

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



**Evaluación de la eficiencia de secadores tipo rotatubos mediante el
análisis exergético en el sector pesquero**

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

AUTORES:

Bach. Honorio Domínguez, Miluska Dayana
Bach. Salazar Sánchez, Fabrizio Jeremy

ASESOR:

Mg. Pérez Pinedo, Oscar
DNI 32739412
ORCID: 0000-0002-5780-6115

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**

**“Evaluación de la eficiencia de secadores tipo rotatubos mediante el
análisis exergetico en el sector pesquero”**

AUTORES:

Bach. Honorio Domínguez, Miluska Dayana

Bach. Salazar Sánchez, Fabrizio Jeremy

Mg. Pérez Pinedo, Oscar Fernando

DNI 32739412

ORCID: 0000-0002-5780-6115

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado con forme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

“Evaluación de la eficiencia de secadores tipo rotatubos mediante el análisis exergetico en el sector pesquero”

AUTORES:

Bach. Honorio Domínguez Miluska Dayana
Bach. Salazar Sánchez Fabrizio Jeremy

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán

PRESIDENTE

DNI:2788460

CÓD. ORCID:0000-0002-3579-3771

Dr. Edgar Paz Pérez
SECRETARIO

DNI 32978304

ORCID: 0009-0001-6853-8144

Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo
INTEGRANTE

DNI 32739412

ORCID: 0000-0002-5780-6115

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:05 a.m. del día lunes 29 de diciembre del año dos mil veinticinco, 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° 511-2025-UNS-CFI** de fecha 11 de setiembre de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Presidente |
| ➤ Dr. Edgar Paz Pérez | : | Secretario |
| ➤ Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Cristian Puican Farroñay | : | Accesitario |

Y según la **Resolución Decanal N.° 943-2025-UNS-FI** de fecha 18 de diciembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE SECADORES TIPO ROTATUBOS MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO EN EL SECTOR PESQUERO"**, presentado por los bachilleres: **HONORIO DOMÍNGUEZ MILUSKA DAYANA**, con código de matrícula N.° 0201711057 y **SALAZAR SÁNCHEZ FABRIZIO JEREMY**, con código de matrícula N.° 0201711033, bajo la asesoría del **Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo**, designado mediante Resolución Decanal N.° 158-2024-UNS-FI de fecha 3 de abril de 2024.

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
HONORIO DOMÍNGUEZ MILUSKA DAYANA	17	Bueno

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
PRESIDENTE


Dr. Edgar Paz Pérez
SECRETARIO


Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:05 a.m. del día lunes 29 de diciembre del año dos mil veinticinco, 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° 511-2025-UNS-CFI** de fecha 11 de setiembre de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Presidente |
| ➤ Dr. Edgar Paz Pérez | : | Secretario |
| ➤ Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Cristian Puican Farroñay | : | Accesitario |

Y según la **Resolución Decanal N.° 943-2025-UNS-FI** de fecha 18 de diciembre de 2025, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE SECADORES TIPO ROTATUBOS MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO EN EL SECTOR PESQUERO"**, presentado por los bachilleres: **HONORIO DOMÍNGUEZ MILUSKA DAYANA**, con código de matrícula N.° 0201711057 y **SALAZAR SÁNCHEZ FABRIZIO JEREMY**, con código de matrícula N.° 0201711033, bajo la asesoría del **Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo**, designado mediante Resolución Decanal N.° 158-2024-UNS-FI de fecha 3 de abril de 2024.

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

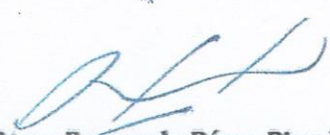
Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad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

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
SALAZAR SÁNCHEZ FABRIZIO JEREMY	17	Bueno

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
PRESIDENTE


Dr. Edgar Paz Pérez
SECRETARIO


Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo
INTEGRANTE

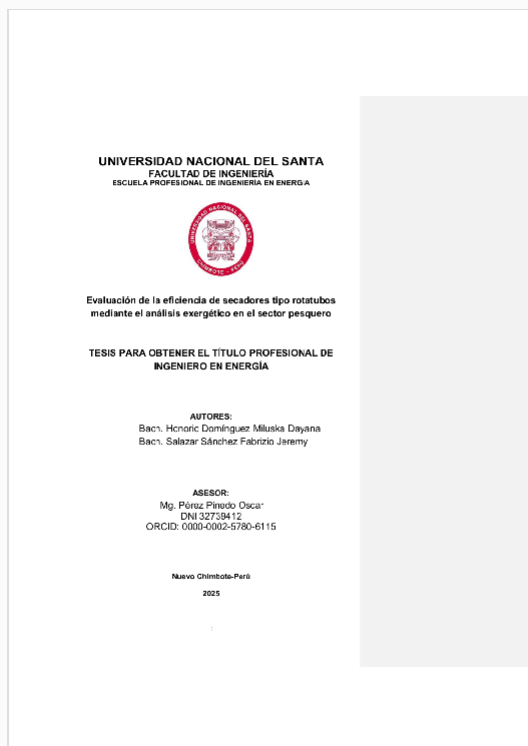


Recibo digital

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: Miluska H
Título del ejercicio: Tesis
Título de la entrega: Tesis Miluska Honorio - Fabrizio Salazar.pdf
Nombre del archivo: Tesis_Miluska_Honorio_-_Fabrizio_Salazar.pdf
Tamaño del archivo: 1.69M
Total páginas: 104
Total de palabras: 24,442
Total de caracteres: 124,310
Fecha de entrega: 26-abr-2026 05:38p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 2736285324



Tesis Miluska Honorio - Fabrizio Salazar.pdf

INFORME DE ORIGINALIDAD

16 %

INDICE DE SIMILITUD

16 %

FUENTES DE INTERNET

1 %

PUBLICACIONES

4 %

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	10 %
2	dspace.unitru.edu.pe Fuente de Internet	2 %
3	Submitted to Universidad Nacional del Santa Trabajo del estudiante	1 %
4	1library.co Fuente de Internet	1 %
5	(11-1-15) http://190.25.234.130:8080/jspui/bitstream/11227/144%20Exerg%c3%ada.pdf Fuente de Internet	1 %
6	revistas.uni.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
7	uvadoc.uva.es Fuente de Internet	<1 %
8	hdl.handle.net Fuente de Internet	<1 %

DEDICATORIA

A Dios, por ser la fuente de mi fuerza y por guiar mi camino, sostenerme en los momentos difíciles.

A mi madre, por ser mi pilar inquebrantable, por su amor incondicional, su apoyo constante y por enseñarme que con esfuerzo y fe todo es posible. Gracias por estar siempre presente en cada paso de mi camino.

A mi padre, que desde el cielo me acompaña. Tu recuerdo ha sido mi motor en los momentos difíciles. Aunque no estés físicamente, te he sentido en cada logro.

A mi familia, por creer en mí, por su paciencia, cariño y por ser mi refugio en los momentos de incertidumbre. Sin ustedes, este logro no habría sido posible.

Con todo mi amor y gratitud,

Dayana Honorio

DEDICATORIA

En primer lugar, doy gracias a dios, por haberme dado fuerza y valor para culminar esta etapa de mi vida.

Agradezco también la confianza y el apoyo brindado por parte de mis padres que sin duda alguna en el trayecto de mi vida me han demostrado su amor, corrigiendo mis fallas y celebrando mis triunfos.

Agradezco a mi abuela, que con sus grandes palabras en conjunto con su gran sonrisa me motivaban a superar los obstáculos que debía superar para alcanzar mis objetivos de vida.

A mi hermano André, que con su compañía y consejos me ha ayudado a afrontar los retos que se me han presentado en la vida.

Agradezco a mis tíos Carlos y Silvia, quienes me apoyaron en los estudios y los momentos más difíciles logrando que me levantara cada vez más fuerte.

Fabrizio Salazar

RECONOCIMIENTO

Después de haber culminado nuestros estudios de Ingeniería en Energía en la Universidad Nacional del Santa, queremos manifestar nuestro más sincero agradecimiento a todos los profesores de la Escuela de Ingeniería en Energía no solo conocimiento académico, sino también sus experiencias y pasión por la ingeniería en energía.

Deseamos agradecer de manera especial al Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo quien ha sido una gran ayuda durante la finalización de nuestra tesis.
Para nuestros compañeros de promoción, por su amistad y compañerismo
Aún lejos de aula, pero siempre apoyándonos desde todo el país.

M.D.H.D – F.J. S.S

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	2
II.	Marco teórico.	4
2.1	Antecedentes	4
2.2	Marco conceptual	9
2.2.1	Fundamentos de análisis energético	9
2.2.2	Balance de exergia	15
2.2.3	Planta de harina de pescado	24
2.2.4	Secador rotatubos	33
III.	Metodología.	44
3.1	Método	44
3.2	Diseño de investigación	44
3.3	Población y muestra	45
3.4	Operación de las variables	50
3.5	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	51
3.5	Técnicas de análisis de resultados.	51
IV.	Resultados y discusión	53
4.1	Balance de masa y energía en secadores	53
4.2	Balance de exergia	66
4.3	Calculo del incremento de la eficiencia energética del secador	72
4.4	Discusión de resultados	76
V.	Conclusiones y recomendaciones	78
5.1	Conclusiones	78
5.2	Recomendaciones	79
VI.	Referencias bibliográficas	80
VII.	Anexos	84

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Esquema de balance de materia	12
Figura 2 Conservación de la energía para un volumen de control	15
Figura 3 Volumen de control para desarrollar el balance de entropía.	19
Figura 4 Proceso industrial para obtención de harina de pescado	26
Figura 5 Secador Rotadiscos-Primera etapa de secado.	29
Figura 6 Secador Rotatubos-Segunda etapa de secado	30
Figura 7 Secador de aire caliente-Tercera etapa de secado.	31
Figura 8 Secador Rotatubos-Vista frontal	34
Figura 9 Configuración interna de Secador Rotatubos	35
Figura 10 Flujos de calor intervinientes en el proceso de secado en secadores rotatubos.	40
Figura 10 Distribución del proceso productivo de harina de pescado Empresa JADA S.A.C	46
Figura 11 Distribución del proceso productivo de harina de pescado Empresa AUSTRAL S.A.C	47
Figura 12 Balance de energía en secador FRT 8000 SC	58
Figura 13 Balance de energía en secador IFM-SCR-23	63
Figura 14 Balance de exergía en secador FRT 8000 SC	69
Figura 15 Balance de exergía en secador IFM-SCR-23	70
Figura 16 Balance de energía en secador FRT 8000 SC luego de balance exergético.	73
Figura 17 Balance de energía en secador IFM-SCR-23. luego de balance exergético.	74

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Detalles técnicos de diseño de los secadores	45
Tabla 2 Detalles operativos de los secadores	48
Tabla 3 Promedio de porcentaje de Solidos, Grasas y Humedad de la materia prima. -Empresa JADA S.A.C	49
Tabla 4 Promedio de porcentaje de Solidos, Grasas y Humedad de la materia prima. -Empresa AUSTRAL S.A.C.	50
Tabla 5 Resumen balance de energía Secador FRT 8000 SC	57
Tabla 6 Resumen balance de energía Secador IFM-SCR-23	64
Tabla 7 Parámetros de modificación en secadores rotatubos	72
Tabla 8 Benchmarking para el secador FRT 8000 SC	75
Tabla 9 Benchmarking para el secador IFM-SCR-23	76

RESUMEN

En la presente tesis se evalúa la eficiencia de secadores tipo rotatubos mediante el análisis exergético en el sector pesquero. Los secadores son equipos térmicos que tienen por finalidad separar un determinado flujo masico de agua contenido en un flujo masico de torta homogenizada y obtener un flujo de scrap con un menor contenido de agua, para esto emplea vapor saturado en forma indirecta a 4 bar de presión.

El diseño que se adoptó en esta investigación es de tipo no experimental, transversal y descriptivo-comparativo. Se realiza el análisis de 2 secadores rotatubos de distantes capacidades, en este caso el Secador FRT 8000 SC de la empresa JADA SAC y los secadores tipo IFM-SCR-23 de la Empresa Austral S.A.C.

Dentro de los resultados obtenidos tenemos que, a partir del control de temperaturas de ingreso de la torta homogenizada, salida de scrap y aislamiento exterior del secador se consiguió mejorar los indicadores de desempeño así tenemos que: para el Secador FRT 8000 SC la eficiencia mejora en 3,29%, el indicador de desempeño de secado 1 mejora en 13,07%, el indicador de desempeño de secado 2 mejora en 11,63% y el consumo de combustible se reduce en 11,69%. Mientras que para el IFM-SCR-23 la eficiencia mejora en 2,12%, el indicador de desempeño de secado 1 mejora en 11,17 %, el indicador de desempeño de secado 2 mejora en 11,07 % y el consumo de combustible se reduce en 9,97 %.

PALABRA CLAVE: Secador rotatubos, balance de energía, balance de exergia.

ABSTRACT

This thesis evaluates the efficiency of rotary tube dryers using exergy analysis in the fishing sector. Dryers are thermal equipment designed to separate a given mass flow of water contained in a homogenized cake and obtain a scrap flow with a lower water content. To achieve this, saturated steam is used indirectly at 4 bar pressure.

The design adopted in this research is non-experimental, cross-sectional, and descriptive-comparative. Two rotary tube dryers with different capacities are analyzed: in this case, the FRT 8000 SC dryer from JADA SAC and the IFM-SCR-23 dryers from Austral S.A.C. Among the results obtained we have that from the control of temperatures of the homogenized cake inlet, scrap outlet and external insulation of the dryer, it was possible to improve the performance indicators as follows: for the FRT 8000 SC Dryer the efficiency improves by 3,29%, the drying performance indicator 1 improves by 13,07%, the drying performance indicator 2 improves by 11,63% and fuel consumption is reduced by 11,69%. While for the IFM-SCR-23 the efficiency improves by 2,12%, the drying performance indicator 1 improves by 11,17%, the drying performance indicator 2 improves by 11,07% and fuel consumption is reduced by 9,97%.

KEYWORDS: Dryer efficiency, exergy balance, energy performance.

I. Introducción.

1.1 Descripción y formulación del problema

El sector pesquero es crucial para numerosas economías costeras en todo el Perú, destacándose como uno de los principales productores mundiales de harina de pescado. En el proceso de producción de harina de pescado, los secadores tipo rotatubos son indispensables para convertir pescado fresco en harina de alta calidad, lo cual es fundamental para la sostenibilidad de la industria. Sin embargo, estos equipos enfrentan desafíos significativos en cuanto a eficiencia energética, lo que afecta tanto a los costos operativos como al medio ambiente.

Según Lucero(2023), a pesar de ser efectivos en su función principal, en la actualidad los secadores tipo rotatubos desperdician una cantidad considerable de energía, debido a que existen deficiencias con el aislamiento térmico en el sistema de línea de vapor), resultado de diseños que no optimizan la retención de calor y Este desperdicio energético no solo incrementa los costos de producción, sino que también contribuye a la emisión de gases de efecto invernadero, incrementándose los problemas del cambio climático. La ineficiencia de estos secadores impacta en la competitividad de la industria pesquera peruana a nivel internacional, ya que los altos costos de operación pueden llevar a un aumento en los precios de los productos finales y para corregir esta deficiencia y posibles consecuencias se concluyó que las implementaciones de medidas correctivas, como la mejora del aislamiento térmico y ajustar parámetros operativos optimizaran la eficiencia. Y según la investigación de (Khan, 2020), en los resultados de su investigación revelaron un uso ineficiente de la energía, con un potencial de ahorro de hasta el 25% en el consumo energético en secadores a vapor.

En la industria pesquera, particularmente en la producción de harina de pescado, los secadores tipo Rotatubos constituyen uno de los equipos más intensivos en consumo de energía térmica. En el caso de las plantas procesadoras Jada S.A.C y Austral Group S.A.A, ubicadas en la Provincia del Santa, estos equipos cumplen un rol fundamental en el proceso de secado del producto final. Sin embargo, la eficiencia operativa de dichos equipos no ha sido evaluada desde una perspectiva termodinámica avanzada, como el análisis exergético, que permite cuantificar la destrucción de exergía y detectar ineficiencias energéticas ocultas.

Actualmente, los análisis operativos se limitan a balances energéticos que no identifican adecuadamente las pérdidas irreversibles de energía útil. Esto limita la

capacidad de los responsables técnicos para implementar mejoras sustantivas en los sistemas térmicos. En consecuencia, se desaprovechan oportunidades para optimizar el uso del combustible (gas natural), reducir costos operativos y minimizar el impacto ambiental asociado al uso intensivo de energía.

Según lo detallado se plantea lo siguiente:

¿En qué medida el análisis exergético permite determinar las irreversibilidades y el potencial de mejora de la eficiencia en los secadores Rotatubos de las plantas pesqueras Jada S.A.C y Austral Group S.A.A?

1.2 Objetivos:

Objetivo general

Aplicar un análisis exergético a los secadores Rotatubos de las plantas pesqueras Jada S.A.C y Austral Group S.A.A para cuantificar las irreversibilidades del proceso de secado y estimar el potencial de mejora en la eficiencia energética del sistema.

Objetivos específicos:

- Realizar un análisis energético bajo el principio de la primera ley de la termodinámica en los secadores tipo Rotatubos.
- Desarrollar una evaluación exergética de los secadores tipo Rotatubos en las plantas pesqueras mediante el análisis de volúmenes de control.
- Determinar el incremento de los indicadores de desempeño del proceso de secado a partir de las pérdidas identificadas por el análisis exergético.

1.3 Formulación de la hipótesis:

La aplicación del análisis exergético en los secadores Rotatubos de las plantas pesqueras Jada S.A.C y Austral Group S.A.A permitirá cuantificar las principales irreversibilidades de exergía del proceso y determinar un potencial de mejora de la eficiencia exergética del sistema en un rango estimado entre 3% y 5%.

1.4 Justificación e importancia:

En un mundo donde la demanda energética continúa en aumento y las preocupaciones ambientales se agravan, la eficiencia energética en los sistemas industriales es un tema de gran relevancia. La exergía, que mide la capacidad de la energía para realizar trabajo

útil, se ha convertido en un enfoque crítico para analizar y optimizar los procesos industriales.

La implementación del análisis exerético puede ser un factor clave para mejorar la rentabilidad del sector, ya que permite optimizar el uso de la energía y reducir los costos asociados. Al operar de manera más eficiente, la industria puede reducir sus costos de producción, lo que a su vez permite ofrecer productos más competitivos en el mercado internacional.

La industria pesquera peruana, particularmente la dedicada a la producción de harina y aceite de pescado, es una de las actividades industriales de mayor demanda energética dentro del sector manufacturero. En este contexto, los secadores tipo rotatubos representan uno de los equipos más intensivos en consumo térmico, al operar con grandes cantidades de vapor para la deshidratación de la materia prima. Sin embargo, su evaluación tradicional se limita a análisis energéticos basados en la primera ley de la termodinámica, los cuales no permiten identificar adecuadamente la calidad de la energía ni las pérdidas irreversibles del proceso.

Dada esta limitación, resulta pertinente aplicar el análisis exerético, una herramienta basada en la segunda ley de la termodinámica que permite cuantificar la destrucción de exergía, determinar los puntos críticos de ineficiencia y proponer mejoras orientadas a la optimización térmica del secador. El uso de esta metodología es especialmente relevante en un sector donde los costos de energía representan un porcentaje significativo del costo operativo total, y donde la modernización de procesos constituye una ventaja competitiva clave frente a mercados globales cada vez más exigentes.

Asimismo, el estudio contribuye a la transición hacia matrices energéticas más eficientes y sostenibles, alineándose con las políticas nacionales de eficiencia energética y con los esfuerzos del sector pesquero por reducir sus emisiones y mejorar su desempeño ambiental. Evaluar la eficiencia exerética de los rotatubos permitirá identificar oportunidades de recuperación de calor, optimización del vapor, reducción de pérdidas irreversibles, así como la incorporación de tecnologías de cogeneración o mejoras en los sistemas de combustión de calderos.

Por tanto, la investigación se justifica académica, técnica y ambientalmente porque permitirá cuantificar con precisión las ineficiencias del proceso de secado, generar propuestas de mejora con impacto económico real y aportar conocimiento técnico especializado sobre un equipo clave en la cadena productiva pesquera.

II. Marco teórico.

2.1 Antecedentes.

Se presentan los antecedentes analizados:

Abanto y Yupanqui (2011) en su tesis "Evaluación y análisis exergético de los procesos térmicos en la producción de harina en la empresa pesquera Natalia S.A.C, realizaron un estudio centrado en la planta de producción de harina de pescado de dicha empresa. El objetivo principal de esta investigación es analizar la eficiencia exergética de los procesos térmicos, con el fin de identificar oportunidades de mejora en el uso de energía. Se adoptó un enfoque cuantitativo, con un alcance descriptivo y correlacional, empleando herramientas como análisis termodinámico y mediciones de temperatura y flujo de energía en diferentes etapas del proceso productivo. Los resultados muestran bajos valores en la mejora potencial del sistema, mientras que a temperaturas mayores al punto de operación el efecto es opuesto. En el proceso de cocción y evaporación, temperaturas menores al punto de operación incrementan de la irreversibilidad del proceso. Esto genera una mayor posibilidad de mejorar el proceso. Lo opuesto sucede cuando el producto a la salida del Cocinador y Planta de Agua de Cola tiene temperaturas por encima del punto normal de operación. En conclusión, permite mejorar la eficiencia exergética no solo puede reducir el consumo energético y los costos operativos, sino que también contribuiría a prácticas más sostenibles en la producción de harina.

Casique y Honores (2016) en su investigación Evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores rotatubos de la Empresa Pesquera Tecnología de Alimentos S.A – Chimbote, tuvieron como objetivo realizar una evaluación exergética y termoeconómica de la planta evaporadora de agua de cola y secadores en la Empresa Pesquera Tecnología de Alimentos S.A – Chimbote. La investigación se centró en la evaluación del consumo de energía en evaporadores WHE y secadores rotatubos y rotadiscos, mediante un análisis cuantitativo y aplicado. Dentro de sus conclusiones se tuvo lo siguiente: Los rendimientos energéticos en los secadores fueron en promedio de (79.52%) que son muy bajos para estos equipos térmicos que deberían estar (85%) y (90%) y tienen una eficiencia exergética de (33.30%), es decir se cuantifica la calidad de aprovechamiento calórico útil, tomando como referencia el desequilibrio entre un sistema físico y el ambiente que lo rodea. En

tanto que en la planta evaporadora se tiene una eficiencia energética de (95%) que es un valor alto, pero tiene una baja eficiencia exergética que bordea el 20.1% lo cual demuestra el bajo nivel de perfección de la calidad con la que se transmite la energía. Castellón y Madariaga (2012) en su tesis Diseño de una estrategia de uso racional y eficiente de energía en una planta productora de harina, concluyen que: la exergía relacionada a las pérdidas de calor por disipación al ambiente, la cual es una forma de energía de baja calidad, posee un porcentaje muy pequeño en referencia a la exergía total del proceso, por lo que no resulta ser una opción considerable tomarla para ser convertida en energía de alta calidad, expresado de otra manera, en trabajo. La eficiencia exergética global del proceso arrojó un valor de 15.86%, la poca magnitud de este parámetro se debe al alto porcentaje de destrucción de exergía inherente al proceso de molienda, por lo cual se dificulta proponer modificaciones que conlleven a una mejora con respecto a la eficiencia del mismo.

