boquilla de vapor, la cámara o sección de mezcla (mixing chamber) y la sección difusora o difusor.

Existen dos tipos de termocompresores: sónicos y subsónicos. Aunque su apariencia es similar, su comportamiento operativo es distinto y, por lo tanto, requieren estrategias de control diferentes. Para definir el tipo de diseño más adecuado del termocompresor, es necesario calcular previamente el denominado ratio de compresión. (Spirex Sarco, 2015)

$$\text{Ratio de Compresion } K = \frac{\text{Presion de descarga } P_d}{\text{Presion de seccion } P_s} \dots \dots \dots (5)$$

Diseño Sónico:

- El ratio de compresión (K) es superior a 1,8.
- En un termocompresor sónico, el caudal de vapor motriz de alta presión se mantiene prácticamente constante.
- El caudal de vapor de succión de baja presión puede operar en todo su rango, desde el 100 % hasta el 0 %. (Spirax Sarco, 2015)

Diseño subsónico:

- El ratio de compresión (K) es menor a 1,8.
- En un diseño subsónico, el caudal de vapor motriz de alta presión puede ajustarse, permitiendo un ahorro de vapor cuando las condiciones del proceso son más favorables.
- El caudal de vapor de succión de baja presión puede operar en todo su rango, desde el 100 % hasta el 0 %. (Spirax Sarco, 2015)

b. Valorización de la energía con termocompresores.

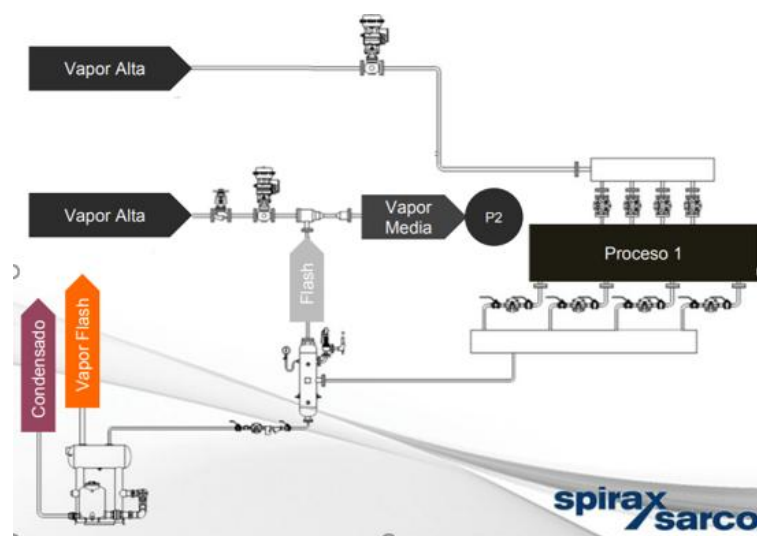
El vapor motriz a alta presión entra en el termocompresor de vapor y pasa a través de una boquilla donde la energía del vapor a alta presión se convierte en energía cinética. Al salir de la boquilla a alta velocidad, el vapor entra en una cámara de succión donde

se pone en contacto con la corriente de succión. En ese momento se produce un intercambio de velocidades entre la corriente motriz y la de succión, que produce una aceleración del vapor de succión, dando lugar a su posterior arrastre. En la parte más estrecha del difusor (llamada la garganta) se produce una mezcla uniforme y, finalmente, la energía de la velocidad se convierte en la energía de la presión en la sección divergente del difusor. Un termocompresor de vapor es un tipo de eyector que utiliza vapor a alta presión (HP) para arrastrar vapor a baja presión (LP) y descargar a una presión que se encuentra en algún lugar entre las presiones HP y LP. (Spirax Sarco, 2018)

La eficiencia de un sistema integrado con turbocompresores depende de los parámetros de operación del proceso de recuperación tal como temperatura, presión etc., del vapor motriz y del vapor de baja presión que entra al turbocompresor. La relación entre el flujo de vapor producido y el flujo de vapor alimentado al turbocompresor se incrementa con la presión y la temperatura del vapor motriz. En este caso el vapor motriz proviene de los calderos y la otra fracción es proporcionado por el vapor flash con la finalidad de incrementar su valor energético (Gonzales, Alvernas, La Rosa, Yáñez & Hernández, 2017)

Figura 12

Acoplamiento del vapor flash a un termocompresor para mejora de su valor energético



Nota. Imagen obtenida de Spirax Sarco (2018)

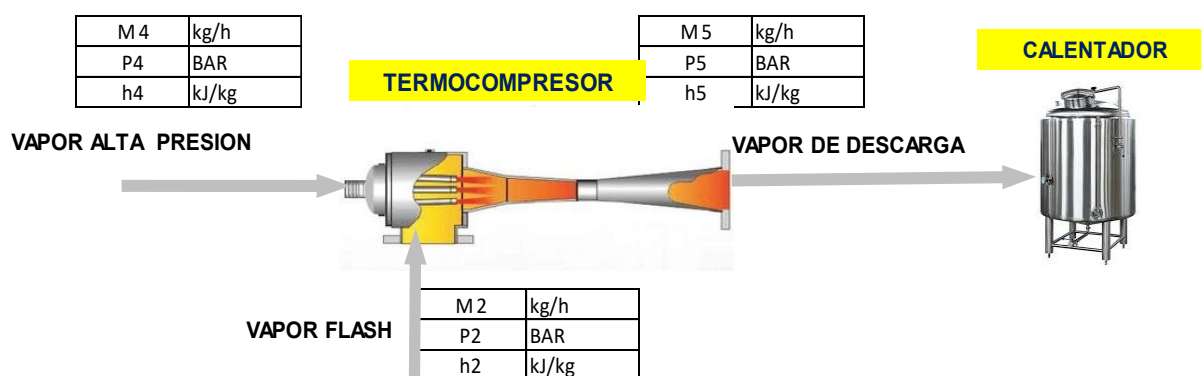
Ventajas mecánicas de los termocompresores, tenemos las siguientes:

- Presentan una construcción simple y pueden fabricarse con distintos materiales mecanizables, lo que permite mejorar su resistencia al desgaste por abrasión.
- Su diseño es compacto y relativamente liviano, facilitando la instalación incluso en ubicaciones elevadas.
- Requieren una baja inversión inicial, así como reducidos costos de operación.
- Al no contar con componentes móviles o giratorios, el mantenimiento es mínimo, lo que posibilita su instalación en zonas remotas o de difícil acceso.
- No demandan personal especializado para su mantenimiento.
- El vapor descargado está libre de aceite, evitando problemas de contaminación por lubricantes.
- Son aptos para operar en áreas clasificadas como peligrosas, ya que no necesitan motores antiexplosivos.
- Permiten la recirculación del vapor sin pérdidas significativas de calor asociadas al uso de válvulas reductoras de presión. (Spirax Sarco, 2018)

En un balance de masas y energía en un turbocompresor se cumple lo siguiente

Figura 13

Balance de energía en un termocompresor



Nota. Elaboración propia (2022)

$$M4 + M2 = M5 \dots \dots \dots (6)$$

$$M4 * h4 + M2 * h2 = M5 * h5 \dots \dots \dots (7)$$

Dónde:

M4 = Flujo de vapor a alta presión. (bar)

M2 = Flujo de vapor flash o vapor a baja presión. (bar)

M5 = Flujo de vapor generado a presión intermedia. (bar)

h4 = Entalpia específica de vapor saturado a alta presión (kcal. /kg.)

h2 = Entalpia específica del vapor flash (kcal. /kg.).

h5 = Entalpia específica del vapor saturado a media presión. (kcal./kg.).

Un termocompresor alcanza su mayor eficiencia únicamente bajo una condición específica de presión de succión, presión de descarga y presión del fluido motriz, punto en el cual opera con su capacidad máxima. Es posible modificar la capacidad variando las presiones de succión y/o de descarga, ya que cada termocompresor presenta una curva de desempeño propia. Para una condición determinada de succión y descarga, la capacidad depende de forma directa con la presión del vapor motriz. Al reducir dicha presión, disminuye el consumo de vapor, pero también se limita el rango de compresión, y esta relación no es proporcional. En particular, a presiones bajas, la capacidad decrece de forma notable en función de la presión absoluta, en comparación con lo que ocurre a presiones más elevadas del sistema. (Condori, 2014)

2.2.6 Indicadores de desempeño energético.

En una amplia variedad de procesos industriales, el secado representa comúnmente la fase final del conjunto de operaciones y se define como un fenómeno en el que ocurren de manera conjunta la transferencia de calor y de masa entre un material sólido que contiene humedad y el medio térmico utilizado para extraer dicha humedad. Debido a la amplia diversidad de materiales que se someten a secado y a la variedad de equipos comerciales disponibles, no existe una teoría única que describa de manera integral el comportamiento de todos los materiales y tipos de secadores.

La norma internacional ISO 50001 establece los requisitos generales para la estructura operativa y organizacional de un Sistema de Gestión de la Energía. Este enfoque se basa en la identificación y análisis de la situación actual del consumo de energía dentro

de una organización, en función de su nivel de producción o de los servicios que presta. (Castrillón, 2020)

La norma ISO 50001 exige la formulación de políticas energéticas, metas y objetivos, así como la incorporación de criterios de uso eficiente en el diseño, adquisición e instalación de equipos. Asimismo, demanda el conocimiento y seguimiento del marco normativo y regulatorio aplicable a la organización, junto con el control operativo del desempeño energético y la integración de estos aspectos en el sistema de gestión empresarial. La estructura de la norma está concebida para complementarse e integrarse con los demás procesos y sistemas de gestión de la organización, con el fin de lograr una mejora continua en el uso (Castrillón, 2020)

Un indicador de desempeño energético (IDEn) puede considerarse un indicador clave de desempeño (KPI), enfocado específicamente en el uso, consumo y eficiencia de la energía. En este sentido, un IDEn es una variable cuantitativa que permite medir y evaluar el desempeño energético de una organización. Se fundamenta en ser objetivo y medible, lo que facilita el control de las distintas variables, así como la comparación y el benchmarking entre indicadores. Generalmente, estos indicadores se expresan como valores medidos, relaciones o cifras específicas. Los indicadores de desempeño se utilizan tanto en organizaciones productivas como de servicios, y son aplicables en los sectores público y privado, abarcando ámbitos financieros, energéticos, ambientales, entre otros. (ISO 50001, 2018)

Los Key Performance Indicators (KPIs), o indicadores clave de rendimiento, son herramientas métricas que permiten evaluar el desempeño de una actividad o proceso específico en función de metas previamente definidas, y normalmente se expresan mediante valores numéricos o porcentuales. Estos indicadores suministran a la gerencia información esencial en cada fase del proceso, favoreciendo una toma de decisiones más acertada y contribuyendo a mejorar la eficiencia y la eficacia de los procesos productivos generalmente del sector industrial. Asimismo, los KPIs constituyen una referencia confiable para determinar la rentabilidad de un proceso y, a partir de los datos obtenidos, posibilitan la elaboración de estrategias orientadas a optimizar la gestión productiva. (Becerril, 2022)

Los indicadores de desempeño energético (IDE) sirven para medir y analizar el desempeño energético de una empresa. A través de la comparación de su comportamiento durante el período de línea base y después de la puesta en marcha del Sistema de Gestión de la Energía, es posible verificar si las acciones implementadas logran las mejoras previstas o, en su defecto, detectar la necesidad de aplicar medidas correctivas. En términos generales, debe definirse uno o más IDE para cada uso significativo de la energía, los cuales se determinan a partir de los resultados de la revisión energética y se emplean para su seguimiento y evaluación en la etapa de verificación. (Quezada, 2020)

Los indicadores de desempeño energético (IDE) se utilizan para estandarizar los costos energéticos, detectar oportunidades de optimización y promover buenas prácticas operativas orientadas a mejorar el desempeño energético. En este sentido, una organización puede disponer de múltiples IDE que, de acuerdo con sus características operativas, pueden definirse en distintos niveles, tales como el organizacional, el de planta o el de sistemas. Así, es posible establecer indicadores a nivel general de la empresa, de una instalación determinada o vinculados a un sistema, subsistema o equipo específico. Los criterios y métodos empleados para su formulación y monitoreo deben quedar debidamente documentados, al igual que las hipótesis, los cálculos particulares y las proyecciones realizadas. (Castrillón, 2020)

Un indicador de desempeño energético se considera adecuado cuando brinda orientación clara y retroalimentación efectiva sobre el progreso de un plan de acción, permitiendo verificar el cumplimiento de los objetivos y metas definidos para la mejora del desempeño energético. Para ello, es imprescindible establecer con claridad el propósito del indicador, el cual debe estar alineado con la evaluación del uso, consumo y eficiencia de la energía dentro de límites previamente definidos, considerando los distintos niveles, funciones y responsabilidades existentes en la organización. Asimismo, deben tenerse en cuenta los usuarios externos de estos indicadores, quienes suelen utilizarlos para la verificación del cumplimiento de requisitos legales y la evaluación del desempeño energético. Finalmente, resulta fundamental disponer de información suficiente, confiable y de calidad, que permita definir los IDE necesarios

de acuerdo con su finalidad y con los usuarios a los que están dirigidos. (Castrillón, 2020)

Figura 14

Aspectos para tener en cuenta en el establecimiento de indicadores de desempeño energético

Propósito del IDE	Usuarios de los IDE	Información requerida
•Evaluar el consumo de energía •Evaluar los usos de energía •Evaluar la eficiencia energética	•Público interno •Público externo	•Estado del sistema de medición

Nota. Imagen obtenida de tesis de Castrillón (2020)

Para desarrollar un proyecto de conservación y eficiencia energética es necesario definir indicadores, también denominados números específicos o ratios energéticos, cuyo objetivo es relacionar el consumo de energía, los costos económicos y las emisiones ambientales con las unidades de producción o de servicio realizadas. Estos indicadores se establecen en función de las características de la entidad evaluada, ya sea de tipo productivo o del sector comercial. (Urcia y Zavaleta, 2016)

En enero de 2009, la Dirección General de Eficiencia Energética (DGEE) del MINEM publicó en el Perú las guías técnicas que establecen los estándares referenciales de uso eficiente de la energía, así como los lineamientos para la realización de auditorías energéticas en distintos sectores productivos y de servicios. Para el caso de estudio considerado, se definen los siguientes indicadores de desempeño energético.

Los indicadores de desempeño energético de tipo técnico se relacionan con el cociente entre el consumo de combustible, y la energía eléctrica respecto a la unidad de producción. Tenemos los siguientes:

$$IDET1 = \frac{\text{Galones de Petroleo R} - 500/\text{mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots (8)$$

Indicadores de desempeño energéticos económicos: Este tipo de indicadores asocian el costo o facturación mensual que se realiza al consumir diversos insumos energéticos durante la actividad productiva o comercial de una organización.

$$IDEE1 = \frac{\text{U\$ Facturacion de Petroleo consumido/mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots (9)$$

Los Indicadores Energéticos Ambientales: Los indicadores energéticos ambientales permiten evaluar y comparar las emisiones de dióxido de carbono equivalentes liberadas a la atmósfera como consecuencia del consumo de combustible utilizado en relación con cada tonelada de harina de pescado producida.

$$IDEA1 = \frac{\text{Toneladas de CO2 emitidas/mes}}{\text{Toneladas de Harina producida/mes}} \dots (10)$$

El benchmarking energético es un análisis comparativo que se realiza para evaluar el nivel de consumo de energía de distintas empresas pertenecientes a un mismo sector, permitiendo contrastar de forma sistemática sus características energéticas. Esta información resulta de gran utilidad para identificar buenas prácticas y niveles de excelencia energética, facilitando la toma de decisiones relacionadas con mejoras, modernizaciones o nuevas inversiones, sin necesidad de partir desde cero, lo que contribuye a reducir costos y tiempos de implementación. (Guevara, 2022)

Para que el benchmarking sea eficaz, es necesario considerar diversos aspectos, entre ellos:

Las variables energéticas que se van a comparar.

El peso relativo de cada variable analizada.

La similitud entre las organizaciones evaluadas.

Los elementos objeto de evaluación, así como su clasificación y agrupación de acuerdo con sus características y particularidades. (Guevara, 2022)

III. Metodología.

3.1 Método:

El presente trabajo de investigación es cuantitativo y aplicada.

La investigación se desarrolla bajo un método cuantitativo, ya que se basa en:

Medición de variables energéticas (caudales, temperaturas, presiones, energía, exergía).

Cálculo de indicadores de desempeño energético (eficiencia térmica, eficiencia exergética, rendimiento efectivo).

