

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE REVAPORIZADO
APROVECHANDO EL CONDENSADO DE LOS
EQUIPOS DE SECADO PARA REDUCIR EL
CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN UNA EMPRESA
PESQUERA**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA

JORGE ARMANDO CHOQUE LEON

Callao, 2018

PERÚ

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

En el auditorio Ausberto Rojas Saldaña de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, sito Av. Juan Pablo II N° 306, Bellavista - Callao, siendo las 7:24 del día jueves 13 de diciembre de 2018, se reunieron los miembros del Jurado Evaluador del I Ciclo de Tesis -Titulación por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis- de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao.

- Dr. Ing. Oscar Teodoro Tacza Casallo : Presidente
- Dr. Ing. Napoleón Jáuregui Nongrados : Secretario
- Dr. Ing. Pablo Mamani Calla : Vocal
- Mg. Ing. Yasser Hipólito Yarin Achachagua : Suplente

Designados por Resolución de Consejo de Facultad N° 155-2018-CF-FIME de fecha 24 de noviembre de 2018 y Resolución de Consejo de Facultad N° 162-2018-CF-FIME a fin de proceder al acto de evaluación de la Tesis titulada: **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE REVAPORIZADO APROVECHANDO LOS CONDENSADOS DE LOS EQUIPOS DE SECADO PARA REDUCIR EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN UNA EMPRESA PESQUERA"**, presentada por el señor Bachiller **CHOQUE LEÓN JORGE ARMANDO**.

Contando con la presencia del Supervisor General, Decano de la Facultad de Ciencias Administrativas Dr. Hernán Ávila Morales, Supervisor de la FIME, Dr. José Hugo Tezén Campos y el representante de la Comisión de Grados y Títulos Ing. Juan Adolfo Bravo Felix.

A continuación, se dio inicio a la sustentación de la Tesis de acuerdo a lo normado en los numerales del 10.1 al 10.4 del capítulo X de la Directiva para la Titulación Profesional por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis en la Universidad Nacional del Callao, aprobada por Resolución Rectoral N° 754-2013-R del 21 de agosto de 2013, modificada por la Resolución Rectoral N° 777-2013-R de fecha 29 de agosto de 2013 y la Resolución Rectoral N° 281-2014-R del 14 de abril de 2014 con la que se modifica el Art. 4.5 del capítulo IV de la organización del Ciclo de Tesis, así como lo normado en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Callao, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018-CU de fecha 30 de octubre de 2018.

Culminado el acto de sustentación, los señores miembros del Jurado Evaluador procedieron a formular las preguntas al indicado bachiller.

Luego de un cuarto de intermedio, para la deliberación en privado del Jurado respecto a la evaluación de la Tesis, se **ACORDÓ: CALIFICAR** la tesis sustentada por el señor bachiller **CHOQUE LEÓN JORGE ARMANDO** para optar el Título Profesional de Ingeniero en Energía por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis, según la puntuación cuantitativa y cualitativa que a continuación se indica:

CALIFICACIÓN CUANTITATIVA	CALIFICACIÓN CUALITATIVA
<u>16</u>	<u>Muy Bueno</u>

Finalmente, se procedió a leer en público el acta de sustentación.

Siendo las 7:50 del día jueves trece de diciembre del dos mil dieciocho, el señor Presidente del Jurado Evaluador dio por concluido el acto de sustentación de Tesis.

En señal de conformidad con lo actuado, se levanta la presente acta.

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
 OFICINA DE SECRETARÍA GENERAL

EL SECRETARIO GENERAL DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO que suscribe, CERTIFICA: Que la presente copia fiel del original. Se expide la presente certificación a solicitud del (a) interesado (a) para los fines que juzgue conveniente
 Callao, 13 de OCT del 2021 del 20.....

Dr. Oscar Teodoro Tacza Casallo Presidente Dr. Napoleón Jáuregui Nongrados Secretario

Dr. Pablo Mamani Calla Vocal Mg. Yasser Hipólito Yarin Achachagua Suplente

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
 Oficina de Secretaría General
 Abog. Luis Alfonso Cuadros Cuadros
 Secretario General

DEDICATORIA

A mis padres Hermelinda y Agustín,
por su sacrificio, porque sin ellos
nada de esto sería posible.

A mis hermanos Anthony y Cristhian
por ser mi ejemplo a seguir.

A toda mi familia en general y amigos
por su apoyo incondicional en cada
uno de mis objetivos.

AGRADECIMIENTO

A mi tutor Ing. Mg. Juan Palomino, por su apoyo y asesoramiento en la realización de mi tesis, por compartirme sus conocimientos y ser el guía durante todo el desarrollo de la presente investigación.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía donde recibí una formación ética y profesional.

A mis amigos por su comprensión y por el tiempo que se dieron en brindarme su apoyo cuando lo requerí a lo largo del desarrollo de la presente investigación.

A todos los profesionales quienes me ofrecieron su ayuda y compartieron sus conocimientos a lo largo de mi formación profesional.

INDICE

TABLAS DE CONTENIDO.....	4
RESUMEN.....	7
ABSTRACT	8
INTRODUCCIÓN.....	9
CAPITLO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	11
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA	11
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	13
1.2.1 Problema general.....	13
1.2.2 Problemas específicos	13
1.3 OBJETIVOS	13
1.3.1 Objetivo general.....	13
1.3.2 Objetivos específicos	13
1.4 LIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	13
1.5 JUSTIFICACIÓN	14
1.5.1 Justificación tecnológica	14
1.5.2 Justificación económica	14
1.5.3 Justificación práctica	14
1.5.4 Justificación ambiental	14
CAPITLO II. MARCO TEÓRICO.....	15
2.1 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO.....	15
2.1.1 Nacionales	15
2.1.2 Internacionales.....	16
2.2 MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL.....	17
2.2.1 Marco teórico	17
2.2.2 Marco conceptual.....	35
2.3 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS.....	45
CAPITLO III. HIPOTESIS Y VARIABLES	47

3.1 HIPÓTESIS	47
3.1.1 Hipótesis general	47
3.1.2 Hipótesis específicas.....	47
3.2 DEFINICIÓN DE VARIABLES.....	47
3.2.1 Variable independiente:	47
3.2.2 Variable dependiente:	47
3.3 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	47
CAPITLO IV. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACION.....	49
4.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.	49
4.1.1 Parámetros de diseño	49
4.1.2 Etapas de diseño	50
4.1.3 Ingeniería de Detalle	50
4.1.4 Análisis de costos	87
4.2 POBLACIÓN Y MUESTRA.....	89
4.3 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN DOCUMENTAL	89
4.4 ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS.....	90
CAPITLO V. RESULTADOS.....	91
CAPITLO VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS	94
6.1 CONTRASTACIÓN DE LA HIPÓTESIS	94
6.2 CONTRASTACIÓN DE LOS RESULTADOS CON ESTUDIOS SIMILARES	94
6.3 RESPONSABILIDAD ÉTICA.....	96
CONCLUSIONES	97
RECOMENDACIONES.....	98
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	99
ANEXOS	101
A.1 MATRIZ DE CONSISTENCIA.	101

A.2 INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	101
A.3 PLANOS.....	101
A.4 TABLAS DE VAPOR	101
A.5 TABLA DE CONVERSIÓN DE UNIDADES	101
A.6 TABLA DE TENSIÓN PERMITIDA DE MATERIALES	101
A.7 FICHA TÉCNICA TRAMPA DE VAPOR.....	101
A.8 FICHA TÉCNICA TUBERÍAS	101