Estrada. y Gonzales. (2015) en su trabajo de investigación Optimización energética y económica de una planta de harina de pescado mediante análisis exergético y determinación experimental del calor específico de sus flujos mezcla, concluye que en relación a la exergía destruida o irreversibilidades, se determina que más del 40% se realiza en la cocina, alrededor del 30% en el Secador Rotadisco y 28% en el Secador Rotatubo. De la energía útil que se puede recuperar, más del 70% se encuentra en el agua evaporada, la restante se encuentra en el condensado que sale de los equipos térmicos. Entonces, para el proceso de optimización de la energía, se debe maximizar el uso del agua evaporada para calentar las plantas evaporadoras, mientras que el vapor flash del condensado debe maximizarse para calentar los fluidos de procesos, con lo cual el acercamiento de los valores de temperatura a los valores de procesos es fundamental para mejorar la eficiencia del proceso.

Llanos (2018) en su tesis Análisis exergético de redes de calor para la Universidad de Valladolid en España. Tuvo como objetivo principal el análisis exergético de redes de calor industrial, concluyendo que el análisis realizado en un caldero y sus redes de distribución realizado muestra que la caldera, que ha sido analizada separando los procesos de combustión e intercambio de calor, es el elemento cuyo rendimiento conjunto es más bajo y donde se la exergía destruida es mayor puesto que representa aproximadamente el 95% de la exergía destruida total. Una alternativa más eficiente exergéticamente en una red de calor sería la utilización de “calores residuales” con una

temperatura lo suficientemente alta para poder después ser distribuidos a través de la red a los niveles térmicos típicos y evitar así la cámara de combustión.

Mendoza. (2019) en su tesis Estudio sobre la eficiencia de secadores por convección en la industria pesquera en la Universidad de Piura. Este estudio se enfocó en determinar la eficiencia de los secadores por convección utilizados en la deshidratación de pescado, un proceso crítico para la conservación y calidad del producto. Se empleó un diseño descriptivo y un enfoque cuantitativo, analizando una muestra de 20 secadores operativos en la industria pesquera local. Para la recolección de datos, se realizaron encuestas a los operadores y se llevaron a cabo mediciones de humedad en los productos. Los resultados revelaron que la eficiencia promedio de los secadores alcanzó un 68% en la reducción de humedad, aunque también se identificaron variaciones significativas dependiendo de la tecnología y condiciones operativas. Las conclusiones sugirieron que, aunque los secadores por convección son efectivos, es necesario realizar mejoras en el diseño y en los procesos operativos para optimizar su rendimiento.

Pérez. (2018) en su estudio para evaluar y comparar la eficiencia energética y exergética del secador Rotatubos utilizado en la planta pesquera de Tecnología de Alimentos S.A. El objetivo principal fue medir parámetros clave e identificar áreas de mejora. El estudio empleó un enfoque experimental, registrando datos de consumo energético y aplicando técnicas exergéticas para analizar el rendimiento del secador. Se utilizó software de simulación para modelar el comportamiento térmico del equipo. El secador demostró operar por debajo de su capacidad óptima en términos de eficiencia energética, con pérdidas significativas en forma de calor residual. Los resultados destacaron áreas específicas donde podrían implementarse mejoras para optimizar su desempeño. Se concluyó que la implementación de medidas correctivas, como mejorar el aislamiento térmico y ajustar parámetros operativos, podría aumentar notablemente la eficiencia energética y exergética del secador Rotatubos, contribuyendo de esta manera a disminuir el uso de energía y los gastos operativos en la planta pesquera.

Pérez y Martínez. (2018) en su tesis análisis energético y exergético de las cadenas de suministro de productos del mar: implicaciones para las políticas y la gestión en España, enfocándose en la eficiencia energética y exergética. El estudio buscaba identificar las etapas más ineficientes del proceso y proponer mejoras. Se empleó un

enfoque mixto, combinando análisis cuantitativos y cualitativos mediante encuestas a 50 empresas del sector pesquero. Los instrumentos de recolección de datos incluyeron cuestionarios estructurados y análisis de registros energéticos. Los resultados indicaron que las etapas de distribución y procesamiento eran las menos eficientes, contribuyendo significativamente al desperdicio de energía. Las empresas reportaron que, a menudo, las prácticas operativas no estaban alineadas con los principios de sostenibilidad. Con base en estos hallazgos, los autores propusieron un conjunto de políticas y estrategias orientadas a mejorar la eficiencia en estas etapas, como la optimización de rutas de distribución y la implementación de tecnologías energéticamente eficientes. En conclusión, los autores sostuvieron que un enfoque renovado en la gestión de la cadena de suministro no solo podría reducir costos operativos, sino también mejorar la sostenibilidad del sector pesquero en su conjunto, contribuyendo a un futuro más responsable y consciente del medio ambiente.

Ramos y Valle (2019) en la tesis titulada "Influencia de un sistema de vapor flash en el área de secado para la reducción del consumo de combustible en la planta Copeinca de Chancay, se buscó evaluar cómo la implementación de un sistema de vapor flash impacta el consumo de combustible en el proceso de secado de harina. El estudio emplea un enfoque cuantitativo, con un alcance descriptivo y correlacional, utilizando una muestra representativa de los procesos de secado en la planta. Se emplearon instrumentos como mediciones de consumo energético y análisis de eficiencia térmica. Se calculó una eficiencia de calderos de 91.48%. Se realizaron balances de materia y energía, se calculó las dimensiones de los tanques flash y se determinó que estos producen un flujo de 3504.71 kg/h de vapor flash a una presión de 1.4 Bar, con este vapor flash producido se logra reducir el consumo de combustible en un 3.68% en la planta de harina. Los resultados indican una reducción significativa en el consumo de combustible, lo que sugiere que el sistema de vapor flash mejora la eficiencia del secado. Las conclusiones destacan que la implementación de esta tecnología no solo optimiza el uso de recursos energéticos, sino que también contribuye a la sostenibilidad ambiental de la planta, alineándose con los objetivos de reducción de costos operativos y mejora de la eficiencia productiva.

Rojas (2005) en su tesis Análisis de exergía en dos puntos críticos en una industria productora de harina de pescado concluye que la ventaja del análisis de exergía como herramienta de diagnóstico sobre el de energía, permite determinar en mayor detalle la

degradación de la energía en procesos netamente térmicos. El análisis de exergía revela que el proceso de cocción es altamente irreversible y que las razones de pérdida y destrucción de exergía en el proceso de secado son elevadas, debido básicamente a las temperaturas de proceso de los fluidos tal como el mix de entrada y el scrap obtenido al final del proceso de secado.

Urcia y Zavaleta (2016) en su tesis Implementación de un sistema de vapor flash para la reducción del consumo de vapor en el área de cocción de la empresa pesquera Centinela S.A.C, se investigó el impacto de un sistema de vapor flash en la eficiencia energética de los procesos de cocción. El objetivo principal del estudio es evaluar la viabilidad de este sistema para disminuir el consumo de vapor, optimizando así los costos operativos. Se utilizó un enfoque cuantitativo y un alcance descriptivo, realizando mediciones antes y después de la implementación del sistema en una muestra representativa de los procesos de cocción. Los instrumentos empleados incluyeron medidores de flujo de vapor y análisis de costos. Se realizaron balances de materia y energía, cálculos de dimensiones de tanque flash donde se determinó que implementando el sistema propuesto se logra reducir el consumo de vapor en un 11,24% en el área de cocción, permitiendo esto un ahorro de combustible de 29,36 gl/h de petróleo R-500 equivalente a un ahorro económico de 98356,0 U\$/, también se determinaron las dimensiones principales de los tanques flash. Las conclusiones del estudio sugieren que la implementación de esta tecnología no solo reduce los costos operativos, sino que también contribuye a una operación más sostenible en la empresa pesquera.

Zapata y Aranguri. (2009) en su tesis Análisis y evaluación energética en la planta pesquera Lila S.A, se llevó a cabo un estudio en la ciudad de Chimbote, enfocado en la eficiencia energética de los procesos de producción de la planta pesquera. El objetivo del estudio es identificar y evaluar las oportunidades de mejora en el uso de energía, con miras a optimizar los costos operativos. Se utilizó un enfoque cuantitativo, con un alcance descriptivo y correlacional, aplicando una muestra de procesos representativos en la planta. Los instrumentos utilizados incluyeron mediciones de consumo energético y análisis termodinámico en diferentes etapas del proceso. Los resultados revelaron un uso ineficiente de la energía, con un potencial de ahorro de hasta el 25% en el consumo energético. Se concluyó que la implementación de medidas de eficiencia energética

podría no solo reducir significativamente los costos operativos, sino también contribuir a la sostenibilidad ambiental de la planta.

2.2 Marco conceptual.

2.2.1 Fundamentos del análisis energético.

El análisis energético es un procedimiento de modelación para comprender y simular una optimización del uso de energía en empresas e industrias. Este análisis consiste en hacer una evaluación preliminar de cómo se utiliza la energía en un determinado lugar, con el objetivo de identificar patrones, registros y áreas de mejora. Lo que implica el seguimiento y la recopilación de datos sobre el consumo de energía durante un período específico. (Geos Energía, 2023)

El estudio energético se realiza mediante la utilización de dispositivos de medición especializados y software que registran y analizan el uso de energía en tiempo real. Algunos de los aspectos clave que se estudian incluyen los picos de demanda de energía, los patrones de uso durante diferentes horas del día, los dispositivos o sistemas que consumen más energía y las posibles fugas o pérdidas de energía. (Geos Energía, 2023)

Los beneficios del análisis de consumo energético son muchos y muy variados. El más importante es que permite a las empresas e industrias tomar decisiones informadas para reducir costos energéticos, mejorar la eficiencia operativa y minimizar la huella de carbono. Además, este análisis de consumo energético también contribuye a la conservación de recursos naturales y a la mitigación del cambio climático al reducir la demanda de energía no renovable. En resumen, el análisis de consumo energético es una herramienta fundamental para promover la eficiencia energética y la sostenibilidad, pues proporciona información detallada sobre cómo se utiliza la energía, lo que permite tomar medidas para reducir el consumo y fomentar un uso más responsable de los recursos energéticos. (Geos Energía, 2023)

La teoría de balance de materia y energía es fundamental en el análisis de procesos industriales, incluido el balance exergético, porque permite cuantificar la eficiencia de la conversión y el uso de los recursos dentro del sistema. Para el área enfocada en una

pesquera, el balance de materia y energía es esencial para entender cómo los recursos (como el pescado crudo, el agua y la energía térmica) se transforman a lo largo del proceso productivo, desde la captura hasta la transformación en productos comercializables. (Abanto & Yupanqui, 2011)

El principio del balance de materia establece que, en un sistema cerrado, la cantidad de materia no varía. Para un sistema industrial, significa rastrear todas las entradas y salidas de materia a lo largo del proceso (pescado, agua, ingredientes adicionales, etc.). Debe considerarse:

Flujo masico de entrada: pescado crudo, agua, productos químicos.

Flujo masico de salida: productos (como filetes de pescado, harina de pescado, aceite de pescado) y desechos (residuos de pescado, aguas residuales tratados en los PAMAS). (Martínez, 2020)

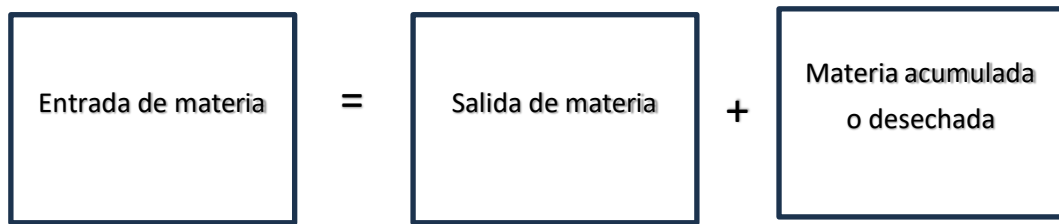
Es una condición básica para trabajar con balance de materia que el ingeniero defina previamente el sistema, considerándolo como: un conjunto de elementos que interactúan entre sí y cumplen un objetivo, para ello se deben establecer claramente el límite y los flujos de alimentación del mismo. Por lo que, el sistema es una parte de un macrosistema y es definido desde una perspectiva real o imaginaria. “Si no existen flujos de entrada y salida, se reduce al concepto básico la conservación de la materia dentro de un sistema cerrado o aislado”. (Martínez, 2020)

Los Balance de masa integrales son aquellos que describen los procesos que ocurren entre dos instantes determinados en flujo continuo aplicado a secadores de tipo rotatubos, a diferencia de los balances de masas integrales que se aplican a los procesos por lotes o batch que es aplicado por ejemplo a un proceso de esterilización de conservas. (Martínez, 2020)

No se puede iniciar un balance de energía, si con anterioridad no se tiene un conocimiento exacto de los flujos masicos que intervienen. Para ello se requiere conocer el valor de los flujos masicos, más aún como en el proceso de secado de harina de pescado se cuenta con un mix con un 50% de humedad deberá deshidratarse hasta un valor de 8 a 7,5 %. (Martínez, 2020)

Figura 1

Esquema de balance de materia



Nota. La imagen detalla los flujos de entrada y salida de materia en un sistema, para nuestro estudio se toma en consideración a la materia acumulada es mínima por ser un proceso continuo de alto rendimiento de masa, pero si existe materia desechada como la humedad extraída del proceso, la imagen es de elaboración propia.

La energía es un concepto fundamental de la termodinámica y uno de los aspectos más relevantes en el análisis en ingeniería. La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma. La primera ley de la termodinámica es una generalización de la ley de conservación de la energía que incluye los posibles cambios en la energía interna. Es una ley válida en todo el Universo y se puede aplicar a todos los tipos de procesos, permite la conexión entre el mundo macroscópico con el microscópico. (Casique y Honores, 2016)

La ley de conservación de la energía sostiene que la energía nunca desaparece, mientras que la segunda ley de la termodinámica sostiene que la energía calórica no puede ser completamente aprovechada mientras interactúe con nuestro sistema atmosférico. Es por ello, que recientemente se ha introducido una nueva magnitud energética llamada exergía para cuantificar cuanto trabajo se puede aprovechar de una determinada sustancia o flujo de energía con respecto al ambiente natural. La energía se conserva en cualquier tipo de proceso; mientras que la exergía es disipada en procesos espontáneos. (Casique y Honores, 2016)

La eficiencia energética se refiere a cómo se aprovecha la energía producida comparada con la energía consumida durante el proceso de transformación de energía.

Se expresa típicamente en forma de porcentaje. En el contexto de la industria pesquera, la eficiencia energética es crucial al utilizar equipos como rotativos o secadores rotativos, ya que ayuda a disminuir el consumo energético y mejorar la eficacia del proceso de secado. (Llerena, 2018)

Es clave en ingeniería para evaluar y mejorar el rendimiento de un sistema mediante la comparación entre la energía exergética útil producida y la energía exergética consumida durante su transformación energética. (Morán, 2018)

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede ser creada ni destruida, solo puede cambiar de forma, lo que también puede entenderse como "cambios en la energía interna". Esta ley es fundamental en ingeniería porque permite evaluar la eficiencia de un sistema y mejorar su funcionamiento. En un contexto industrial, aplicar la primera ley de la termodinámica es crucial para evaluar la eficiencia energética de los equipos, como los rotatubos, mediante la medición precisa de la energía utilizada y la energía producida. (Morán, 2018)

La transferencia de energía entre un sistema y su entorno puede ocurrir de dos maneras distintas. La primera implica la realización o recepción de trabajo por parte del sistema, lo cual se mide mediante magnitudes como presión, volumen y temperatura. La segunda forma implica la transferencia de calor a nivel microscópico. (Morán, 2018)

Considerar un sistema termodinámico donde se produce un cambio desde un estado inicial a otro final, en el cual se absorbe o libera una cantidad Q de calor y se realiza trabajo W por o sobre el sistema. Si se mide experimentalmente la cantidad $Q - W$ para diferentes procesos que se realicen para ir desde el estado inicial al estado final, se encuentra que su valor no cambia, a esta diferencia de $Q - W$ se le llama cambio de energía interna del sistema. Aunque por separados Q y W dependen de la trayectoria, la cantidad $Q - W$, esto es, el cambio de energía interna es independiente de la trayectoria o del proceso que se realice para ir desde el estado inicial al estado final. Por esta razón se considera a la energía interna como una función de estado, que se mide en J y se simboliza por U , el cambio de energía interna es $\Delta U = U_f - U_i$, entonces se puede escribir la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta U = U_f - U_i = Q - W \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

U_f = Energía Final

U_i = Energía Inicial

Q = Calor Generado

W = Trabajo Generado

En la ecuación anterior, Q es positivo (negativo) si se le agrega (quita) calor al sistema y W es positivo cuando el sistema realiza trabajo y negativo cuando se realiza trabajo sobre el sistema. La forma correcta de escribir la ecuación 1 es considerando diferenciales, ya que si se le agrega o quita una pequeña cantidad de calor dQ al sistema y se realiza una cantidad de trabajo diferencial dW por o sobre el sistema, la energía interna cambia en una cantidad dU :

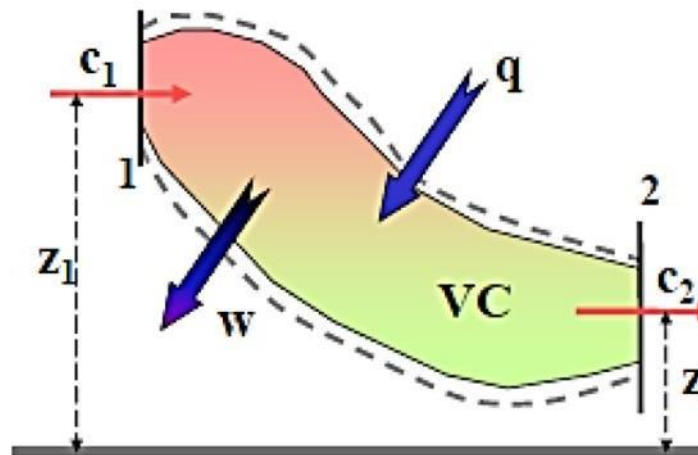
$$dU = dQ - dW \dots\dots\dots (2)$$

En escala microscópica, la energía interna de un sistema incluye la energía cinética y potencial de las moléculas que constituyen el sistema. Para un gas, el aumento de energía interna se asocia con el aumento de energía cinética de las moléculas, es decir con su temperatura. Al igual que en el caso de la mecánica, en termodinámica no interesa conocer la forma particular de la energía interna, sino que interesan solo sus variaciones ΔU . Por lo tanto, se puede elegir cualquier estado de referencia para la energía interna, ya que se han definido solo sus diferencias, no sus valores absolutos. (Casique y Honores, 2016)

El principio de conservación de la energía se puede visualizar en la figura 3, que muestra un sistema con una cantidad constante de materia fluyendo a través de un volumen de control. En este contexto, la suma de la energía térmica, el trabajo realizado y la energía entrante, menos la energía que sale, es igual al cambio en la energía generada dentro del volumen de control. (Acosta y Yupanqui, 2011)

Figura 2

Conservación de la energía para un volumen de control



Nota. Se detallada los flujos de entrada y salida de energía para un volumen de control para un sistema abierto imagen obtenida de Textos Científicos – Universidad Tecnológica del Perú (U.T.P)-

El Volumen de control con más de una entrada y una salida presenta la siguiente ecuación, donde el primer término representa la variación total de la Energía dentro del volumen de control.

$$\frac{de_{vc}}{dt} = Q - W + \sum m \left[\left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right) \right] - \sum m_i \left[\left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right) \right] \dots\dots\dots(3)$$

Los balances de energía son normalmente algo más complejos que los de materia, debido a que la energía puede transformarse de unas formas a otras (mecánica, térmica, química, etc.), lo que obliga a considerar este aspecto en las ecuaciones. Los balances de energía serán imprescindibles en equipos en los que el intercambio de energía sea determinante, lo que fundamentalmente sucederá en cambiadores de calor, secadores, evaporadores, columnas de destilación, etc., es decir, cuando haya que calentar o enfriar un fluido. En el caso de los reactores químicos, también son imprescindibles los balances de energía para su diseño, ya que en cualquier caso habrá que asegurarse de que la temperatura del reactor permanezca dentro del intervalo deseado, especialmente cuando los efectos térmicos de la reacción sean importantes. En

reacciones bioquímicas dichos efectos no suelen ser muy significativos, así que se podrán ignorar en el dimensionamiento preliminar de los fermentadores o reactores enzimáticos, siempre que se justifique. (PFC Ingeniería Química, 2019)

Para sistemas en donde no existe la generación o consumo de trabajo mecánico, y no se considere significativa la variación de energía cinética y potencial, la ecuación 2 queda expresada en variación de entalpías.

$$Q = \dot{m} * (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (4)$$

Donde $\dot{m}$ es el flujo masico del proceso (debido a que a la entrada y salida son iguales para procesos continuos. h_2 y h_1 son las entalpías específicas a la salida y a la entrada del proceso y Q el calor intercambiado por el sistema, que si es positivo será ganado por el sistema, y si es negativo será cedido por el mismo a los alrededores. El cálculo de la entalpía de cada corriente puede realizarse usando de su capacidad calorífica, y una temperatura de referencia, aunque si hay cambios de fase también habrá que considerar el calor latente. (PFC Ingeniería Química, 2019)

2.2.2 Balance de exergía.

El Primer Principio de la Termodinámica dice que la energía se conserva en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; la energía que acompaña a un combustible, o a los flujos de materia, etc., se puede localizar y determinar en los productos resultantes. La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; la exergía es el máximo trabajo teórico que se puede realizar cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, (estado muerto). (De los santos y Mariños, 2017)

El uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo de la evaluación termoexergética el localizar, cuantificar e identificar estas causas. La exergía es, por lo tanto, una medida de la diferencia de temperaturas expresada en calor entre el estado de un sistema cerrado y el estado del medio ambiente. (De los santos y Mariños, 2017)

La segunda Ley de la Termodinámica se le conoce también como principio de la entropía y establece que todo proceso es “degenerativo”, esto es, que, si el resultado del proceso es una degradación de la energía, en cuanto a la capacidad de hacer trabajo, el proceso ocurrirá. Lo anteriormente expresado puede completarse si decimos que no puede utilizarse para producir trabajo. Su valor alcanzara un máximo cuando el sistema se acerque al equilibrio. En otras palabras, el universo tiende a distribuir la energía uniformemente, es decir, a maximizar la entropía. En consecuencia, describe la irreversibilidad de los procesos energéticos. (Casique y Honores, 2016)

Todo lo expresado anteriormente significa reconocer el rendimiento termodinámico, o sea que, frente a una cantidad constante de energía existe una perdida inevitable de la calidad misma. En otras palabras, si el primer principio de la termodinámica nos dice: nada se pierde todo se transforma; el segundo principio significa que una parte de esa energía ya no se puede utilizar en el proceso o futuros procesos. (Casique y Honores, 2016)

La segunda ley de la termodinámica afirma que la energía siempre se transfiere de un sistema con alta energía a otro con baja energía. La relevancia en ingeniería de la segunda ley permite evaluar la eficiencia de un sistema y mejorar su funcionamiento. Esta ley establece que todos los procesos tienden a ser irreversibles. Además, nos proporciona la capacidad de calcular la entropía, donde cualquier cambio en la entropía durante un proceso representa un límite superior para la integral de la transferencia de calor dividida por la temperatura a lo largo de todo el proceso. (Gago, 2022)

La segunda ley de la termodinámica permite definir la entropía, cuya variación en cualquier proceso supone una cota superior al valor de la integral a lo largo del proceso del flujo calorífico dividido por la temperatura:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T} \dots \dots \dots (5)$$

$\Delta S = \text{Cambio de entropía total}$

En la ecuación 5, donde S representa la entropía y dQ el calor intercambiado a la temperatura T, el cambio en la entropía refleja la variación en la organización molecular durante una reacción química. Un aumento positivo en la entropía indica que los productos resultantes tienen un mayor grado de desorden molecular (mayor entropía) en comparación con los reactivos. En contraste, un aumento negativo significa que los productos están más ordenados y tienen una menor entropía que los reactivos. En resumen, todo lo mencionado implica reconocer el rendimiento termodinámico, lo cual indica que cuando tenemos una cantidad constante de energía, inevitablemente se experimenta una reducción en su calidad. La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se destruye, sino que se transforma, mientras que el Segunda ley de la termodinámica adaptado a volúmenes de control (Gago, 2022)

La variación de entropía en un proceso entrópico se muestra de la siguiente manera:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{dQ_{vc}}{T} + S_{generada}; S_{generada} \geq 0 \dots \dots \dots (6)$$

La combinación de la primera y la segunda ley de la termodinámica da origen a una nueva propiedad llamada exergía (A). Esta propiedad representa el máximo trabajo teórico que puede obtenerse de un sistema antes de alcanzar el equilibrio termodinámico, conocido como estado muerto, en relación con un entorno de referencia (AR). Este entorno se considera parte del entorno del sistema, donde cada variable es uniforme y no influye significativamente en los resultados de los procesos en curso. En este análisis de referencia las condiciones de referencia son 25 °C y 1,0332 kgf/cm². (Yunus y Çengel. 2015).

Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina estado muerto, y en

esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión P_0 . En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos. (De los santos y Mariños, 2017)

Figura 3

Volumen de control para desarrollar el balance de entropía.



Nota. La imagen detalla los flujos de entrada y salida de entropía específica para un volumen de control para un sistema cerrado y donde se visualiza que los flujos de exergía de entrada y de salida, imagen de Textos Científicos – Universidad Tecnológica del Perú (U.T.P,2018)

La variación de entropía nos demuestra la variación del orden molecular ocurrido en una reacción química. Si el incremento de entropía es positivo, los productos presentan un mayor desorden molecular (mayor entropía) que los reactivos. En cambio, cuando el incremento es negativo, los productos son más ordenados. "Para un conjunto macroscópico aislado, el mismo estado neto de equilibrio se predetermina mediante la Termodinámica como aquel en que la entropía llega a un valor máximo, y por medio de la Mecánica estadística como aquel que corresponde a una configuración predominante asociada con el número máximo de microestados" (Casique y Honores, 2016)

Representación del balance de exergía para volúmenes de control:

$$\frac{dA_{vc}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1 - [W_{vc} - P_0 \left(\frac{dV_{vc}}{dt}\right)] + [\sum m_i b_i - \sum m_s b_s] - A_d \dots (7)$$

$m_i m_s$ = Tasas de flujo másico de entrada y salida

$b_i b_s$ = Exergías específicas de las corrientes de entrada y salida

Además, se introduce el término irreversibilidad (A_d), que refleja la pérdida de exergía o la disminución de la capacidad de realizar trabajo debido a procesos irreversibles. Estas pérdidas pueden calcularse utilizando la fórmula de Gouy-Stodola.

$$A_d = T_0 \sigma_{vc} \dots \dots \dots (8)$$

T_0 = Temperatura Ambiente

σ_{vc} = Producción de Entropía

Cuando se hace un balance de exergía hay que tener en cuenta las condiciones impuestas por el Segundo Principio a la irreversibilidad, por lo que ésta será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y cero en el caso límite en que no hay irreversibilidad, es:

$I > 0$, para procesos irreversibles internos

$I = 0$, para procesos reversibles internos

El valor de la irreversibilidad no puede ser negativo; sin embargo, la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula.

Aplicando las siguientes restricciones se observará una nueva ecuación de la expresión anterior:

- El proceso se encuentra en un estado estacionario, lo que significa que su volumen de control no varía con el tiempo.

- El proceso se realizó en un sistema integrado, dado que las velocidades de flujo de entrada y salida de masa son unidireccionales.
- El nivel de referencia para el flujo de entrada y salida se mantiene constante o cambia de manera insignificante.
- No hay trabajo masico en el procedimiento térmico.

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1 + \sum \dot{m}_i b_i - \sum \dot{m}_s b_s - A_d \dots \dots \dots (9)$$

En las ecuaciones (8) y (19), se introduce un término llamado exergía de flujo (b), que es análogo a la entalpía en el análisis del balance energético. Representa la conversión de exergía por unidad de masa que acompaña al flujo de masa y al trabajo de flujo, y se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$b_1 = (h_1 - h_0) - T_0(S_1 - S_0) \dots \dots \dots (10)$$

$h_1 - h_0 =$ Diferencia de entalpía entre el estado 1 y el estado de referencia 0
 $S_1 - S_0 =$ Incremento de entropía entre el estado 1 y el estado de referencia 0.

La variación de esta propiedad entre dos puntos se puede expresar de la siguiente manera:

$$b_1 - b_2 = (h_1 - h_2) - T_0(S_1 - S_2) \dots \dots \dots (11)$$

El último paso consiste en evaluar cuantitativamente la perfección del equipo térmico, es decir, la eficiencia con la que convierte el flujo de energía basándose en la cantidad de exergía que posee.

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) Q_u}{\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q_f} \dots \dots \dots (12)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{b}_u}{\left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \dot{b}_1} \dots \dots \dots (13)$$

ε = Eficiencia Exergetica

T_u = Temperatura de la fuente de calor

Q_u = Tasa de transferencia de calor desde la fuente a alta temperatura

La ecuación (13) es la expresión usada para calcular el rendimiento de un equipo que tiene una entrada y una salida. Además, es necesario tener en cuenta que cada equipo de la instalación tiene su definición de rendimiento y cada equipo es tratado independientemente. (Casique y Honores, 2016)

Cuando se hace un balance de exergía hay que tener en cuenta las condiciones impuestas por el Segundo Principio a la irreversibilidad, por lo que ésta será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y cero en el caso límite en que no hay irreversibilidad, es:

$I > 0$, para procesos irreversibles internos

$I = 0$, para procesos reversibles internos

El valor de la irreversibilidad no puede ser negativo; sin embargo, la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula. Para un sistema cerrado, un balance de exergía a través de una fracción de frontera cuya temperatura es T_j , es:

Según (Honores y Casique, 2016). el análisis de la exergía en un dispositivo conlleva la consideración de flujos entrantes y salientes de esta propiedad. Y se dividen en dos tipos de flujos de exergía:

- Flujos de exergía útiles: Estos representan la parte de exergía beneficiosa que se obtiene del sistema y se puede emplear para realizar trabajo útil o generar energía.
- Flujos de exergía recuperables: Son aquellos que se pierden irreversiblemente y no se pueden utilizar para realizar trabajo útil. Constituyen las pérdidas de exergía que no contribuyen al rendimiento del sistema.

$$Ax_e = Ax_u + Ax_r - Ax_p \dots \dots \dots (14)$$

Donde Ax_e indica la cantidad total de flujo de exergía que entra al sistema, " Ax_u " representa el flujo de exergía útil, " Ax_r " es la suma de los flujos de exergía que pueden ser recuperados, y " Ax_p " corresponde a la exergía perdida debido a irreversibilidades internas y externas. La definición de los resultados desde el análisis exergético debe adoptar una forma general:

$$rendimiento = \frac{\text{flujo de exergía utilizado}}{\text{flujo de exergía consumido}} \dots \dots \dots (15)$$

Según. Çengel. 2015), el numerador tendrá un valor de " Ax_u ", aunque existen varios enfoques para determinar el denominador. Uno de estos enfoques considera como consumo de exergía la cantidad total de exergía que entra al sistema, considerando cualquier flujo de exergía saliente que no sea útil como desperdicio. La eficiencia de exergía es una métrica importante para evaluar las mejoras en una instalación, ya sea en términos de reducción de pérdidas de exergía o en la utilización de flujos de exergía recuperables dentro de la instalación

Al realizar un balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica, la cantidad de energía entrante es igual a la saliente, supuesto adiabático el proceso. Sin embargo, debido a la irreversibilidad interna, la energía saliente es de más baja calidad debido a la segunda ley de la termodinámica. Calculando la exergía que entra y la exergía que sale en un sistema, se puede determinar la exergía destruida en el proceso. Por lo que además de conocer su energía se necesita su exergía, es decir la cantidad de energía que se puede obtener como trabajo útil, que será la única a la que pueda asignándosele precio, el resto de la energía (anergia) es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. (Cengel, 2002).

Exergía destruida El principio de disminución o destrucción de la exergía sostiene que la exergía de un sistema aislado (recuerde que ni calor, ni trabajo, ni masa pueden cruzar sus fronteras) durante un proceso siempre decrece o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante. Esto se expresa así: Las irreversibilidades como la fricción, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida una diferencia finita de temperaturas, la expansión libre, las mezclas, siempre generan entropía, en consecuencia, siempre se destruye la exergía. Por ello la exergía destruida es proporcional a la entropía generada: El principio de disminución de la exergía puede resumirse. (De los santos y Mariños, 2017)

$$E_d = F - P \dots \dots \dots (16)$$

Donde:

E_d = Exergía destruida.

P = exergía utilizada em el equipo analizado.

F = exergía suministrada.

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

- Permite identificar focos de ineficiencias energéticas debido al desaprovechamiento de la calidad de la energía. Por ejemplo, grandes diferencias de temperaturas entre flujos de intercambio térmico.
- Cuantifica las posibilidades de minimizar dichas ineficiencias.
- Permite especificar y evaluar opciones de eficiencia energéticas basadas en el uso eficiente de la calidad de la energía.
- Determina la cuantía de los beneficios de un mejor aprovechamiento de la calidad de la energía en un proceso. (De los santos y Mariños, 2017)

2.2.3 Plantas de harina de pescado.

La industria de Elaboración de harina de pescado son centros de consumo industrial de energía con un alto índice de consumo de energía, siendo preponderantemente el consumo de energía térmica el principal, donde se emplea el 95% de la energía total equivalente entrante en la planta consumidora en los procesos unitarios de cocción y

secado, mientras que el restante es consumido en equipos eléctricos principalmente en fuerza motriz, este esquema de consumo de energía es similar a más del 95% de las empresas a nivel mundial. (Guevara, 2022)

La Harina de pescado especial o tipo “prime”, es aquella elaborada por cerca del 100% de empresas de harina de pescado, se puede afirmar que son aquellas elaboradas a partir de una materia prima muy fresca y procesada en plantas a bajas temperaturas (menores de 90 °C en todas las etapas), con corto tiempo de permanencia en cada operación unitaria, control de la producción por un sistema de calidad superior y permanente hasta su despacho al consumidor. Tampoco se puede hablar de una sola harina especial, hay varias harinas especiales cuyas características dependen del acuerdo entre el productor y el consumidor; por ello se encuentran nombres como harinas “prime”, “super prime”, super especiales, “especiales”, “aqua prime”, LT - 94 (Low Temperature y 94 % de Digestibilidad. (López y Vega, 2017)

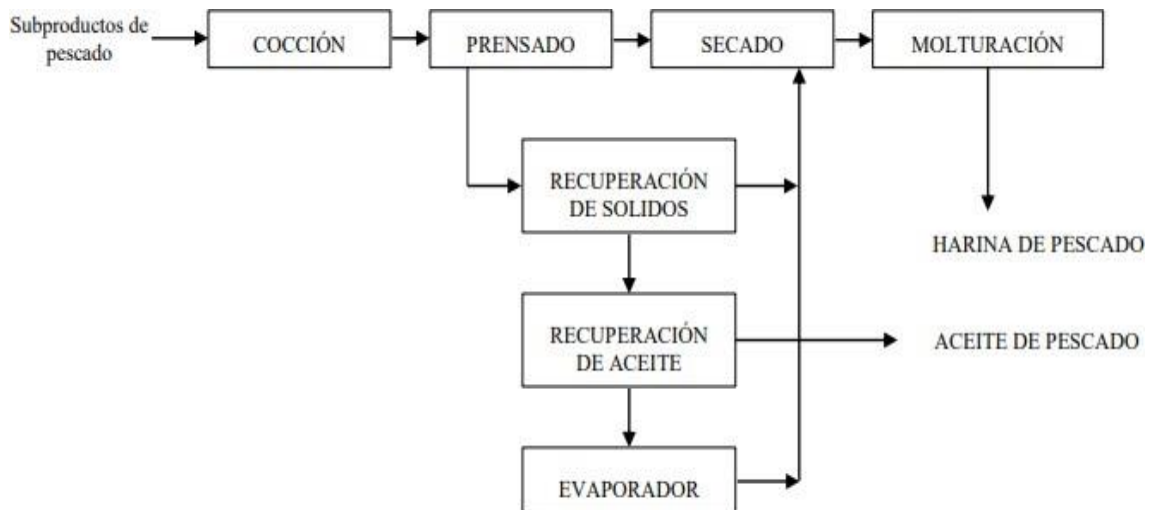
En nuestro país la producción de harina de pescado tipo “Prime” se intensifica hacia el año 1988 por la exigencia en el mercado mundial de harinas de pescado de mayor calidad, comenzando así la implementación de plantas con tecnología moderna de elaboración de harina, principalmente con el uso de secadores indirectos y plantas concentradoras de agua de cola de película descendente, así como de materia prima de óptimo grado de frescura. (López y Vega, 2017)

El producto es obtenido por molturación o molienda y deshidratación de humeado de pescados enteros, de partes de éstos o de residuos de la industria conservera, a los que se puede haber extraído parte del aceite, el proceso normal de fabricación se inicia con el picado o molido del pescado, seguido de su cocción a 100°C, durante unos 20 minutos. Posteriormente, el producto se prensa y se centrifuga para extraer parte del aceite. En el proceso se obtiene una fracción soluble que puede comercializarse independientemente (solubles de pescado o agua de cola) o reincorporarse a la harina. El último paso es la desecación de la harina hasta un máximo de 10% de humedad. En las primeras etapas del proceso se añade un antioxidante para evitar el enranciamiento de la grasa y la posible combustión de la harina. Recientemente se han desarrollado nuevos procedimientos, como harinas especiales, harinas LT, los cuales se basan en la

utilización de pescado entero fresco bien conservado y desecado a baja temperatura menor a 70°C. (López y Vega, 2017)

Figura 4

Proceso industrial para obtención de harina de pescado



Nota. La imagen detallada el flujograma del proceso productivo para obtención de harina de pescado. Imagen obtenida de Tesis de López y Vega. (2017).

Es la mercancía que se adquiere mediante el proceso de productos hidrobiológicos, principalmente de la anchoveta. El inicio de producción inicia en la recepción de la materia prima en las piscinas, seguido de su cocción a una temperatura de 90-100°C durante unos 14 minutos. (Cabello y García, 2013)

La siguiente información del proceso productivo se obtuvo del Área de producción de la empresa: En el inicio del proceso se agrega una sustancia denominada antioxidante y su función es evitar la licuefacción de la misma grasa y de la misma manera evitar una posible ignición de la harina. Recientemente se han conseguido avances tecnológicos (harina especial, harina LT) referenciadas en su añadido en materia prima en óptimas condiciones de conservado (70°C). El último paso es el secado de la harina siendo 8% el porcentaje máximo de humedad.

- Descarga y Recepción de Materia Prima

El proceso comienza cuando las embarcaciones atracan en JADASA Chata, que a través de las adecuadas mangueras de succión y descarga envía el pescado al sistema de predrenaje, que está compuesto por un drenaje giratorio y una malla transportadora que entrega el pescado a la tolva de pesaje electrónico.

- Almacenamiento de la Materia Prima

Las materias primas se descargan en dos piscinas de hormigón de 360 toneladas cada una, luego se transportan mediante un transportador helicoidal y se envían al colector principal y a la tolva, que luego son bombeadas debido a una bomba NEMO directo hasta un filtro rotativo para la eliminación de los residuos de sangre, que es tratada en la zona de recuperación. Es crucial no sobrepasar las 12 horas de resguardo de la materia prima en las pozas, ya que esto podría causar daño a la materia prima y pérdida de sólidos y grasas en la sanguaza.

La materia prima se traslada a través de una bomba de la marca NEMO hacia un filtro giratorio que elimina el exceso de líquido del pescado antes de ser introducido en el cocedor. Durante este proceso, se lleva a cabo el secado de la sanguaza, que posteriormente se dirige a una etapa de recuperación secundaria.

- Cocinado

Este proceso se realiza a una temperatura entre 95° a 100° con vapor directo e indirecto con la finalidad de deshidratar el pescado, una vez realizado este proceso de manera adecuada, la productividad del prensado será elevada y de manera continua los demás procesos restantes.

- Drenado

El prestrainer, un pre-desaguador, se encarga de llevar a cabo la operación de drenaje. Su función es separar los líquidos que incluyen agua, aceite y sólidos disueltos del pescado cocinado. El propósito de este pre-desaguado es realizar un drenaje inicial antes del proceso de prensado, con el fin de optimizar dicha operación.

- Prensado

La etapa de prensado consta de dos prensas; El propósito del prensado es quitar la mayor cantidad de aceite y agua posible. Luego se creará dos flujos de salida que salen con una humedad resultante de 42% - 46% de humedad.

- Separación

El fluido o también denominado “Caldo” de los pre-strainer y prensas, serán procesados en una separadora de sólidos, en donde se separan los líquidos de los sólidos, que retornan a la línea antes de ingresar al molino húmedo, El líquido llamado licos de separadora se enviará a la etapa de centrifugación.

- Centrifugación

El proceso comienza con el tratamiento del licor de separadora, el cual es precalentado a 95°C y sometido a centrifugación. El aceite obtenido se canaliza hacia el tanque de almacenamiento, mientras que el agua residual se traslada a la planta de evaporación de agua de cola.

- Evaporación

El agua de cola que sale de las centrifugas se traslada a un tanque de recepción con un contenido de grasa del 0.5% y un contenido de sólidos del 7%. El agua de cola se procesa en una planta evaporadora WHE empleando los vahos residuales de los procesos de secado, obteniendo una solución con un máximo de 40% de sólidos.

- Almacenamiento de Aceite de pescado

El aceite es bombeado a los tanques de producción, los cuales cuentan con capacidades de Tanque N°1 de 41 TN, Tanque N°2 de 41 TN, Tanque N°3 de 108 TN.

- Molienda húmeda

La torta integral (torta de separadora, queque de prensa y concentrado) es transportada a través de un alimentador helicoidal y enviada al molino húmedo

de fabricación nacional, que ingresa al molino de martillos fijo para homogenizar la mezcla del queque de prensa y el concentrado obtenido del PAC.

- Secado

El secado a vapor se realiza en dos etapas:

1ra etapa: El flujo de masa (mix formado por el concentrado, keke de prensa y keke de separadoras) obtenida del molino húmedo alimenta al secador Rotadiscos de capacidad de 13 Tn/h. El tiempo de estancia del flujo de masa en el interior del equipo es de un tiempo estimado de 25 minutos, ingresando con un valor de 47% de humedad y saliendo entre un 42 y un 30% de humedad.

Figura 5

Secador Rotadiscos-Primera etapa de secado.



Nota. La imagen detalla la vista frontal del secador rotadiscos. Imagen obtenida de la Empresa JADA (2025)

2da etapa: La segunda fase se desarrolla en un Secador Rotatubos con capacidad de 23 Tn/h, el tiempo de estancia del flujo de masa dentro del equipo es de al menos 15 - 20 minutos, con una humedad de ingreso de 30-32% y en la salida un valor de 7.5 a 8.5%. Los vapores o vahos de proceso de secar el scrap, con temperaturas entre 100 y 110°C, se transportan a través de una tubería y se controlan mediante un regulador de flujo antes de entrar a la Planta de Agua de Cola con película descendente. El scrap se introduce a través de un gusano alimentador conectado a una caja que se cierra herméticamente al secador

mediante una empaquetadura para evitar la entrada de aire frío. Esto permite controlar la temperatura de los vapores durante su ingreso al proceso de la Planta de Agua de Cola de película descendente, optimizando así el proceso de secado del scrap.

Figura 6

Secador Rotatubos-Segunda etapa de secado.

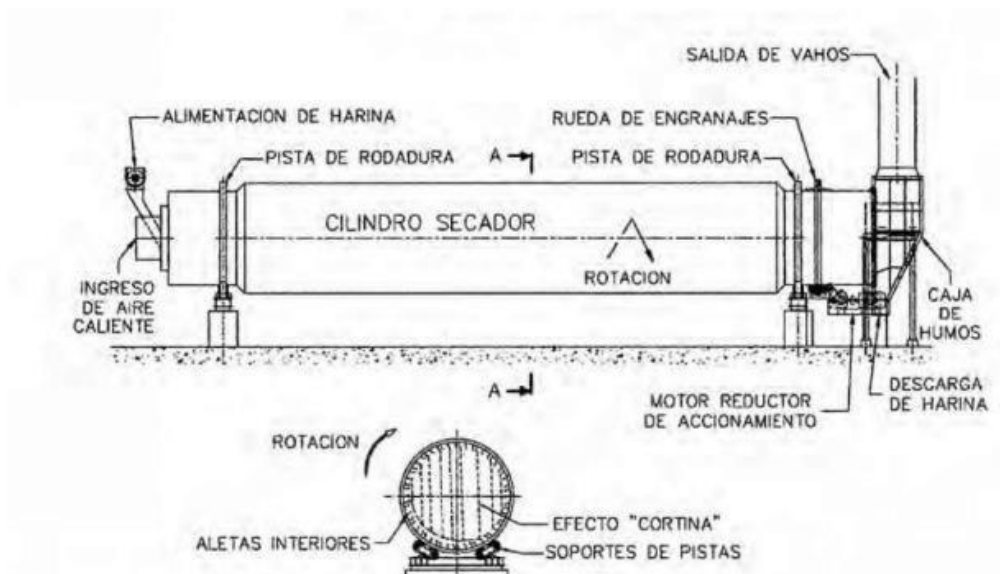


Nota. La imagen detalla la vista frontal del secador rotatubos. Imagen obtenida de la Empresa JADA (2025)

3ra etapa: En algunas empresas de harina de pescado se ha optado por incluir una tercera etapa de secado formado por un secador de aire caliente, el cual es similar a un secador de fuego directo que ya no se emplea en las empresas de harina de pescado. El secador de aire caliente está compuesto por una cámara de calentamiento del aire con gas natural en flujo cruzado e indirecto, calentándose el aire hasta una temperatura entre 120-130°C, luego de ello es impulsado al cuerpo del secador rotatorio, que entra en contacto con el scrap saliente del secador rotatubos (como es el caso de la Empresa Austral S.A.C), el aire de dilución caliente deshidrata el scrap hasta convertirla en harina de pescado caliente, la cual sigue el proceso de enfriamiento y molienda.