Comparación de resultados antes y después de la optimización del uso del vapor flash. Es una investigación aplicada, dado que los resultados buscan mejorar un proceso real, incrementando el aprovechamiento energético del vapor flash y optimizando el desempeño del sistema térmico. Se hice uso de mediciones reales de parámetros operativos (temperaturas, presiones, flujos másicos, etc.), empleando un entorno de cálculo y grafico en hojas de cálculo EXCEL,) para la estimación de los indicadores de desempeño en función a la aplicación de un termocompresor.

3.2 Diseño de investigación:

El diseño de la investigación es pre experimental, en la cual los investigadores tratan de aproximarse a una investigación experimental. Se mide el mismo sujeto (indicadores de desempeño energético), realizando mediciones sin la implementación de un termocompresor que permita incrementar el valor energético de vapor flash (variable independiente) y después realizando mediciones con la implementación del termocompresor.



O1: Indicadores de desempeño energético antes de implementación de termocompresor.

O2: Indicadores de desempeño energético después de implementación de termocompresor.

X: Implementación del termocompresor para incrementar el valor energético del vapor flash.

G.E: Instalaciones de redes de vapor saturado, recuperación de condensados y vapor flash de la Compañía Pesquera Pacifico Centro S.A.

3.3 Población y muestra:

La población y muestra es única, a lo cual la muestra fue seleccionada intencionalmente. En este caso son las redes de:

Vapor saturado de 7 bar.

Recuperación de condensados de 4 bar.

Vapor flash a 1.5 bar.

Instalaciones pertenecientes a la Compañía Pesquera Pacifico Centro de 60 Ton/h.

Para lo cual se tiene la información:

Tabla 1

Datos nominales de planta de calderas

Detalles	Caldero 1	Caldero 2	Caldero 3	Caldero 4	Caldero 5
Potencia	900	800	800	800	1300
Marca	Distral	Anders	Anders	Anders	Anders
		Halvorzen	Halvorzen	Halvorzen	Halvorzen
Presión de diseño(bar)	9,5	9,5	9,5	9,5	10,5
Presión de operación(bar)	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Nº quemadores	1	1	1	1	2
Tipo de quemador	Estático	Copa rotativa	Copa rotativa	Copa rotativa	Copa rotativa
Pasos	3	3	3	3	3
Flujo de diseño (kg/h)	13 500	12 000	12 000	12 000	20 000

Nota. Elaboración propia. (2022)

Tabla 2

Datos operacionales de planta de calderas

Detalle	Caldero 1	Caldero 2	Caldero 3	Caldero 4	Caldero 5
Presión de operación(bar)	8	8	8	8	8
Rendimiento (%)	84,44	86,77	87,80	84,44	(Stand by)
Temperatura agua(°C)	95	95	95	95	95
Presión agua de alim.(bar)	20	20	20	20	20
Temperatura R-500(°C)	95	95	95	95	95
Presión R-500 (bar)	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Temperatura gases(°C)	210	184	180	180	210
Flujo de R-500					
Alta (Gal/h)	234	208	208	208	338
Media (Gal/h)	169	150	150	150	244
Baja (Gal/h)	112	100	100	100	162
Diámetro caldera(mm)	3,40	3,20	3,20	3,20	3,60
Largo caldera(mm)	7,20	6,80	6,80	6,80	7,80
Diámetro Chimenea (mm)	0,70	0,70	0,70	0,70	0,90
Altura Chimenea (mm)	5,70	5,50	5,50	5,50	5,90

Nota. Elaboración propia. (2022)

Figura 15

Vista frontal Caldero 4



Nota. Información de la Empresa. (2022)

Actualmente la planta tiene una capacidad para 80 TM /h de materia prima, con una capacidad de cocción de diseño o instalada de 105 TM/h.

Tabla 3

Datos operacionales de cocinas

Detalle	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3
Capacidad (TM/h)	50	30	25
Presión de operación eje(bar)	4	4	4
Presión de operación chaquetas(bar)	4	4	4
Temperatura cocción(°C)	100	100	100

Nota. Elaboración propia. (2022)

Actualmente la planta tiene una línea de pre-secado.

Tabla 4

Datos operacionales de secadores rotadiscos

Detalle	Secador 1	Secador 2	Secador 3
Capacidad (TM/h)	20	20	20
Marca	Atlas Stord	Atlas Stord	Atlas Stord
Presión de operación eje(bar)	4,5	4,5	4,5
Temperatura ingreso mix(°C)	65	65	65
Humedad ingreso mix (%)	59	59	59
Temperatura salida scrap(°C)	100	100	100
Humedad salida scrap (%)	45	45	45

Nota. Elaboración propia con información de la Empresa. (2022)

Se presenta la información de la línea de secado con secadores rotatubos.

Tabla 5

Datos operacionales de secadores rotatubos

Detalle	Secador 1	Secador 2
Capacidad (TM/h)	10	10
Marca	Atlas Stord	Atlas Stord
Presión de operación eje(bar)	5	5
Temperatura ingreso scrap(°C)	65	65
Humedad ingreso scrap (%)	45	45
Temperatura salida harina(°C)	100	100
Humedad salida harina (%)	8	8

Nota. Elaboración propia con información de la Empresa. (2022)

Se tiene la siguiente tabla con las propiedades fisicoquímicas de la materia prima.

Tabla 6

Información de proceso

Etapa	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Entrada a cocinas	77	3,5	19,5
Salida de cocina/entrada a prensas	77	3,5	19,5
Torta de prensa	50	5	45
Licor de prensa	80	11	9
Torta de separadoras	65	3	32
Licor de separadoras	82	12	6
Aceite de pescado	0.05	99.9	0.05
Agua de Cola	92	1	7
Concentrado de agua de cola	59	3	38
Mix	59	2	39
Scrap	45	5	50
Harina de Pescado	8	8	84

Nota. Elaboración propia con información del Departamento de Control de Calidad (2022)

3.4 Operacionalización de las variables:

Variable independiente: Incremento del valor energético del vapor flash.

- Presión de generación de vapor flash (Bar)
- Relación flujo másico de vapor a alta presión/flujo másico de vapor flash (kg vapor saturado alta presión/kg de vapor flash)
- Presión de descarga del termocompresor (Bar)
- Incremento de Potencia térmica útil (KW)

Variable dependiente: Indicadores de desempeño energético.

- Indicador de desempeño energético técnico (Galón R500/Ton. de harina producida)
- Indicador de desempeño energético económico (S/. por facturación de combustible/Ton. de harina producida)

- Indicador de desempeño energético ambiental (Ton. CO2 emitida por consumo de combustible/Ton. de harina producida)

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos:

Las técnicas de recolección empleadas fueron las siguientes:

Técnica de campo u Observación. Las técnicas de observación son técnicas y herramientas orientadas a la evaluación del comportamiento de un fenómeno, un sujeto o un proceso. Implica una manera de acercarse a la realidad del sujeto u objeto para conocerla. La herramienta a utilizarse con esta técnica es el registro de información.

Técnica documental o Documentación, es una técnica de investigación a través del cual se recopila y selecciona información a través de documentos, libros, revistas, fichas técnicas, catálogos, etc. La herramienta a utilizarse con esta técnica es la ficha técnica.

3.6 Técnicas de análisis de resultados:

Se tiene la secuencia del cálculo para la obtención de resultados y discusión del informe:

- Se realizó valorización de la potencia térmica generada en las instalaciones de generación de vapor flash, realizando un balance de energía en esta instalación, para lo cual se realizarán mediciones de flujo masico de condensado recuperados de las áreas de cocina y secado, presión y temperatura. Para lo cual se realizaron:
Balance de generación de vapor. (Figura 16)
Distribución de vapor en áreas de consumo. (Figura 17)
Balance de energía de generación de vapor flash. (Figura 18)
- Se determinó la configuración más apropiada para la implementación de un termocompresor para incrementar el valor energético del vapor lo cual involucra la ubicación del termocompresor con puntos de la red de vapor saturado y la red de generación de vapor flash actual. Esto se complementará con un balance de energía en el arreglo de instalación propuesto.

- Se determino la presión de descarga optima del termocompresor para una máxima valorización del vapor flash generado. Para esto en una hoja Excel se realizó el balance de energía en el sistema propuesto, realizando variaciones en :
Flujos de vapor saturado.
Proporción flujos de vapor saturado/Vapor saturado generado en termocompresor.
Presión de descarga del termocompresor. (Balance de energía Figura 19)
- Se cuantifico el incremento de la potencia térmica útil disponible en relación al calor latente de vaporización del vapor generado por el termocompresor, se realizo un benchmarking con el calor latente de vaporización del vapor flash inicial.
- Se evaluó el efecto en el incremento de los indicadores de desempeño energético técnico, económico y ambiental, partiendo del incremento del valor energético del vapor flash y su efecto en la reducción de consumo de petróleo R500.

Para realizar el análisis de la información, se emplearon las herramientas informáticas de la hoja de cálculo EXCEL. Estos programas se utilizaron para realizar el análisis energético de los secadores rotatubos, generando gráficos y cuadros comparativos para visualizar los resultados obtenidos. Asimismo, se evaluaron estos resultados en comparación con otros estudios similares, realizando análisis detallados para identificar áreas de mejora y optimizar el rendimiento de los secadores.

Figura 16

Información para Balance de Energía en planta de generación de vapor



PARA CADA CALDERO		
BHP reales		BHP
BHP nominales		BHP

APLICAR



INFORMACION DE INGRESO
CONDICIONES DE ENTRADA

AGUA		
T1	95	°C
P1	20	bar
h1		kJ/kg
VAPOR		
P2	8	bar
h2		kJ/kg

(Líquido comprimido)

(vapor saturado)

COMBUSTIBLE		
PCI	43086	kJ/kg
D	3,675	kg/galon
m _c		galon/h

Según el Caldero

EFICIENCIA

η		%
---	--	---

Según el Caldero

RESUMEN PARA PLANTA DE CALDEROS		
CALDERO	m _v	F.C
1		
2		
3		
4		
5		

INDICADORES DE DESEMPEÑO			
CALDERO	IDET	IDEE	IDEA
	mv/mc	mv/U\$	mv/Ton CO2
1			
2			
3			
4			
5			

DETERMINACION DE FLUJO MASICO DE VAPOR APLICANDO ECUACION(2)

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * P_{ci}} * 100\% \dots \dots (2)$$

m _v		Ton/h
----------------	--	-------

DETERMINACION DEL FACTOR DE CARGA APLICANDO ECUACION(1)

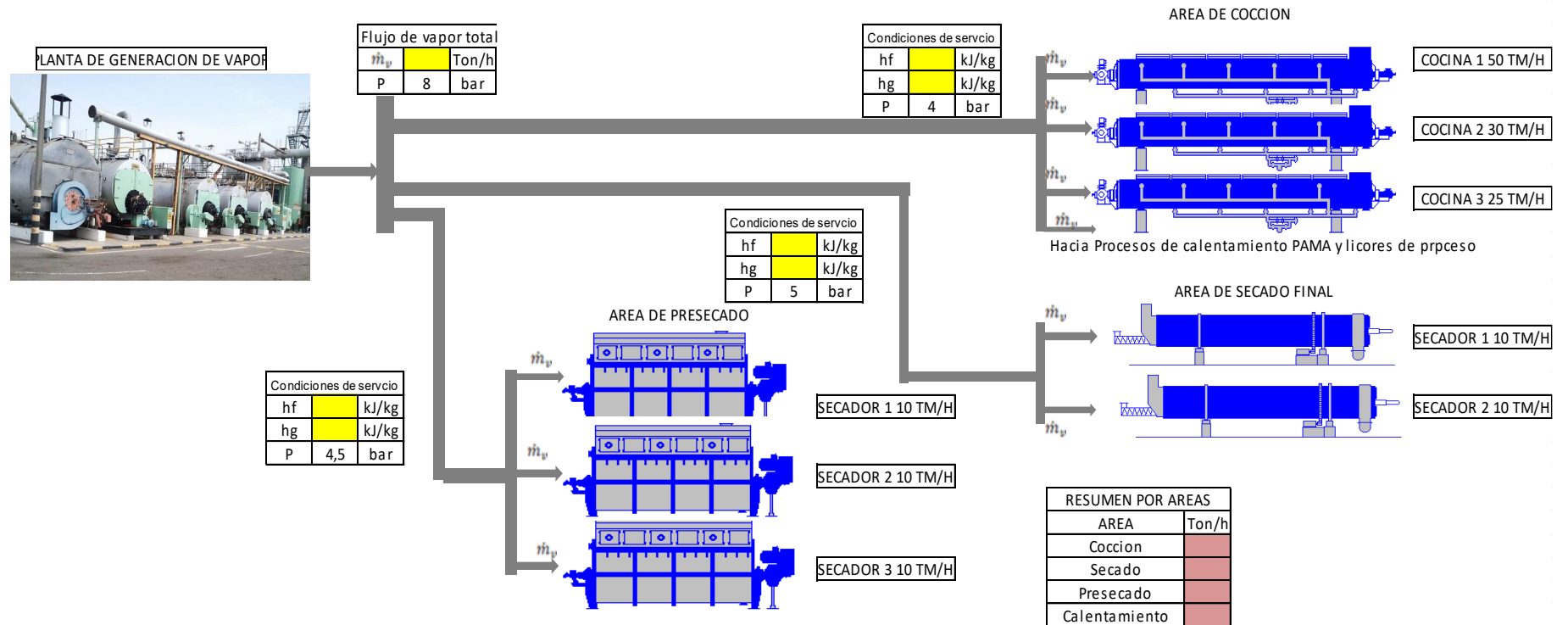
$$\text{Factor de Carga} = \frac{\text{BHP}_{\text{reales}}}{\text{BHP}_{\text{nominales}}} * 100\% \dots \dots (1)$$

F.C		%
-----	--	---

Nota. En la figura se observa los componentes para el balance de energía en el área de calderos y los indicadores de desempeño a estimar.

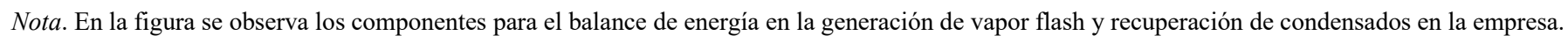
Figura 17

Esquema de Balance energía para la distribución de vapor

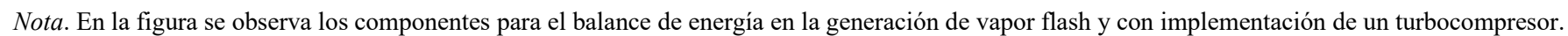


Nota. En la figura se observa los componentes para el balance de energía para la distribución de vapor saturado en las áreas de presecado, secado final y cocción.

Esquema para Determinación del vapor flash en la Empresa.



Esquema para Balance de energía con termocompresor



IV. Resultados y discusión.

4.1 Balance de generación de vapor.

a. Determinación del flujo de vapor en el Caldero 1.

Según datos del caldero 1 de 900 BHP, aplicando la ecuación 2. Donde:

$h_2 = 2767,5 \text{ kJ/kg}$ (según de tablas de vapor saturado a $P = 8 \text{ bar}$).

$h_1 = 399,4 \text{ kJ/kg}$ (según de tablas de vapor a $P = 20 \text{ bar}$ y $T = 95^\circ\text{C}$ como líquido comprimido).

$\text{PCI} = 43\,086 \text{ kJ/kg}$.

$\dot{m}_c = 232 \text{ Galones/h}$

$\eta = 84,44\%$

$$\dot{m}_v = \frac{\eta * \dot{m}_c * \text{Pci}}{(h_2 - h_1) * 100\%}$$

$$\dot{m}_v = \frac{84,44 * 232 * 3,675 * 43\,086}{(2767,3 - 399,4) * 100} = 13\,100 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 13.1 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}$$

b. Indicadores de desempeño del Caldero 1.

Se determina el Factor de Carga de operación del Caldero, según la ecuación 1.