TABLAS DE CONTENIDO

INDICE FIGURAS

Figura	Nº2.1	FLUJO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE PESCADO.....	22
Figura	Nº2.2	CALDERA.....	35
Figura	Nº2.3	INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO Y CORAZA VERTICAL.....	38
Figura	Nº2.4	TANQUE DE REVAPORIZADO.....	39
Figura	Nº2.5	DIAGRAMA T – V.....	40
Figura	Nº2.6	REVAPORIZADO EN UNA TRAMPA DE VAPOR	42
Figura	Nº2.7	TRAMPAS DE VAPOR.....	45
Figura	Nº4.1	AISLAMIENTO TERMICO DE TANQUE REVAPORIZADO.....	65
Figura	Nº4.2	AISLAMIENTO TERMICO SALIDA DE REVAPORIZADO.....	66
Figura	Nº4.3	DIAMETRO DE LA TUBERIA DE ENTRADA DEL CONDENSADO DE LOS ROTADISCOS.....	67
Figura	Nº4.4	AISLAMIENTO TERMICO CONDENSADO SECADORES ROTADISCO.....	68
Figura	Nº4.5	DIAMETRO DE LA TUBERIA DE ENTRADA DEL CONDENSADO DE LOS ROTATUBOS.....	69
Figura	Nº 4.6	AISLAMIENTO TERMICO CONDENSADO LOS SECADORES ROTATUBO.....	70
Figura	Nº 4.7	AISLAMIENTO TERMICO SALIDA DE CONDENSADO DEL TANQUE.....	71
Figura	Nº4.8	TRAMPAS FLOTADOR WATSON MCDANIEL...	73
Figura	Nº4.9	AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD PRINCIPAL DE REVAPORIZADO.....	75
Figura	Nº4.10	AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD REVAPORIZADO PARA COCINAS.....	76

Figura	N°4.11	ASILAMIENTO TERMICO TUBERIA MANIFOLD PRINCIPAL A MANIFOLD COCINAS.....	78
Figura	N°4.12	AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD REVAPORIZADO ICC SANGUAZA.....	79
Figura	N°4.13	ASILAMIENTO TERMICO TUBERIA MANIFOLD PRINCIPAL A MANIFOLD ICC SANGUAZA.....	80
Figura	4.14	AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCION REVAPORIZADO A COCINAS..	82
Figura	4.15	AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCION REVAPORIZADO A ICC SANGUAZA.....	83
Figura	4.16	AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCION REVAPORIZADO A SEPARADORA.....	85

INDICE DE TABLAS

Tabla	N°3.1	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	48
Tabla	N°4.1	COMPOSICIÓN DE MATERIA PRIMA EN PROCESOS.....	51
Tabla	N°4.2	TEMPERATURAS DE PROCESO.....	52
Tabla	N°4.3	RESUMEN CONSUMO DE VAPOR EN EQUIPOS	61
Tabla	N°4.4	DIMENSIONES DE TANQUE DE REVAPORIZADO.....	63
Tabla	N°4.5	RESUMEN DIMENSIONES DE TANQUE DE REVAPORIZADO.....	72
Tabla	N°4.6	USO DE REVAPORIZADO EN PROCESO.....	73
Tabla	N°4.7	CONSUMO DE COMBUSTIBLE SIN USO DE REVAPORIZADO.....	86
Tabla	N°4.8	CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON USO DE REVAPORIZADO.....	87

Tabla	N°4.9	FLUJO DE CAJA NETO.....	88
Tabla	N°4.10	INDICADORES ECONÓMICOS.....	89
Tabla	N°5.1	CONSUMO DE COMBUSTIBLE TEMPORADA 2018 – II.....	91
Tabla	N°5.2	CONSUMO DE COMBUSTIBLE TEMPORADA 2018 – II CON SISTEMA DE REVAPORIZADO...	92
Tabla	N°5.3	DIMENSIONES DEL SISTEMA DE REVAPORIZADO.....	93

INDICE DE GRÁFICAS

Gráfica	N°1.1	INDICADOR DE CONSUMO DE PETRÓLEO POR TONELADA DE HARINA PRODUCIDA 2018.....	12
---------	-------	---	----

RESUMEN

La presente tesis es de tipo aplicada y nivel tecnológico, se planteó el diseño de un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado para reducir el consumo de combustible en una empresa pesquera, se evaluaron las condiciones actuales de consumo de vapor, combustible y especial énfasis en la cantidad de energía contenida en el revaporizado del condensado de los equipos de secado.

El objetivo de este trabajo fue diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los secadores para utilizar esta energía útil como fluido de calentamiento en los procesos y lograr un ahorro en el consumo de combustible.

El diseño de la investigación se realizó por el principio de conservación de la masa ya que no se cuentan con flujómetros en las líneas de proceso y era necesario determinar el flujo de masa que se requiere calentar o secar para calcular la cantidad de energía térmica consumida en estos equipos. Teniendo los datos de operación y la cantidad de energía térmica de los equipos se realizó una evaluación a fin de definir a que equipos se pueden abastecer aprovechando la energía del revaporizado. Se tuvo como resultado que con el diseño de un sistema de revaporizado se generó un ahorro de combustible de 23,559.80 galones/temporada de petróleo R500 lo cual equivale a un ahorro económico de US\$ 58,149.49. Además, se determinaron las dimensiones del tanque de revaporizado, las tuberías de distribución a los equipos consumidores y sus accesorios.

Los valores del VAN, TIR y Payback nos permitió considerar este diseño factible económicamente.

Palabras claves: Sistema de revaporizado – Condensado - Consumo de combustible

ABSTRACT

This thesis is of applied type and technological level, the design of a revaporizado system generated by the condensate of the drying equipment to reduce fuel consumption in a fishing company, the current steam consumption conditions were evaluated, fuel and special emphasis on the amount of energy contained in the condensate revaporizado of the drying equipment.

The objective of this work was to design a revaporizado system taking advantage of the condensate of the dryers to use this useful energy as a heating fluid in the processes and achieve a saving in fuel consumption.

The design of the research was carried out by the principle of conservation of the mass since there are no flowmeters in the process lines and it is necessary to determine the mass flow that is required to heat or dry to calculate the amount of thermal energy consumed in This teams. Taking into account the operation data and the amount of thermal energy of the equipment, an evaluation was carried out in order to define which equipment can be supplied by taking advantage of the revaporized energy. The result was that with the design of a revaporizado system a fuel saving of 23,559.80 gallons / season of oil R500 was generated which is equivalent to an economic saving of US \$ 58,149.49. In addition, the dimensions of the revaporizado tank, distribution pipes to consumer equipment and accessories were determined.

The values of the VAN, TIR and Payback allowed us to consider this design economically feasible.

Keywords: Revaporized system – Condensed - Consumption of fuel.

INTRODUCCIÓN

La industria pesquera es una de las principales fuentes de ingresos de divisas a la economía peruana por la gran magnitud que ha alcanzado su desarrollo desde el boom de la pesca en los años 60.

Hoy en día las industrias buscan mejorar sus métodos de trabajo encontrando nuevas tecnologías para incrementar su producción, reducir sus costos operativos y, en la actualidad, se considera de gran importancia reducir el impacto ocasionado al medio ambiente debido a sus operaciones. Las empresas de procesamiento de harina de pescado tienen un consumo considerable de energía térmica para sus procesos de cocción, calentamiento y secado, esta energía térmica es entregada por el vapor de agua generado por las calderas.

El consumo de combustible representa el segundo costo de producción más elevado en la industria pesquera después de la mano de obra por lo que un proyecto de mejora para ahorrar combustible sería de gran impacto en la línea de proceso.

En la empresa pesquera de la investigación se tenía energía útil que no estaba siendo aprovechada en el proceso generando así un alto consumo de combustible, altos costos de producción e indicadores no deseables.

En los procesos de producción de harina de pescado se tienen equipos que consumen vapor de agua a distintas presiones, el área de secado que consume vapor a presión alta 60 – 90 psig, el área de cocción e intercambiadores de calor consume vapor a baja presión 10 – 20 psig. El condensado de los equipos de secado están a una presión intermedia el cual contiene energía útil y puede ser aprovechada en los equipos consumidores de vapor a baja presión.

La presente investigación tuvo como objetivo diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado el cual consta de un solo tanque de recepción del revaporizado de todos los equipos de secado y su correcta distribución a los equipos consumidores

de vapor de baja presión y así obtener una reducción en el consumo de combustible lo cual se verá reflejado en menores costos de producción y mejorar los indicadores.

En el primer capítulo se encuentra el planteamiento del problema que se refiere al alto consumo de combustible en la empresa pesquera. En el segundo capítulo se desarrolla el marco teórico en donde se definen las leyes de la termodinámica y conceptos se usarán para el desarrollo de la investigación. En el tercer capítulo se definen las variables de la investigación y las hipótesis como respuesta a los problemas. En el cuarto capítulo se encuentra la metodología de la investigación en donde se define qué tipo de investigación, los pasos para desarrollarla, la ingeniería de detalle y el análisis de costos. En el quinto capítulo se presentarán los resultados de la investigación. En el sexto capítulo se desarrolla la discusión de los resultados, contrastación con las hipótesis y con estudios similares a la investigación. Posteriormente se detallarán las conclusiones , recomendaciones, referencias bibliográficas y anexos necesarios para la investigación.