Figura 7

Secador de aire caliente-Tercera etapa de secado.



Nota. La imagen detalla la vista frontal del secador de aire caliente. Imagen obtenida de la Tesis de García (2019).

- **Enfriado**

En esta etapa el flujo de scrap es suministrada por medio de un helicoidal a un enfriador de harina a contracorriente de 40 Ton/h, tiene un rotor en el que están instaladas unas paletas que cumplen la función de avance del scrap, con una temperatura inicial de 55°C y con una temperatura de salida de 29°C a 35°C y un tiempo de residencia de 15 minutos. El proceso se desarrolla cuando ingresa aire a contracorriente del scrap por un conducto al otro extremo

- **Purificado**

El proceso de purificado consiste en evitar el ingreso de las partículas o residuos externos al scrap resultante del enfriador. El purificador es un equipo compuesto por un rotor y un cilindro cónico. Los materiales extraños capturados son depositados en sacos celestes para ser evacuados y desechados.

- **Molienda seca**

El scrap se muele en un equipo denominado molino de tipo martillos locos de una capacidad total de 9 Ton/h. Como regla obligatoria de los estándares, la granulometría mínima del scrap resultante debe ser de 97%.

- Adición de Antioxidante

En este proceso se da la distribución de antioxidantes por medio de una bomba marca BONANI 120 L/h, adicionando de 750 a 800 ppm de antioxidante (Etoxiquina), la harina sale con una temperatura final de 28°C a 32°C. La cantidad de antioxidante depende de la cantidad de grasa presente en la harina. El operador registra cada hora el consumo de antioxidante, de acuerdo a sus datos de volumen inicial y final del antioxidante, contabilizado el número de sacos ensacados por hora, determinándose así la ppm de antioxidante dosificadas.

- Pesaje y ensacado

En la operación de envasado, se utiliza una balanza electrónica para pesar la harina, que se empaca en sacos de polipropileno de 50 kg. Estos sacos son sellados y luego transportados en camiones de plataforma hacia el almacén de producto terminado. Para verificar el peso de los sacos, se emplea una balanza digital de plataforma, realizando controles periódicos de peso durante el proceso. El producto final se presenta en sacos pesqueros laminados de color blanco con litografía impresa. El transporte se realiza en dos camiones los cuales llevan 200 sacos por viaje. Para esto el transporte previamente es limpiado y desinfectado. El transporte interno es subcontratado.

- Almacenamiento de Harina de Pescado

Se cuenta con un almacén interno con una capacidad de 1150 Toneladas para el producto finalizado y un almacén subcontrato con una capacidad de almacenaje de 1600 Toneladas de harina (32 rumas). El área esta zonificada con un programa de mantenimiento de los productos almacenados, y las actividades de saneamiento y muestreo se coordinan con el área de aseguramiento de la calidad. Cada ruma está debidamente identificada, sobre parihuelas plásticas y protegida con cubiertas de polipropileno de acuerdo con los procedimientos operativos. En el almacén externo, situado a pocos metros de la planta de procesamiento industrial, se resguardan las pilas de harina de pescado en un espacio amplio y espacioso. Aquí se aplican estrictos estándares de buenas prácticas, además de un riguroso programa de higiene y saneamiento específicamente diseñado para el almacenamiento de harina de pescado.

2.2.4 Secadores rotatubos.

En muchos procesos industriales, el secado es, habitualmente, la etapa final de una serie de operaciones, el cual se puede definir como un proceso de transferencia de calor y masa entre un sólido húmedo y el medio calorífico utilizado para secarlo. Debido a la gran variedad de materiales que se secan y los diferentes equipos comerciales que se utilizan, no existe una sola teoría para el secado que comprenda todos los materiales y secadores. (Guevara, 2024)

Existen dos fenómenos que ocurren en el momento de la desecación de un sólido, estos son:

- Transferencia de calor de los alrededores hacia la superficie para evaporar la humedad.
- Transferencia de la humedad interna hacia la superficie del sólido. La deshidratación es una técnica de conservación de alimentos que se basa en la eliminación de agua de los mismos para darles estabilidad microbiana, reducir las reacciones químicas deteriorativas y reducir los costos de almacenamiento y transporte. (Guevara, 2024)

Los procesos de deshidratación se pueden dividir en:

- Concentración, en la que se refiere a un proceso en el cual la materia prima normalmente es un líquido, y el contenido final de agua es de 30%.
- Secado, en donde el contenido de agua es reducido a menos de 10% y el producto inicial pueden ser placas más o menos rígidas, gotas o partículas de cualquier forma. (Guevara, 2024)

Este tipo de tecnología de 2ª Generación está conformado por un conjunto o banco de tubos, por donde fluye vapor saturado. El vapor saturado fluye a través de un banco de tuberías en flujo contracorriente al scrap a deshidratar. En este caso la transferencia de calor es por contacto indirecto y por calor latente por parte del vapor transformándose a estado de líquido saturado a una presión promedio de 4 bar. Los vahos residuales del proceso son extraídos por un Exhaustor y derivado hacia la planta evaporadora de agua de cola para ser usado como fuente de energía. (Guevara, 2024)

Representa una variante de los secadores rotadiscos, diferenciándose por estar conformados por un banco de tubos por donde fluye el vapor saturado, a través de un proceso contracorriente e indirecto. El principal inconveniente de los secadores era el mantenimiento y la limpieza interna que debe realizarse dentro del secador sobre la parte externa del banco de tubos, el cual se ha superado con nuevos modelos. Se obtiene harina de pescado del tipo prime y súper prime, con un Indicador Energético de 38 galones de Petróleo Residual 500/ Tonelada de harina producida. (Ipanaque y Vélchez, 2023)

Figura 8

Secador Rotatubos-Vista frontal.



Nota. La imagen detalla la vista frontal del secador rotatubos. Angulo de inclinación para el flujo de scrap de 2°. Imagen obtenida de la Tesis de Adauto y Portilla (2019)

El movimiento del Scrap húmedo a través del secador se debe a la inclinación estándar del equipo, con respecto a una base horizontal de 2-3° ayudado por el movimiento rotativo del equipo. Se facilita su funcionamiento al ser colocado en una base a cierta altura del suelo, donde se estacionan rodaduras que harán girar al equipo conectado a un motor. En plantas de mayor capacidad de procesamiento suelen haber de 2 a 3 secadores Rotatubos distribuidos en paralelo. (Adauto y Portilla, 2019)

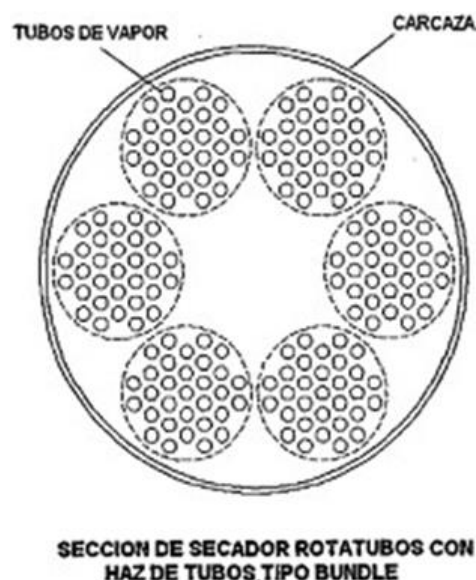
Componentes de secador Rotatubos: Tenemos los siguientes.

Carcaza

Esta es la parte principal del equipo, consistente en un cilindro de doble pared que funciona como soporte estructural; la pared externa se denomina casco la cual es recubierta por material aislante y recubrimiento metálico. La pared interna se denomina chaqueta, la cual se encuentra unida al casco mediante uniones en varios tramos, formando unos espacios entre casco y chaqueta; siendo por estos espacios donde el vapor transita. En las chaquetas también están presentes una serie de paletas distribuidas a tramos regulares, cuya función es ayudar con el transporte del Scrap. (Adauto y Portilla, 2019)

Figura 9

Configuración interna de Secador Rotatubos



Nota. La imagen detalla la vista frontal del secador rotatubos y el haz de tubos que lo conforman. Son 6 grupos de bancos de tubos cada uno de ellos con 31 tubos de 1 ½” de acero inoxidable acero sin costura SCH 60. Imagen obtenida de Tesis de Adauto y Portilla (2019)

Distribuidor Central.

Es un conducto que recorre el secador y por donde entra el vapor y se distribuye a los arreglos de tubos, conforme el vapor recorre el secador, este se condensa, el cual es recogido en un tanque colector y retornado a las calderas. (Adauto y Portilla, 2019)

Haz o arreglo de tubos.

La parte interna del secador Rotatubos consiste en el distribuidor central acoplado mediante bridas a una placa en la entrada del secador Rotatubos y los tubos que recorren el secador de extremo a otro. Los tubos en el Secador están distribuidos en el interior en 6 paquetes, cada paquete de tubos cuenta con conexiones para el ingreso de vapor y salida de condensado. Estos se encuentran unidos en un conjunto de tubos ubicados simétricamente alrededor del casco del secador. El tipo de arreglo de uso más generalizado es el tipo BUNDLE, que consiste en un paquete de tubos sujetos a una placa portatubos en ambos extremos. Una de las principales ventajas de ese tipo de arreglos es la facilidad con la que efectúa su limpieza, incluso la opción de sellar un paquete de tubos para mantenimiento y que el equipo siga funcionando. Es a través de estos tubos donde ingresa el vapor por un extremo, y mediante el intercambio de calor, sale el condensado por gravedad en el otro extremo. (Adauto y Portilla, 2019)

Funcionamiento del mecanismo de secado:

Al iniciar el proceso de obtención de harina de pescado, las calderas suministran vapor a los equipos para su precalentamiento; en el caso del secador Rotatubos, el vapor usado produce la transferencia de calor hacia al secador Rotatubos calentándolo, pasando por los paquetes de tubos y por la chaqueta exterior en el casco del equipo. (Adauto y Portilla, 2019)

El ingreso de vapor al secador Rotatubos y su salida en condensado, se ubican en el extremo de descarga del secador. El vapor es compartido entre la chaqueta del equipo y el paquete de tubos, mientras que el condensado se recupera a través de un tanque colector de condensado; esto se realiza aproximadamente 1 hora antes del ingreso del producto a secar, ya que es necesario el calentamiento previo del secador. (Chávez, 2011)

El Scrap ingresa al secador mediante un transportador helicoidal de velocidad variable, transportándose por gravedad dentro del secador dado que cuenta con una inclinación de 2-3%, donde se descarga del mismo en unos agujeros presentes en el casco del secador; la harina saliente es recibida en una caja de descarga siendo después transportada mediante el transportador helicoidal a la siguiente etapa del proceso. El proceso de secado se da mediante contacto entre el producto a secar y la estructura

interna del secador al ser calentada por vapor. Además de que su distribución está diseñada para asegurar una evacuación completa de los vapores incondensables presentes durante la operación del secador. (Chávez, 2011)

El vapor ingresa al secador por el extremo de descarga de harina, desplaza el aire contenido del secador y lo evacua a través del sistema de purgas de aire de las chaquetas, el cual descarga hacia una válvula de drenaje. En el caso de los tubos, al inicio de la operación, el vapor es llevado desde el distribuidor central, hacia cada cabezal del extremo de alimentación, donde el aire contenido internamente, es expulsado al ambiente por medio de una válvula. (Chávez, 2011)

En la operación, el condensado que se forma en los tubos y en la estructura interna se desplaza por inclinación del secador hacia el extremo de descarga, junto con los vapores incondensables presentes en el mismo. Ambos son colectados en el distribuidor central y evacuados. (Adaauto y Portilla, 2019)

Las ecuaciones para el balance de energía en el secador rotatubos son tomadas de la tesis de Robles & Valera (2022) y Urcia (2016) son los siguientes:

Los flujos de calor de entrada y salida dentro de los secadores es función a la siguiente ecuación:

$$Q_{SE} = Q_{SS} \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

Q_{SE} = es igual al flujo de calor de entrada al secador.

Q_{SS} = es igual al flujo de calor de salida desde el secador.

Para los flujos de calor entrante tenemos las siguientes ecuaciones:

$$Q_{SE} = Q_{SE1} + Q_{SE2} \dots \dots \dots (18)$$

Q_{SE1} esta referido al flujo de calor aportado por el vapor saturado ingresante a 4 bar para el proceso de secado.

$$Q_{SE1} = \dot{m}_v * h_g \dots \dots \dots (19)$$

Q_{SE2} esta referido al flujo de calor entrante de la torta homogenizada al secador rotatubos. Evaluado por el producto del flujo masico de la torta homogenizada entrante al secador multiplicado por el calor especifico de la torta homogenizada a la temperatura de entrada al secador rotatubos.

$$Q_{SE2} = \dot{m}_p * C_{ep} * (T_p - T_{amb}) \dots \dots \dots (20)$$

Para los flujos de calor de salida tenemos las siguientes ecuaciones:

$$Q_{SS} = Q_{SS1} + Q_{SS2} + Q_{SS3} + Q_{SS4} + Q_{SS5} \dots \dots \dots (21)$$

Q_{SS1} esta referido al flujo de calor saliente con el líquido saturado saliente del secador a una presión de 4 bar, luego de ceder su flujo de calor latente.

$$Q_{SS1} = \dot{m}_v * h_f \dots \dots \dots (22)$$

Q_{SS2} esta referido al flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado a la temperatura de salida de ruptura de las moléculas de agua. Evaluado por el producto del flujo masico de agua evaporada saliente del secador multiplicado por su entalpia de vapor saturado a la temperatura de cambio de estado dentro del secador.

$$Q_{SS2} = \dot{m}_w * h_{fg} \dots \dots \dots (23)$$

Q_{SS3} esta referido al flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos. Evaluado por el producto del flujo masico de scrap saliente del secador multiplicado por el calor especifico del scrap a la temperatura de salida desde el secador rotatubos.

$$Q_{SS3} = \dot{m}_s * C_{es} * (T_s - T_{amb}) \dots \dots \dots (24)$$

Q_{SS4} esta referido al flujo de calor perdido por las paredes laterales del secador rotatubos saliente del scrap desde el secador rotatubos. Evaluado por el producto del

área lateral del secador multiplicado por el coeficiente global de transferencia de calor por la diferencia de temperatura entre la temperatura exterior y la temperatura ambiental.

$$Q_{SS4} = N * A_{tc} * U * (T_{es} - T_{amb}) \dots \dots \dots (25)$$

Donde:

N = Numero de secadores.

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

U = Coeficiente global de transferencia de calor. (la ecuación fue tomada del texto Procesos de transferencia de Calor de Kern)

$$U = 8.4 + 0.06 * (T_c - 20) \dots \dots \dots (26)$$

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

$(T_{es} - T_{amb})$ = Variación entre temperatura exterior del secador y la temperatura del medio ambiente.

Q_{SS5} esta referido al flujo de calor perdido por convección y radiación en el secador rotatubos, cuya ecuación fue extraído del texto de transferencia de calor y masa de Cengel.

$$Q_{SS5} = 5 * 4,88 * 10^{-8} * \epsilon * (T_{se}^4 - T_a^4) * (A_f + A_L) \dots \dots \dots (27)$$

Donde:

T_{se}^4 Temperatura a la cuarta potencia de la superficie exterior del secador.

T_a^4 Temperatura a la cuarta potencia del medio exterior al secador.

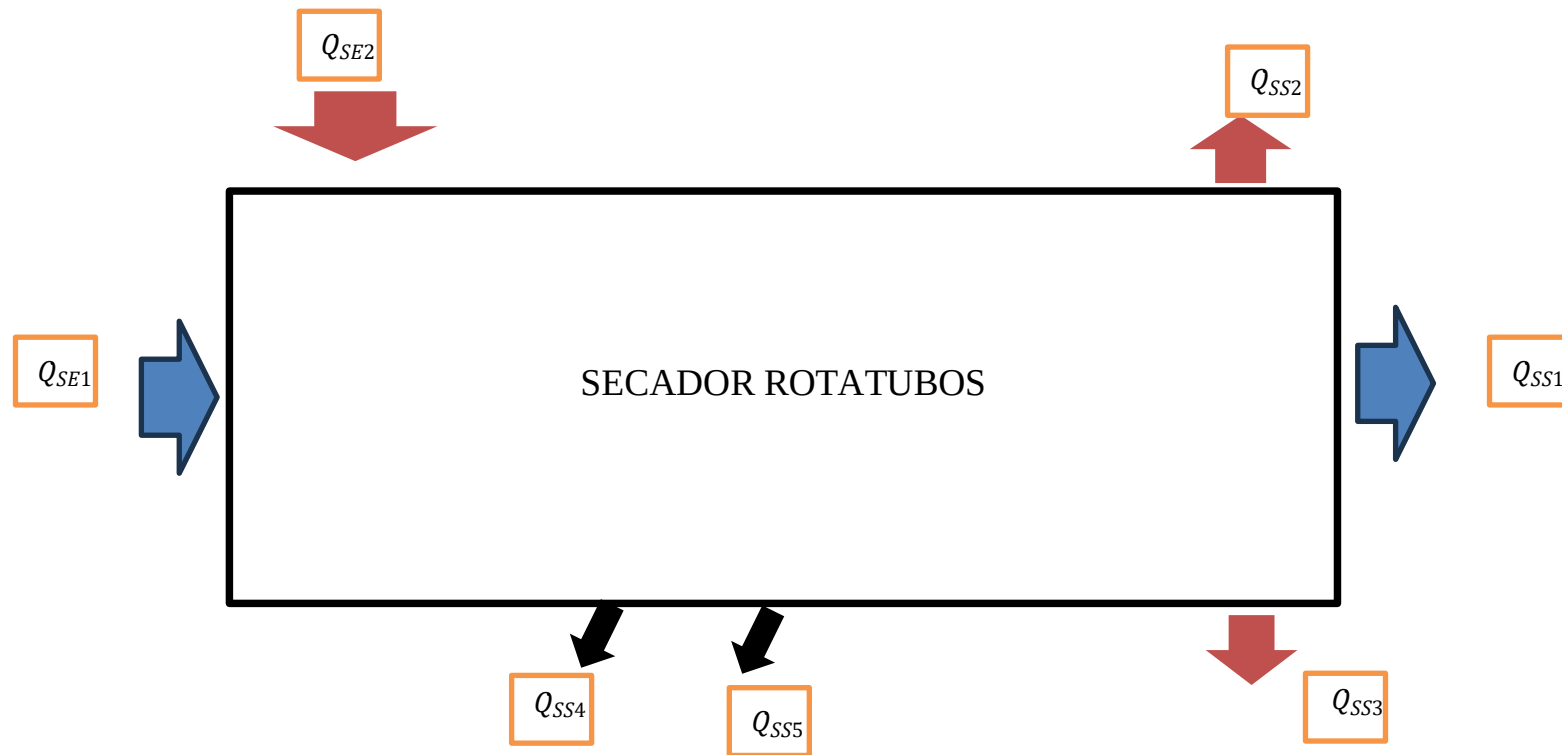
$A_f + A_L$ Sumatoria de las áreas frontales y laterales.

ϵ Emisividad del material.

Los flujos de calor de entrada y salida en el secador se detallan en la siguiente figura:

Figura 10

Flujos de calor intervinientes en el proceso de secado en secadores rotatubos.



Nota. Elaboración propia.

La eficiencia del secador está dada por la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia Secador Rotatubo (ESR)} = \frac{\dot{Q}_{SS2}}{Q_{SE}} * 100 \% \dots\dots\dots (28)$$

Para evaluar el desempeño del secador rotatubos, teniendo que es un equipo térmico abierto, esta es función entre el flujo masico de agua evaporada en el proceso de secado entre el flujo masico de vapor inyectado al secador para cubrir todo el requerimiento de energía calorífica. O también puede estar asociada al flujo masico de combustible del caldero que genera el vapor saturado inyectado al secador. (Guevara, 2024)

Del mismo modo para determinar el desempeño del proceso de secado esta se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$\text{Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos1} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_v} * 100 \% \dots\dots (29)$$

$$\text{Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 2} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{GN}} * 100 \% \dots\dots (30)$$

Donde:

$\dot{m}_v$ = Flujo masico de vapor ingresante al secador rotatubos.

$\dot{m}_{GN}$ = Flujo masico de gas natural empleado en el caldero que produce el vapor saturado.