Donde:

$\text{BHP}_{\text{nominales}} = 900 \text{ BHP}$

$$\text{BHP}_{\text{reales}} = \frac{(2767,3 - 399,4) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 13\,100 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ kcal}}{4,18 \text{ kJ}}}{8\,437 \frac{\text{kcal}}{\text{h} - \text{BHP}}} = 880 \text{ BHP}$$

$$\text{Factor de Carga} = \frac{880}{900} * 100\% = 97,7 \%$$

c. Resumen de balance de generación. (Ver Figura 20)

Figura 20

Balance de generación en planta de vapor



PARA CADA CALDERO		
BHP reales	880	BHP
BHP nominales	900	BHP

APLICAR



INFORMACION DE INGRESO

CONDICIONES DE ENTRADA

AGUA		
T1	95	°C
P1	20	bar
h1	399,4	kJ/kg
VAPOR		
P2	8	bar
h2	2767,3	kJ/kg

(Líquido comprimido)

(vapor saturado)

COMBUSTIBLE		
PCI	43086	kJ/kg
D	3,675	kg/galon
m _c	232	galon/h

Según el Caldero

EFICIENCIA

η	84,44%	%
---	--------	---

Según el Caldero

DETERMINACION DE FLUJO MASICO DE VAPOR APLICANDO ECUACION(2)

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * P_{ci}} * 100\% \dots \dots (2)$$

$\dot{m}_v$	13,1	Ton/h
-------------	------	-------

DETERMINACION DEL FACTOR DE CARGA APLICANDO ECUACION(1)

$$\text{Factor de Carga} = \frac{BHP_{reales}}{BHP_{nominales}} * 100\% \dots \dots (1)$$

F.C	97,7%	%
-----	-------	---

RESUMEN PARA PLANTA DE CALDEROS			
CALDERO	$\dot{m}_v$	F.C	m _c
	Ton/h		Gal/h
1	13,1	97,7%	232
2	11,6	97,4%	200
3	11,51	96,6%	196
4	11,63	97,6%	206
5	STAND BY		
TOTAL	47,84	97,3%	834

INDICADORES DE DESEMPEÑO/CALDERO			
CALDERO	IDET	IDEE	IDEA
	mc/mv	U\$/mv	mv/Ton CO2
	Gal/Ton. vapor	U\$/Ton. vapor	Ton CO2/Ton. vapor
1	17,71	59,64	0,217
2	17,24	58,07	0,211
3	17,03	57,35	0,209
4	17,71	59,65	0,217
5	STAND BY		
		58,71	

Nota. Se detalla los valores operativos y los indicadores de desempeño de los 4 calderos en operación.

d. Determinación de Indicadores de desempeño energético globales para la generación de vapor.

Seguidamente para calcular los Indicadores de desempeño tenemos los siguientes valores:

Costo unitario del Petróleo R500 = 13,0 S/. / galón (Precio puesto en planta)

Factor de emisiones para el petróleo R500: 77,4 Ton CO₂ equivalentes emitidos/TJ

Según, la figura 19 se tiene un consumo de combustible de 834 galones/h y un flujo masico de vapor saturado igual a 47,84 Toneladas de vapor/hora.

Según balance de masas (Anexo 5) la producción es de 20,5 Ton. de harina/h

Para el IDET:

$$IDET = \frac{834 \frac{\text{Galones}}{\text{h}}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}} = 40,68 \frac{\text{Galones R500}}{\text{Ton de vapor}}$$

Para el IDEE:

Para el mes de noviembre se tienen la tasa cambiaria de 3,86 S/. /U\$ (Fuente SBS Mes de noviembre 2022). Precio unitario del combustible de 13 S/. /galón puesto en planta,

$$IDEE = \frac{834 * \left(\frac{13}{3,86}\right) \frac{\text{U\$}}{\text{h}}}{20,5 \text{ Ton/h}} = 137,01 \frac{\text{U\$}}{\text{Ton de harina}}$$

Para el IDEA:

$$\text{CO}_2 \text{ emitido a la atmosfera} = 834 \frac{\text{galon}}{\text{h}} * 3,675 \frac{\text{kg}}{\text{galon}} * 43\,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{\text{TJ}}{10^9 \text{kJ}} * 77,4 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{TJ}}$$

$$\text{CO}_2 \text{ emitida la atmosfera} = 10,22 \frac{\text{Ton CO}_2}{\text{h}}$$

$$IDEA = \frac{10,22 \frac{\text{Ton } CO_2}{h}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{h}} = 0,498 \frac{\text{Ton } CO_2 \text{ emitido}}{\text{Ton de harina}}$$

Para el Factor de carga promedio, se tiene según la figura 19 que los BHP reales son

Caldero 1 = 880 BHP

Caldero 2 = 779 BHP (Ver Anexo 1)

Caldero 3 = 773 BHP (Ver Anexo 2)

Caldero 4 = 781 BHP (Ver Anexo 3)

Potencia nominal disponible en operación = 900+800+800+800= 3 300 BHP

$$\text{Factor de Carga}_{\text{planta}} = \frac{880 + 779 + 773 + 781}{3\,300} * 100\% = 97,3 \%$$

4.2 Balance de distribución de vapor.

Premisa de cálculo: Se realiza con una producción para 80 Toneladas de materia prima de procesamiento.

4.2.1 Balance de energía Área de Cocción.

Se tiene las propiedades fisicoquímicas de la materia prima.

Etapas	% Humedad	% Grasa	% Sólidos
Entrada a cocinas	77	3,5	19,5

Según la ecuación del Texto Procesos de transferencia de Calor de Donald Kern para licores de proceso se determina el calor específico del fluido de proceso:

$$C_e = 0.32 * \% \text{Sólidos} + 0.5 * \% \text{Grasa} + 1.0 * \% \text{Humedad}$$

$$C_e = 0.32 * 0,195 + 0.5 * 0,035 + 1.0 * 0,77 = 0,85 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de cocción (Ver Anexo 4),

$$m_{MP} = 80 \text{ Toneladas/h}$$

$$C_{e_{MP}} = 0,85 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La potencia térmica suministrada para la cocción de la materia prima $\dot{Q}_{cmp}$ es:

$$\dot{Q}_{cmp} = 80\,000 * 0,85 * (100 - 20) * 4,18 = 22'739\,200 \text{ kJ/h}$$

La potencia térmica para calentamiento de los cocinadores estáticos según la tesis de Robles & Valera (2022) es de 4,16 % y la potencia térmica de pérdidas es de 1,68%.

Se considera por lo tanto un porcentaje adicional de 5,84%.

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_c = 22'739\,200 * \left(\frac{100}{100 - 5,84} \right) = 24'149\,531,7 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico necesario para el área de cocción es:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{\text{presion servicio}}$$

$$h_f = 604,7 \text{ kJ/kg (liquido saturado a 4 bar)}$$

$$h_g = 2\,737,6 \text{ kJ/kg (vapor saturado a 4 bar)}$$

$$\dot{m}_v = \frac{24'149\,531,7}{(2\,737,6 - 604,7)} = 11\,322,4 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 11,32 \text{ Ton/h}$$

4.2.2 Balance de energía Área de Presecado.

Para un flujo masico de 46 160 kg/h de mix entrante (Ver Anexo 5 Balance de Masas de proceso productivo)

Flujo masico de scrap 33 500 kg/h de scrap saliente (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Flujo de agua evaporada extraída es 12 660 kg de agua evaporada (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Se tiene las propiedades fisicoquímicas del scrap.

Etapa	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Mix	59	2	39
Scrap	45	5	50

$$Ce = 0.32 * \%Solidos + 0.5 * \%Grasa + 1.0 * \%Humedad$$

$$Ce = 0.32 * 0,39 + 0.5 * 0,02 + 1.0 * 0,59 = 0,73 \frac{kcal}{kg\ ^\circ C}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de Presecado con secadores rotadiscos (Ver Anexo 6), donde:

La potencia térmica requerida a los secadores rotadiscos para el calentamiento del mix del proceso de secado según los siguientes parámetros:

$$\dot{m}_m = 46\ 160\ kg/h$$

$$Ce_m = 0,73\ kcal/kg\ ^\circ C$$

$$T_f = 100\ ^\circ C\ (Tabla\ 4)$$

$$T_i = 65\ ^\circ C\ (Tabla\ 4)$$

$$\dot{Q}_{m1} = 46\ 160 * 0,73 * 4,18 * (100 - 65) = 4'929\ 841,8\ kJ/h$$

La potencia térmica suministrada para el cambio de fase de porcentaje del agua contenida en el mix es:

$$\dot{m}_w = 12\ 660\ kg/h$$

$$h_f = 417,5\ kJ/kg\ (liquido\ saturado\ a\ 1\ bar)$$

$$h_g = 2\ 675,4\ kJ/kg\ (vapor\ saturado\ a\ 1\ bar)$$

$$\dot{Q}_{m2} = 12\ 660 * (2\ 675,4 - 417,5) = 28'449\ 540\ kJ/h$$

Luego la potencia térmica necesaria que necesitan los secadores rotadiscos es:

$$\dot{Q}_m = 4'929\ 841,8 + 28'449\ 540 = 33'379\ 381,8\ kJ/kg$$

La potencia térmica para calentamiento de los cocinadores estáticos según la tesis de Robles & Valera (2022) es de 3,31 % y la potencia térmica de perdidas es de 1,34%. Se considera por lo tanto un porcentaje adicional de 4,65%.

$$\dot{Q}_c = 33'379\,381,8 * \left(\frac{100}{100 - 4,65} \right) = 35'007\,217,4 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico necesario para el área de cocción es:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{presion\ servicio}$$

$h_f = 623,2 \text{ kJ/kg}$ (liquido saturado a 4,5 bar)

$h_g = 2\,742,5 \text{ kJ/kg}$ (vapor saturado a 4,5 bar)

$$\dot{m}_v = \frac{35'007\,217,4}{(2\,742,5 - 623,2)} = 16\,518,3 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 16,52 \text{ Ton/h}$$

4.2.3 Balance de energía Área de secado.

Flujo masico de scrap 33 500 kg/h de scrap saliente (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Flujo masico de harina de pescado 20 500 kg/h (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Flujo de agua evaporada extraída es 13 000 kg de agua evaporada (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Se tiene las propiedades fisicoquímicas del scrap.

Etapa	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Scrap	45	5	50
Harina de Pescado	8	8	84

$$Ce = 0.32 * \%Solidos + 0.5 * \%Grasa + 1.0 * \%Humedad$$

$$Ce = 0.32 * 0,50 + 0.5 * 0,05 + 1.0 * 0,45 = 0,635 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de secado con secadores rotatubos (Ver Anexo 7), donde:

La potencia térmica requerida por los secadores rotatubos para el calentamiento del mix del proceso de secado toma en consideración los siguientes parámetros:

$$\dot{m}_s = 33\,500 \text{ kg/h}$$

$$C_{e_s} = 0,635 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 100 \text{ } ^\circ\text{C (Tabla 5)}$$

$$T_i = 65 \text{ } ^\circ\text{C (Tabla 5)}$$

$$\dot{Q}_{m1} = 33\,500 * 0,635 * 4,18 * (100 - 65) = 3'112\,166,8 \text{ kJ/h}$$

La potencia térmica suministrada para el cambio de fase de porcentaje del agua contenida en el scrap es:

$$\dot{m}_w = 13\,000 \text{ kg/h}$$

$$h_f = 417,5 \text{ kJ/kg (liquido saturado a 1 bar)}$$

$$h_g = 2\,675,4 \text{ kJ/kg (vapor saturado a 1 bar)}$$

$$\dot{Q}_{m2} = 13\,000 * (2\,675,4 - 417,5) = 29'352\,700 \text{ kJ/h}$$

Luego la potencia térmica necesaria que requieren los secadores rotatubos es:

$$\dot{Q}_m = 3'112\,166,8 + 29'352\,700 = 32'464\,866,8 \text{ kJ/kg}$$

La potencia térmica para calentamiento de secadores rotatubos según la tesis de Robles & Valera (2022) es de 4,21 % y la potencia térmica de perdidas es de 1,70%.

Se considera por lo tanto un porcentaje adicional de 5,91%.

$$\dot{Q}_c = 32'464\,866,8 * \left(\frac{100}{100 - 5,91} \right) = 34'504\,056,5 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico requerido para el área de cocción es:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{presion\ servicio}$$

$h_f = 640,1 \text{ kJ/kg}$ (liquido saturado a 5 bar)

$h_g = 2\,747,5 \text{ kJ/kg}$ (vapor saturado a 5 bar)

$$\dot{m}_v = \frac{34'504\,056,5}{(2\,747,5 - 640,1)} = 16\,372,8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 16,37 \text{ Ton/h}$$

4.2.4 Balance de energía Área de calentamiento de fluidos.

a. Calentamiento de licor de prensa.

Presión de operacion = 2,5 bar

Flujo masico de licor de prensa = 67 415 kg/h (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Etapas	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Licor de prensa	82,0	6,5	11,5

Se tiene las propiedades fisicoquímicas del licor de prensa

$$Ce = 0.32 * \%Solidos + 0.5 * \%Grasa + 1.0 * \%Humedad$$

$$Ce = 0.32 * 0,115 + 0.5 * 0,065 + 1.0 * 0,82 = 0,889 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de calentamiento (Ver Anexo 8), donde:

La potencia térmica suministrada para calentar el licor de prensa tiene en cuenta los siguientes parámetros:

$$\dot{m}_{lp} = 67\,415 \text{ kg/h}$$

$$Ce_s = 0,889 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Tabla 5)}$$

$$T_i = 70 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Tabla 5)}$$

$$\dot{Q}_{lp} = 67\,415 * 0,889 * 4,18 * (80 - 70) = 2'505\,154,8 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico requerido para el área de calentamiento de licor de prensa es:

$$\dot{Q}_{lp} = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{presion\ servicio}$$

$h_f = 535,3 \text{ kJ/kg}$ (liquido saturado a 2,5 bar)

$h_g = 2\,716,4 \text{ kJ/kg}$ (vapor saturado a 2,5 bar)

$$\dot{m}_v = \frac{2'505\,154,8}{(2\,716,4 - 535,3)} = 1\,150 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1,15 \text{ Ton/h}$$

b. Calentamiento de licor de separadoras.

Presión de operacion = 2,5 bar

Flujo masico de licor de separadora= 53 945 kg/h (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Etapas	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Licor de separadoras	85,76	7,24	7,0

Se tiene las propiedades fisicoquímicas del licor de prensa

$$Ce = 0,32 * \%Solidos + 0,5 * \%Grasa + 1,0 * \%Humedad$$

$$Ce = 0,32 * 0,7 + 0,5 * 0,0724 + 1,0 * 0,8576 = 1,11 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de calentamiento (Ver Anexo 6), donde:

La potencia térmica suministrada para calentar el licor de separadoras toma en cuenta los siguientes parámetros:

$$\dot{m}_{ls} = 53\,945 \text{ kg/h}$$

$$Ce_{ls} = 1,11 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$T_f = 80^\circ\text{C} \text{ (Tabla 5)}$$

$$T_i = 70^\circ\text{C} \text{ (Tabla 5)}$$

$$\dot{Q}_{lp} = 53\,945 * 1,11 * 4,18 * (80 - 70) = 2'502\,940,1 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico requerido para el área de calentamiento de licor de prensa es:

$$\dot{Q}_{lp} = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{presion\,servicio}$$

$$h_f = 535,3 \text{ kJ/kg (liquido saturado a 2,5 bar)}$$

$$h_g = 2\,716,4 \text{ kJ/kg (vapor saturado a 2,5 bar)}$$

$$\dot{m}_v = \frac{2'502\,940,1}{(2\,716,4 - 535,3)} = 1\,142 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1,14 \text{ Ton/h}$$

c. Calentamiento de sanguaza.

Presión de operacion = 2,5 bar

Flujo masico de sanguaza = 10 000 kg/h (Ver Anexo 5 Balance de Masa proceso productivo)

Etapa	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Licor de separadoras	95,0	4,0	1,0

Se tiene las propiedades fisicoquímicas del licor de prensa

$$Ce = 0.32 * \%Solidos + 0.5 * \%Grasa + 1.0 * \%Humedad$$

$$Ce = 0,32 * 0,1 + 0,5 * 0,04 + 1,0 * 0,95 = 1,0 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

Aplicando las ecuaciones para el balance de energía en el área de calentamiento (Ver Anexo 6), donde:

La potencia térmica suministrada para calentar la sanguaza tiene en cuenta los siguientes parámetros:

$$\dot{m}_{sg} = 10\,000 \text{ kg/h}$$

$$Ce_{sg} = 1,0 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 80 \text{ } ^\circ\text{C (Tabla 5)}$$

$$T_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C (Tabla 5)}$$

$$\dot{Q}_{sg} = 10\,000 * 1,0 * 4,18 * (80 - 20) = 2'508\,000 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico requerido para el área de calentamiento de licor de prensa es:

$$\dot{Q}_{sg} = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{presion\ servicio}$$

$h_f = 535,3 \text{ kJ/kg}$ (liquido saturado a 2,5 bar)

$h_g = 2\,716,4 \text{ kJ/kg}$ (vapor saturado a 2,5 bar)

$$\dot{m}_v = \frac{2'508\,000}{(2\,716,4 - 535,3)} = 1\,15 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1,15 \text{ Ton/h}$$

d. Calentamiento de combustible.

Para el proceso de precalentamiento de petróleo se emplea vapor saturado a 2,5 bar como presión de servicio.