CAPITLO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

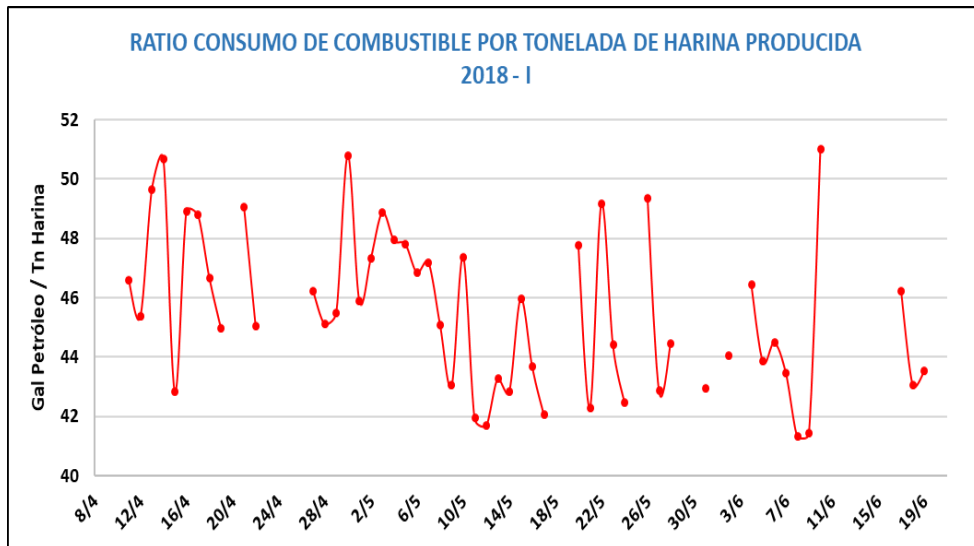
1.1 Descripción de la realidad problemática

La empresa pesquera actualmente cuenta con una capacidad procesamiento de 100 ton/hr debido a una ampliación de planta por lo que se tienen nuevos equipos de proceso.

La planta tiene una potencia instalada en calderas de 4600 BHP, el vapor generado por estas calderas es consumido por las 02 cocinas, 04 secadores (02 rotadiscos y 02 rotatubos) e intercambiadores de calor para calentamiento de líquidos de proceso. Se tenían 3 tanques de revaporizado o vapor flash los cuales recibían el condensado a alta temperatura proveniente de los secadores (excepto del secador rotatubo nuevo), este revaporizado era usado en las chaquetas de las cocinas como calentamiento del equipo.

En las últimas temporadas de producción de la empresa pesquera, se presentaron indicadores elevados de consumo de combustible (petróleo residual 500) por tonelada de harina producida, este consumo de combustible, entre otros factores como: Regulación de la combustión, aislamiento térmico y no retorno del total de condensado, estaba relacionado con el mal o no uso de la energía útil del condensado de los secadores (revaporizado) en los procesos. Este indicador en la industria pesquera, en promedio, se maneja de 40 – 42 galones de petróleo por tonelada de harina producida, en la empresa pesquera de la investigación se encontraba entre 46 – 47 como promedio, tal como se muestra en la Gráfica 1.1.

Gráfica N° 1.1
 INDICADOR DE CONSUMO DE PETRÓLEO POR TONELADA DE
 HARINA PRODUCIDA 2018



Fuente: Elaboración propia.

La planta contaba con 3 tanques de revaporizado, uno por cada secador, cada uno conectado independientemente a un equipo, estos tanques estaban a diferentes presiones, varían dependiendo de la presión de trabajo de los secadores, esto generaba problemas de calentamiento por no tener presiones uniformes, por lo que el operador optaba por hacer uso del vapor directo de las calderas.

Además, el revaporizado del condensado del secador rotatubo nuevo, estaba siendo enviado directamente al tanque de condensado no aprovechando la energía útil que contiene. Estas deficiencias conllevaban a no usar todo el revaporizado generado de manera adecuada y por consecuencia un alto consumo de combustible

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los secadores que permita reducir el consumo de combustible en una empresa pesquera?

1.2.2 Problemas específicos

P1.- ¿De qué manera la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores determina las dimensiones del sistema?

P2.- ¿De qué manera el revaporizado recuperado influye en el ahorro económico de la empresa pesquera?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado para reducir el consumo de combustible en una empresa pesquera.

1.3.2 Objetivos específicos

O1.- Calcular la cantidad y energía de revaporizado del condensado de los secadores para dimensionar el sistema.

O2.- Determinar el ahorro económico por la recuperación de la energía térmica del revaporizado de los secadores.

1.4 Limitación de la investigación

- Teórica: En las teorías de conservación de la energía y conservación de la masa.
- Temporal: El problema de la investigación es actual.
- Espacial: La presente investigación se dio en una empresa pesquera y se podría replicar en toda la industria pesquera a lo largo del litoral.

1.5 Justificación

1.5.1 Justificación tecnológica

El diseño de este sistema de revaporizado permitió aprovechar adecuadamente la energía calorífica de los condensados, además, permitió tener un calentamiento uniforme en los equipos consumidores de vapor.

1.5.2 Justificación económica

El diseño de este proyecto de investigación trajo beneficios operacionales y económicos a la empresa, se logró una reducción de combustible de 23,259.8 galones de petróleo por temporada de producción lo cual se ve reflejado en un ahorro económico de US\$ 58,149.49 por cada temporada de producción.

1.5.3 Justificación práctica

Si bien en esta investigación el beneficiario fue directamente una empresa pesquera, este tipo de proyecto se puede implementar en cualquier industria pesquera a lo largo del litoral. Además, bajo ciertos parámetros se puede replicar en cualquier tipo de industria que consuma vapor de agua en sus procesos como calentamiento indirecto.

1.5.4 Justificación ambiental

En la industria pesquera aún se está usando petróleo residual 500, siendo este combustible uno de los que emite más gases contaminantes al medio ambiente, como combustible por lo que la reducción del consumo de este combustible se verá reflejado en una reducción de emisiones de gases de efecto de invernadero cumpliendo con el compromiso ambiental de la COP21.

CAPITULO II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del estudio.

2.1.1 Nacionales

- BARGARAN, Luis. Diseño de un sistema de purga automática de fondo y superficie para ahorro y disponibilidad de energía térmica en una caldera pirotubular de 1000 BHP. Tesis (Título profesional Ingeniero en Energía). Callao: Universidad Nacional del Callao, 2014. 152 pp.

Resultados:

La tesis de grado surge debido a que las purgas de superficie estaban siendo evacuadas manualmente por lo que no había un control adecuado de las mismas; además, las purgas eran enviadas al drenaje conteniendo energía útil. Se tuvo como objetivo diseñar un sistema de purga automática para mejorar el control de purga de sólidos totales disueltos y evaluar la energía de esta purga que se envía al drenaje para poder emplearla como medio de calentamiento del agua de reposición que ingresa al tanque de alimentación de la caldera. Los resultados de la investigación fueron el aumento de la eficiencia térmica de generación de vapor en un 2% lo cual representa US\$ 50,873.22 de ahorro anual debido al sistema de purga automática y su aprovechamiento como calentamiento.

- CUSTODIO, Juan y SOLIS, Enzo. Evaluación del Sistema de Recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares en la empresa Pesquera Austral Group S.A.A – Coishco. Tesis (Título profesional Ingeniero Mecánico). Chimbote: Universidad Nacional de Santa, 2017. 76pp.

Resultados:

La tesis de grado surge como necesidad de mejorar día a día en sus procesos productivos, así como el ahorro y uso eficiente de la energía. El objetivo de la investigación es reducir el consumo de vapor en la planta de harina mediante el sistema de recuperación de purgas de fondo y nivel de

las calderas. Los resultados de la investigación fueron un ahorro de combustible de 17,632.40 Gal R500/año lo cual se reflejó en un ahorro económico de US\$ 12,568.51 anuales.