Para el balance de exergia, tenemos las siguientes ecuaciones:

Para los flujos de entrada:

Exergia de los flujos masicos de entrada tenemos las siguientes ecuaciones:

$$B_{SE} = B_{vg} + B_{TH} \dots\dots\dots (31)$$

b_{vg} esta referido al flujo de exergia del vapor saturado aportado al secador a una presión de 4 bar.

$$B_{vg} = \dot{m}_v * h_{g \text{ vapor}} - h_0 - T_0 * (S_{g \text{ vapor}} - S_0) \dots\dots\dots(32)$$

$\dot{m}_v =$ Ingreso de flujo de vapor

$h_{g \text{ vapor}} =$ Entalpia de liquido saturado a 4 bar

$h_0 =$ Entalpia en estado de referencia 25°C

$T_0 =$ Temperatura referencial

$S_{g \text{ vapor}} =$ Entropia de vapor saturado a 4 bar

$S_0 =$ Entropia en estado de referencia 25°C

b_{TH} esta referido al flujo de exergia aportado por la torta homogenizada a la temperatura de ingreso al secador rotatubos.

$$B_{TH} = \dot{m}_{TH} * C_{ePTH} * T_{iTh} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{iTh}}\right) \dots\dots\dots(33)$$

$\dot{m}_{TH} =$ Flujo masico de torta homogenizada

$C_{ePTH} =$ Calor especifico de la torta

$T_{iTh} =$ Temperatura inicial de la torta

Para los flujos de exergia de salida:

$$B_{SS} = B_{vf} + B_{vahos} + B_{scrap} + B_{SS4} + B_{SS5} \dots\dots\dots(34)$$

B_{vf} esta referido al flujo de exergia extraído por el líquido saturado saliente del secador a una presión de 4 bar, luego de ceder su flujo de calor latente.

$$B_{vf} = \dot{m}_{vapor} * h_f - h_0 - T_0 * (S_f - S_0) \dots\dots\dots(35)$$

$\dot{m}_{vapor}$ = Salida de flujo de vapor saturado

h_f = Entalpia de liquido saturado a 4 bar

h_0 = Entalpia en estado de referencia 25°C

T_0 = Temperatura referencial

S_f = Entropia de liquido saturado a 4 bar

S_0 = Entropia en estado de referencia 25°C

b_{vahos} esta referido al flujo de exergia saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado a la temperatura de salida de ruptura de las moléculas de agua desde el estado de líquido de vapor saturado a vapor saturado.

$$B_{vahos} = \dot{m}_{vahos} * h_{g\ vahos} - h_0 - T_0 * (S_{g\ vahos} - S_0) \dots\dots\dots (36)$$

$\dot{m}_{vahos}$ = Salida de flujo masico de agua evaporada

$h_{g\ vahos}$ = Entalpia de vapor saturado a 4 bar

h_0 = Entalpia en estado de referencia 25°C

T_0 = Temperatura de referencia 25°C

$S_{g\ vahos}$ = Entropia de vapor saturado a 96°C

S_0 = Entropia en estado de referencia 25°C

B_{scrap} esta referido al flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos. Evaluado por el producto del flujo masico de scrap saliente del secador multiplicado por el calor especifico del scrap a la temperatura de salida desde el secador rotatubos.

$$B_{scrap} = \dot{m}_{scrap} * C_{e\ scrap} * T_{scrap} * (1 - \frac{T_0}{T_{scrap}}) \dots\dots\dots (37)$$

$\dot{m}_{TH}$ = Flujo masico de scrap

$C_{e\ TH}$ = Calor especifico del scrap

T_{scrap} = Temperatura final del scrap

B_{SS4} esta referido al flujo de exergia perdida por las paredes laterales del secador rotatubos saliente del scrap desde el secador rotatubos, evaluado a la temperatura superficial del secador.

$$B_{SS4} = Q_{SS4} * (1 - \frac{T_0}{T_{ext\ secador}}) \dots \dots \dots (38)$$

Q_{SS4} = *flujo de calor perdido por conducción en paredes laterales y frontal*

T_0 = *Temperatura de referencia 25°C*

$T_{ext\ secador}$ = *Temperatura exterior del secador*

B_{SS5} esta referido al flujo de exergia perdido por radiación en el secador rotatubos.

$$B_{SS5} = Q_{SS5} * (1 - \frac{T_0}{T_{ext\ secador}}) \dots \dots \dots (39)$$

Q_{SS5} = *flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos*

Del mismo modo la exergia perdida o irreversibilidades, al no existir variación de exergia en un sistema es igual a:

$$B_{DES} = B_{SE} - B_{SS} \dots \dots \dots (40)$$

El rendimiento exergético se evalúa según la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \frac{A_{utilizado}}{A_{consumido}} * 100\% \dots \dots \dots (41)$$

Donde

$$A_{utilizado} = B_{scrap} + B_{vahos} - B_{TH} \dots \dots \dots (42)$$

$$A_{consumido} = (B_{vg} - B_{vf}) \dots \dots \dots (43)$$

III. Metodología.

3.1 Método:

La presente tesis es de tipo cuantitativo, ya que se basa en la medición, cuantificación y análisis de información operativa provenientes de la operación de secadores tipo Rotatubos en plantas industriales pesqueras. Se empleo el balance de materia, balance de energía y análisis exergético, para calcular indicadores de eficiencia, destrucción de exergía y puntos críticos de pérdida energética.

Se hizo 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 la exergía de entrada y salida en los secadores.

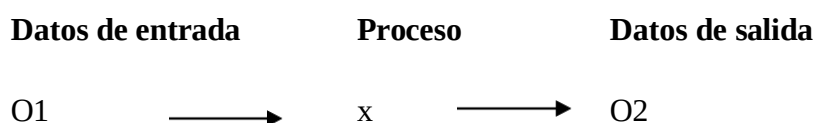
3.2 Diseño de investigación:

El diseño que se adoptó en esta investigación es de tipo no experimental, transversal y descriptivo-comparativo:

No experimental, porque no se manipulan intencionalmente las variables independientes (no se interviene en el proceso de secado), sino que se observó y analizo tal como ocurren en condiciones normales de operación.

Transversal, ya que los datos se recopilaron en un momento específico del tiempo, durante un período representativo de funcionamiento de los secadores.

Descriptivo-comparativo, porque se describe las condiciones actuales de operación energética de los equipos y se comparan la eficiencia energética y exergética de los secadores analizados.



Donde:

O1 – Análisis de los indicadores en los secadores rotatubos

O2 - Rendimiento del secador

x – Análisis por Eficiencia exergética

3.3 Población y muestra:

En la presente investigación se trabajó con una muestra no probabilística de tipo intencional o por conveniencia, seleccionando secadores que cumplan con los siguientes criterios:

Criterios de inclusión:

- Equipos operativos tipo Rotatubos con disponibilidad de datos técnicos (consumo de combustible, caudal de vapor, temperaturas, etc.).
- Plantas pesqueras que otorgaron permiso para acceso a mediciones y registros operativos, en este caso las empresas JADA S.A.C y Austral Group S.A.C.

Criterios de exclusión:

- Equipos con registros incompletos o sin instrumentación adecuada.
- Plantas en mantenimiento o paralizadas durante el periodo de estudio.

Muestra seleccionada:

2 secadores Rotatubos: uno perteneciente a la planta Jada S.A.C y otro a la planta Austral Group S.A.A, ambas ubicadas en el litoral de la Provincia del Santa. La muestra fue seleccionada por conveniencia, al estar dirigida la tesis a ambas empresas.

Tabla 1

Detalles técnicos de diseño de los secadores

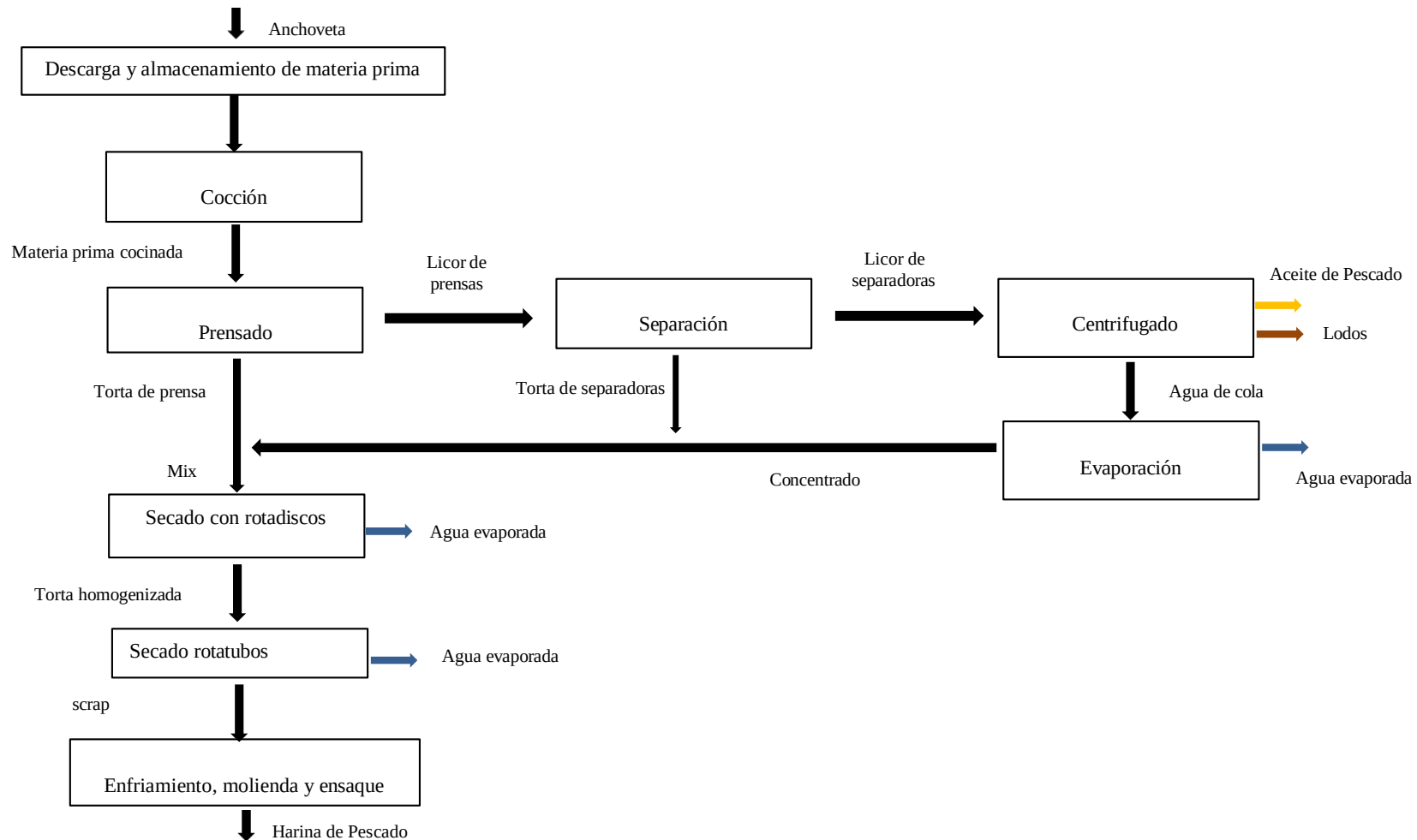
Detalle/Empresa	JADA S.A.C	AUSTRAL GROUP S.A.C
Tipo	FRT 8000 SC	IFM-SCR-23
Capacidad (Ton/h)	30	30
Longitud (m)	23,5	20,3
Diámetro (m)	3,6	3,2
Presión máx. (bar)	6	6
Inclinación	2,5°	2°
Velocidad (rpm)	6	6
Potencia del motor (HP)	15	15
Reducción	35:1	35:1

Nota. En la tabla se detallan los datos nominales de fabricación de los secadores.

Información obtenido de las empresas.

Figura 11

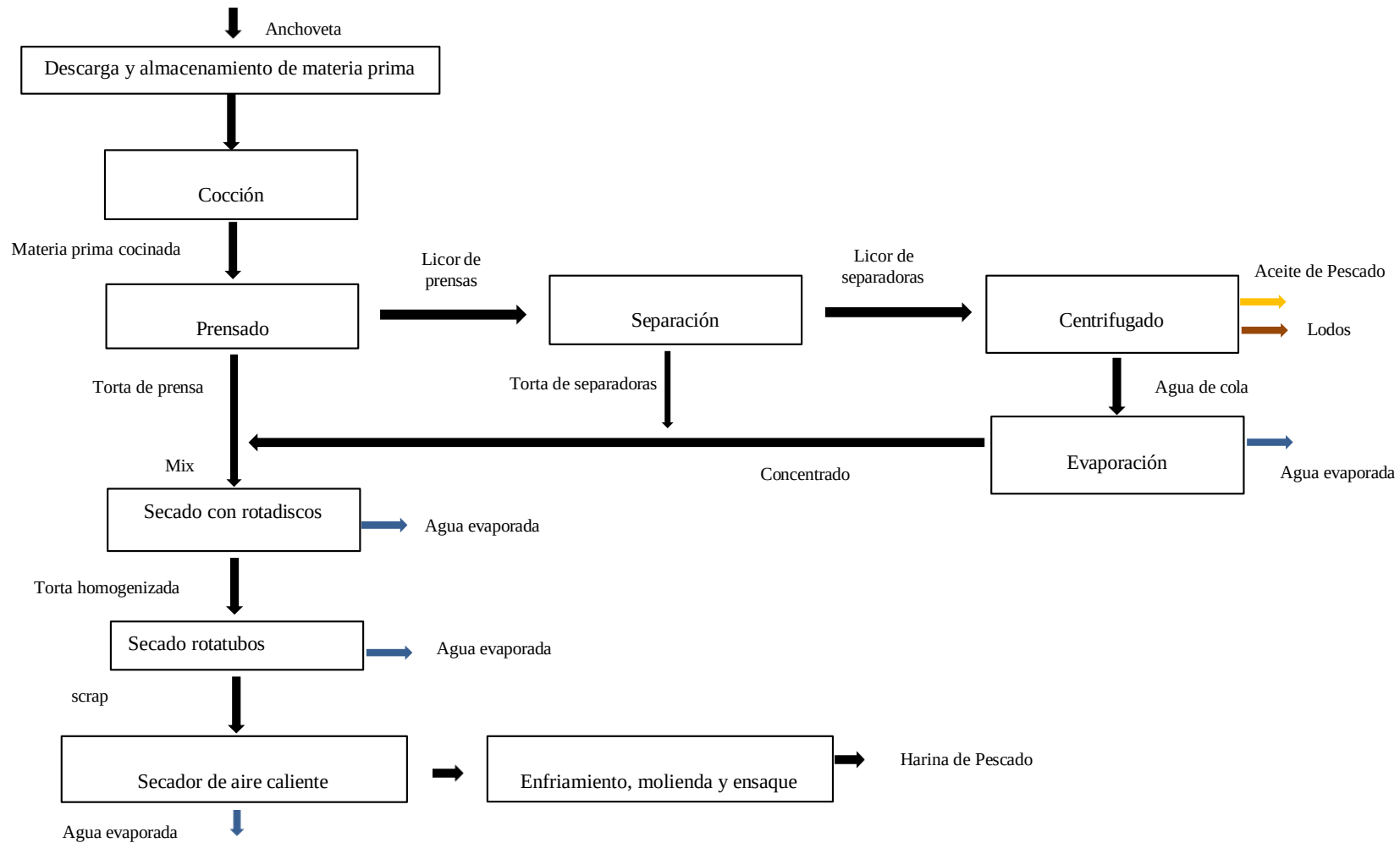
Distribución del proceso productivo de harina de pescado Empresa JADA S.A.C



Nota. En la figura se observa los componentes del proceso productivo, donde el estudio se realiza en la segunda etapa de secado. Elaboración propia

Figura 12

Distribución del proceso productivo de harina de pescado Empresa AUSTRAL S.A.C



Nota. En la figura se observa los componentes del proceso productivo, donde el estudio se realiza en la segunda etapa de secado. Elaboración propia

Empresa JADA S.A.C

Tabla 2

Detalles operativos de los secadores

Detalle/Empresa	JADA S.A.C	AUSTRAL GROUP S.A.C
Tipo	FRT 8000 SC	IFM-SCR-23
Capacidad (Ton/h)	30	90
Presión de vapor (bar)	4	4
Condensados de Salida (bar)	4	4
Condensados de Salida (°C)	143	143
Temperatura torta homogenizada (°C)	56	60
Temperatura scrap(°C)	96	95
% De Humedad de entrada	34,11	46
% Humedad de Salida	8	20
Temperatura externa de Carcaza (°C)	60	60
Emisividad de material	0,9	0,9

Nota. En la tabla se detallan los datos nominales de fabricación de los secadores.
Información obtenida de las empresas.

Tabla 3

*Promedio de porcentaje de Sólidos, Grasas y Humedad de la materia prima. -
Empresa JADA S.A.C.*

SUSTANCIAS	% SOLIDOS	% GRASAS	% HUMEDAD
PESCADO	0.17	0.04	0.79
PESCADO COCINADO	0.179	0.04	0.781
KEKE DE PRENSA	0.38	0.17	0.45
LICOR DE PRENSA	0.11	0.07	0.82
KEKE SEPARADORA	0.41	0.01	0.58
LICOR SEPARADORA	0.066	0.09	0.84
ACEITE	0	1	0
AGUA DE COLA	0.069	0.08	0.851
CONCENTRADO	0.4057	0.022	0.5723
KEKE INTEGRAL	0.465	0.06	0.475
KEKE HOMOGNEO	0.6016	0.0573	0.3411
SCRAP	0.84	0.08	0.08
HARINA	0,84	0,08	0,08

Nota. En la tabla se detallan los datos porcentuales promedio en sólidos, grasas y humedad de las sustancias intervinientes en la obtención de harina de pescado, la cual presenta los mismos valores porcentuales del scrap, la única diferencia es el valor de su temperatura. Información obtenida de la empresa JADA S.A.C

Tabla 4

*Promedio de porcentaje de Sólidos, Grasas y Humedad de la materia prima. -
Empresa AUSTRAL S.A.C.*

SUSTANCIAS	% SOLIDOS	% GRASAS	% HUMEDAD
PESCADO	0,195	0,035	0,77
PESCADO COCINADO	0,195	0,035	0,77
KEKE DE PRENSA	0,45	0,05	0,50
LICOR DE PRENSA	0,09	0,11	0,80
KEKE SEPARADORA	0,32	0,03	0,65
LICOR SEPARADORA	0,06	0,12	0,82
ACEITE	0,0005	99,9	0,0005
AGUA DE COLA	0,07	0,01	0,92
CONCENTRADO	0,40	0,03	0,57
KEKE INTEGRAL	0,365	0,035	0,60
KEKE HOMOGNEO	0,493	0,047	0,46
SCRAP	0,75	0,05	0,20
HARINA	0,84	0,08	0,08

Nota. En la tabla se detallan los datos porcentuales promedio en sólidos, grasas y humedad de las sustancias intervinientes en la obtención de harina de pescado, la cual presenta los mismos valores porcentuales del scrap, la única diferencia es el valor de su temperatura. Información obtenida de la empresa AUSTRAL S.A.C

3.4 Operacionalización de las variables:

Variable independiente: Análisis exergético

- Exergía de entrada. (MJ)
- Exergía de salida. (MJ)
- Pérdida de exergía. (MJ)

Variable dependiente: Eficiencia de secadores

- Relación Flujo de calor útil para el proceso de secado/flujo de calor total ingresante al secador (%)
- Indicador Flujo masico de agua evaporada/flujo masico de vapor. (Ton de agua evaporada/Ton de vapor saturado)
- Indicador Flujo masico de agua evaporada/flujo masico de gas natural en calderos. (Ton de agua evaporada/m³ de gas natural)

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos:

Las técnicas de recolección empleadas son:

Técnica de campo u observación. Estas técnicas se utilizan para evaluar fenómenos, mediante la observación directa de diversas condiciones de operación los cuales son observables. En este caso, se recopilarán datos proporcionados por la empresa junto con observaciones directas en el campo. Se tomaron en cuenta variables externas como temperatura, humedad y presión para lograr una comprensión más precisa y contextualizada de los fenómenos observados.

Técnica documental o documentación. Se realizó la revisión y análisis de documentos como libros, revistas y bibliografías para recopilar y seleccionar información relevante. En particular, se realizó la recopilación de datos específicos sobre la operación de los secadores.

Los instrumentos de recolección de datos empleados fueron:

Registro de información.

Fichas técnicas.

3.6 Técnicas de análisis de resultados:

A continuación, describimos el procedimiento de la tesis realizada:

- Se tomó en cuenta dos estudios paralelos entre los dos procesos de secado con secadores Rotatubos:
Caso 1: Secador Rotatubos de Empresa JADA S.A.C. compuesta por solo dos etapas de secado, donde el secador rotatubos pertenece a la segunda y última etapa de secado.
Caso 2: Secador Rotatubos de Empresa AUSTRAL S.A.C. compuesta por tres etapas de secado, donde el secador rotatubos pertenece a la segunda e intermedia etapa de secado.
- Luego se realizaron cálculos detallados para determinar la cantidad de materia y energía entra y sale de los secadores rotatubos por medio de obtención de datos registrados en temporada de producción, teniendo en cuenta para ello su balance materia de cada empresa.

- A continuación, se realizó el análisis exergético en los secadores rotatubos, utilizando los datos calculados para evaluar la eficiencia del sistema y el aprovechamiento de la energía. Para esto se realiza un benchmarking energético entre ambos secadores.

Para el análisis de la información, se empleó las herramientas informáticas de la hoja de cálculo EXCEL. Este programa se utilizó para realizar el análisis exergético 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.

IV. Resultados y discusión.

4.1 Balance de masa y energía en secadores.

4.1.1 Secador FRT 8000 SC. (Empresa JADA S.A.C)

a. Balance de materia de Planta.

Condiciones iniciales de entrada de planta.

Capacidad de planta: 30 Ton/hora.

Humedad 79% de la materia prima entrante.

Sólidos 17% de la materia prima entrante.

Grasas 4% de la materia prima entrante.

(En la tabla 3 se detalla el proceso de balance de masas en la Empresa JADA S.A.C)

Condiciones de entrada en secador rotatubos.

Capacidad de secador: 9,62 Ton/hora.

Humedad 34,11% de la materia prima entrante.

Sólidos 60,16% de la materia prima entrante.

Grasas 5,73% de la materia prima entrante.

Condiciones de salida en secador rotatubos.

Capacidad de planta: Z Ton/hora.

Humedad 8% de la materia prima saliente.

Sólidos X % de la materia prima saliente.

Grasas Y % de la materia prima saliente.

Para las condiciones de entrada tenemos en cuenta en masa cada uno de los componentes entrantes al secador rotatubos:

Masa de humedad entrante:

$$M_{h1} = \frac{34,11\% * 9,62}{100\%} = 3,29 \text{ Ton/h}$$

Masa de sólido entrante:

$$M_{s1} = \frac{60,16\% * 9,62}{100\%} = 5,78 \text{ Ton/h}$$

Masa de grasa entrante:

$$M_{g1} = \frac{5,73\% * 9,62}{100\%} = 0,55 \text{ Ton/h}$$

Teniendo en cuenta que, en el proceso de secado, solo se pierde una fracción de la humedad entrante con el keke homogenizado hasta transformarse en scrap desde un % de humedad inicial de 34,11 % a 8%, entonces los porcentajes de sólidos y grasas permanecen constantes en el proceso de secado.

Masa de solido saliente:

$$M_{s1} = M_{s2} = 5,78 \text{ Ton/h}$$

Masa de grasa saliente:

$$M_{g1} = M_{g2} = 0,55 \text{ Ton/h}$$

Masa de humedad saliente:

$$M_{s2} + M_{g2} = 6,33 \frac{\text{Ton}}{h} \text{ representa el 92\% de la masa saliente}$$

$$M_{h2} = \frac{8\% * 6,33}{92\%} = 0,55 \text{ Ton/h}$$

Consideraciones de masa de salida del secador rotatubos:

Capacidad de planta: 6,33 Ton/hora.

Humedad 8% de la materia prima saliente = 0,55 Ton/h.

Solidos 84 % de la materia prima saliente = 5,78 Ton/h.

Grasas 8% de la materia prima saliente = 0,55 Ton/h.

Por lo tanto, el flujo masico de agua evaporada es:

$$m_{iw} = M_{h1} - M_{h2} = 3,29 - 0,55 = 2,74 \text{ Ton/h}$$

- b. Balance de energía en el secador.

En la figura 10, se detallan los flujos de entrada y salida al secador.

Para los cálculos de los flujos de entrada.