Flujo masico de combustible= 758 galones/h = 2 785,65 kg/h

Temperatura inicial = 20 °C.

Temperatura final= 95 °C

Calor especifico del petróleo R500 = 0,458 kcal/kg °C

$$\dot{Q}_p = 2\,785,65 * 0,458 * 4,18 * (95 - 20) = 399\,972 \text{ kJ/h}$$

El flujo masico requerido para el área de calentamiento de petróleo es:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_v * (h_g - h_f)_{\text{presion servicio}}$$

$h_f = 535,3 \text{ kJ/kg}$ (liquido saturado a 2,5 bar)

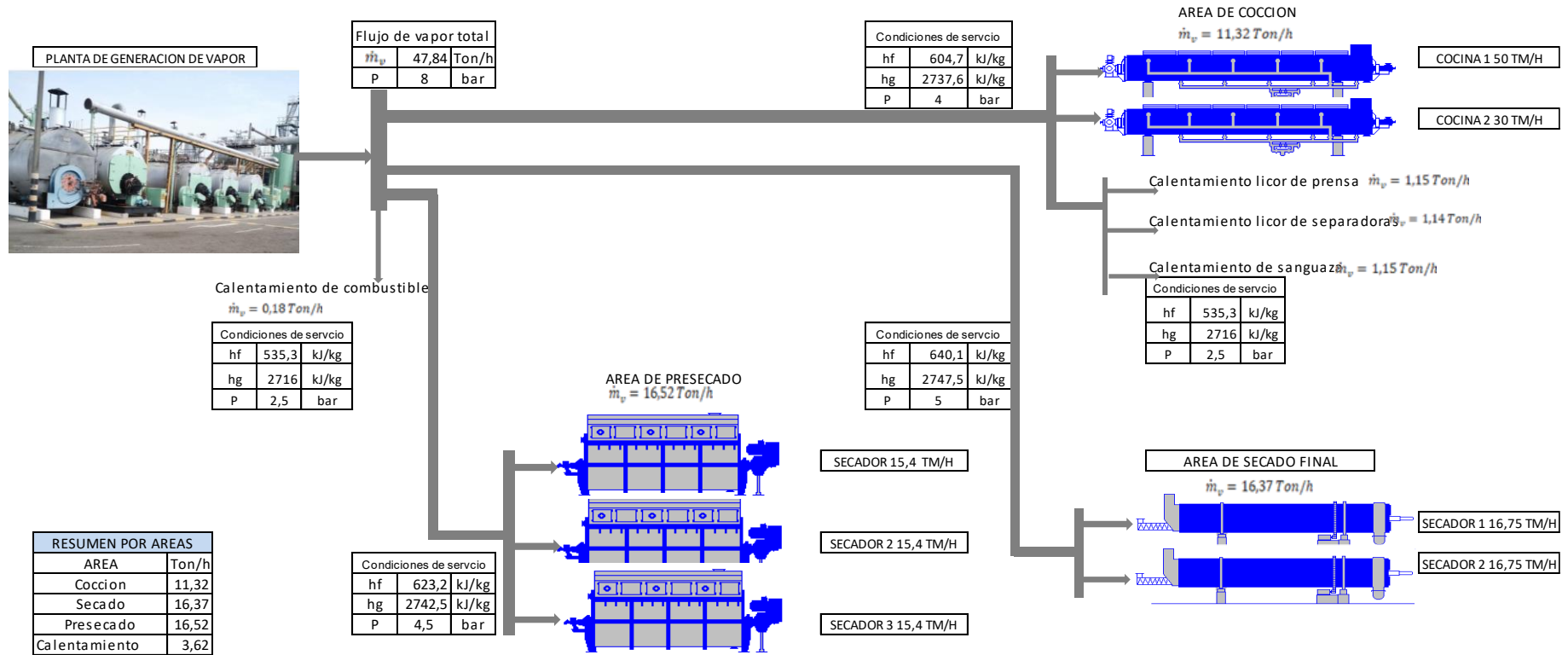
$h_g = 2\,716,4 \text{ kJ/kg}$ (vapor saturado a 2,5 bar)

$$\dot{m}_v = \frac{399\,972}{(2\,716,4 - 535,3)} = 183,4 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,18 \text{ Ton/h}$$

Resumen de la distribución de vapor (Ver figura 21)

Figura 21

Balance de energía de distribución de vapor en planta



Nota. Se presenta el balance de energía de distribución de vapor en las áreas de pre-secado, secado final, coccion y su componente en la zona de calentamiento de fluidos de proceso.

4.3 Balance de energía para determinación de vapor flash.

4.3.1 Generación de vapor flash con condensados del área de secado.

Condiciones de ingreso:

Presión de ingreso : 5 bar.

Flujo masico (m1) : 16 370 kg/h

Entalpia (h1) : 640,1 kJ/kg (Liquido saturado a 5 bar).

Condiciones de obtencion de vapor flash:

Presión : 1,5 bar.

Entalpia(h2) : 467,1 kJ/kg (Liquido saturado a 1,5 bar)

Entalpia(h3) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

$$m1 = m2 + m3$$

$$16\,370 = m2 + m3$$

$$m2 = 16\,370 - m3$$

$$m1 * h1 = ((16\,370 - m3) * h2) + (m3 * h3)$$

$$16\,370 * 640,1 = ((16\,370 - m3) * 467,1) + (m3 * 2\,693,4)$$

$$m3 = 1\,272,1 \text{ kg/h}$$

Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor flash empleado en los procesos de calentamiento.

Flujo masico (m3) : 1 272,1 kg/h

Condiciones de generación de vapor flash:

Presión : 1,5 bar.

Entalpia(h_f) : 467,1 kJ/kg (Liquido saturado a 1,5 bar)

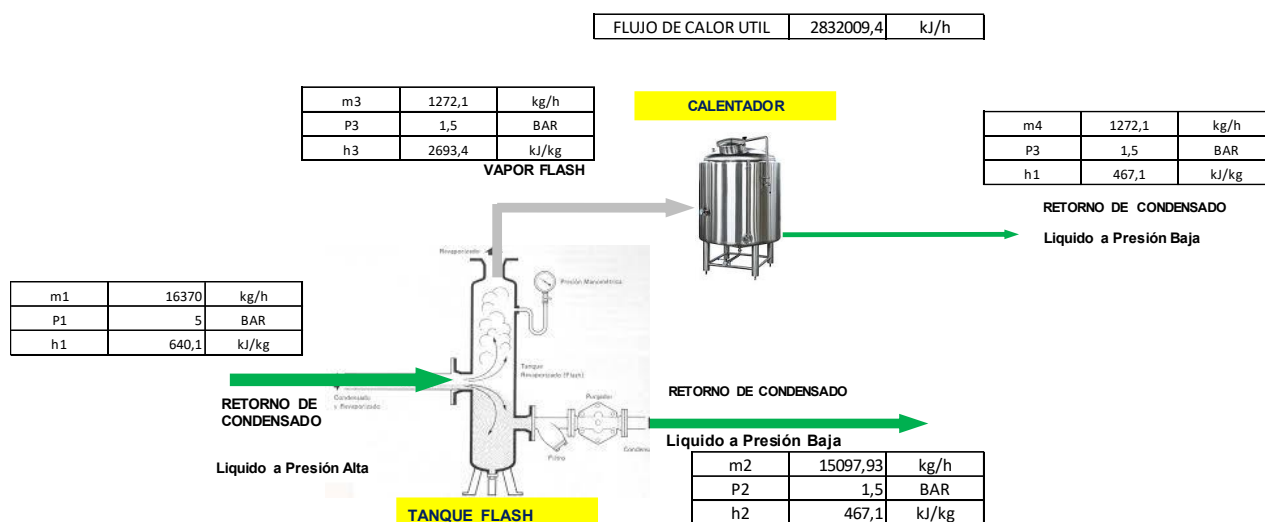
Entalpia(h_g) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

$$\dot{Q}_1 = m3 * (h_g - h_f)$$

$$\dot{Q}_1 = 1\,272,1 * (2\,693,4 - 467,1) = 2'832\,009,4 \text{ kJ/h}$$

Figura 22

Balance de energía para generar vapor flash en área de secado



Nota. En la figura se determina el flujo de vapor flash en el área de secado el cual es 1 272,2 kg/h el cual después de ceder su flujo de calor útil retorna a la línea de condensado.

4.3.2 Generación de vapor flash con condensados del área de presecado.

Condiciones de ingreso:

Presión de ingreso : 4,5 bar.

Flujo masico (m1) : 16 520 kg/h

Entalpia (h1) : 623,2 kJ/kg (Líquido saturado a 4,5 bar).

Condiciones de obtencion de vapor flash:

Presión : 1,5 bar.

Entalpia(h2) : 467,1 kJ/kg (Líquido saturado a 1,5 bar)

Entalpia(h3) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

$$m1 = m2 + m3$$

$$16\,520 = m2 + m3$$

$$m2 = 16\,520 - m3$$

$$m1 * h1 = ((16\,520 - m3) * h2) + (m3 * h3)$$

$$m3 = 1\,158,3 \text{ kg/h}$$

Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor flash generado en el área de presecado empleado en los procesos de calentamiento.

Flujo masico (m3) : 1 158,3 kg/h

Condiciones de obtencion de vapor flash:

Presión : 1,5 bar.

Entalpia(h_f) : 467,1 kJ/kg (Liquido saturado a 1,5 bar)

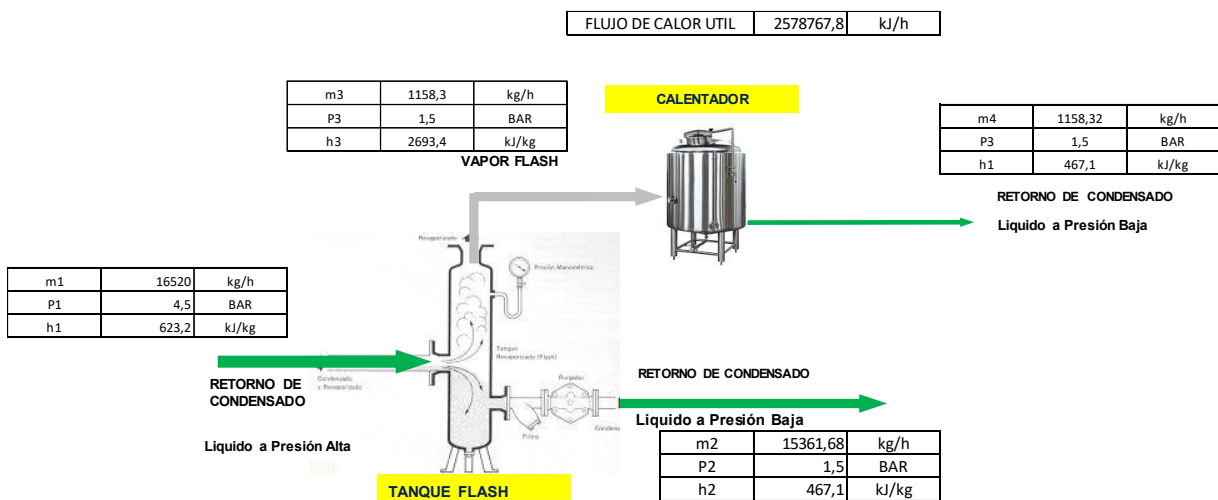
Entalpia(h_g) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

$$\dot{Q}_1 = m3 * (h_g - h_f)$$

$$\dot{Q}_1 = 1\,158,3 * (2\,693,4 - 467,1) = 2\,578\,767,8 \text{ kJ/h}$$

Figura 23

Balance de energia para generar vapor flash en área de presecado



Nota. En la figura se determino el flujo de vapor flash en el area de secado el cual es 1 158,3 kg/h el cual después de ceder su flujo de calor útil retorna a la línea de condensado.

4.3.3 Generación de vapor flash con condensados del área de cocción.

Condiciones de ingreso:

Presión de entrada : 4 bar.
 Flujo masico (m1) : 11 320 kg/h
 Entalpia (h1) : 604,7 kJ/kg (Liquido saturado a 4 bar).
 Condiciones de generación de vapor flash:
 Presión : 1,5 bar.
 Entalpia(h2) : 467,1 kJ/kg (Liquido saturado a 1,5 bar)
 Entalpia(h3) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

$$m1 = m2 + m3$$

$$11\,320 = m2 + m3$$

$$m2 = 11\,320 - m3$$

$$m1 * h1 = ((11\,320 - m3) * h2) + (m3 * h3)$$

$$m3 = 699,7 \text{ kg/h}$$

Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor flash generado en el área de cocción empleado en los procesos de calentamiento.

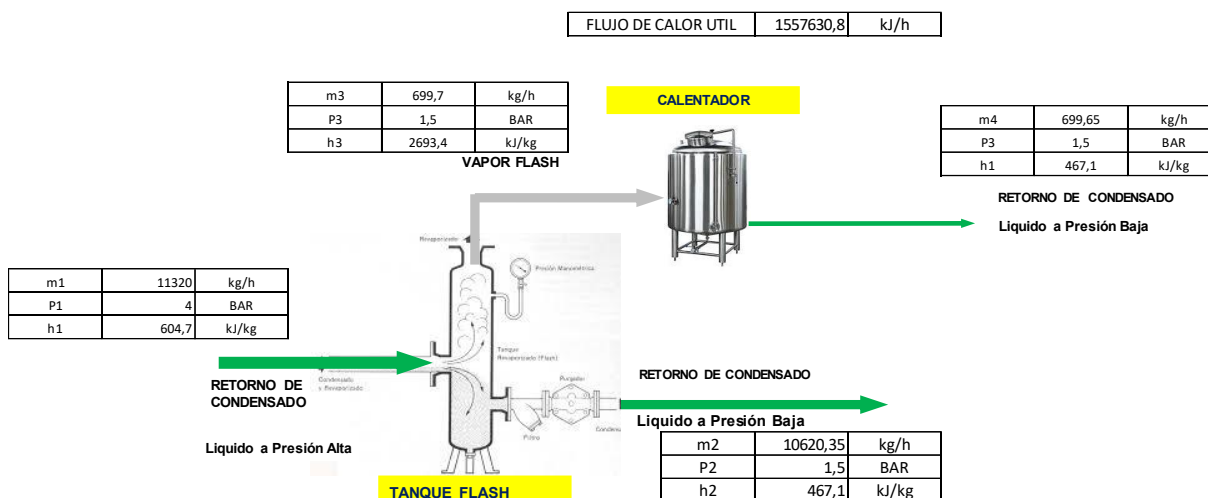
Flujo masico (m3) : 699,7 kg/h
 Condiciones de generación de vapor flash:
 Presión : 1,5 bar.
 Entalpia(h_f) : 467,1 kJ/kg (Liquido saturado a 1,5 bar)
 Entalpia(h_g) : 2 693,4 kJ/kg (vapor saturado a 1,5 bar)

$$\dot{Q}_1 = m3 * (h_g - h_f)$$

$$\dot{Q}_1 = 699,7 * (2\,693,4 - 467,1) = 1'557\,630,8 \text{ kJ/h}$$

Figura 24

Balance de energía para generar vapor flash en área de cocción



Nota. En la figura se determina el flujo de vapor flash en el área de cocción el cual es 699,7 el cual después de ceder su flujo de calor útil retorna a la línea de condensado.

4.3.4 Resumen de generación de vapor flash generado a 1,5 bar.

Flujo de vapor flash generado por área de secado = 1 272,1 kg/h

Flujo de vapor flash generado por área de presecado = 1 158,3 kg/h

Flujo de vapor flash generado por área de cocción = 699,7 kg/h

Flujo de vapor flash generado total = 3 130,1 kg/h

4.3.5 Comparación entre el flujo de calor útil generado por el vapor flash y el flujo de calor útil necesario en procesos de calentamiento.

Flujo de calor en procesos de calentamiento para licor de prensa, licor de separadora, sanguaza y petróleo, igual a: $2'505\,154,8 + 2'502\,940,1 + 2'508\,000,0 + 399\,972 = 7'916\,066.9$ kJ/h

Flujo de calor útil del vapor flash generado, igual a $2'832\,009,4 + 2'578\,767,8 + 1'557\,630,8 = 6'968\,408,0$ kJ/h

Diferencia entre flujos de calor = 947 658,9 kJ/h

La diferencia de flujos de calor deberá ser generada por vapor saturado proveniente de los calderos pirotubulares, el cual esta asociado a un flujo de combustible requerido para consumirse con la finalidad de producir el vapor saturado.

Seguidamente se determina el flujo de combustible asociado a la generación de 947 658,9 kJ/h. Empleando la ecuación 1.