- URCIA, Gary. Implementación de un sistema de vapor flash para reducción del consumo de vapor en el área de cocción – Empresa Pesquera Centinela S.A.C. Tesis (Título profesional Ingeniero en Energía). Chimbote: Universidad Nacional de Santa, 2016. 150 pp.

Resultados:

La tesis de grado surge debido a un alto consumo de vapor en el área de cocción. Se tuvo como objetivo reducir este consumo de vapor mediante la implementación un sistema de vapor flash para usar recuperar la energía útil de los equipos de secado. Los resultados de la investigación fueron una reducción en el consumo de vapor de 11.24% en el área de cocción, permitiendo un ahorro de combustible de 29.36 gln/hr de petróleo residual equivalente a un ahorro económico de US\$ 98,356.00.

2.1.2 Internacionales

- BOHORQUEZ, Roberto. Auditoría Energética al Circuito de Vapor y Condensado de una Planta de Elaboración de Café Liofilizado. Tesis (Título profesional de Ingeniero Mecánico). Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2013. 236 pp.

La tesis de grado surge debido al alto consumo de combustible en la empresa de elaboración de café. Se tuvo como objetivo realizar una auditoría energética al circuito de vapor y condensado a fin de obtener un ahorro económico mediante la reducción del consumo de combustible con la identificación de oportunidades de recuperación y conservación de la energía. Los resultados de la investigación fueron un ahorro económico de US\$ 32,879.75 por año.

- MARTINEZ, Miriam. Sistema de Recuperación de Condensados de una Línea de Decapado de Bobinas Laminadas en Caliente. Tesis (Master en Seguridad Industrial y Medio Ambiente). Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2009. 63pp.

La tesis surgió basada en la necesidad de optimizar el consumo energético de una empresa del sector siderúrgico. Se tuvo como objetivo la reutilización de los condensados generados en el circuito de calentamiento de los tanques de ácido de un decapado químico para disminuir el consumo de agua desmineralizada y el consumo de vapor. Se obtuvieron ahorros de agua desmineralizada de 2.5 – 4.5 m³/h, 0.5 toneladas de vapor/h y agua residual de 2.5 – 4.5 m³/hr.

- SOSA, José. Recuperación de condensados generados en el sistema de drenaje de cabezales de vapor y venas de calentamientos en el área de setil (servicios auxiliares) de la refinería estatal de esmeraldas. Tesis (Título profesional Ingeniero Químico). Guayaquil: Universidad de Guayaquil, 2013. 111pp.

Resultados:

La tesis de grado surge debido a la creciente demanda de energía, el elevado costo de combustible y los problemas ambientales. El objetivo fue reducir el consumo de combustible mediante el diseño de un sistema de recuperación de condensados generados por los equipos del proceso de la refinería. Se tuvo como resultado el ahorro de 5 m³/h de condensado lo cual equivale a un ahorro económico de US\$ 748,745.23 al año.

2.2 Marco teórico y conceptual

2.2.1 Marco teórico

Termodinámica

Según Yunus Cengel, 2014 manifiesta que la termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía. Aunque todo el mundo tiene idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía se puede considerar como la capacidad de causar cambios. El término

termodinámica proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual corresponde a lo más descriptivo de los primeros esfuerzos para convertir el calor en energía. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir aspectos de la energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Principio de conservación de la energía

Según Yunus Cengel, 2014 señala que la primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso.

Se sabe que una roca a una altura determinada posee cierta energía potencial, y que parte de esta se convierte en cinética cuando cae la roca. Los datos experimentales muestran que la disminución de energía potencial es exactamente igual al incremento en energía cinética cuando la resistencia del aire es insignificante con lo que se confirma el principio de conservación de la energía para la energía mecánica.

Considere un sistema que experimenta una serie de procesos adiabáticos desde un estado específico 1 a otro estado 2. Al ser adiabáticos, es evidente que este proceso no tiene que ver con transferencia de calor, pero sí con varias clases de interacción de trabajo. Las mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican lo siguiente: para todos los procesos adiabáticos entre dos estados determinados de un sistema cerrado, el trabajo neto realizado es el mismo sin importar la naturaleza del sistema cerrado ni los detalles del proceso. Considerando que existe un número finito de maneras para llevar a cabo interacciones de trabajos en

condiciones adiabáticas, el enunciado anterior parece muy poderoso para tener implicaciones trascendentes. Este enunciado, basado en gran medida en los experimentos hechos por Joule en la primera mitad del siglo XIX, no se puede extraer de ningún otro principio físico conocido y se reconoce como principio fundamental o **primera ley de la termodinámica** o solo **primera ley**.

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}}$$

La energía se manifiesta en varias formas, siendo estas:

- **Energía interna:** Denominada por el símbolo u , intenta ser el reflejo de la energía a escala microscópica de un sistema. Concretamente, es la suma de la energía cinética interna, es decir, de las sumas de las energías cinéticas de las individualidades que lo conforman respecto al centro de masa del sistema, y de la energía potencial interna, que es la energía potencial asociada a las interacciones entre estas individualidades. No es la energía cinética rotacional o de traslación del sistema como un todo.
- **Energía potencial:** La energía potencial externa de los materiales que entran y salen del sistema, expresada en relación a un plano de referencia.
- **Energía cinética:** Es la energía relacionada a la velocidad del flujo.
- **Trabajo:** Es la energía eliminada en forma de trabajo realizado por un sistema y puede ser de tipo mecánico o eléctrico. Se denomina por W .
- **Calor añadido:** La energía añadida en forma de calor al sistema, denominada por q .

Al realizar un balance de energía, se debe tener en cuenta todos los tipos de energía presentes en el sistema, despreciando si es necesario aquellas que sean insignificantes para la simplificación de los cálculos.

Asimismo, para expresar la energía requerida para producir una modificación de la temperatura de un flujo másico siempre que no haya cambio de fase es:

$$Q = \dot{m} * C_p * \Delta T \dots (1)$$

Donde:

Q: Calor requerido por el producto

m: Flujo másico del producto (kg/s)

C_p: Calor específico del producto (KJ/kg °C)

ΔT: Variación de temperatura del producto.

Para expresar el calor cedido por el vapor en su cambio de fase se usa la siguiente fórmula:

$$Q = \dot{m} * h_{fg} \dots (2)$$

Donde:

Q: Calor cedido por el vapor

m: Flujo másico de vapor saturado (kg/s)

h_{fg}: Entalpía de calor latente del vapor a la presión de operación (KJ/kg)

Principio de conservación de la masa

Según Yunus Cengel, 2014 opina que el principio de conservación de la masa para un volumen de control se puede expresar como: La transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del volumen de control durante un intervalo de tiempo.

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}}$$

El balance de masa es necesario siempre que no se saben las cantidades de flujo másico que se tienen en las etapas de proceso, si se tuvieran medidores de flujo en cada una de las etapas, el balance de masa sería innecesario puesto que se tendría contabilizada el flujo en todos los procesos de producción.