Q_{SE1} esta referido al flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador a una presión de 4 bar. Según la ecuación 19.

$$Q_{SE1} = \dot{m}_v * hg$$

Donde:

$$\dot{m}_v = 4\,023 \text{ kg/h}$$

$$hg = 654,93 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{SE1} = \frac{4\,023 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 654,93 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{1000} = 2\,634,78 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Q_{SE2} esta referido al flujo de calor aportado por la torta homogenizada a la temperatura de ingreso al secador rotatubos. Según la ecuación 20.

$$\text{Si } \dot{m}_p = 9\,620 \text{ kg/h}$$

Se tiene las propiedades fisicoquímicas de la torta homogenizada:

Etapas	% Humedad	% Grasa	% Solidos
Entrada a secador rotatubos	34,11	5,73	60,16

Según la ecuación del Texto Introducción a la Ingeniería de Alimentos (pg. 114, Singh y Heldman)

$$C_e = 0,34 * \% \text{Solidos} + 0,5 * \% \text{Grasa} + 1,0 * \% \text{Humedad}$$

$$C_e = 0,34 * 0,6016 + 0,5 * 0,0573 + 1,0 * 0,3411 = 0,85 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$C_{ep} = 0,574 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_{Th} = 56 ^\circ\text{C}$$

$$Q_{SE2} = \frac{9\,620 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,574 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} * (56 - 20) ^\circ\text{C}}{1\,000} = 198,79 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Para los flujos de calor salientes del secador:

Q_{SS1} esta referido al flujo de calor con el cual el líquido saturado sale del secador a una presión de 4 bar, luego de ceder su flujo de calor latente, según ecuación 22.

$$\dot{m}_v = 4\,023 \text{ kg/h}$$

$$h_f = 144,67 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{SS1} = \frac{4\,023 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 144,67 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{1\,000} = 582,01 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Q_{SS2} esta referido al flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado a la temperatura de salida de 96°C. según ecuación 23.

$$\dot{m}_w = 2\,740 \text{ kg/h}$$

$$h_{fg} = 638,68 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{SS2} = \frac{2\,740 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 638,68 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{1\,000} = 1\,749,98 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Q_{SS3} esta referido al flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos. Según la ecuación 24.

$$\dot{m}_s = 6\,880 \text{ kg/h}$$

$$C_{es} = 0,406 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{SS3} = \frac{6\,880 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,406 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} - ^\circ\text{C}} * (96 - 20) ^\circ\text{C}}{1\,000} = 212,29 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Q_{SS4} esta referido al flujo de calor perdido por conducción por paredes laterales y frontal del secador rotatubos saliente del scrap desde el secador rotatubos. Según la ecuación 25.

Donde:

$$N = 1.$$

$$A_{tc} = 168,64 \text{ m}^2$$

$$U = 15,82 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_c = 143,6 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Temperatura de saturación a 4 bar)}$$

$$(T_{es} - T_{amb}) = 60 - 20 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{SS4} = \frac{1 * 168,64 \text{ m}^2 * 15,82 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 * ^\circ\text{C}}}{1\ 000} * 40^\circ\text{C} = 106,72 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Q_{SS5} esta referido al flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos, según la ecuación 26.

Donde:

$$T_{se}^4 (60+273)^4.$$

$$T_a^4 (20+273)^4$$

$$A_f + A_L \text{ Sumatoria de las áreas frontales y laterales} = 168,64 \text{ m}^2$$

$$\epsilon = 0,9$$

$$Q_{SS5} = \frac{5 * 4,88 * 10^{-8} * \epsilon * (373_{se}^4 - 293_a^4) * (168,64)}{1\ 000} = 182,44 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

La eficiencia del secador se determina con la ecuación 28.

$$\text{Eficiencia Secador Rotatubo (ESR)} = \frac{1\ 749,98}{2\ 634,78 + 198,79} * 100 \% = 61,76\%$$

Tabla 5

Resumen balance de energía Secador FRT 8000 SC.

Flujos de calor de entrada	Mcal/h	%	Flujos de calor de salida	Mcal/h	%
Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	2 634,78	92,98%	Flujo de calor aportado por el líquido saturado saliente del secador	582,01	20,54%
Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	198,79	7,02%	Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	1 749,98	61,76%
			Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	212,29	7,60%
			Flujo de calor perdido por conducción por paredes del secador rotatubos	106,72	3,33%
			Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	182,44	5,83%
Total	2 833,57	100,00%	Total	2 833,57	100,00%

Nota. En la tabla se representa la distribución porcentual del flujo de calor entrante y saliente del secador FRT 8000 SC.

Figura 13

Balance de energía en secador FRT 8000 SC

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	9.62	Ton/h
Calor especifico th	0.574	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.406	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	56	°C
Temperatura final	96	°C
Flujo masico de vapor saturado	4.023	Ton/h
Flujo masico de scrap	6.88	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	2.74	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vaporizacion a 96 °C	638.68	kcal/kg
Area de transferencia de calor de contacto	168.64	m2
Temperatura de contacto (Evaluado a 4 bar)	143.6	°C
Coeficiente global de transferencia de calor U	15.82	kcal/m2 °C
Largo	23.6	m
Diametro	3.6	m
Coeficiente radiativo	5.4	kcal/m2 °C
Emisividad del material	0.9	
Coeficiente global de transferencia de calor de perdidas U	15.816	kcal/m2 °C
Temperatura exterior secador	60	°C
Temperatura ambiente	25	°C

Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{Q}_{SE1}$	2634.78	Mcal/h
		92.98%	
Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	$\dot{Q}_{SE2}$	198.79	Mcal/h
		7.02%	

Flujo de calor aportado por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{Q}_{SS1}$	582.01	Mcal/h
		20.54%	

Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{Q}_{SS2}$	1 749.98	Mcal/h
		61.76%	

Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS3}$	212.29	Mcal/h
		7.5%	

Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS4}$	106.72	Mcal/h
		3.77%	

Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS5}$	182.44	Mcal/h
		6.44%	



Nota. En la figura se representa el balance de energía del secador FRT 8000 SC

d. Desempeño.

Para el indicador de desempeño del proceso de secado 1.

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos1

$$= \frac{2,74 \frac{\text{Ton de agua evaporada}}{h}}{4,023 \frac{\text{Ton de vapor saturado}}{h}}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos1

$$= 0,681 \frac{\text{Ton de agua evaporada}}{\text{Ton de vapor saturado}}$$

Para el indicador de desempeño del proceso de secado 2.

Consideraciones:

Eficiencia de generación de vapor = 86%

Presión de generación de vapor 8 bar.

Temperatura de ingreso de agua 90°C

Combustible: Petróleo R500 cuyo poder calorífico es 10 120 kcal/kg y densidad 3,678 kg/galón.

Determinación del flujo masico de combustible, aplicando la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{R500} = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1) * 100\%}{\eta * P_{ci}}$$

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

$h_1 = 469,8$ kJ/kg (obtenido de tablas de vapor a $P = 20$ bar y $T = 90$ °C en estado de líquido comprimido).

$$\dot{m}_v = 3,916 \frac{\text{Ton}}{h}$$

$$\dot{m}_{R500} = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1) * 100\%}{\eta * P_{ci}}$$

$$\dot{m}_{R500} = \frac{4\,023 * (2\,767,5 - 469,8) * 100\%}{85\% * 10\,120 * 4,18}$$

$$\dot{m}_{R500} = 257,08 \frac{kg}{h} = 69,96 \frac{galones\ R500}{h}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 2

$$= \frac{2,74 \frac{Ton\ de\ agua\ evaporada}{h}}{69,96 \frac{galones\ R500}{h}}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 2

$$= 39,73 \frac{kg\ de\ agua\ evaporada}{galon\ R500}$$

4.1.2 Secador IFM-SCR-23

a. Balance de materia de Planta.

Condiciones iniciales de entrada de planta.

Capacidad de planta: 90 Ton/hora.

Humedad 77% de la materia prima entrante.

Sólidos 19,5% de la materia prima entrante.

Grasas 3,5% de la materia prima entrante.

(En la tabla 4 se detalla el proceso de balance de masas en la Empresa AUSTRAL S.A.C)

Condiciones de entrada en 3 secadores rotatubos.

Capacidad de secador: 38,33 Ton/hora.

Humedad 46% de la materia prima entrante.

Sólidos 49,3% de la materia prima entrante.

Grasas 4,7% de la materia prima entrante.

Condiciones de salida en secador rotatubos.

Capacidad de planta: Z Ton/hora.

Humedad 20% de la materia prima saliente.

Sólidos X % de la materia prima saliente.

Grasas Y % de la materia prima saliente.

Para las condiciones de entrada tenemos en cuenta en masa cada uno de los componentes entrantes al secador rotatubos:

Masa de humedad entrante:

$$M_{h1} = \frac{46\% * 38,33}{100\%} = 17,63 \text{ Ton/h}$$

Masa de sólido entrante:

$$M_{s1} = \frac{49,3\% * 38,33}{100\%} = 18,9 \text{ Ton/h}$$

Masa de grasa entrante:

$$M_{g1} = \frac{4,7\% * 38,33}{100\%} = 1,8 \text{ Ton/h}$$

Teniendo en cuenta que, en el proceso de secado, solo se pierde una fracción de la humedad entrante con el keke homogenizado hasta transformarse en scrap desde un % de humedad inicial de 46 % a 20%, entonces los porcentajes de sólidos y grasas permanecen constantes en el proceso de secado.

Masa de sólido saliente:

$$M_{s1} = M_{s2} = 18,9 \text{ Ton/h}$$

Masa de grasa saliente:

$$M_{g1} = M_{g2} = 1,8 \text{ Ton/h}$$

Masa de humedad saliente:

$$M_{s2} + M_{g2} = 20,7 \frac{\text{Ton}}{\text{h}} \text{ representa el } 80\% \text{ de la masa saliente}$$

$$M_{h2} = \frac{20\% * 20,7}{80\%} = 5,18 \text{ Ton/h}$$

Consideraciones de masa de salida del secador rotatubos:

Capacidad de planta: 25,875 Ton/hora.

Humedad 20% de la materia prima saliente = 5,18 Ton/h.

Solidos 75 % de la materia prima saliente =18,9 Ton/h.

Grasas 5% de la materia prima saliente = 1,8 Ton/h.

Por lo tanto, el flujo masico de agua evaporada es:

$$m_w = M_{h1} - M_{h2} = 38,33 - 25,875 = 12,455 \text{ Ton/h}$$

Se presenta en la figura 14 los resultados del balance de energía en la IFM-SCR-23.

Figura 14

Balance de energía en secador IFM-SCR-23

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	38.33	Ton/h
Calor especifico th	0.651	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.480	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	60	°C
Temperatura final	95	°C
Flujo masico de vapor saturado	17.380	Ton/h
Flujo masico de scrap	25.875	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	12.455	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vaporizacion a 96 °C	638.3	kcal/kg
Area de transferencia de calor de contacto	143.63	m2
Temperatura de contacto (Evaluado a 4 bar)	143.6	°C
Coefficiente global de transferencia de calor U	15.82	kcal/m2 °C
Largo	20.3	m
Diametro	3.2	m
Coefficiente radiativo	5.4	kcal/m2 °C
Emisividad del material	0.9	
Coefficiente global de transferencia de calor de perdidas U	15.816	kcal/m2 °C
Temperatura exterior secador	60	°C
Temperatura ambiente	25	°C

Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{Q}_{SE1}$	11382.68	Mcal/h
		91.94%	

Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	$\dot{Q}_{SE2}$	998.11	Mcal/h
		8.06%	

Flujo de calor saliente por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{Q}_{SS1}$	2 514.36	Mcal/h
		20.31%	

Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{Q}_{SS2}$	7 950.03	Mcal/h
		64.21%	

Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS3}$	931.5	Mcal/h
		7.5%	

Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS4}$	363.56	Mcal/h
		2.94%	

Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS5}$	621.53	Mcal/h
		5.02%	



Nota. En la figura se representa el balance de energía del secador IFM-SCR-23

La eficiencia del secador es:

$$Eficiencia\ Secador\ Rotatubo\ (ESR) = \frac{7\ 950,03}{11\ 382,68 + 998,11} * 100\ \% = 64,21\%$$

Tabla 6

Resumen balance de energía Secador IFM-SCR-23.

Flujos de calor de entrada	Mcal/h	%	Flujos de calor de salida	Mcal/h	%
Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	11 382,68	91,94%	Flujo de calor aportado por el líquido saturado saliente del secador	2 514,36	20,31%
Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	998,11	8,06%	Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	7 950,03	64,21%
			Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	931,50	7,500%
			Flujo de calor perdido por conducción por paredes del secador rotatubos	363,76	2,94%
			Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	621,73	5,02%
Total	12 380,79	100,00%	Total	12 380,79	100,00%

Nota. En la tabla se representa la distribución porcentual del flujo de calor entrante y saliente del secador IFM-SCR-23.

Desempeño.

Para el indicador de desempeño del proceso de secado 1.

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos1

$$= \frac{12,455 \frac{\text{Ton de agua evaporada}}{h}}{17,380 \frac{\text{Ton de vapor saturado}}{h}}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 1

$$= 0,716 \frac{\text{Ton de agua evaporada}}{\text{Ton de vapor saturado}}$$

Para el indicador de desempeño del proceso de secado 2.

Consideraciones:

Eficiencia de generación de vapor = 86%

Presión de generación de vapor 8 bar.

Temperatura de ingreso de agua 90°C

Combustible: Gas Natural cuyo poder calorífico es 46 890 kcal/kg y densidad 0,74 kg/m³.

Determinación del flujo masico de combustible, aplicando la siguiente ecuación:

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

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

$h_1 = 469,8$ kJ/kg (obtenido de tablas de vapor a $P = 20$ bar y $T = 90$ °C en estado de líquido comprimido).

$$\dot{m}_v = 17,380 \frac{\text{Ton}}{h}$$

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

$$\dot{m}_{GN} = \frac{17\,380 * (2\,767,5 - 469,8) * 100\%}{85\% * 46\,890}$$

$$\dot{m}_{GN} = 1\,001,95 \frac{kg}{h} = 1\,353,98 \frac{m^3}{h}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 2

$$= \frac{12,455 \frac{\text{Ton de agua evaporada}}{h}}{1\,353,98 \frac{m^3}{h}}$$

Indicador de desempeño de Secadores Rotatubos 2

$$= 9,199 \frac{\text{kg de agua evaporada}}{\text{m}^3}$$

4.2 Balance exergético.

Se realizó el balance de exergia en el Secador FRT 8000 SC, aplicando las ecuaciones 31 a 43:

Para los flujos de exergia de entrada:

Exergia de los flujos masicos de entrada tenemos las siguientes ecuaciones:

$$B_{SE} = B_{vg} + B_{TH} \quad \dots \dots (31)$$

b_{vg} esta referido al flujo de exergia del vapor saturado aportado al secador a una presión de 4 bar según la ecuación 32.

$$B_{vg} = 4\,023 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(654,93 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} - 25,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} - (25 + 273)^{\circ}\text{K} \right. \\ \left. * \frac{(1,6494 - 0,0878)\text{kcal}}{\text{kg } ^{\circ}\text{K}} \right)$$

$$B_{vg} = 661\,68 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 661,68 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

B_{TH} esta referido al flujo de exergia aportado por la torta homogenizada a la temperatura de ingreso al secador rotatubos aplicando la ecuación 33:

$$B_{TH} = 9\,620 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 0,574 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^{\circ}\text{C}} * 56^{\circ}\text{C} * \left(1 - \frac{25 + 273}{56 + 273} \right) = 29\,140 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \\ = 29,14 \frac{\text{Mcal}}{\text{h}}$$

Para los flujos de exergia de salida:

B_{vf} esta referido al flujo de exergia extraído por el líquido saturado saliente del secador a una presión de 4 bar, luego de ceder su flujo de calor latente, aplicando la ecuación 35.

$$B_{vf} = 4\,023 \frac{kg}{h} \frac{(144,67 \frac{kcal}{kg} - 25,1 \frac{kcal}{kg} - (25 + 273)^{\circ}K * (0,425 - 0,0878)) \frac{kcal}{kg^{\circ}K}}{1}$$

$$B_{vf} = 74\,770 \frac{kcal}{h} = 76,78 \frac{Mcal}{h}$$

B_{vahas} esta referido al flujo de exergia saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado según la ecuación 36:

$$B_{vahas} = 2\,740 \frac{kg}{h} * (638,68 \frac{kcal}{kg} - 25,1 \frac{kcal}{kg} - (25 + 273)^{\circ}K * \frac{(1,7713 - 0,0878)kcal}{kg^{\circ}K}) = 306\,600 \frac{kcal}{h} = 306,60 \frac{Mcal}{h}$$

B_{scrap} esta referido al flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos. Aplicando la ecuación 37:

$$B_{scrap} = 6\,880 \frac{kg}{h} * 0,406 \frac{kcal}{kg^{\circ}C} * 96^{\circ}C * (1 - \frac{25 + 273}{96 + 273}) = 51\,600 \frac{kcal}{h} = 51,6 \frac{Mcal}{h}$$

B_{SS4} esta referido al flujo de exergia perdida por las paredes laterales del secador rotatubos aplicando la ecuación 38.

$$B_{SS4} = 0,13 \frac{Mcal}{h} * (1 - \frac{25 + 273}{60 + 273}) = 10 \frac{kcal}{h} = 0,01 \frac{Mcal}{h}$$

B_{SS5} esta referido al flujo de exergia perdido por radiación en el secador rotatubos. Aplicando la ecuación 39.

$$B_{SS5} = 17,52 \frac{Mcal}{h} * (1 - \frac{25 + 273}{60 + 273}) = 1\,840 \frac{kcal}{h} = 1,84 \frac{Mcal}{h}$$

La exergia perdida o irreversibilidades, al no existir variación de exergia en un sistema. Aplicando la ecuación 40, es igual a:

Si: $B_{SE} = 673,22 \text{ Mcal/h}$ y $B_{SS} = 434,78 \text{ Mcal/h}$

$$B_{DES} = 253,96 \frac{Mcal}{h}$$

El rendimiento exergético se evalúa según la siguiente ecuación 43:

$$\epsilon = \frac{51,6 + 306,60 - 29,14}{661,64 - 76,77} * 100\% = 56,30\%$$

En la figura 15 se esquematiza el balance de exergia en Secador FRT 8000 SC y en la figura 16 se esquematiza el balance de exergia en Secador IFM-SCR-23.

Figura 15

Balance de exergía en secador FRT 8000 SC

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	9.62	Ton/h
Calor especifico th	0.574	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.406	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	56	°C
Temperatura final	96	°C
Flujo masico de vapor saturado	4.023	Ton/h
Flujo masico de scrap	6.88	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	2.74	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vapor saturado a 96 °C	638.68	kcal/kg
Entalpia en estado de referencia (25°C)	25.1	kcal/kg
Temperatura de referencia	25	°C
Entropia en estado de referencia (25°C)	0.0878	kcal/kg °C
Entropia de vapor saturado a 4 bar	1.6494	kcal/kg °C
Entropia de liquido saturado a 4 bar	0.425	kcal/kg °C
Entropia de vapor saturado a 96 °C	1.7713	kcal/kg °C
Temperatura exterior secador	60	°C
Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos $\dot{Q}_{SS4}$	106.72	Mcal/h
Flujo de calor perdido por radiacion en secadores rotatubos $\dot{Q}_{SS5}$	182.44	Mcal/h

Flujo de exergia aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{B}_{vg}$	661.68	Mcal/h
Flujo de exergia aportado por la torta homogenizada	$\dot{B}_{TH}$	29.14	Mcal/h
Flujo de exergia entrante	$\dot{B}_{SE}$	690.82	Mcal/h
Flujo de exergia saliente	$\dot{B}_{SS}$	465.37	Mcal/h
Flujo de exergia extraido por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{B}_{vf}$	76.78	Mcal/h
Flujo de exergia extraido por los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{B}_{vahos}$	306.60	Mcal/h
Flujo de exergia extraido por el scrap desde el secador rotatubos	$\dot{B}_{scrap}$	51.6	Mcal/h
Flujo de exergia perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{B}_{SS4}$	11.22	Mcal/h
Flujo de exergia perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{B}_{SS5}$	19.18	Mcal/h
Irreversibilidades o exergia destruida	$\dot{B}_{DEST}$	225.44	Mcal/h



Rendimiento exergetico	56.3%
------------------------	-------

Nota. En la figura se representa el balance de exergía del secador FRT 8000 SC

Figura 16

Balance de exergía en secador IFM-SCR-23.

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	38.33	Ton/h
Calor especifico th	0.651	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.480	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	60	°C
Temperatura final	95	°C
Flujo masico de vapor saturado	17.380	Ton/h
Flujo masico de scrap	25,875	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	12,455	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vapor saturado a 95 °C	638.3	kcal/kg
Entalpia en estado de referencia (25°C)	25.1	kcal/kg
Temperatura de referencia	25	°C
Entropia en estado de referencia (25°C)	0.0878	kcal/kg °C
Entropia de vapor saturado a 4 bar	1.6494	kcal/kg °C
Entropia de liquido saturado a 4 bar	0.425	kcal/kg °C
Entropia de vapor saturado a 96 °C	1.7743	kcal/kg °C
Temperatura exterior secador	60	°C
Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos $\dot{Q}_{SS4}$	363.56	Mcal/h
Flujo de calor perdido por radiacion en secadores rotatubos $\dot{Q}_{SS5}$	621.53	Mcal/h

Flujo de exergia aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{B}_{vg}$	2858.54	Mcal/h
		94.78%	
Flujo de exergia aportado por la torta homogenizada	$\dot{B}_{TH}$	157.36	Mcal/h
		5.22%	
Flujo de exergia entrante	$\dot{B}_{SE}$	3015.90	Mcal/h
Flujo de exergia saliente	$\dot{B}_{SS}$	2037.48	Mcal/h
Flujo de exergia extraido por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{B}_{vf}$	331.69	Mcal/h
		11.00%	
Flujo de exergia extraido por los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{B}_{vahos}$	1 377.81	Mcal/h
		45.68%	
Flujo de exergia extraido por el scrap desde el secador rotatubos	$\dot{B}_{scrap}$	224.44	Mcal/h
		7.4%	
Flujo de exergia perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{B}_{SS4}$	38.21	Mcal/h
		1.27%	
Flujo de exergia perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{B}_{SS5}$	65.33	Mcal/h
		2.17%	
Irreversibilidades o exergia destruida	$\dot{B}_{DEST}$	978.43	Mcal/h
		32.44%	



Rendimiento exergetico	57.2%
------------------------	-------

Nota. En la figura se representa el balance de exergía del secador IFM-SCR-23.

Se presenta el análisis de los balances de exergia de los secadores FRT 8000 SC y IFM-SCR-23.