$h_2 = 2\,767,5$ kJ/kg (obtenido de tablas de vapor a $P = 8$ bar en estado de vapor saturado).

$h_1 = 399,4$ kJ/kg (obtenido de tablas de vapor a $P = 20$ bar y $T = 95$ °C en estado de líquido comprimido).

$PCI = 43\,086$ kJ/kg.

$\eta = 84,44\%$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1) * 100\%}{\eta * Pci}$$

$$\dot{m}_c = \frac{947\,658,9 * 100\%}{84,44 * 43\,086 * 3,675} = 7,2 \frac{Gal}{h}$$

Se requiere un total de 7,2 galones/h adicionales para los procesos de calentamiento.

4.4 Balance de energía con termocompresor.

4.4.1 Corrección de la generación de vapor flash.

Se plantea generar vapor flash a 1,36 bar a las mismas condiciones de salida, con la finalidad de instalar un termocompresor que permita incrementar un valor agregado energético al vapor flash, obteniéndose un flujo de vapor mayor y a una presión mayor.

4.4.2 Balance de energía en el área de secado con termocompresor.

a. Generación de vapor de flash.

Condiciones de ingreso:

Presión de ingreso : 5 bar.

Flujo masico (m1) : 16 370 kg/h

Entalpia (h1) : 640,1 kJ/kg (Líquido saturado a 5 bar de presión).

Condiciones de generación de vapor flash:

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h2) : 454 kJ/kg (Liquido saturado a 1,36 bar)

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

Si $m_2 = 16\,370 - m_3$

$$m_1 * h_1 = ((16\,370 - m_3) * h_2) + (m_3 * h_3)$$

$$16\,370 * 640,1 = ((16\,370 - m_3) * 454) + (m_3 * 2\,689)$$

$$m_3 = 1\,363,1 \text{ kg/h}$$

b. Inclusión del termocompresor.

Vapor flash ingresante.

Flujo masico (m3) : 1 363,2 kg/h

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar)

Vapor saturado generado en calderos.

Flujo masico (m4) : 75 kg/h (valor obtenido luego de una serie de aproximaciones sucesivas)

Presión : 8 bar.

Entalpia(h3) : 2 767,5 kJ/kg (vapor saturado a 8 bar)

Aplicando las ecuaciones 6 y 7.

$$1\,363,2 + 75 = 1\,438,2 \dots \dots \dots (6)$$

$$1\,363,2 * 2\,689 + 75 * 2\,767,5 = 1\,438,2 * h_5 \dots \dots \dots (7)$$

$$h_5 = 2\,693,1 \text{ kJ/kg}$$

El valor de la entalpía corresponde a un valor de una entalpia especifica a una presión de de 1,49 bar.

- c. Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor saturado generado en el termostato generador en el área de secado empleado en los procesos de calentamiento.

Flujo masico (m5) : 1 438,2 kg/h

Condiciones de suministro de flujo de calor útil.

Presión : 1,49 bar.

Entalpia(h_f) : 466,3 kJ/kg (Líquido saturado a 1,49 bar)

Entalpia(h_g) : 2 693,1 kJ/kg (vapor saturado a 1,49 bar)

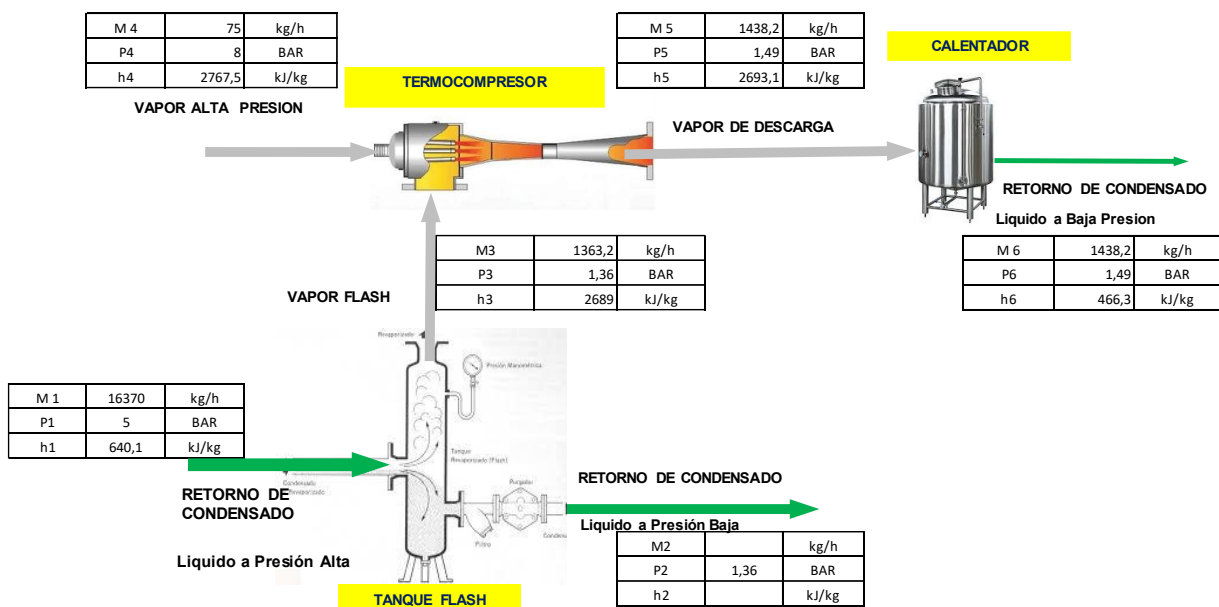
(El subíndice tc esta referido al flujo de calor útil obtenido con la inclusión del termostato a la salida del tanque flash)

$$Q_{1tc} = m5 * (h_g - h_f)$$

$$Q_{1tc} = 1\,438,2 * (2\,693,1 - 466,3) = 3\,202\,583,7 \text{ kJ/h}$$

Figura 25

Balance de energía para generar flujo de calor útil en área de secado



Nota. En la figura se determina el flujo de vapor obtenido en el termostato en el área de secado el cual es destinado a la zona de calentamiento de fluidos de proceso.

4.4.3 Balance de energía en el área de presecado con termostato.

- a. Generación de vapor de flash.

Condiciones de ingreso:

Presión de entrada : 4,5 bar.

Flujo masico (m1) : 16 520 kg/h

Entalpia (h1) : 623,2 kJ/kg (Liquido saturado a 4,5 bar de presión).

Condiciones de generación de vapor flash:

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h2) : 454 kJ/kg (Liquido saturado a 1,36 bar de presión)

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar de presión)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

Si $m_2 = 16\,370 - m_3$

$$m_1 * h_1 = ((16\,520 - m_3) * h_2) + (m_3 * h_3)$$

$$16\,520 * 623,2 = ((16\,370 - m_3) * 454) + (m_3 * 2\,689)$$

$$m_3 = 1\,250,6 \text{ kg/h}$$

b. Inclusión del termocompresor.

Vapor flash ingresante.

Flujo masico (m3) : 1 250,6 kg/h

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar de presión)

Vapor saturado generado en calderos.

Flujo masico (m4) : 70 kg/h (valor obtenido luego de una serie de aproximaciones sucesivas)

Presión : 8 bar.

Entalpia(h3) : 2 767,5 kJ/kg (vapor saturado a 8 bar de presión)

Aplicando las ecuaciones 6 y 7.

$$1\,250,6 + 70 = 1\,320,6 \dots \dots \dots (6)$$

$$1\,250,6 * 2\,689 + 70 * 2\,767,5 = 1\,320,6 * h_5 \dots \dots \dots (7)$$

$$h_5 = 2\,693,1 \text{ kJ/kg}$$

El valor de la entalpía corresponde a un valor de una entalpía específica a una presión de de 1,49 bar.

- c. Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor saturado generado en el termostato generado en el área de presecado empleado en los procesos de calentamiento.

Flujo masico (m5) : 1 320,6 kg/h

Condiciones de suministro de flujo de calor útil.

Presión : 1,49 bar.

Entalpia(h_f) : 466,3 kJ/kg (Liquido saturado a 1,49 bar de presión)

Entalpia(h_g) : 2 693,1 kJ/kg (vapor saturado a 1,49 bar de presión)

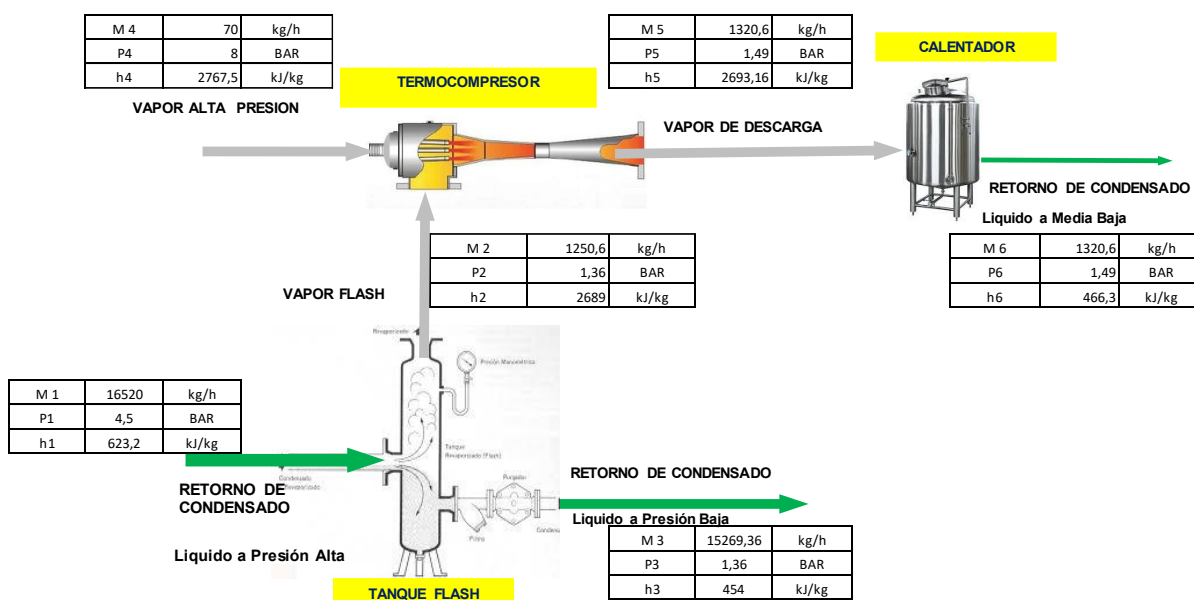
(El subíndice tc esta referido al flujo de calor útil obtenido con la inclusión del termostato a la salida del tanque flash)

$$\dot{Q}_{2tc} = m5 * (h_g - h_f)$$

$$\dot{Q}_{2tc} = 1\,320,6 * (2\,693,1 - 466,3) = 2'940\,880,4\text{ kJ/h}$$

Figura 26

Balance de energia para generar flujo de calor útil en área de presecado



Nota. En la figura se determina el flujo de vapor obtenido en el termostato en el área de presecado el cual es destinado a la zona de calentamiento de fluidos de proceso.

4.4.4 Balance de energía en el área de cocción con termocompresor.

a. Generación de vapor de flash.

Condiciones de ingreso:

Presión de entrada : 4 bar.

Flujo masico (m1) : 11 320 kg/h

Entalpia (h1) : 604,7 kJ/kg (Liquido saturado a 4 bar de presión).

Condiciones de generación de vapor flash:

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h2) : 454 kJ/kg (Liquido saturado a 1,36 bar de presión)

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar de presión)

Aplicando las ecuaciones 3 y 4:

Si $m_2 = 11\,320 - m_3$

$$m_1 * h_1 = ((11\,320 - m_3) * h_2) + (m_3 * h_3)$$

$$11\,320 * 604,7 = ((11\,320 - m_3) * 454) + (m_3 * 2\,689)$$

$$m_3 = 763,3 \text{ kg/h}$$

b. Inclusión del termocompresor.

Vapor flash ingresante.

Flujo masico (m3) : 763,3 kg/h

Presión : 1,36 bar.

Entalpia(h3) : 2 689 kJ/kg (vapor saturado a 1,36 bar de presión)

Vapor saturado generado en calderos.

Flujo masico (m4) : 42 kg/h (valor obtenido luego de una serie de aproximaciones sucesivas)

Presión : 8 bar.

Entalpia(h3) : 2 767,5 kJ/kg (vapor saturado a 8 bar de presión)

Aplicando las ecuaciones 6 y 7.

$$763,3 + 42 = 805,3 \dots \dots \dots (6)$$

$$763,3 * 2\,689 + 42 * 2\,767,5 = 805,3 * h_5 \dots \dots \dots (7)$$

$$h_5 = 2\,693,1 \text{ kJ/kg}$$

El valor de la entalpía corresponde a un valor de una entalpía específica a una presión de de 1,49 bar.

- c. Seguidamente se determina el flujo de calor útil del vapor saturado generado en el termocompresor generado en el área de cocción empleado en los procesos de calentamiento.

Flujo masico (m5) : 805,3 kg/h

Condiciones de suministro de flujo de calor útil.

Presión : 1,49 bar.

Entalpía(h_f) : 466,3 kJ/kg (Líquido saturado a 1,49 bar de presión)

Entalpía(h_g) : 2 693,1 kJ/kg (vapor saturado a 1,49 bar de presión)

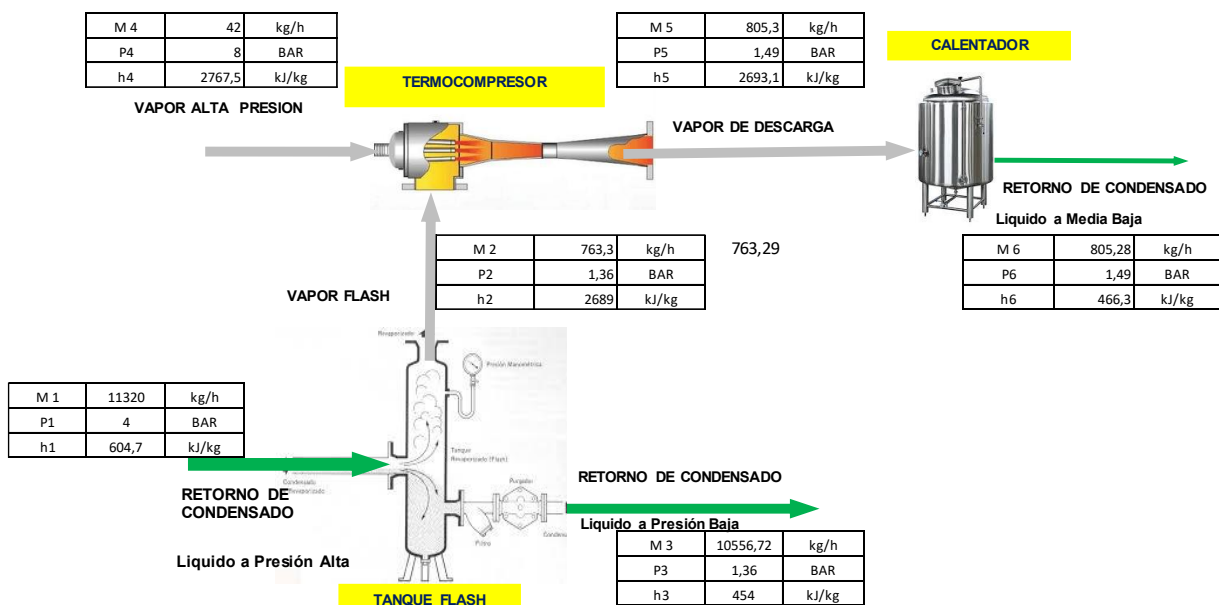
(El subíndice tc esta referido al flujo de calor útil obtenido con la inclusión del termocompresor a la salida del tanque flash)

$$\dot{Q}_{1tc} = m5 * (h_g - h_f)$$

$$\dot{Q}_{3tc} = 805,3 * (2\,693,1 - 466,3) = 1\,793\,189,5 \text{ kJ/h}$$

Figura 27

Balance de energía para generar flujo de calor útil en área de cocción



Nota. En la figura se determina el flujo de vapor obtenido en el termocompresor en el área de cocción el cual es destinado a la zona de calentamiento de fluidos de proceso.