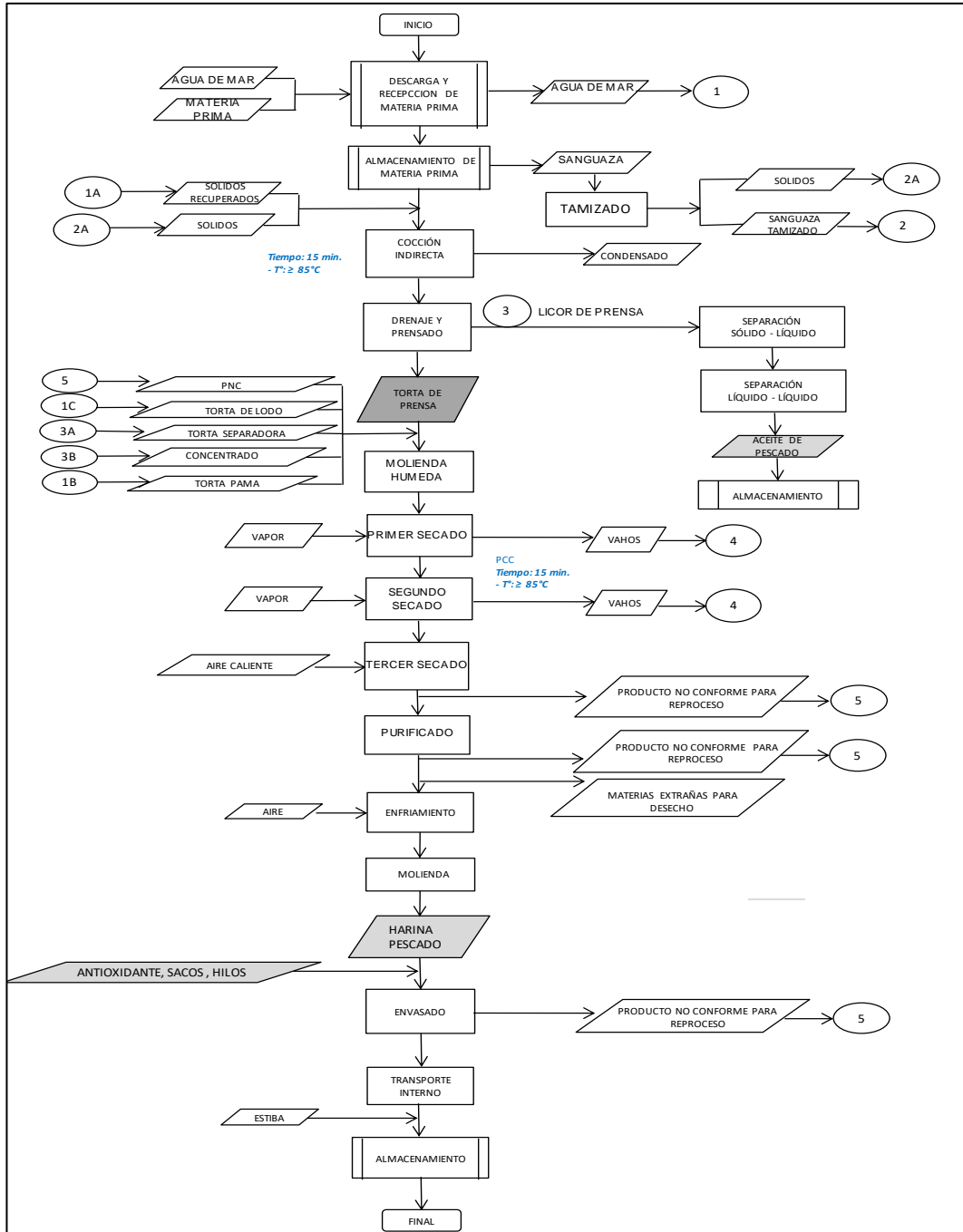
Balance de masa en proceso de harina de pescado

Según el Principio de conservación de la masa, el flujo de entrada en un volumen de control es igual al flujo de salida.

A continuación, se muestra un diagrama de flujo para la producción de harina de pescado.

Figura N° 2.1

FLUJO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE PESCADO



Fuente: Aseguramiento de la Calidad Empresa Pesquera

a. Materia prima procesada:

La materia prima es almacenada en unas pozas para luego ser enviadas al proceso mediante transportadores helicoidales.

$$\mathbf{MP = \%S_{MP} * MP + \%G_{MP} * MP + \%H_{MP} * MP... (3)}$$

Donde:

MP: Flujo de materia prima recibida (Ton/hr)

$\%S_{MP}$: Porcentaje de sólidos de la materia prima (%)

$\%G_{MP}$: Porcentaje de grasa de la materia prima (%)

$\%H_{MP}$: Porcentaje de humedad de la materia prima (%)

b. Tratamiento de agua de bombeo:

El agua de bombeo es tratada antes de ser enviada al mar. Además, se recuperan los sólidos contenidos en el agua de bombeo de la materia prima.

$$\mathbf{\dot{m}_{tag} = 1.5 * MP... (4)}$$

$$\mathbf{\dot{m}_{LH} = 4.5\% * \dot{m}_{tag}... (5)}$$

$$\mathbf{\dot{m}_{LH} = \%S_{LH} * \dot{m}_{LH} + \%G_{LH} * \dot{m}_{LH} + \%H_{LH} * \dot{m}_{LH}... (6)}$$

$$\mathbf{S_{LH} = S_{LHD}... (7)}$$

$$\mathbf{G_{LH} = G_{LHD}... (8)}$$

$$\mathbf{H_{LHD} = 4.2 * H_{LH}... (9)}$$

$$\mathbf{\dot{m}_{LHD} = \%S_{LHD} * \dot{m}_{LHD} + \%G_{LHD} * \dot{m}_{LHD} + \%H_{LHD} * \dot{m}_{LHD}... (10)}$$

Donde:

\dot{m}_{tag} : Flujo de masa de tratamiento de agua de bombeo (Ton/hr)

\dot{m}_{LH} : Flujo de masa de lodos húmedos (Ton/hr)

\dot{m}_{LHD} : Flujo de masa de lodos húmedos diluidos (Ton/hr)

$\%S_{LH}$: Porcentaje de sólidos de lodos húmedos (%)

$\%G_{LH}$: Porcentaje de grasa de lodos húmedos (%)

$\%H_{LH}$: Porcentaje de humedad de lodos húmedos (%)
 $\%S_{LHD}$: Porcentaje de sólidos de lodos húmedos diluidos (%)
 $\%G_{LHD}$: Porcentaje de grasa de lodos húmedos diluidos (%)
 $\%H_{LHD}$: Porcentaje de humedad de lodos húmedos diluidos (%)
 S_{LH} : Flujo másico de solidos de lodos húmedos (Ton/hr)
 G_{LH} : Flujo másico de grasas de lodos húmedos (Ton/hr)
 H_{LH} : Flujo másico de humedad de lodos húmedos (Ton/hr)
 S_{LHD} : Flujo másico de solidos de lodos húmedos diluidos (Ton/hr)
 G_{LHD} : Flujo másico de grasas de lodos húmedos diluidos (Ton/hr)
 H_{LHD} : Flujo másico de humedad de lodos húmedos diluidos (Ton/hr)

c. Separadora Ambiental:

El agua de bombeo es enviada a una separadora ambiental la cual se encarga de recuperar sólidos al proceso y separar los efluentes como fluido residual.

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{LHD} = \dot{m}_{TDA} + \dot{m}_{efl} \dots (11)$$

$$\dot{m}_{TDA} = \frac{(S_{LHD} - \%S_{efl})\dot{m}_{LHD}}{\%S_{TDA} - \%S_{efl}} \dots (12)$$

$$\dot{m}_{TDA} = \%S_{TDA} * \dot{m}_{TDA} + \%G_{TDA} * \dot{m}_{TDA} - \%H_{TDA} * \dot{m}_{TDA} \dots (13)$$

Donde:

m_{SA} : Flujo de masa entrante a separadora ambiental (Ton/hr)

m_{TDA} : Flujo de masa de torta decanter ambiental (Ton/hr)

m_{efl} : Flujo de masa de efluentes (Ton/hr)

$\%S_{TDA}$: Porcentaje de sólidos de torta decanter ambiental (%)

$\%G_{TDA}$: Porcentaje de grasas de torta decanter ambiental (%)

$\%H_{TDA}$: Porcentaje de humedad de torta decanter ambiental (%)

$\%S_{efl}$: Porcentaje de sólidos de efluentes (%)

d. Recuperación de sólidos

Se realiza mediante unos filtros rotativos en donde ingresa el agua de bombeo quedando sólidos en las mallas, estos sólidos son las escamas del pescado que son enviados al proceso de cocción.

$$\dot{m}_{esc} = 2\% * MP \dots (14)$$

$$\dot{m}_{esc} = \%S_{esc} * \dot{m}_{esc} + \%G_{esc} * \dot{m}_{esc} + \%H_{esc} * \dot{m}_{esc} \dots (15)$$

Donde:

m_{esc} : Flujo de masa de escamas (Ton/hr)

$\%S_{esc}$: Porcentaje de sólidos de escamas (%)

$\%G_{esc}$: Porcentaje de grasa de escamas (%)

$\%H_{esc}$: Porcentaje de humedad de escamas (%)

e. Sanguaza:

La sanguaza son los efluentes generados (agua, sangre y sólidos) por la materia prima en el proceso de almacenamiento y transporte a la zona de cocinadores.