- Referente al flujo de exergia entrante con la torta homogenizada, para el caso del Secador FRT 8000 SC está limitada por el valor de la temperatura de 56°C, el cual proviene de la I Etapa del proceso de secado con secadores rotadiscos, representando tan solo el 4,22% de la exergia entrante al secador rotatubos, mientras que para un conjunto de secadores del tipo IFM-SCR-23 es de 5,22% su aporte (mayor al otro tipo de secador rotatubos), con un valor de temperatura de 60°C, con lo cual es recomendable tener un mayor valor de la temperatura de la torta homogenizada, con lo cual el grado de hermeticidad del sistema de transporte de la torta homogenizada desde los secadores rotadiscos hacia los secadores rotatubos juega un papel importante en el aporte del flujo de exergia de la torta homogenizada. También el factor distancia es relevante para tener una temperatura de ingreso mucho más alta por parte de la torta homogenizada.
- El flujo de exergia portado por el vapor saturado está limitado por la presión de operación de 4 bar, el cual es un valor standard en los procesos de secado de todas las plantas de harina de secado. Para el Secador FRT 8000 SC representa un aporte del 95,78%, mientras que para el secador IFM-SCR-23 representa 94,78% del total aportado.
- Con respecto al flujo de exergia extraído por el líquido saturado o condensado, este tiene un porcentaje de participación de 11,11% para el secador IFM-SCR-23 y de 11,0% para el secador FRT 8000 SC. Para el primero de ellos la diferencia porcentual es $(95,78 - 11,11)$ es de 84,67% y para el segundo secador la diferencia porcentual es $(94,78 - 11,0)$ es de 83,78% existente una mayor de aprovechamiento en el 1 secador con respecto al vapor saturado al ceder su calor latente de vaporización antes de transformarse en liquido saturado.
- Con respecto al flujo de exergia extraída por los vahos o el agua evaporada en el secador IFM-SCR-23 se tiene un porcentaje de 44,38% del total extraído, mientras que para el secador FRT 8000 SC tiene un mayor valor porcentual con un valor de 45,68%, el cual puede ser aprovechada antes de su extracción.

- Para el flujo de exergía extraído con el scrap la cual es función de la temperatura final del scrap tenemos que para el secador IFM-SCR-23 se tiene un porcentaje de 7,5% asociado a un valor de salida de 96°C, mientras para el secador FRT 8000 SC se tiene un porcentaje de 7,4%.
- Con respecto a las irreversibilidades o destrucción de la exergía, se tiene un mayor valor en el secador FRT 8000 SC igual a 36,76%, una eficiencia exergética de 56,3% y un indicador de desempeño de 0,681 toneladas de agua evaporada/toneladas de vapor saturada, mientras que para el secador IFM-SCR-23, se tiene un menor valor de 32,44%, una eficiencia exergética de 57,2% y un indicador de desempeño de 0,716 toneladas de agua evaporada/toneladas de vapor saturada. Siendo el ultimo secador, el cual tiene un mejor aprovechamiento energético.

4.3 Cálculo del incremento de la eficiencia energética del secador.

Se realiza las siguientes actividades de mejora para la mejora de la eficiencia energética de los secadores:

Tabla 7

Parámetros de modificación en secadores rotatubos.

Parámetros	Secador IFM-SCR-23	Secador FRT 8000 SC
Temperatura de ingreso del scrap	75° C	75 °C
Temperatura de salida del scrap (según presión interna del secador)	96° C	95°C
Temperatura exterior del secador (asociado al nivel de aislamiento)	50° C	50° C

Nota. En la tabla se representa la variación de parámetros de operación de los secadores para una mejora de la eficiencia de los secadores.

Se presenta los balances de energía en los secadores luego de la aplicación de los valores de la tabla 8.

Figura 17

Balance de energía en secador FRT 8000 SC luego de balance exerético.

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	9.62	Ton/h
Calor especifico th	0.574	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.406	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	75	°C
Temperatura final	96	°C
Flujo masico de vapor saturado	3.556	Ton/h
Flujo masico de scrap	6.88	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	2.74	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vaporizacion a 96 °C	638.68	kcal/kg
Area de transferencia de calor de contacto	168.64	m2
Temperatura de contacto (Evaluado a 4 bar)	143.6	°C
Coefficiente global de transferencia de calor U	15.82	kcal/m2 °C
Largo	23.6	m
Diametro	3.6	m
Coefficiente radiativo	5.13	kcal/m2 °C
Emisividad del material	0.9	
Coefficiente global de transferencia de calor de perdidas U	15.816	kcal/m2 °C
Temperatura exterior secador	50	°C
Temperatura ambiente	25	°C

Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{Q}_{SE1}$	2328.93	Mcal/h
		84.90%	
Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	$\dot{Q}_{SE2}$	414.14	Mcal/h
		15.10%	
Flujo de calor aportado por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{Q}_{SS1}$	514.45	Mcal/h
		18.76%	
Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{Q}_{SE2}$	1 748.94	Mcal/h
EFICIENCIA		63.79%	
Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS3}$	268.15	Mcal/h
		9.8%	
Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS4}$	80.04	Mcal/h
		2.92%	
Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS5}$	130.15	Mcal/h
		4.75%	



Nota. En la figura se representa el balance de energía del secador FRT 8000 SC

Figura 18

Balance de energía en secador IFM-SCR-23. luego de balance exergetico.

Parametros de calculo	Valor	Unidad
Flujo masico de torta homogenizada	38.33	Ton/h
Calor especifico th	0.651	kcal/kg°C
Calor especifico scrap	0.480	kcal/kg°C
Temperatura inicial th	75	°C
Temperatura final	95	°C
Flujo masico de vapor saturado	15.653	Ton/h
Flujo masico de scrap	25.875	Ton/h
Flujo masico de agua evaporada	12.455	Ton/h
Entalpia de vapor saturado a 4 bar	654.93	kcal/kg
Entalpia de liquido saturado a 4 bar	144.67	kcal/kg
Entalpia de vaporizacion a 96 °C	638.3	kcal/kg
Area de transferencia de calor de contacto	143.63	m2
Temperatura de contacto (Evaluado a 4 bar)	143.6	°C
Coeficiente global de transferencia de calor U	15.82	kcal/m2 °C
Largo	20.3	m
Diametro	3.2	m
Coeficiente radiativo	5.13	kcal/m2 °C
Emisividad del material	0.9	
Coeficiente global de transferencia de calor de perdidas U	15.816	kcal/m2 °C
Temperatura exterior secador	50	°C
Temperatura ambiente	25	°C

Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador	$\dot{Q}_{SE1}$	10251.62	Mcal/h
		84.56%	
Flujo de calor aportado por la torta homogenizada	$\dot{Q}_{SE2}$	1871.46	Mcal/h
		15.44%	
Flujo de calor saliente por el líquido saturado saliente del secador	$\dot{Q}_{SS1}$	2 264.52	Mcal/h
		18.68%	
Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado	$\dot{Q}_{SS2}$	7 950.03	Mcal/h
		65.57%	
Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS3}$	1192.32	Mcal/h
		9.8%	
Flujo de calor perdido por conduccion por paredes del secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS4}$	272.67	Mcal/h
		2.25%	
Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos	$\dot{Q}_{SS5}$	443.4	Mcal/h
		3.66%	



Nota. En la figura se representa el balance de energía del secador IFM-SCR-23

Se presentan los resultados de los balances de energía de los secadores en estudio:

Tabla 8

Benchmarking para el secador FRT 8000 SC

Indicador	Estado inicial	Estado final	Variación porcentual de mejora (%)
Eficiencia de secador rotatubos	61,76 %	63,79 %	3,29 %
Indicador de desempeño 1 (Tonelada de agua evaporada/Tonelada de vapor saturado)	0,681	0,770	13,07 %
Indicador de desempeño 2 (kg. de agua evaporada/galón R500)	39,73	44,35	11,63 %
Flujo másico de vapor saturado (Ton/h)	4,023	3,556	11,61 %
Flujo masico de combustible (galón R500/h)	69,96	61,78	11,69 %

Nota. En la tabla se representa la variación porcentual de mejora de los diversos indicadores, por ejemplo, la eficiencia del secador rotatubos mejora en 3,29%.

Tabla 9

Benchmarking para el secador IFM-SCR-23

Indicador	Estado inicial	Estado final	Variación porcentual de mejora (%)
Eficiencia de secador rotatubos	64,21 %	65,57%	2,12 %
Indicador de desempeño 1 (Tonelada de agua evaporada/Tonelada de vapor saturado)	0,716	0,796	11,17 %
Indicador de desempeño 2 (kg. de agua evaporada/m ³ de gas natural)	9,199	10,217	11,07 %
Flujo másico de vapor saturado (Ton/h)	17,380	15,653	9,94 %
Flujo masico de combustible (m ³ /h)	1 353,98	1 219,0	9,97 %

Nota. En la tabla se representa la variación porcentual de mejora de los diversos indicadores, por ejemplo, la eficiencia del secador rotatubos mejora en 2,12 %.

4.4 Discusión de resultados.

En el presente informe se realiza un balance de exergia para poder mejorar la eficiencia de dos tipos de secadores, uno de ellos perteneciente a un proceso de secado de 2 etapas y otro aun proceso de secado de 3 etapas, específicamente en secadores rotatubos. De forma similar según Abanto, S. & Yupanqui, O. (2011) implemento su investigación referente a la evaluación energética y exergética en los procesos de cocción y evaporación en la cual pudo mejorar los indicadores de desempeño de la Empresa Natalia S.A.C, alcanzando valores de hasta 40 galones de petróleo R500/tonelada de harina de pescado, partiendo un balance exergético optimizando el valor de las temperaturas de proceso en cocinas y en el evaporador de película ascendente.

Para un secador FRT 8000 SC se alcanza mejorar la eficiencia hasta un valor de 63,79% con una eficiencia exergética de 56,3%, mientras que para un secador IFM-SCR-23 se alcanza mejorar la eficiencia hasta un valor de 65,57% con una eficiencia exergética de 57,2%, mientras que en la investigación de Casique, H & Honores, O. (2016) quienes realizaron una Evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores Marca Esmital de la Empresa TASA obteniendo valores de rendimiento de secadores rotadiscos de 79,52% y una eficiencia exergética de 33,30% para lo cual manejo los valores de temperatura de los fluidos de proceso para alcanzar sus resultados. En la presente investigación se ha mejorado la eficiencia del proceso de secado desde 61,76% a 63,79% para secador rotatubos FRT 8000 SC, mientras que para secadores rotatubos IFM-SCR-23 se incrementa la eficiencia desde 64,21% hasta 65,57%, para ello se realiza previamente un balance exergético. Mientras que en la investigación de Estrada, F. & Gonzales, S. (2015) en su trabajo de investigación para optimizar energética y económicamente una planta de harina de pescado mediante análisis exergético, determino que en los secadores rotatubos se concentra el 28% de la energía térmica suministrada, por lo cual es relevante concentrarse en la mejora de la eficiencia del proceso de secado , para ello es vital el grado de acercamiento de temperaturas entre etapas de proceso, para lo cual velocidad de salida e ingreso entre etapas permite mejorar la eficiencia del secador. En la presente investigación la temperatura exterior del secador es corregido desde 60°C hasta un valor exterior de 50°C con la finalidad de incrementar la eficiencia del secador, reduciéndose el consumo de combustible asociado al proceso de secado, así tenemos de una reducción de 11,69% del consumo de petróleo R500 y 9,97% para el consumo de gas natural. Por otro lado, Llanos, M. (2018) en su tesis Análisis exergético de redes de calor

con un alto porcentaje de exergía destruida total, se consigue mejorar la eficiencia de las redes de calor básicamente aislando correctamente las tuberías de distribución de vapor hasta una temperatura de contacto de hasta 40°C con niveles de aislamiento adecuados, incrementándose el nivel de aprovechamiento térmico.

En la presente investigación se identificó en el balance de energía inicial que entre el 20,54% y 20,31% del flujo de energía saliente es extraído por el condensado. Lo que es equivalente al flujo de exergía saliente con el líquido saturado es de 11,11% y 11,0% respectivamente. Mientras que Ramos, J. & Valle, K. (2019) evaluaron la mejora del proceso de secado mediante la implementación del sistema de generación de vapor flash empleando el líquido saturado del proceso de secado, con lo cual se consigue mejorar la eficiencia de calderos de 91.48%. De forma similar Urcia, G & Zavaleta, J. (2016) en su tesis verificaron la importancia de la recuperación de los flujos de energía salientes y se logra reducir el consumo de vapor en un 11,24% con un ahorro de combustible de 29,36 gal/h de petróleo R-500 equivalente a un ahorro económico de 98356,0 U\$/, para nuestro caso tenemos ahorros de así tenemos de una reducción de 11,69% del consumo de petróleo R500 y 9,97% para el consumo de gas natural.

En la presente investigación se ha identificado. que el indicador de desempeño de secado 1 mejora en 13,07% y 11,17% en unidades de toneladas de agua evaporada/Toneladas de vapor asociado para el proceso. Mientras que, en la tesis de Zapata, A & Aranguri, D (2009) se enfocaron en la eficiencia energética de los procesos de producción de la planta pesquera. Los resultados revelaron un uso ineficiente de la energía, con un potencial de ahorro de hasta el 25% en el consumo energético.

V. Conclusiones y recomendaciones.

5.1 Conclusiones.

Se presentan las siguientes conclusiones como respuesta a los objetivos:

- Se realizó un balance de energía para el Secador FRT 8000 SC obteniéndose una eficiencia de 61,76%, 0,681 Toneladas de agua evaporada/Ton de vapor saturado, 39,73 kg de agua evaporada/galón R500 con un consumo asociado de 69,96 galones R500/hora. Para el secador IFM-SCR-23 se tiene una eficiencia de 64,21%, 0,716 Toneladas de agua evaporada/Ton de vapor saturado, 9,199 kg de agua evaporada/m³ de gas natural con un consumo asociado de 1 353,98 m³ de gas natural/hora, evidenciando diferencias en el rendimiento energético y en el uso del combustible entre ambos equipos.
- Se realizó para ambos secadores los balances de exergía respectivos, así tenemos para el secador FRT 8000 SC se tiene una eficiencia exergética de 56,3% con un total de exergía destruida de 36,76 %, mientras que para el secador IFM-SCR-23 se tiene una eficiencia exergética de 57,2% con un total de exergía destruida de 32,44 %, evidenciando pérdidas significativas por irreversibilidades en ambos sistemas.
- Al realizarse mejoras en el control de temperaturas de ingreso de la torta homogenizada, salida de scrap y aislamiento exterior del secador se consiguió mejorar los indicadores de desempeño así tenemos que: para el Secador FRT 8000 SC la eficiencia mejora en 3,29%, el indicador de desempeño de secado 1 correspondiente a toneladas de agua evaporada por tonelada de vapor saturado mejora en 13,07%, el indicador de desempeño de secado 2 de kilogramos de agua evaporada por unidad de combustible consumido mejora en 11,63% y el consumo de combustible se reduce en 11,69%. Mientras que para el IFM-SCR-23 la eficiencia mejora en 2,12%, el indicador de desempeño de secado 1 mejora en 11,17%, el indicador de desempeño de secado 2 mejora en 11,07 % y el consumo de combustible se reduce en 9,97 %. Se concluye que la aplicación del análisis exergético permitió identificar y reducir las principales irreversibilidades del proceso de secado, logrando mejorar la eficiencia de los secadores Rotatubos hasta en 3,29% y optimizar sus indicadores de desempeño, con una reducción significativa del consumo de combustible.

5.2 Recomendaciones.

- Queda pendiente para los secadores la variación del flujo masico de entrada de torta homogenizada la cual es función de los parámetros de operación de cada empresa, para lo cual es difícil manipular las variables de proceso, esto es incremento de masa entrante o humedad de salida del scrap a la salida del secador, con la idea de hallar el flujo masico optimo entrante y saliente.
- Está pendiente aún realizar una simulación del efecto de la variación de la presión de vapor saturado, actualmente con un valor de 4 bar; de tal forma que la variación de presión del vapor mejore la eficiencia de secado y optimice los indicadores de desempeño.

VI. Referencias bibliográficas.

- Aduito, J. & Portilla, E. (2019). Modelamiento de un Sistema de Control no Lineal a Lazo Cerrado para Optimizar un Secador tipo Rotatubos en la Producción de Harina de Pescado. Tesis de Ingeniería Química. Universidad Nacional de Trujillo. Disponible en:
<https://dspace.unitru.edu.pe/server/api/core/bitstreams/a524b21c-7537-494f-b259-2931b46badd8/content>
- Abanto, S. y Yupanqui, O. (2011). Evaluación y análisis exergético de los procesos térmicos en la producción de harina en la empresa pesquera Natalia S.A.C. Chimbote. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
https://biblioteca.imarpe.gob.pe/opac_css/index.php?lvl=notice_display&id=23272
- Casique, H. & Honores, O. (2016) Evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores rotatubos de la empresa pesquera tecnología de alimentos S.A – Chimbote. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14278/2639/42920.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Castello, L & Madariaga, N. (2012). Diseño de una estrategia de uso racional y eficiente de energía en una planta productora de harina. Tesis de Ingeniería Química. Universidad de Cartagena. Colombia. Disponible en:
<chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://repositorio.unicartagena.edu.co/server/api/core/bitstreams/c878000a-ef44-4fbc-81d8-4edfd42b747e/content>
- Chávez, E. (2011). Diseño de un Secador tipo Rotatubos para Harina de Pescado con capacidad de Evaporación de 8000 kg Agua/hr. Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú. Disponible en:
<http://cybertesis.uni.edu.pe/handle/uni/4573>
- De los Santos Y. & Mariños, D. (2017). Evaluación termoexergética de la compresión de vapor en escala en el coeficiente de performance del sistema de refrigeración

- en la planta frigorífica PRC S, A.C., 2016. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/3047>
- Estrada, F. & Gonzales, S. (2015). Optimización energética y económica de una planta de harina de pescado mediante análisis exergético y determinación experimental del calor específico de sus flujos mezcla. Artículo de investigación de Revista Científica TECNIA. Perú. Disponible en:
<file:///C:/Users/HP%20250/Downloads/prueba,+21-656-1-PB.pdf>
- Fang, J. y Zhao, H. (2021). Exergy analysis of energy utilization in the fishing industry: A case study of trawlers. China: Journal of cleaner Production. Disponible en:
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126959>
- Gago, L. (2022). Análisis exergético para el estudio de energías Renovables y el ambiente. Vetec Revista Académica De Investigación, Docencia Y Extensión De Las Ciencias Veterinarias, 3(3), 64–65. Disponible en:
<https://cerac.unlpam.edu.ar/index.php/Vetec/article/view/7200>
- Goes Energía (2023). ¿Qué es el análisis de consumo energético? Blog de Goes Energía. España. Disponible en:
<https://geosenergia.com/noticias/que-es-el-analisis-de-consumo-energetico/>
- Guevara, R. (2024) Modulo de Auditorias Energéticas-II Unidad. Universidad Nacional del Santa.
- Honores, O., y Casique, H. (2016). Evaluación Exergética y Termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores rotatubos de la empresa Pesquera Tecnología de Alimentos S.A. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Disponible en:
https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UNSR_a80317e44cbc93ad63c97f16c6db2cca/Details
- Ipanaque, J. & Vílchez, S. (2023). Influencia de capacidad disponible de secadores y planta evaporadora para incremento productivo de harina de pescado, empresa pesquera Hayduk-Coishco. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/4335>

- López, J. & Vega, C. (2017). Optimización de los parámetros de análisis del método dumas para determinación de nitrógeno en harina de pescado. Tesis de Ingeniería Agroindustrial. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2765>
- Martínez, A. (2020). ALGORITMO DE BALANCE DE MATERIA DEL NIVEL DE UN TANQUE DE SISTEMA INESTABLE. Tesis de ingeniería Química. Universidad Faustino Sánchez Carrión, Disponible en:
<https://repositorio.unjfsc.edu.pe/bitstream/handle/20.500.14067/5220/Mart%C3%ADnez%20Tarazona%2C%20Arturo%20Enrique.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Orellana, A. (2009). Análisis Exergético de bienes de equipo. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial en la Escuela Técnica superior de Ingeniería Industrial. España. Disponible en:
<https://upcommons.upc.edu/server/api/core/bitstreams/bdfcc7ac-3f67-455d-9bef-0b1fee2612a0/content>
- Pérez, R. y Martínez J. (2018). Energy and exergy analysis of seafood supply chains: Implications for policy and management. España. Disponible en:
<https://doi.org/10.3390/su10051543>
- 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 Copeinca. Chancay. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/336177535_Influencia_de_un_sistema_de_vapor_flash_en_el_Area_de_secado_para_la_reduccion_del_consumo_de_combustible_en_la_planta_de_harina_de_pescado_Copeinca_SAC
- Robles, G & Valera, V. (2022). Impacto de la potencia efectiva de una central de cogeneración calificada en reducción de consumo de energía primaria - Empresa Centinela S.A.C. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad Nacional del Santa. Disponible en:
<https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/3989>
- Rojas, I. (2005). Análisis de exergía en dos puntos críticos en una industria productora de harina de pescado. Tesis de Maestría. Universidad de Puerto Rico recinto universitario de Mayagüez. Disponible en:

chrome-

extension://efaidnbmninnibpcjpcglclefindmkaj/https://scholar.uprm.edu/server/api/core/bitstreams/e2e2ca4d-c874-4060-b31e-26f129783d76/content

Singh, R. P., & Heldman, D. R. (2014). Introduction to Food Engineering (5th ed.).