4.4.5 Comparación entre el flujo de calor útil generado con la inclusión del termocompresor y generación de vapor flash y el flujo de calor útil necesario en procesos de calentamiento. Flujo de calor en procesos de calentamiento para licor de prensa, licor de separadora, sanguaza y petróleo, igual a: $2'505\,154,8 + 2'502\,940,1 + 2'508\,000,0 + 399\,972 = 7'916\,066.9$ kJ/h (el cual inicialmente es generado en calderos)

Resumen Flujo de calor útil generado con termocompresor:

Flujo de calor útil en área de secado = $3'202\,583,7$ kJ/h

Flujo de calor útil en área de presecado = $2'940\,880,4$ kJ/h

Flujo de calor útil en área de cocción = $1'793\,189,5$ kJ/h

Flujo de calor útil total generado total = $7'936\,653,6$ kJ/h

Inicialmente generando vapor flash se obtuvo un flujo de calor útil de $6'968\,408,0$ kJ/h , este valor se ha incrementado en $968\,245,6$ kJ/kg , lo que representa un incremento del valor energético del 13,9 % sobre el flujo de calor útil aportado con la generación de vapor flash.

Comparando el flujo de calor útil generado con el termocompresor con el flujo de calor necesario, el cual es aportado por vapor saturado generado en calderos, tenemos la siguiente diferencia: $7'936\,653,6$ kJ/h - $7'916\,066.9$ kJ/h = $20\,586,7$ kJ/h (superior en 0,26 %). Esta diferencia de flujos de calor útil nos indica que se satisface totalmente la carga térmica requerida para los procesos de calentamiento.

Seguidamente se determina el flujo de combustible asociado a la generación del vapor saturado adicional a 8 bar empleado en los termocompresores:

Resumen Flujo de vapor saturado empleado en termocompresores:

Flujo de vapor saturado a 8 bar termocompresor área de secado = 75 kg/h

Flujo de vapor saturado a 8 bar termocompresor área de presecado = 70 kg/h

Flujo de vapor saturado a 8 bar termocompresor área de cocción = 42 kg/h

Flujo de vapor saturado a 8 bar total= 187 kg/h

Empleando la ecuación 1.

$h_2 = 2\,767,5$ kJ/kg (obtenido de tablas de vapor a $P= 8$ bar en estado de vapor saturado).

$h_1 = 399,4 \text{ kJ/kg}$ (obtenido de tablas de vapor a $P= 20 \text{ bar}$ y $T= 95 \text{ }^\circ\text{C}$ en estado de líquido comprimido).

$\text{PCI} = 43\,086 \text{ kJ/kg}$.

$\eta = 84,44\%$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1) * 100\%}{\eta * \text{Pci}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{187 * (2\,767,5 - 399,4) * 100\%}{84,44 * 43\,086 * 3,675} = 3,3 \frac{\text{Gal}}{h}$$

Se requiere un total de 3,3 galones/h adicionales para los procesos de calentamiento, inicialmente se requería 7,2 galones/h, con lo cual el valor agregado del termocompresor al vapor flash, permite un menor consumo de combustible.

4.5 Benchmarking energético entre indicadores de desempeño.

4.5.1 Indicadores de desempeño energético globales con generación de vapor flash.

Se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

Para los procesos de calentamiento se requieren 3,62 Ton/h

Empleando la ecuación 1 determinamos el flujo de combustible asociado a la generación de vapor saturado para procesos de calentamiento.

$h_2 = 2\,767,5 \text{ kJ/kg}$ (obtenido de tablas de vapor a $P= 8 \text{ bar}$ en estado de vapor saturado).

$h_1 = 399,4 \text{ kJ/kg}$ (obtenido de tablas de vapor a $P= 20 \text{ bar}$ y $T= 95 \text{ }^\circ\text{C}$ en estado de líquido comprimido).

$\text{PCI} = 43\,086 \text{ kJ/kg}$.

$\eta = 84,44\%$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1) * 100\%}{\eta * \text{Pci}}$$

$$\dot{m}_c = \frac{3\,620 * (2\,767,5 - 399,4) * 100\%}{84,44 * 43\,086 * 3,675} = 64,11 \frac{\text{Gal}}{h}$$

Con el proceso de generación de vapor saturado se requiere aun vapor saturado generado asociado a 7,2 Gal/h. Aplicando la ecuación 1 modificada.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_c * \eta * P_{ci}}{(h_2 - h_1) * 100\%}$$

$$\dot{m}_v = \frac{7,2 * 84,44 * 43\,086 * 3,675}{(2\,767,5 - 399,4) * 100\%} = 407 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta los valores de la figura 19, el flujo el flujo de vapor total generado en planta es igual a $= 0,407 + 11,32 + 16,37 + 16,52 = 44,617 \text{ Ton/h}$.

Del mismo modo el flujo de combustible empleado es igual a $= 834 - 64,11 + 7,2 = 777,09 \text{ Gal/h}$.

Teniendo en cuenta:

Costo unitario del Petróleo R500 = 13,0 S/. / galón (Precio puesto en planta)

Factor de emisiones para el petróleo R500: 77,4 Ton CO₂ equivalentes emitidos/TJ

Para el IDET_{vf}:

$$\text{IDET}_{vf} = \frac{777,09 \frac{\text{Galones}}{\text{h}}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{\text{h}}} = 37,91 \frac{\text{Galones R500}}{\text{Ton de harina}}$$

Para el IDEE_{vf}:

Para el mes de noviembre se tienen la tasa cambiaria de 3,86 S/. /U\$ (Fuente SBS Mes de noviembre 2022). Precio unitario del combustible de 13 S/. /galón puesto en planta,

$$\text{IDEE} = \frac{777,09 * \left(\frac{13}{3,86}\right) \frac{\text{U\$}}{\text{h}}}{20,5 \text{ Ton/h}} = 127,66 \frac{\text{U\$}}{\text{Ton de vapor}}$$

Para el IDEA_{vf}:

$$\text{CO}_2 \text{ emitido a la atmosfera} = 777,09 \frac{\text{galon}}{h} * 3,675 \frac{\text{kg}}{\text{galon}} * 43\,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{TJ}{10^9 \text{kJ}} * 77,4 \frac{\text{Ton CO}_2}{TJ}$$

$$\text{CO}_2 \text{ emitida la atmosfera} = 9,52 \frac{\text{Ton CO}_2}{h}$$

$$\text{IDEA}_{vf} = \frac{9,52 \frac{\text{Ton CO}_2}{h}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{h}} = 0,464 \frac{\text{Ton CO}_2 \text{ emitido}}{\text{Ton de vapor}}$$

4.5.2 Indicadores de desempeño energético globales con generación de vapor flash y termocompresores.

Con el proceso de generación de vapor saturado se requiere aun vapor saturado generado asociado a 3,3 Gal/h. Aplicando la ecuación 1 modificada.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_c * \eta * P_{ci}}{(h_2 - h_1) * 100\%}$$

$$\dot{m}_v = \frac{3,3 * 84,44 * 43\,086 * 3,675}{(2\,767,5 - 399,4) * 100\%} = 186 \text{ kg/h}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta los valores de la figura 19, el flujo el flujo de vapor total generado en planta es igual a $= 0,186 + 11,32 + 16,37 + 16,52 = 44,396 \text{ Ton/h}$.

Del mismo modo el flujo de combustible empleado es igual a $= 834 - 64,11 + 3,3 = 773,19 \text{ Gal/h}$.

Para el IDET_{vf+t} :

$$\text{IDET}_{vf+t} = \frac{773,19 \frac{\text{Galones}}{h}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{h}} = 37,71 \frac{\text{Galones R500}}{\text{Ton de harina}}$$

Para el IDEE_{vf+t} :

Para el mes de noviembre se tienen la tasa cambiaria de 3,86 S/. /US\$ (Fuente SBS Mes de noviembre 2022). Precio unitario del combustible de 13 S/. /galón puesto en planta,

$$IDEE_{vf+t} = \frac{773,19 * \left(\frac{13}{3,86}\right) \frac{U\$}{h}}{20,5 \text{ Ton/h}} = 127,02 \frac{U\$}{\text{Ton de harina}}$$

Para el $IDEA_{vf+t}$

$$CO_2 \text{ emitido a la atmosfera} = 773,19 \frac{\text{galon}}{h} * 3,675 \frac{\text{kg}}{\text{galon}} * 43\,086 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{TJ}{10^9 \text{kJ}} * 77,4 \frac{\text{Ton } CO_2}{TJ}$$

$$CO_2 \text{ emitida la atmosfera} = 9,47 \frac{\text{Ton } CO_2}{h}$$

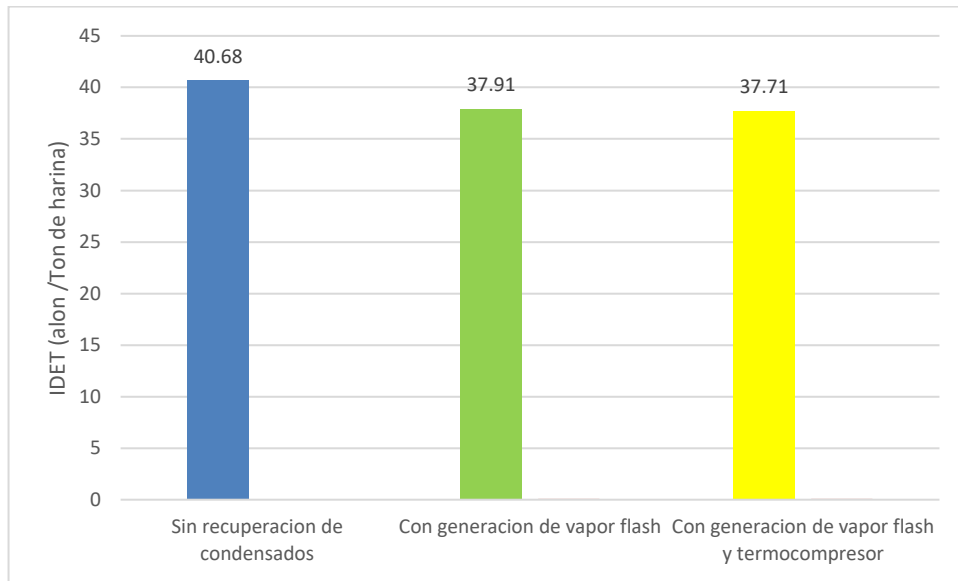
$$IDEA_{vf+t} = \frac{9,47 \frac{\text{Ton } CO_2}{h}}{20,5 \frac{\text{Ton}}{h}} = 0,461 \frac{\text{Ton } CO_2 \text{ emitido}}{\text{Ton de harina}}$$

4.5.3 Benchmarking.

Se presenta la comparación entre los IDET de los casos evaluados. Con la implementación de un sistema de vapor flash se reduce el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,91 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 6,81%. Al implementar un sistema de termocompresión que da un valor agregado al vapor flash reduce el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,71 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 7,30%. La implementación del termocompresor mejora el IDET con vapor flash desde 37,91 Gal/harina a 37,71 Gal/Ton de harina , dando un valor agregado de 0,52%.

Figura 28

Benchmarking entre IDET

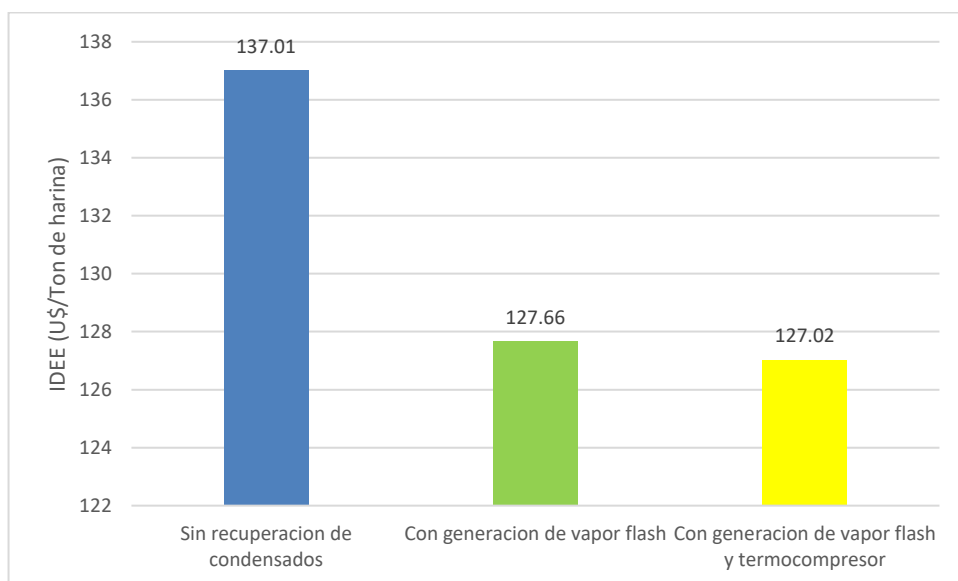


Nota. Se representa el valor del IDET en las tres opciones de valorización energética.

Con la implementación de un sistema de vapor flash se reduce el IDEE desde 137,01 U\$/Ton de harina a 127,66 U\$/Ton de harina, mejorando 6,81%. Al implementar un sistema de termocompresión que da un valor agregado al vapor flash reduce el IDEE desde 137,01 U\$/Ton de harina a 127,02 U\$/Ton de harina, mejorando 7,30%.

Figura 29

Benchmarking entre IDEE

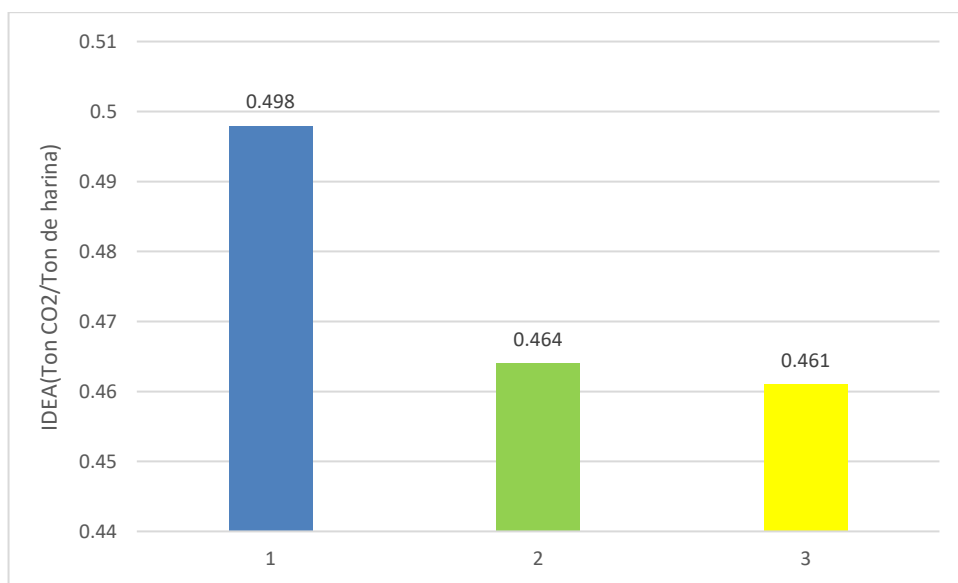


Nota. Se representa el valor del IDEE en las tres opciones de valorización energética

Con la implementación de un sistema de vapor flash se reduce el IDEA desde 0,498 Ton CO₂/Ton de harina a 0,464 Ton CO₂/Ton de harina, con lo cual se mejora un 6,81%. Al implementar un sistema de termocompresión que da un valor agregado al vapor flash reduce el IDEE desde 0,498 Ton CO₂/Ton de harina a 0,461 Ton CO₂/Ton de harina, con lo cual se mejora un 7,30%.

Figura 30

Benchmarking entre IDEA



Nota. Se representa el valor del IDEA en las tres opciones de valorización energética

4.6 Discusión de resultados.

Según la tesis de Condori, C. (2014) la implementación de un termocompresor requiere la inyección adicional de vapor saturado desde 165 psi(11,2 bar) para obtener vapor saturado a 30 psi(2,1 bar), reduciéndose significativamente el consumo de energía primaria(combustible), costos y reducción de gases de efecto invernadero. La presente investigación presenta la mezcla de 186 kg/h vapor saturado a 8 bar para mezclarse con 3 452,1 kg/h de vapor flash generado a 1,36 bar, generándose vapor saturado a 1,49 bar, con el cual se mejora el IDET en 7,30%.

Según la investigación de Liñán, G. (2020), consiguió incrementar la eficiencia térmica de los calderos desde 85 % hasta 86 %, en este caso el valor agregado se incrementa

mediante el aprovechamiento de los flujos de calor remanentes asociados al caldero, a diferencia de nuestro trabajo de investigación el valor agregado se le aplica al vapor flash, el cual es un fluido generado por la expansión del condensado de recuperación. Para incrementar el valor energético del vapor flash y obtener un flujo masico mayor a mayor presión, el vapor flash se mezcla con vapor saturado a 8 bar, obteniéndose vapor saturado a 1,49 bar con un mayor energético que el vapor flash, reduciéndose el consumo de combustible desde 834 galones/hora a 773,19 galones/hora de Petróleo R500, con una reducción de 60,81 galones/hora. El flujo de energia útil se emplea en los procesos de calentamiento de planta, reemplazando en su mayor parte al vapor saturado empleado, el cual es producido en los calderos, empleándose tan solo 3,3 galones/hora de los 64,11 inicialmente empleados.