$$\dot{m}_{san} = 5\% * MP \dots (16)$$

$$\dot{m}_{san} = \%S_{san} * \dot{m}_{san} + \%G_{san} * \dot{m}_{san} + \%H_{san} * \dot{m}_{san} \dots (17)$$

Donde:

m_{san} : Flujo de masa de sanguaza (Ton/hr)

$\%S_{san}$: Porcentaje de sólidos de sanguaza (%)

$\%G_{san}$: Porcentaje de grasa de sanguaza (%)

$\%H_{san}$: Porcentaje de humedad de sanguaza (%)

f. Cocinadores:

El equipo es un cilindro en forma horizontal a través del cual la materia prima, pescado, es conducida por medio de un rotor, conformado como un

tornillo transportador. Además, el cuerpo es enchaquetado para mantener el calor dentro del cocedor. El rotor y las chaquetas son alimentadas con vapor de agua a presión de 15 – 25 psig en el rotor y 10 – 15 psig en las chaquetas. El pescado es cocido a temperaturas de 95 – 100 °C.

$$\dot{m}_{\text{coc}} = \text{MP} + \dot{m}_{\text{esc}} - \dot{m}_{\text{san}} \dots \quad (18)$$

$$S_{\text{coc}} = \%S_{\text{MP}} * \text{MP} + \%S_{\text{esc}} * \dot{m}_{\text{esc}} - \%S_{\text{san}} * \dot{m}_{\text{san}} \dots \quad (19)$$

$$G_{\text{coc}} = \%G_{\text{MP}} * \text{MP} + \%G_{\text{esc}} * \dot{m}_{\text{esc}} - \%G_{\text{san}} * \dot{m}_{\text{san}} \dots \quad (20)$$

$$H_{\text{coc}} = \%H_{\text{MP}} * \text{MP} + \%H_{\text{esc}} * \dot{m}_{\text{esc}} - \%H_{\text{san}} * \dot{m}_{\text{san}} \dots \quad (21)$$

Donde:

m_{coc} : Flujo de masa entrante a la cocina (Ton/hr)

S_{coc} : Flujo másico de sólidos entrantes a la cocina (Ton/hr)

G_{coc} : Flujo másico de grasas entrantes a la cocina (Ton/hr)

H_{coc} : Flujo másico de humedad entrante a la cocina (Ton/hr)

g. Prensa:

En este proceso, la materia prima cocida es comprimida por medio de una fuerza mecánica permitiendo la formación de una fase sólida y una fase líquida. En este proceso se obtiene en la fase sólida (torta de prensa) una humedad 42 – 45% y grasas entre 3.5 – 4.5%.

$$\dot{m}_{\text{pren}} = \dot{m}_{\text{coc}} = \dot{m}_{\text{TP}} + \dot{m}_{\text{CP}} \dots \quad (22)$$

$$\dot{m}_{\text{TP}} = \frac{S_{\text{coc}} - \%S_{\text{CP}} * \dot{m}_{\text{coc}}}{\%S_{\text{TP}} - \%S_{\text{CP}}} \dots \quad (23)$$

$$\dot{m}_{\text{TP}} = \%S_{\text{TP}} * \dot{m}_{\text{TP}} + \%G_{\text{TP}} * \dot{m}_{\text{TP}} + \%H_{\text{TP}} * \dot{m}_{\text{TP}} \dots \quad (24)$$

$$\dot{m}_{\text{CP}} = \%S_{\text{CP}} * \dot{m}_{\text{CP}} + \%G_{\text{CP}} * \dot{m}_{\text{CP}} + \%H_{\text{CP}} * \dot{m}_{\text{CP}} \dots \quad (25)$$

Donde:

m_{pren} : Flujo de masa entrante a la prensa (Ton/hr)

m_{TP} : Flujo de masa de torta de prensa (Ton/hr)

m_{CP} : Flujo de masa de caldo de prensa (Ton/hr)
 $\%S_{TP}$: Porcentaje de sólidos de torta de prensa (%)
 $\%G_{TP}$: Porcentaje de grasas de torta de prensa (%)
 $\%H_{TP}$: Porcentaje de humedad de torta de prensa (%)
 $\%S_{CP}$: Porcentaje de sólidos de caldo de prensa (%)
 $\%G_{CP}$: Porcentaje de grasas de caldo de prensa (%)
 $\%H_{CP}$: Porcentaje de humedad de caldo de prensa (%)

h. Separadora:

En este equipo se aprovecha la fuerza centrípeta para obtener dos fases (torta y caldo de separadora).

$$\dot{m}_{sep} = \dot{m}_{CP} = \dot{m}_{TS} + \dot{m}_{CS}... \quad (26)$$

$$\dot{m}_{TS} = \frac{S_{CP} - \%S_{CS} * \dot{m}_{CP}}{\%S_{TS} - \%S_{CS}}... \quad (27)$$

$$\dot{m}_{TS} = \%S_{TS} * \dot{m}_{TS} + \%G_{TS} * \dot{m}_{TS} + \%H_{TS} * \dot{m}_{TS}... \quad (28)$$

$$S_{CS} = \%S_{CP} * \dot{m}_{CP} - \%S_{TS} * \dot{m}_{TS}... \quad (29)$$

$$G_{CS} = \%G_{CP} * \dot{m}_{CP} - \%G_{TS} * \dot{m}_{TS}... \quad (30)$$

$$H_{CS} = \%H_{CP} * \dot{m}_{CP} - \%H_{TS} * \dot{m}_{TS}... \quad (31)$$

Donde:

m_{sep} : Flujo de masa entrante a separadora (Ton/hr)
 m_{TS} : Flujo de masa de torta de separadora (Ton/hr)
 m_{CS} : Flujo de masa de caldo de separadora (Ton/hr)
 S_{TS} : Flujo másico de sólidos torta de separadora (Ton/hr)
 G_{TS} : Flujo másico de grasas torta de separadora (Ton/hr)
 H_{TS} : Flujo másico de humedad torta de separadora (Ton/hr)
 S_{CS} : Flujo másico de sólidos caldos de separadora (Ton/hr)
 G_{CS} : Flujo másico de grasas caldo de separadora (Ton/hr)
 H_{CS} : Flujo másico de humedad caldo de separadora (Ton/hr)
 $\%S_{TS}$: Porcentaje de sólidos de torta de separadora (%)

%G_{TS}: Porcentaje de grasas de torta de separadora (%)

%H_{TS}: Porcentaje de humedad de torta de separadora (%)

i. Centrífugas

En este equipo se aprovecha la fuerza centrífuga para separar los componentes del caldo de separadora (aceite de pescado y agua de cola). El aceite es enviado a los tanques de almacenamiento y el agua de cola pasa a un siguiente proceso para la recuperación de sólidos.

j. Planta de agua de cola

Aquí entra el agua de cola proveniente de las centrífugas con un porcentaje de sólidos 7 – 9%, en contracorriente con los vahos provenientes de los secadores logrando un concentrado de sólidos de 35 – 40% el cual es ingreso al secador rotadisco.

$$S_{CP} = S_{conc} \dots (32)$$

$$\dot{m}_{conc} = S_{conc} / \%S_{conc} \dots (33)$$

$$G_{conc} = \dot{m}_{conc} * \%G_{conc} \dots (34)$$

Donde:

m_{conc} : Flujo de masa de concentrado (Ton/hr)

S_{conc} : Flujo másico de sólidos de concentrado (Ton/hr)

G_{conc} : Flujo másico de grasas de concentrado (Ton/hr)

% S_{conc} : Porcentaje de sólidos de concentrado (%)

% G_{conc} : Porcentaje de grasas de concentrado (%)

k. Secador Rotadisco

El equipo consiste en un secador tipo rotadisco utilizado para cumplir funciones de secado y homogenización de la torta proveniente de la etapa de prensado en el proceso de elaboración de harina de pescado. El secador está constituido por un cilindro de doble pared en cuyo interior va ubicado

un rotor formado por discos de doble pared con paletas en sus extremos. El cilindro y el rotor son alimentados con vapor de agua para la calefacción a presión de 60 – 80 psig. La humedad de producto saliente del secador rotadisco es de 44 – 48%.