Academic Press. Disponible en:

https://www.academia.edu/9274891/Introduction_to_Food_Engineering

Yunus A. Çengel (2015). Thermodynamics: An Engineering Approach, Ninth Edition,

McGraw-Hill Education Editorial

Urcia, G. & Zavaleta J. (2016). Implementación de un sistema de vapor flash para la

reducción del consumo de vapor en el área de cocción de la empresa pesquera

Centinela S.A.C. Chimbote. Disponible en:

https://biblioteca.imarpe.gob.pe/opac_css/index.php?lvl=notice_display&id=23286

Zapata, A. & Aranguri D. (2009). Análisis y evaluación energética en la planta

pesquera Lila S.A. Chimbote. Tesis de Ingeniería en Energía. Universidad

Nacional del Santa. Disponible en:

VII. Anexos

Índice de anexos:

Anexo 1 Diagrama de sankey balance de energía inicial Secador FRT 8000 SC

Anexo 2 Diagrama de sankey balance de energía inicial Secador IFM-SCR-23

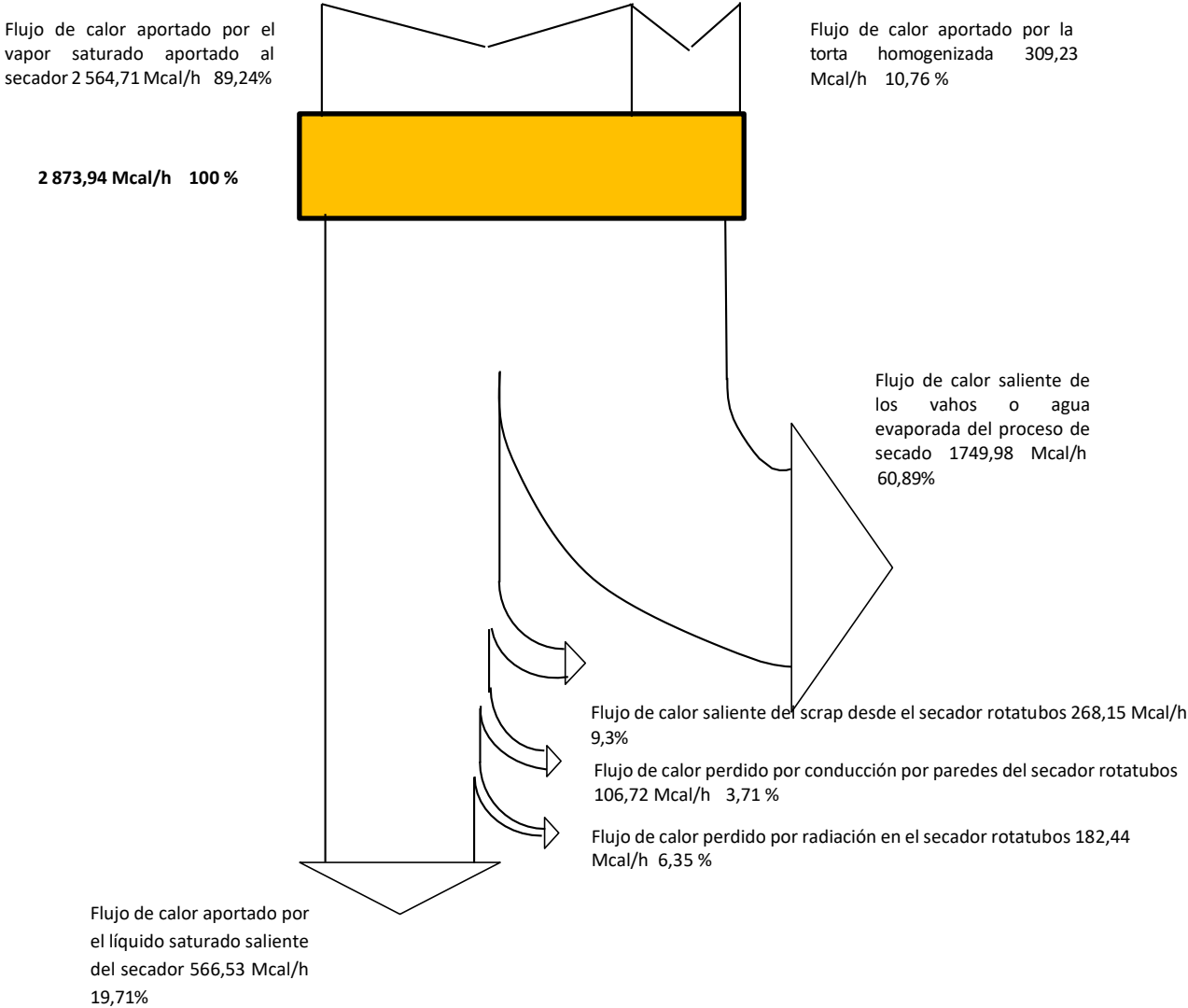
Anexo 3 Diagrama de sankey balance de exergía secador FRT 8000 SC

Anexo 4 Diagrama de sankey balance de exergía secador IFM-SCR-23

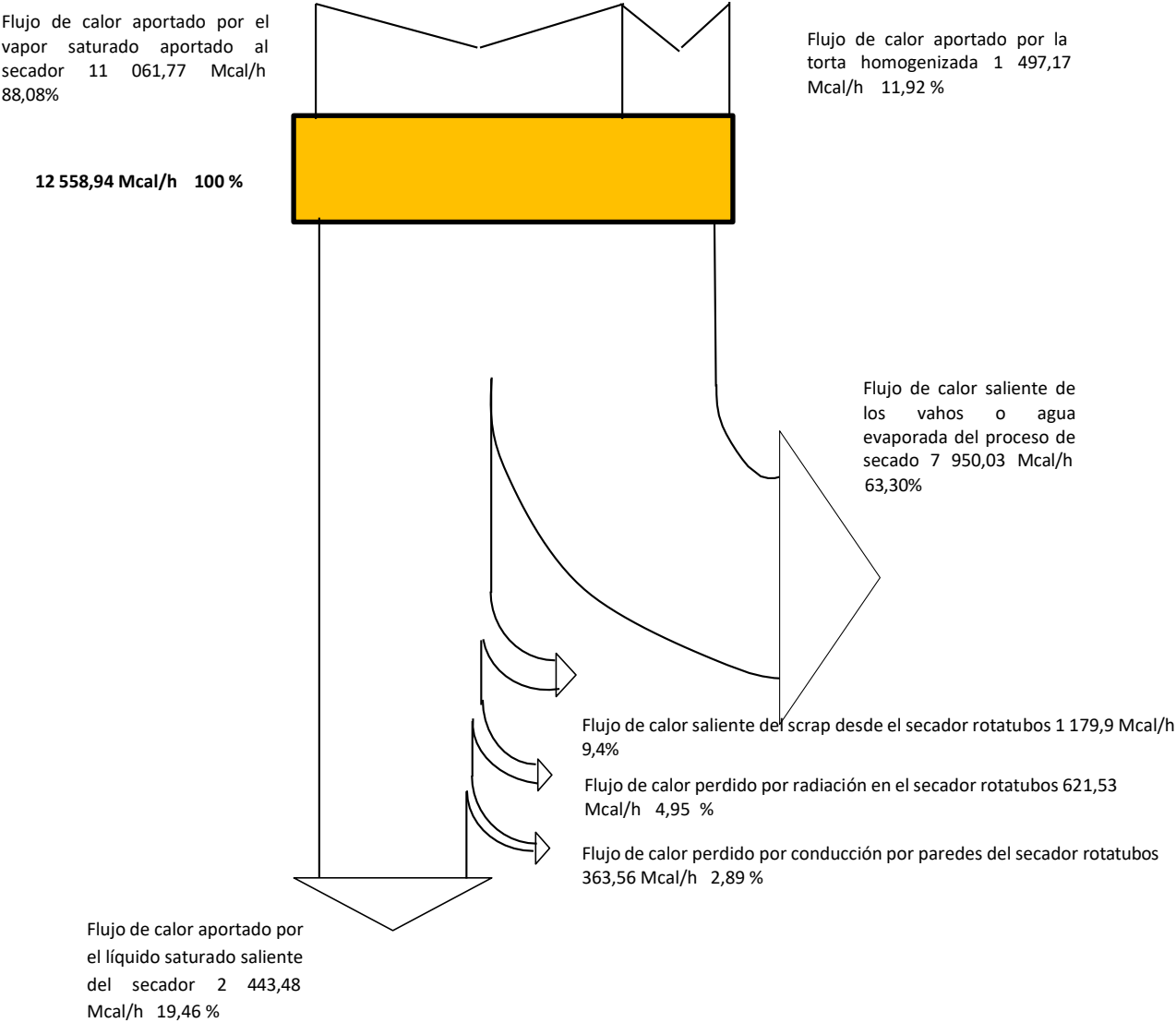
Anexo 5 Diagrama de sankey balance de energía final Secador FRT 8000 SC

Anexo 6 Diagrama de sankey balance de energía final Secador IFM-SCR-23

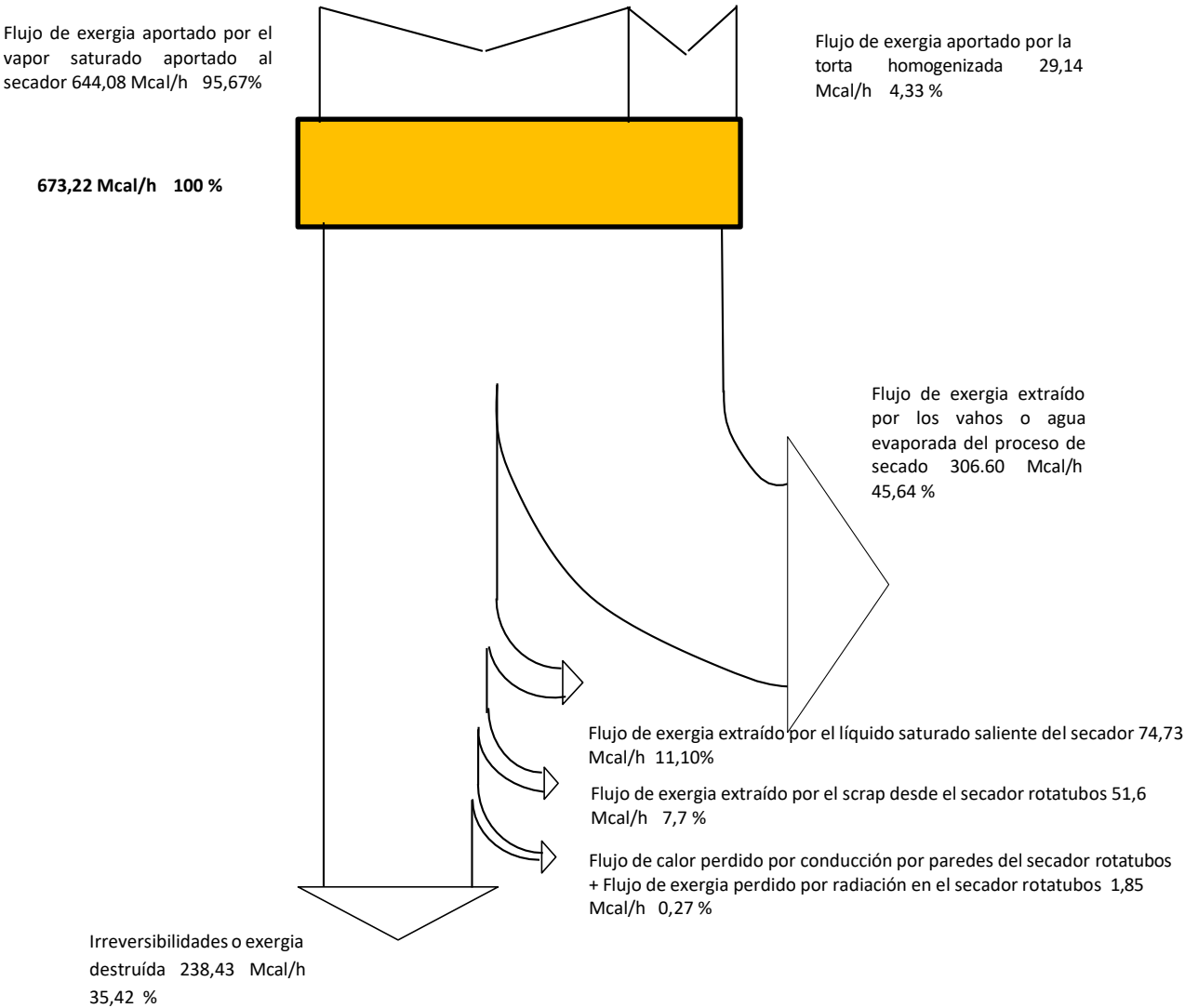
Anexo 1 Diagrama de sankey balance de energía inicial Secador FRT 8000 SC



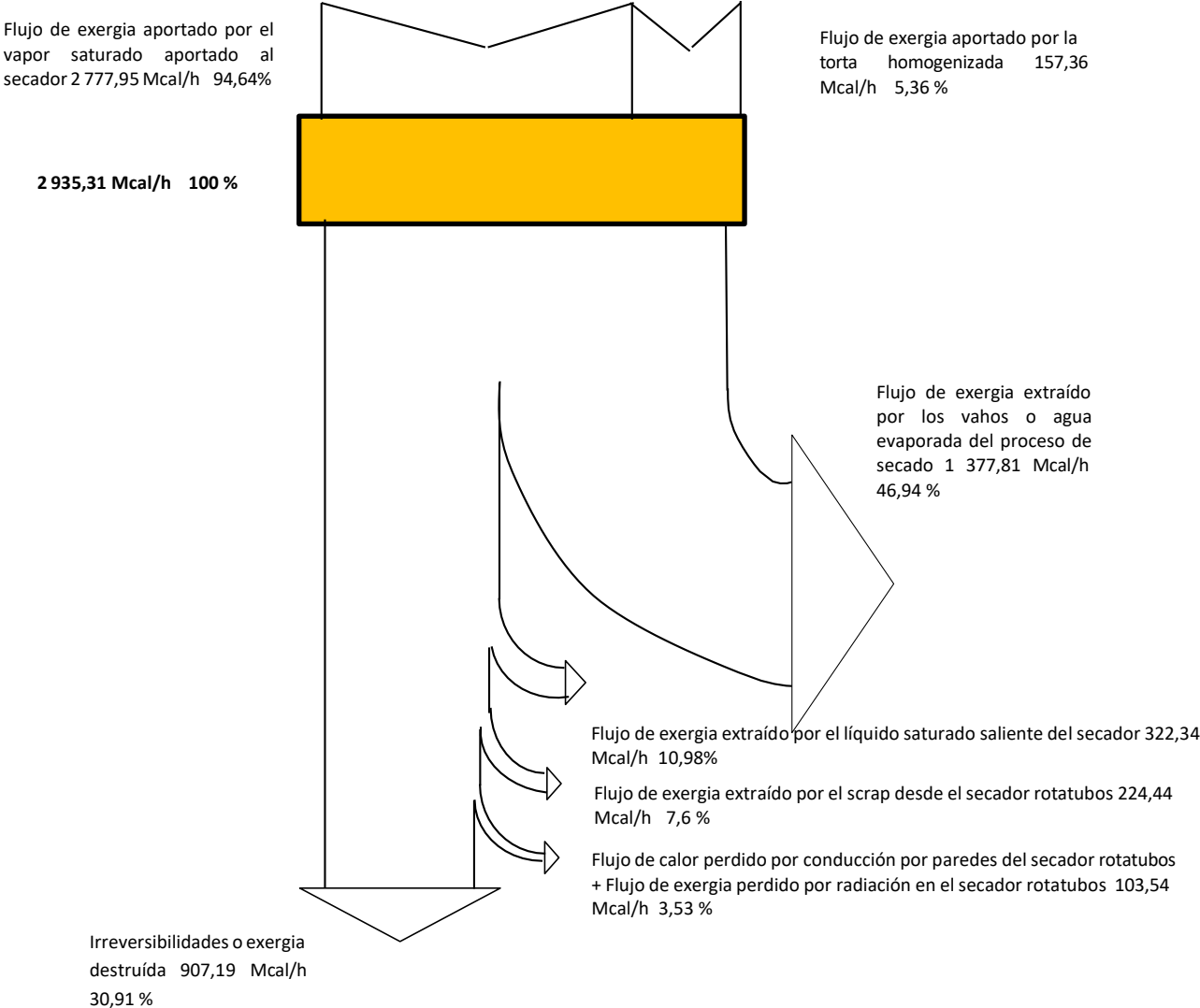
Anexo 2 Diagrama de sankey balance de energía inicial Secador IFM-SCR-23



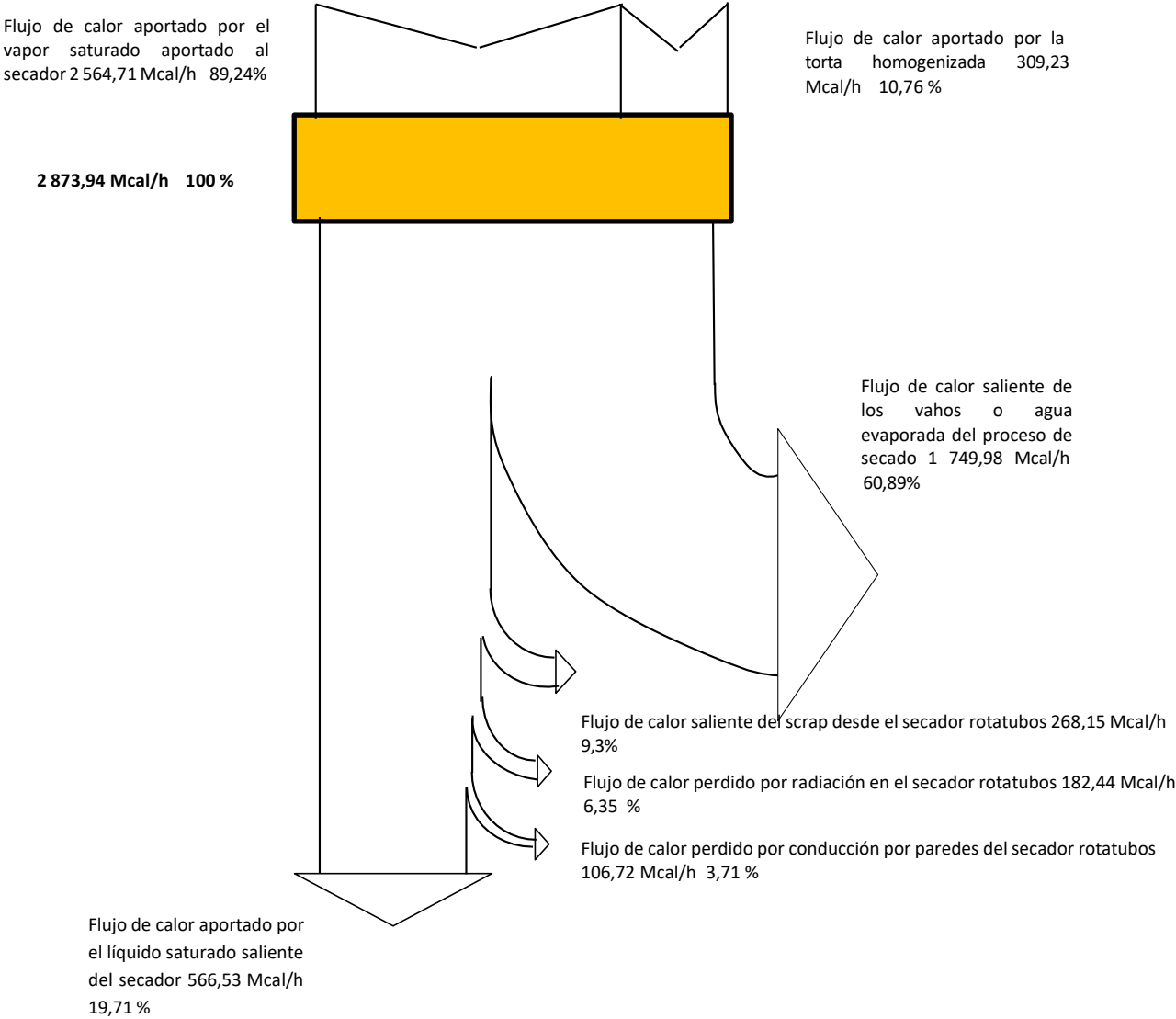
Anexo 3 Diagrama de sankey balance de exergia secador FRT 8000 SC



Anexo 4 Diagrama de sankey balance de exergia secador IFM-SCR-23



Anexo 5 Diagrama de sankey balance de energía final Secador FRT 8000 SC

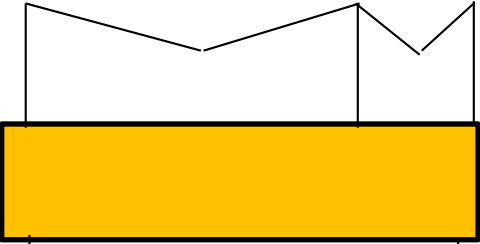


Anexo 6 Diagrama de sankey balance de energía final Secador IFM-SCR-23

Flujo de calor aportado por el vapor saturado aportado al secador 10 251,62 Mcal/h 84,56%

Flujo de calor aportado por la torta homogenizada 1 871,46 Mcal/h 15,44 %

12 123,08 Mcal/h 100 %



Flujo de calor saliente de los vahos o agua evaporada del proceso de secado 7 950,03 Mcal/h 65,58%

Flujo de calor saliente del scrap desde el secador rotatubos 1 192,32 Mcal/h 9,8%

Flujo de calor perdido por radiación en el secador rotatubos 443,4 Mcal/h 3,66 %

Flujo de calor perdido por conducción por paredes del secador rotatubos 272,67 Mcal/h 2,25 %

Flujo de calor aportado por el líquido saturado saliente del secador 2 264,52 Mcal/h 18,68 %



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Honorio Domínguez Miluska, Bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE SECADORES TIPO ROTATUBOS MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO EN EL SECTOR PESQUERO

presentado en 95... folios, para la obtención del Grado académico:

()

Título profesional:

(X)

Investigación anual:

()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 23 de diciembre del 2025.

Firma:

Nombres y Apellidos: Bach. Honorio Domínguez Miluska

DNI: 70878364

NOTA: Esta Declaración Jurada simple indica que mi investigación es un trabajo inédito, no exime a tesis e investigadores, que ni bien se retorne el servicio con el software antiplagio, ésta tendrá que ser aplicada antes que el informe final sea publicado en le Repositorio Institucional Digital UNS.



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Salazar Sánchez Fabrizio, Bachiller de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional:	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico:						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE SECADORES TIPO ROTATUBOS MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO EN EL SECTOR PESQUERO

presentado en 95... folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (X) Investigación anual: ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 23 de diciembre del 2025.

Firma:

Nombres y Apellidos: Bach. Salazar Sánchez Fabrizio

DNI: 72620220

NOTA: Esta Declaración Jurada simple indica que mi investigación es un trabajo inédito, no exime a tesis e investigadores, que ni bien se retorne el servicio con el software antiplagio, ésta tendrá que ser aplicada antes que el informe final sea publicado en le Repositorio Institucional Digital UNS.



ACTA DE APROBACION DE ORIGINALIDAD

Yo, Mg. Pérez Pinedo Oscar Fernando.

asesor / presidente de la Unidad de Investigación de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
Departamento Académico	Energía, Física y Mecánica					
Escuela de Postgrado	Maestría			Doctorado		
Programa académico:						
De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:						
EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE SECADORES TIPO ROTATUBOS MEDIANTE EL ANÁLISIS EXERGÉTICO EN EL SECTOR PESQUERO						
De : Bach. Honorio Domínguez Miluska Bach. Salazar Sánchez Fabrizio De la Escuela profesional: Ingeniería en Energía						
Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del 16 . % el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto. Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.						
Nuevo Chimbote, 23 de diciembre del 2025						
Firma:						
Nombres y Apellidos del Asesor: Mg. Pérez Pinedo Oscar Fernando.						
DNI: 32739412						

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor Informe de Tesis para obtener el título profesional

1) Apellidos/Nombres:

Bach. Honorio Domínguez Miluska
Bach. Salazar Sánchez Fabrizio

2) Título de la Tesis: Evaluación de la eficiencia de secadores tipo rotatubos mediante el análisis exergético en el sector pesquero

3) Evaluación del Contenido: La presente tesis para título reúne las condiciones metodológicas de la investigación científica y está en conformidad con los Artículos N° 39 y 40 del Reglamento General de Grados y Títulos vigente de la Universidad Nacional del Santa, concluyéndose que el tesista ha elaborado el presente informe dentro de las líneas de _____ investigación _____ que _____ promueve _____ la E.P.I.E. _____

4) Observaciones _____ Ninguna _____

5) Certificación de Aprobación: En calidad de asesor certifico la aprobación de la tesis para título.

Fecha: Nuevo Chimbote, 23 de diciembre del 2025.

Mg. Pérez Pinedo Oscar Fernando.
Asesor