En la investigación de Montserrat, A. (2019), se empleó un termocompresor para aprovechar el valor energético del vapor flash a una presión de 1,5 bar el cual se mezcló con vapor saturado a una presión 6 bar consiguiéndose un vapor saturado de mayor valor energético con respecto al vapor flash, en la presenta investigación se demostró que vapor saturado a 8 bar le da un valor agregado energético al vapor flash a 1,36 bar, obteniéndose vapor saturado a 1,49 bar, con el cual se puede mejorar los IDET, IDEE e IDEA en 7,30%. En la investigación de Quezada, P. (2020), se consigue optimizar los IET en este caso asociado a un análisis de línea base relacionado al consumo de combustible y facturación de energia eléctrica, a diferencia del presente informe con la implementación de un sistema de vapor flash con termocompresión se da un valor agregado al vapor flash, reduciéndose el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,71 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 7,30%. La implementación del termocompresor mejora el IDET con vapor flash desde 37,91 Gal/harina a 37,71 Gal/Ton de harina, dando un valor agregado de 0,52%.

En la investigación de Ramos, J. y Valle, K. (2019), aplicada a la empresa Copeinca Chancay, la producción de vapor flash equivale a ahorrar 239,55 m³ /h de gas natural para una capacidad de planta de 168 ton/h. a partir de la recuperación de condensados del proceso de secado a vapor, con lo cual el ratio de consumo de combustible de 5.70 m³ /Ton Harina, lo que equivale a una disminución del 3,68%, Para nuestra investigación se implemento un sistema de generación de vapor flash con termocompresores para una velocidad de planta de 80 ton/h con el cual se consigue reducir el consumo de combustible

en 60,81 galones/hora con lo cual se tiene ahorros y mejoras en los IDET, IDEE e idea de 7,30%.

En el estudio realizado por Pacheco y Vargas (2021), la implementación de un sistema de recuperación de calor en un caldero de 500 BHP, destinado al calentamiento de agua para una máquina removedora de piel de pescado, permitió obtener resultados significativos en eficiencia energética y ambiental dentro de la empresa. Específicamente, se logró una disminución del consumo de combustible del orden de 1 177 kg de GLP por mes, lo que se tradujo en una reducción del 4,23 % en el uso de energía primaria. Asimismo, esta mejora generó un ahorro económico aproximado de S/ 2 246,40 mensuales y una disminución de las emisiones de dióxido de carbono equivalente a 34,48 toneladas de CO₂ por mes. Para la presente investigación se determinó las mejoras de los IDET, IDEE e IDEA empleando un sistema de generación de vapor flash y termocompresores, con el cual ahorro de energía primaria (combustible petróleo R500 es de 7,3%) y se tiene una reducción horaria desde 10,22 a 9,47 Ton CO₂/hora para una cadencia de producción de 80 ton/hora.

V. Conclusiones y recomendaciones.

5.1 Conclusiones.

Se presentan las siguientes conclusiones:

- Se ha valorizado la potencia térmica útil de planta, la cual esta suministrada por 834 galones de Petróleo R500/hora, a través de los cuales se generan 47,84 Ton/h de vapor saturado a 8 bar de presión que son empleados en procesos de secado, cocción y calentamiento de licores de proceso. Siendo los indicadores de desempeño energético los siguientes: IDET igual a 40,68 Galón/Ton de harina, IDEE igual a 137,01 U\$/Ton de harina e idea igual a 0,498 Ton CO₂/Ton de harina.
- Las características de generación de vapor flash involucran instalar 3 tanques flash para producir 3 130,1 kg/h de vapor saturado a 1,5 bar para ser empleados en los procesos de calentamiento, en los cuales se debe emplear vapor saturado producido en calderas con un flujo de combustible asociado de 64,11 galones/h, el cual se reduce tan solo a 7,2 galones/hora de petróleo R500. Con lo cual los indicadores de desempeño energético los siguientes: IDET igual a 37,91 Galón/Ton de harina, IDEE igual a 127,66 U\$/Ton de harina e idea igual a 0,464 Ton CO₂/Ton de harina.
- La presión de descarga para la operación del termocompresor es de 1,49 bar con el cual se obtiene un flujo de 3 751,1 kg/h con la mezcla de 187 kg/h de vapor saturado con los 3 564,1 kg/h de vapor flash a 1,39 bar, con lo cual se requiere solo 3,3 galones/hora de los 64,11 iniciales empleados para generar el vapor saturado en calderos para los procesos de calentamiento.
- Se cuantifico el flujo de energía útil con el incremento del valor energético del vapor flash con termocompresor obteniéndose un valor de 7'936 653,6 kJ/kg de un valor inicial tan solo de 6'968 408 kJ/kg obtenidos tan solo con el valor energético de vapor flash sin termocompresor. Esto representa un incremento de 13,9% del vapor energético del vapor flash.
- Se estimo la optimización de los indicadores de desempeño energético, en este caso Principalmente con la propuesta de la implementación de un sistema de vapor flash se reduce el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,91 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 6,81%. Al incluirse un sistema de termocompresión se consigue dar un

valor agregado energético al vapor flash, mejorándose el IDET desde 40,68 Gal/Ton de harina a 37,71 Gal/Ton de harina, con lo cual se mejora un 7,30%. La implementación del termocompresor mejora el IDET con vapor flash desde 37,91 Gal/harina a 37,71 Gal/Ton de harina, dando un valor agregado de 0,52%.

5.2 Recomendaciones.

- Se recomienda hacer un estudio minucioso en los centros de generación de vapor para uniformizar las eficiencias térmicas de los generadores de vapor, los cuales tienen diversos valores dentro del rango de 87,8% a 84,44% , con lo cual se puede conseguir reducir el consumo global de combustible. Del mismo modo el sistema de generación de vapor flash se encuentra instalado, estando aún pendiente la implementación de los termocompresores.
- Está pendiente la innovación tecnológica de los quemadores de los generadores de vapor los cuales pueden cambiarse a combustión con gas natural, lo cual involucraría la implementación de una instalación de una estación de medición y regulación primaria, instalaciones internas y cambio de quemadores, con lo cual la matriz energética de la empresa puede mejorar aún más.
- En el caso de los termocompresores, estos equipos son suministrados por los representantes de la Empresa Brasileira SYPREX SARCO en el Perú, con lo cual se sugiera la compra mas no el diseño y construcción por empresas terceros. Ya que al ser una patente de la empresa brasilera resulta muy costoso fabricarla, con lo cual es más económico su adquisición y montaje.

VI. Referencias bibliográficas.

Tesis.

Allauca, S. (2019). *Plan de mantenimiento basado en RCM para caldero de 50 BHP, caso: hospital ciudad del Cusco*. [Tesis para optar grado de Magister en Producción en la Universidad San Agustín en Perú.]

<http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12773/11900/UPalsinr.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Castrillón, R. (2020). *Herramientas de gestión energética para el desarrollo sostenible en edificios aplicado a un campus universitario en Colombia*. [Tesis doctoral en Universidad de Valladolid. España.]

<file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/Tesis1935-220210.pdf>

Condori, C. (2014). *Diseño y simulación de un termocompresor para la recuperación de vapor gastado de una refinería de petróleo*. [Tesis para optar el título de Ingeniero Químico en la Universidad San Agustín en Perú.]

<http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/3964>

Jaramillo, A. (2010). *Uso racional y eficiente de la energía en un sistema de vapor de una industria papelería*. [Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad EAFIT de Medellín en Colombia],

<https://repository.eafit.edu.co/handle/10784/4439>

Liñán, A. (2020). *Auditoría energética del sistema térmico de la Empresa PAPELSA – Lima*. [Tesis para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú]. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/3517>

Carrizales, O. (2022). *Efecto del dimensionamiento de tanque flash para el ahorro de consumo de vapor en la empresa pesquera Cantabria, Coishco, Ancash*. [Tesis para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú].

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/3947/52432.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Corpus, C. & López, D. (2015). *Influencia de la presión de operación en las características de diseño de un caldero pirotubular de 2 ton/hora de vapor saturado.* . [Tesis para obtener el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú].

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/2652/42932.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Fonseca, P. (2011). Diseño de la red de distribución de vapor para una lavandería industrial. [Tesis para optar el título de Ingeniero mecánico en Universidad San Carlos de Guatemala].

http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0595_MI.pdf

Martínez, J. (2018). *Estudio comparativo de tecnologías de termocompresión en evaporadores.* [Tesis para obtener el grado de Master en Energía Térmica en la Universidad de Sevilla en España]. <https://idus.us.es/handle/11441/86238>

Montserrat, A. (2019). *Recuperación de revaporizado mediante recompresión con termocompresor.* [Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica de Cataluña en España]. <https://www.recercat.cat/handle/2072/355065>

Osejo, D. (2019). *Diseño de una caldera de generación de vapor piro tubular de 10 BHP expandible a 25 BHP mediante módulos.* [Tesis para obtener el título de Ingeniero en mecánico en la Universidad de América. Colombia].

<http://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6507/1/4062032-2017-2-IM.pdf>

Pacheco, R. & Vargas, G. (2021). Recuperación de gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-empresa conservera la Chimbotana S.A.C. [Tesis para obtener el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú].

<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/3710/52232.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Quezada, B. (2020) *Arreglo del suministro de energía para optimizar la línea base energética en Empresa Isadora S.A.C.* [Tesis para obtener el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú]. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/3552>

Ramos, J. y Valle, K. (2019). *Influencia de un sistema de vapor flash en el área de secado para la reducción del consumo de combustible en la Planta de Harina Copeinca Chancay, 2019.* [Tesis para obtener el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú]. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/3378>

Ruiz, M. (2018). *Evaluación de sistemas de compresión térmica para la reducción de consumo energético en secadero de mineral.* [Tesis para obtener el título de Ingeniero Químico en la Universidad de Sevilla en España]. <https://idus.us.es/handle/11441/100869>

Torres, L. (2020). *Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque.* [Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Pedro Ruiz Gallo, Perú]. <https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/8260/BC-4659%20TORRES%20GAMARRA.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Urcia, G. y Zavaleta, H. (2016). *Implementación de un sistema vapor flash para reducción del consumo de vapor en área de cocción. Empresa Pesquera Centinela S.A.C.* [Tesis para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú]. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2635>

Pacheco, R. y Vargas, G. (2021). *Recuperación de gases de caldera 500 BHP para calentamiento de agua en una máquina removedora de piel de pescado-empresa conservera la Chimbotana S.A.C.* [Tesis para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa. Perú]. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/3710>

Textos.

Bermúdez. (2000). Tecnología Energética. Ed. Universidad Politécnica de Valencia. 250 pp.

Guevara. (2022). Diagnósticos y Racionalización de la energía. Universidad Nacional del Santa. Perú. 85 p.

Lluís (2011). Termotecnia. Editorial Marcombo, España, 511 p. ISBN 9788426717337

Linkografía.

Becerril, J. (2021). 5 prácticas que te ayudarán a optimizar tus procesos industriales. Blog de Empresa GENERAC. [Consulta: 8 de agosto del 2022]. Disponible en: <https://blog.generaclatam.com/optimizacion-de-procesos-industriales>

Delgado, A. (2019). Energía térmica eficiente para los procesos industriales. Asociación Peruana de Técnicos Textiles. [Consulta: 29 de agosto del 2022]. Disponible en: <https://apttperu.com/energia-termica-eficiente-para-los-procesos-industriales/#>

Fernández, J. (2015). Curso de vapor. Purga y eliminación de aire en instalaciones industriales. Monografías. [Consulta: 16 de agosto del 2022]. Disponible en: <https://www.monografias.com/trabajos106/curso-vapor-purga-y-eliminacion-aire-instalaciones-industriales/curso-vapor-purga-y-eliminacion-aire-instalaciones-industriales3>

Gonzales, Alvernas, La Rosa, Yáñez y Hernández (2017). Reducción del consumo de energía en la producción de azúcar por la integración de un termocompresor de vapor. Resumen de Investigación Científica. Instituto Cubano de Investigaciones de los Derivados de la Caña de Azúcar Cuba. ISSN 0138-6204. [Consulta: 29 de agosto del 2021]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/pdf/2231/223153894003.pdf>

Gonzales y Gonzales (2006). Ahorro energético integral en la fábrica de cerveza tímica. Revista Cubana de Química, vol. XVIII, núm. 1, 2006, pp. 166-172 de la Universidad de Oriente en Cuba. ISSN: 0258-5995. [Consulta: 28 de agosto del 2021]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/pdf/4435/443543688069.pdf>

López, O. (2018). La eficiencia energética en la industria: una solución efectiva para ahorrar energía. Escuela Tecnológica Instituto Técnico Central. Colombia. [Consulta: 28 de agosto del 2021]. Disponible en: <file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/120-Texto%20del%20art%C3%ADculo-232-1-10-20180806.pdf>

López, D. (2022). Partes de una Caldera. Componentes y Elementos Principales. Blog de EURO AIR. [Consulta: 28 de agosto del 2022]. Disponible en: <https://www.euroair.es/blog/partes-de-una-caldera/>

Marcelo, A. (2021). Instalaciones Industriales Usos del vapor - Redes de distribución. Plataforma Ing. Carlos Fader. [Consulta: 28 de noviembre del 2022]. Disponible en: <https://tecnicafader.edu.ar/contenido/2525/6ano-3div-instalaciones-industriales-usos-del-vapor-redes-de-distribucion>

Mora (2015). Tanques de revaporizado, Spirex Sarco. [Consulta: 08 de setiembre del 2021]. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/253045220/Tanques-de-FLASHEO>

Orero, S. (2021). 3 consejos que debes seguir para analizar el potencial de recuperación de calor en tu empresa. Empresa ENGIE. [Consulta: 08 de setiembre del 2022]. Disponible en: <https://www.engie.es/aprovechamiento-del-calor-residual/>

Spirax Sarco (2015). Termocompresor de vapor SJT. Spirex Sarco. Brasil. [Consulta: 11 de setiembre del 2022]. Disponible en: <https://content.spiraxsarco.com/-/media/spiraxsarco/international/documents/es/ti/sjt-ti-p493-02-es.ashx?rev=475ea2b2324544d993e1e10a7f38eaf4>

Spirax Sarco (2018). Manual de usuario del Termocompresor de vapor SJT. Spirex Sarco. Brasil. [Consulta: 11 de setiembre del 2021].Disponible en:
<https://manualzz.com/doc/13541540/termocompesor-de-vapor-sjt>

Spirax Sarco (2018). Diseño de sistemas de recuperación de condensado. Spirax Sarco. Brasil. [Consulta: 14 de setiembre del 2021].Disponible en:
<https://www.spiraxsarco.com/global/es-PE/blog/disenio-de-sistemas-de-retorno-de-condensado>

VII. Anexos

Índice de anexos:

Anexo 1 Balance de Energía en Caldero 2

Anexo 2 Balance de Energía en Caldero 3

Anexo 3 Balance de Energía en Caldero 4

Anexo 4 Balance de energía en área de cocción

Anexo 5 Balance de Masas en proceso productivo

Anexo 6 Balance de energía en el área de Presecado con secadores rotadiscos

Anexo 7 Balance de energía en el área de secado con secadores rotatubos

Anexo 8 Balance de energía en área de calentamiento

Anexo 9 Valores de tablas de vapor

Anexo 10 Presupuesto.