$$\dot{m}_{RTD} = \dot{m}_{TP} + \dot{m}_{TS} + \dot{m}_{conc} + \dot{m}_{TDA} \dots \quad (35)$$

$$S_{RTD1} = S_{TP} + S_{TS} + S_{conc} + S_{TDA} \dots \quad (36)$$

$$G_{RTD1} = G_{TP} + G_{TS} + G_{conc} + G_{TDA} \dots \quad (37)$$

$$H_{RTD1} = H_{TP} + H_{TS} + H_{conc} + H_{TDA} \dots \quad (38)$$

$$S_{RTD1} = S_{RTD2} \dots \quad (39)$$

$$G_{RTD1} = G_{RTD2} \dots \quad (40)$$

$$\dot{m}_{RTD2} = \frac{S_{RTD2}}{\%S_{RTD2}} \dots \quad (41)$$

$$\dot{m}_{Evap1} = \dot{m}_{RTD1} - \dot{m}_{RTD2} \dots \quad (42)$$

Donde:

m_{RTD1} : Flujo de masa entrante al secador rotadisco (Ton/hr)

m_{RTD2} : Flujo de masa saliente al secador rotadisco (Ton/hr)

m_{Evap1} : Flujo de masa de agua evaporado secador rotadisco (Ton/hr)

S_{RTD1} : Flujo másico de solidos entrantes a secador rotadisco (Ton/hr)

G_{RTD1} : Flujo másico de grasas entrantes a secador rotadisco (Ton/hr)

H_{RTD1} : Flujo másico de humedad entrante a secador rotadisco (Ton/hr)

S_{RTD2} : Flujo másico de solidos salientes a secador rotadisco (Ton/hr)

G_{RTD2} : Flujo másico de grasas salientes a secador rotadisco (Ton/hr)

$\%S_{RTD2}$: Porcentaje de solidos salientes de secador rotadisco (%)

I. Secador Rotatubos:

El secador tipo Rotatubos es un equipo de secado indirecto, especialmente diseñado para el deshidratado de la torta de prensa en el procesamiento de harina de pescado. El equipo consiste de un cilindro de doble pared, en cuyo interior se ubica longitudinalmente haces de tubos que giran en

conjunto con el cuerpo. Los tubos internos y el cuerpo del secador (chaqueta) son alimentados con vapor de agua a presión de 90 psig. La humedad del producto saliente del secador rotatubos es de 13.5 – 17%.

$$S_{RTD2} = S_{RTT} \dots (43)$$

$$G_{RTD2} = G_{RTT} \dots (44)$$

$$\dot{m}_{RTT} = \frac{S_{RTT}}{\%S_{RTT}} \dots (45)$$

$$\dot{m}_{Evap2} = \dot{m}_{RTD2} - \dot{m}_{RTT} \dots (46)$$

Donde:

m_{RTT} : Flujo de masa saliente del secador rotatubos (Ton/hr)

m_{Evap2} : Flujo de masa de agua evaporado secador rotatubos (Ton/hr)

S_{RTT} : Flujo másico de solidos salientes a secador rotatubos (Ton/hr)

G_{RTT} : Flujo másico de grasas salientes a secador rotatubos (Ton/hr)

$\%S_{RTT}$: Porcentaje de solidos salientes de secador rotatubos (%)

m.Secador Aire Caliente:

Última etapa de secado, este equipo calienta el aire mediante el un intercambio de calor indirecto con aceite térmico para luego secar el producto con dicho aire. A diferencia de los secadores rotadisco y rotatubos, este equipo no consumo vapor de agua sino aceite térmico como medio de calentamiento.

$$S_{RTT} = S_{SAC} = S_{harina} \dots (47)$$

$$\dot{m}_{harina} = \frac{S_{harina}}{\%S_{harina}} \dots (48)$$

Donde:

m_{harina} : Flujo de masa de harina (Ton/hr)

S_{SAC} : Flujo másico de solidos salientes a secador aire caliente (Ton/hr)

S_{harina} : Flujo másico de solidos de harina (Ton/hr)

$\%S_{\text{harina}}$: Porcentaje de solidos de harina (%)

n. Producto final

Como producto final del procesamiento se obtiene la harina de pescado a un nivel de % porcentaje de humedad de 7 – 8% para evitar la formación de bacterias en el producto.

$$F_{\text{reducción}} = \frac{MP}{\dot{m}_{\text{harina}}} \dots (49)$$

Donde:

$F_{\text{reducción}}$: Factor de reducción de la harina de pescado.

Flujo volumétrico

Según Robert L. Mott, 2016 opina que la cantidad de fluido que pasa por un sistema por unidad de tiempo puede expresarse por medio de tres términos distintos:

Q: El flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo

W: El flujo en peso es el peso del fluido que circula en una sección por unidad de tiempo

M: el flujo másico es la masa de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo

El flujo volumétrico Q es la más importante de los tres, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V \dots (50)$$

Donde “A” es el área de la sección y “V” es la velocidad promedio del flujo.

El flujo masico “M” se relaciona con “Q” por medio de la ecuación:

$$M = \rho \times Q... (51)$$

Donde ρ es la densidad del fluido.

Evaluación de un proyecto de inversión

Valor Actual Neto (VAN)

Según Juan Gallardo, 1998 opina que el valor actual neto, es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual, todos los flujos de caja futuros en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial. Dicha tasa de actualización (k) o de descuento (d) es el resultado del producto entre el coste medio ponderado de capital y la tasa de inflación del periodo. Cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, entonces, es recomendable que el proyecto sea aceptado.

La fórmula que nos permite calcular el Valor Actual Neto es:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} \dots (52)$$

Donde:

V_t = Representa los flujos de caja en cada periodo t .

I_0 = Es el valor del desembolso inicial de la inversión.

n = Es el número de períodos considerados.

k = Tasa de descuento de interés.

Si el proyecto no tiene riesgo, se tomará como referencia el tipo de la renta fija, de tal manera que con el VAN se estimará si la inversión es mejor que invertir en algo seguro, sin riesgo específico.

VAN > 0: La inversión producirá ganancias por encima de la rentabilidad exigida (r). El proyecto puede aceptarse.

VAN < 0: La inversión producirá pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida (r). El proyecto debería rechazarse.

VAN = 0: La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas.

Puede considerarse también la interpretación del VAN, en función de la creación de valor para la empresa:

- Si el VAN de un proyecto es positivo, el proyecto crea valor.
- Si el VAN de un proyecto es negativo, el proyecto destruye valor.
- Si el VAN de un proyecto es cero, el proyecto no crea ni destruye valor.

Tasa interna de retorno (TIR)

Según Juan Gallardo, 1998 manifiesta que la tasa interna de una inversión es el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para “reinvertir”. En términos simples, diversos autores la conceptualizan como la tasa de descuento con la que el valor actual neto o valor presente neto (VAN) es igual a cero.

La TIR puede utilizarse como indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad, se utiliza como uno de los criterios para decidir sobre la aceptación o rechazo de un proyecto de inversión. Para ello, la TIR se compara con una tasa mínima o tasa de corte, el coste de oportunidad de la inversión (si la inversión no tiene riesgo, el coste de oportunidad utilizado para comparar la TIR será la tasa de rentabilidad libre de riesgo). Si la tasa de rendimiento del proyecto – expresada por la TIR – supera la tasa de corte, se acepta la inversión; en caso contrario, se rechaza.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} = 0 \dots (53)$$

El criterio general para saber si es conveniente realizar un proyecto es el siguiente:

Si $TIR > r$, se aceptará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad mayor que la rentabilidad mínima requerida (el coste de oportunidad)

Si $TIR < r$, se rechazará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad menor que la rentabilidad mínima requerida.

Payback

Según Juan Gallardo, 1998 opina que es un denominado periodo medio de recuperación, es uno de los llamados métodos de selección estáticos. Se trata de una técnica que tienen las empresas para hacerse una idea aproximada del tiempo que tardarán en recuperar el desembolso inicial invertido en el proceso productivo.

$$\text{Payback} = \frac{\text{Inversión}}{\text{Ahorro económico}} \dots (54)$$

Norma ASME SECCION VIII – Recipientes a presión

El cálculo de un recipiente consiste, básicamente en la determinación de los espesores de las diferentes partes que lo forman, teniendo en cuenta, la forma del equipo, sus dimensiones, el material a utilizar, las condiciones de presión y temperatura, Norma o Código que debe cumplir el diseño del recipiente.