Anexo 1 Balance de Energia en Caldero 2



PARA CADA CALDERO		
BHP reales	779	BHP
BHP nominales	800	BHP

APLICAR



INFORMACION DE INGRESO CONDICIONES DE ENTRADA

AGUA		
T1	95	°C
P1	20	bar
h1	399,4	kJ/kg
VAPOR		
P2	8	bar
h2	2767,3	kJ/kg

(Líquido comprimido)

(vapor saturado)

COMBUSTIBLE		
PCI	43086	kJ/kg
D	3,675	kg/galon
m _c	200	galon/h

Según el Caldero

EFICIENCIA

η	86,77%	%
---	--------	---

Según el Caldero

DETERMINACION DE FLUJO MASICO DE
VAPOR APLICANDO ECUACION(2)

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * P_{ci}} * 100\% \dots \dots (2)$$

$\dot{m}_v$	11,6	Ton/h
-------------	------	-------

DETERMINACION DEL FACTOR DE CARGA
APLICANDO ECUACION(1)

$$\text{Factor de Carga} = \frac{BHP_{reales}}{BHP_{nominales}} * 100\% \dots \dots (1)$$

F.C	97,4%	%
-----	-------	---

Anexo 2 Balance de Energia en Caldero 3



PARA CADA CALDERO			
BHP reales	773	BHP	
BHP nominales	800	BHP	

APLICAR



INFORMACION DE INGRESO CONDICIONES DE ENTRADA

AGUA		
T1	95	°C
P1	20	bar
h1	399,4	kJ/kg
VAPOR		
P2	8	bar
h2	2767,3	kJ/kg

(Líquido comprimido)

(vapor saturado)

COMBUSTIBLE		
PCI	43086	kJ/kg
D	3,675	kg/galon
m _c	196	galon/h

Según el Caldero

EFICIENCIA

η	87,80%	%
---	--------	---

Según el Caldero

DETERMINACION DE FLUJO MASICO DE
VAPOR APLICANDO ECUACION(2)

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * PCI} * 100\% \dots \dots (2)$$

$\dot{m}_v$ 11,51 Ton/h

DETERMINACION DEL FACTOR DE CARGA
APLICANDO ECUACION(1)

$$\text{Factor de Carga} = \frac{BHP_{\text{reales}}}{BHP_{\text{nominales}}} * 100\% \dots \dots (1)$$

F.C 96,6% %

Anexo 3 Balance de Energia en Caldero 4



PARA CADA CALDERO		
BHP reales	781	BHP
BHP nominales	800	BHP

APLICAR



INFORMACION DE INGRESO CONDICIONES DE ENTRADA

AGUA		
T1	95	°C
P1	20	bar
h1	399,4	kJ/kg
VAPOR		
P2	8	bar
h2	2767,3	kJ/kg

(Líquido comprimido)

(vapor saturado)

COMBUSTIBLE		
PCI	43086	kJ/kg
D	3,675	kg/galon
m _c	206	galon/h

Según el Caldero

EFICIENCIA		
η	84,44%	%

Según el Caldero

DETERMINACION DE FLUJO MASICO DE
VAPOR APLICANDO ECUACION(2)

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c * PCI} * 100\% \dots \dots (2)$$

$\dot{m}_v$	11,63	Ton/h
-------------	-------	-------

DETERMINACION DEL FACTOR DE CARGA
APLICANDO ECUACION(1)

$$\text{Factor de Carga} = \frac{BHP_{\text{reales}}}{BHP_{\text{nominales}}} * 100\% \dots \dots (1)$$

F.C	97,6%	%
-----	-------	---

Anexo 4 Balance de energía en área de cocción

La demanda térmica necesaria para cocinas $\dot{Q}_c$ es igual a:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{cmp} + \dot{Q}_{cm} + \dot{Q}_p$$

Donde:

La potencia térmica requerida para las cocinas $\dot{Q}_{cmp}$ es:

$$\dot{Q}_{cmp} = m_{MP} * Ce_{MP} * (T_f - T_i)_{MP}$$

m_{MP} = Flujo masico de materia prima ingresante en los cocinadores.

Ce_{MP} = Calor específico de la materia prima ingresante en cocinadores.

$(T_f - T_i)_{MP}$ = Variación de temperatura de ingreso y salida de la materia prima.

La potencia térmica requerida para el calentamiento del material de la cocina $\dot{Q}_{cm}$ es:

$$\dot{Q}_{cm} = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Donde:

N = Numero de cocinas.

A_{tc} = Área de transferencia de calor en contacto con el vapor.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_c - 20)$$

T_c = Temperatura de contacto entre el material de la cocina y el vapor.

$(T_{is} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura interior de la cocina evaluada a la temperatura de la presión de saturación del vapor y la temperatura ambiental.

La potencia térmica asociada a las perdidas por transferencia de calor $\dot{Q}_p$ es:

$$\dot{Q}_p = N * A_{ltc} * U_{ltc} * (T_{ext} - T_{sup})$$

Donde:

N = Numero de cocinas.

A_{ltc} = Área lateral de transferencia de calor según dimensiones del Cocinador.

U_{ltc} = Coeficiente global de transferencia de calor del área lateral.

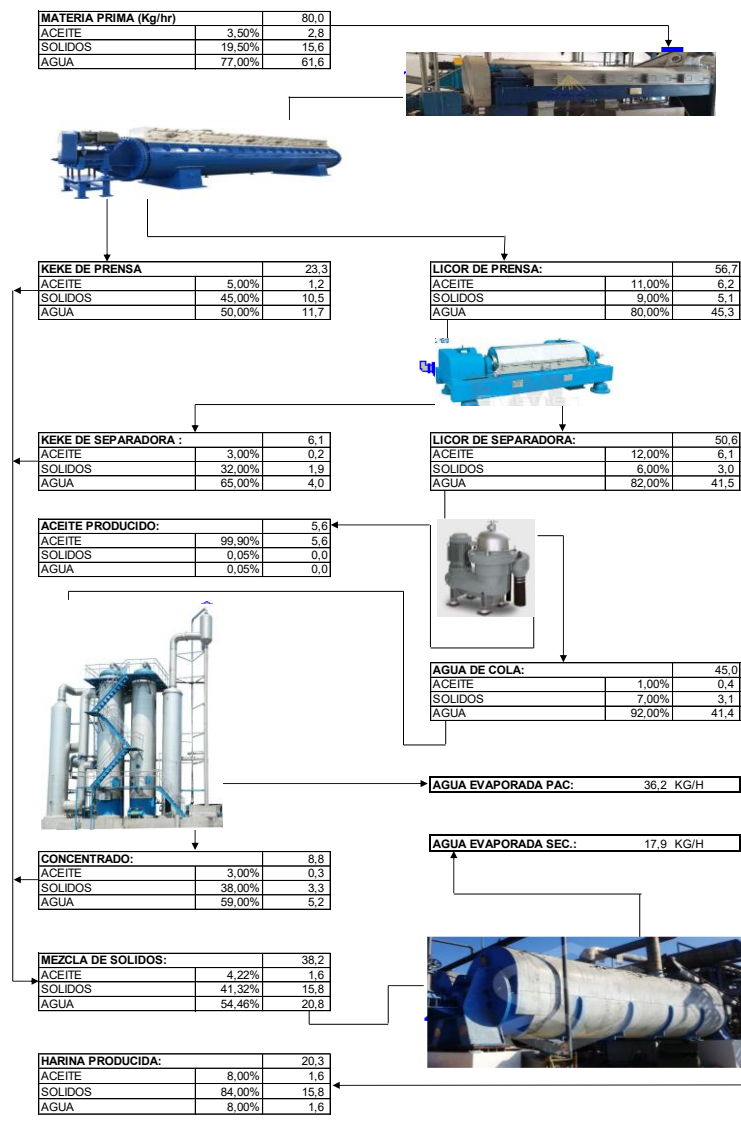
$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - 20)$$

T_{ext} = Temperatura de contacto entre el material de la cocina y el vapor.

$(T_{ext} - 20)$ = Variación entre temperatura externa de la cocina y la temperatura ambiental.

Anexo 5 Balance de Masas en proceso productivo

Flujo de materia prima inicial = 80 TM/h



Anexo 6 Balance de energía en el área de Presecado con secadores rotadiscos

La demanda térmica necesaria por los presecadores $\dot{Q}_S$ es igual a:

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{ps1} + \dot{Q}_{ps2} + \dot{Q}_{cs} + \dot{Q}_p$$

Donde:

La potencia térmica requerida para el presecado para calentar el mix o scrap 1 del proceso de secado $\dot{Q}_{ps}$ es:

$$\dot{Q}_{ps1} = \dot{m}_p * C_{ep} * (T_f - T_i)_p$$

$\dot{m}_p$ = Flujo masico de mix o scrap 1 ingresante a los secadores.

C_{ep} = Calor específico de mix o scrap 1 según composición porcentual de humedad, grasa y sólidos.

$(T_f - T_i)_p$ = Variación entre temperatura del proceso de calentamiento del mix o scrap 1 en el proceso de secado.

La potencia térmica requerida para el cambio de fase del % del agua contenida en el mix o scrap 1 en el proceso de secado $\dot{Q}_{ps2}$ es:

$$\dot{Q}_{ps2} = \dot{m}_w * \Delta h_{fg}$$

Donde:

$\dot{Q}_{ps2}$ = Potencia térmica requerida al presecador para evaporar un porcentaje de agua contenida en el mix o scrap 1.

$\dot{m}_w$ = Flujo de agua evaporada extraída del mix o scrap 1.

Δh_{fg} = Variación de entalpia del agua contenida en el mix o scrap 1 a temperatura de saturación dentro del presecador.

La potencia térmica requerida para calentar el material interno del presecador $\dot{Q}_{cs}$ es:

$$\dot{Q}_{cs} = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Donde:

N = Numero de secadores.

A_{tc} = Área de transferencia de calor en contacto con el vapor.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = 8.4 + 0.06 * (Tc - 20)$$

Tc = Temperatura de contacto entre el material del secador y el vapor.

$(T_{is} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura interior del secador evaluada a la temperatura de la presión de saturación del vapor y la temperatura ambiental.

La potencia térmica asociada a las pérdidas por transferencia de calor $\dot{Q}_p$ es:

$$\dot{Q}_p = N * A_{ltc} * U_{ltc} * (T_{ext} - T_{sup})$$

Donde:

N = Numero de secadores.

A_{ltc} = Área lateral de transferencia de calor del presecador.

U = Coeficiente global de transferencia de calor que es función del coeficiente de transferencia de calor convectivo y radiativo.

$$U = h_c + h_r$$

Así tenemos que para el coeficiente convectivo se emplea la ecuación del texto Procesos de Transferencia de calor de Ojon Tojo.

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{T_{ext} - T_{amb}}{D} \right)^{0.25}$$

Donde D es igual al diámetro del secador.

Para el coeficiente radiativo se emplea la ecuación de pérdidas de calor por radiación:

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{T_{ext}^4 - T_{amb}^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right)$$

Donde:

ϵ = Coeficiente emisividad del material del secador.

$(T_{ext} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura exterior del secador y la temperatura ambiental.

Anexo 7 Balance de energía en el área de secado con secadores rotatubos

La demanda térmica requerida por los secadores $\dot{Q}_S$ es igual a:

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{ps1} + \dot{Q}_{ps2} + \dot{Q}_{cs} + \dot{Q}_p$$

Donde:

La potencia térmica suministrada al presecado para el calentamiento del mix o scrap 1 del proceso de secado $\dot{Q}_{ps}$ es:

$$\dot{Q}_{ps1} = \dot{m}_p * C_{ep} * (T_f - T_i)_p$$

$\dot{m}_p$ = Flujo masico de mix o scrap 1 entrante en el secador.

C_{ep} = Calor especifico de mix o scrap 1 según composición en porcentajes de humedad, grasa y sólidos.

$(T_f - T_i)_p$ = Variación entre temperatura de en el proceso de calentamiento del mix o scrap 1 en secadores.

La potencia térmica suministrada para el cambio de fase de porcentaje del agua contenida en el mix o scrap 1 en el proceso de secado $\dot{Q}_{ps2}$ es:

$$\dot{Q}_{ps2} = \dot{m}_w * \Delta h_{fg}$$

Donde:

$\dot{Q}_{ps2}$ = Potencia térmica suministrada al secador para evaporar un porcentaje de humedad del mix o scrap 1.

$\dot{m}_w$ = Flujo de agua evaporada liberada del mix o scrap 1.

Δh_{fg} = Variación de entalpia del agua contenida en el mix o scrap 1 a temperatura de saturación en el presecador.

La potencia térmica suministrada para calentar el material interno del secador $\dot{Q}_{cs}$ es:

$$\dot{Q}_{cs} = N * A_{tc} * U * (T_{is} - T_{amb})$$

Donde:

N = Numero de secadores.

A_{tc} = Área de transferencia de calor en contacto con el vapor.

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_c - 20)$$

T_c = Temperatura de contacto entre el material del secador y el vapor.

$(T_{is} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura interior del secador evaluada a la temperatura de la presión de saturación del vapor y la temperatura ambiental.

La potencia térmica asociada a las pérdidas por transferencia de calor $\dot{Q}_p$ es:

$$\dot{Q}_p = N * A_{ltc} * U_{ltc} * (T_{ext} - T_{sup})$$

Donde:

N = Numero de secadores.

A_{ltc} = Área lateral de transferencia de calor del presecador.

U = Coeficiente global de transferencia de calor que es función del coeficiente de transferencia de calor convectivo y radiativo.

$$U = h_c + h_r$$

Así tenemos que para el coeficiente convectivo se emplea la ecuación del texto Procesos de Transferencia de calor de Ojon Tojo.

$$h_c = 1.135 * \left(\frac{T_{ext} - T_{amb}}{D} \right)^{0.25}$$

Donde D es igual al diámetro del secador.

Para el coeficiente radiativo se emplea la ecuación de pérdidas de calor por radiación:

$$h_r = 4.876 * 10^{-8} * \epsilon * \left(\frac{T_{ext}^4 - T_{amb}^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right)$$

Donde:

ϵ = Coeficiente emisividad del material del secador.

$(T_{ext} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura exterior del secador y la temperatura ambiental.

Anexo 8 Balance de energía en área de calentamiento

La potencia térmica requerida para cada calentador $\dot{Q}_{cp}$ se determina según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cp} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_p$$

Donde:

La potencia térmica requerida para calentar el licor de proceso $\dot{V}_c$ es:

$$Q_c = m_{lp} * Ce_{lp} * (T_f - T_i)_{lp}$$

$\dot{m}_{lp}$ = Flujo masico de licor de procesos en el calentador.

Ce_{lp} = Calor especifico del licor de procesos en calentador.

$(T_f - T_i)_{lp}$ = Variación entre temperatura de salida y entrada del licor de proceso en el calentador.

La potencia térmica asociada a las perdidas por transferencia de calor $\dot{Q}_p$ es:

$$\dot{Q}_p = N * A_{ltc} * U_{ltc} * (T_{ext} - T_{sup})$$

Donde:

N = Numero de calentadores.

A_{ltc} = Área lateral de transferencia de calor en función a dimensiones del calentador.

U_{ltc} = Coeficiente global de transferencia de calor del área lateral.

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_{ext} - 20)$$

T_{ext} = Temperatura de contacto entre el material del calentador y el vapor.

$(T_{ext} - 20)$ = Variación entre temperatura exterior del calentador y la temperatura ambiental.

Anexo 9 Valores de tablas de vapor.

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)

Steam Table (Complete Range) | Saturation Zone | Diagrams | About

P (bar)	T (°C)	x	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	s' (kJ/kg°C)	v'' (m³/kg)	h'' (kJ/kg)	s'' (kJ/kg°C)
1,7	115,17					0,001056	483,2	1,47519	1,03093	2699,0	7,18135
1,8	116,932					0,001058	490,7	1,49438	0,97722	2701,5	7,16217
1,6	113,319					0,001055	475,4	1,45498	1,09111	2696,2	7,20170
1,9	118,617					0,001059	497,8	1,51265	0,92899	2704,0	7,14403
1,85	117,784					0,001059	494,3	1,50362	0,95248	2702,8	7,15298
2,2	123,269					0,001064	517,6	1,56274	0,80984	2710,6	7,09488
4	143,623					0,001084	604,7	1,77639	0,46222	2737,6	6,89433
8	170,414					0,001115	720,9	2,04571	0,24025	2767,5	6,65960
1,65	114,256					0,001056	479,3	1,46522	1,06014	2697,6	7,19137
1,5	111,372					0,001053	467,1	1,43360	1,15903	2693,4	7,22337
1,3	107,133					0,001049	449,2	1,38675	1,32509	2687,0	7,27147
1,49	111,171					0,001053	466,3	1,43140	1,16631	2693,1	7,22562
1,54	112,163					0,001054	470,5	1,44230	1,13084	2694,5	7,21453
1,45	110,358					0,001052	462,8	1,42244	1,19639	2691,8	7,23476
1,51	111,571					0,001053	468,0	1,43580	1,15185	2693,7	7,22114
1,36	108,458					0,001051	454,8	1,40145	1,27031	2689,0	7,25629

Anexo 10 Presupuesto.

N°	Detalle	Cantidad	Precio Unitario (U\$)	Precio Total (U\$)
1	Fabricacion de tanque flash	3	11000,00	33000,00
2	Adquisicion de termocompresor	3	12000,00	36000,00
3	Accesorios y tuberias de sistema de generacio	1	20000,00	20000,00
4	Montaje de sistema	1	20000,00	20000,00
5	Supervision	1	3000,00	3000,00
	total			112000,00