Determinación del casco cilíndrico

$$T_{\text{espesor casco cilíndrico}} = T_{\text{casco}} + CA \dots (55)$$

Donde:

T = Espesor de la pared (pulgadas)

CA = Marca de corrosión

$$T_{\text{casco}} = \frac{PR}{SE-0.6 P} \dots (56)$$

Determinación del espesor de la tapa toriesférica

$$T_{\text{tapa}} = \frac{0.885 \times P \times L}{SE - 0.1P} \dots (57)$$

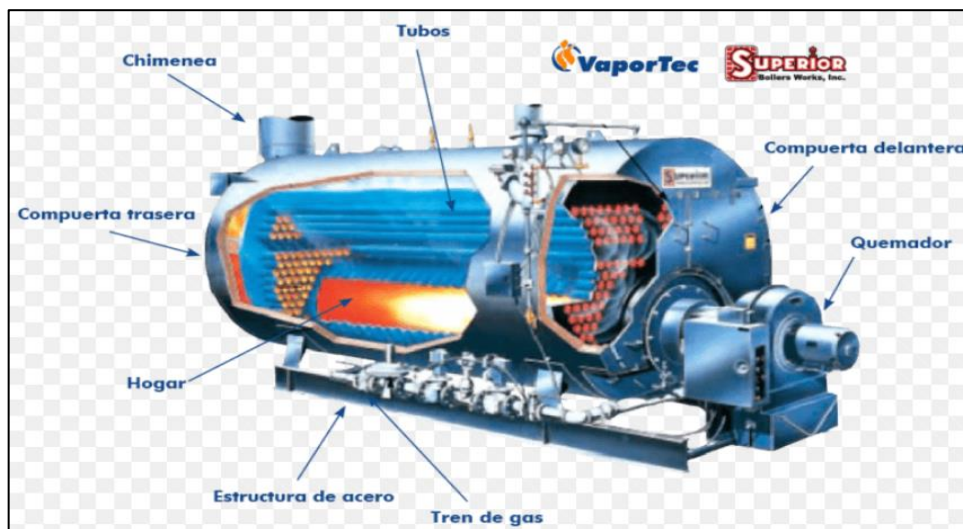
$$T_{\text{tapa toriesférica}} = T_{\text{tapa}} + CA \dots (58)$$

2.2.2 Marco conceptual

Caldera

La caldera, en la industria, es una máquina o dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Este vapor se genera a través de la transferencia de calor a presión constante, en el cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia su fase a vapor saturado. La fuente de energía, generalmente, es un combustible fósil el cual mediante una combustión libera calor para intercambiarlo con el agua.

Figura N° 2.2
CALDERA



Fuente: <http://www.rdequipmentco.com/product/firetube-boilers-hurst/?lang=es>

Calor

Según Yunus Cengel, 2014 opina que el calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y el exterior) debido a una diferencia de temperatura. Es decir, una interacción de energía será calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura.

Calor sensible del agua

Según Rajput, 2011 opina que se define como la cantidad de calor absorbida por 1 kg de agua cuando se calienta a 0°C (punto de congelación) al punto de ebullición. También se llama calor total (o entalpía) del agua o calor de invariabilidad del líquido. Se calcula desde 0°C donde el calor sensible se toma como igual a cero. Si 1 kg de agua se calienta de 0 a 100°C, el calor sensible agregado será $4.18 \times 100 = 418$ KJ; pero si el agua está inicialmente a, digamos, 20°C, entonces el calor sensible agregado será $4.18 \times (100-20) = 334.4$ KJ. Este valor se denota por las letras hf y su valor se puede leer de manera directa en las tablas de vapor.

Calor latente del agua

Según Rajput, 2011 manifiesta que es la cantidad de calor requerida para convertir agua a una temperatura y presión dadas de vapor a la misma temperatura y presión. Se expresa mediante el símbolo hfg y su valor se encuentra en tablas de vapor. El valor del calor latente no es constante, sino que cambia con la presión.

El calor latente es la energía requerida por una cantidad de sustancia para su cambio de estado, de sólido a líquido o también de líquido a gaseoso (calor de vaporización). Se debe tener en cuenta que esta energía en forma de calor se invierte para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura.

Energía térmica

Según Yunus Cengel 2014, define que la energía térmica es la parte de la energía interna de un sistema termodinámico en equilibrio que es proporcional a su temperatura absoluta y se incrementa o disminuye por transferencia de energía, generalmente en forma de calor o trabajo, en procesos termodinámicos. A nivel microscópico y en el marco de la Teoría cinética, es el total de la energía cinética media presente como el resultado de los movimientos aleatorios de átomos y moléculas o agitación térmica, que desaparecen en el cero absoluto.

Intercambiador de calor tipo tubo y coraza

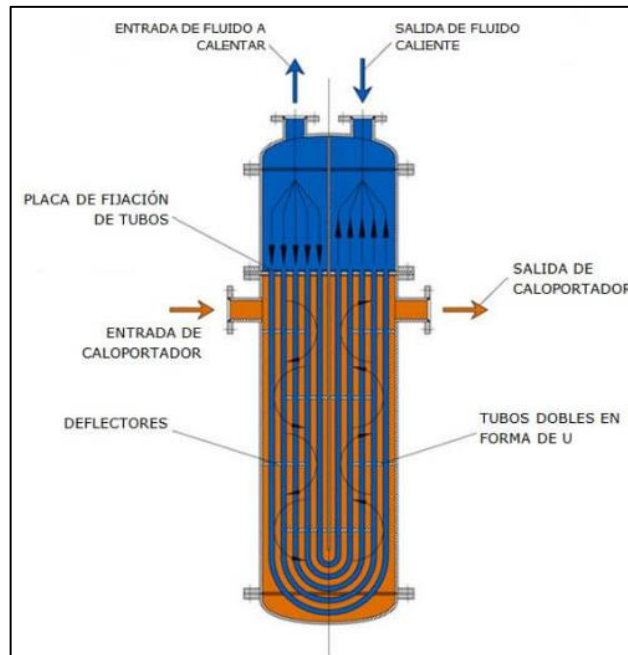
Según Yunus Cengel 2014, manifiesta que como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor, son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclado. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en la industria y su diseño es variado.

La forma más simple de un intercambiador de calor es un intercambiador de tubo doble (conocido también de tubo y coraza).

Este tipo de intercambiadores están compuesto por tubos cilíndricos montados dentro de una carcasa.

El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa.

Figura N° 2.3
INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO Y CORAZA VERTICAL



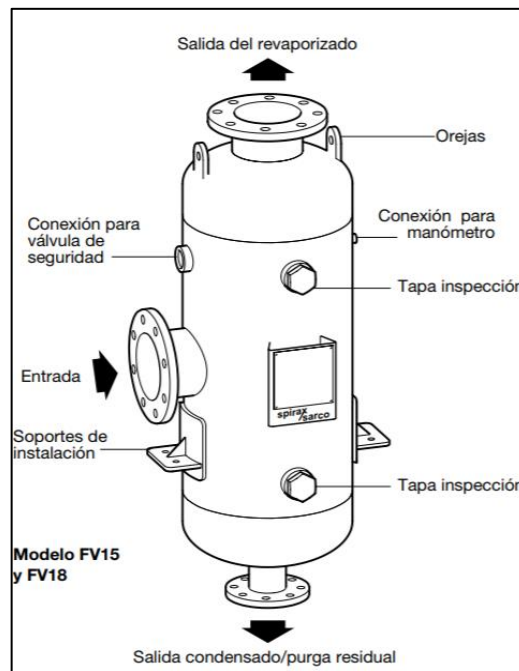
Fuente: http://intech-gmbh.es/heat_exchangers/

Tanque de revaporizado

Según Luis Bargarán 2013, opina que estos tanques son particularmente adecuados para los sistemas de recuperación de revaporizado de los condensados.

La idea de utilizar un tanque flash es para recuperar el condensado de intercambio de calor que operan a altas presiones y flujos, para en el tanque flash obtener revaporizado y aprovecharlo en otras aplicaciones de menor presión y flujo.

Figura N° 2.4
TANQUE DE REVAPORIZADO



Fuente:

<http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/IM/P404-10.pdf>

Vapor

Según Roberto Guzmán, 2013, opina que el vapor es el gas formado cuando el agua pasa de un estado líquido a gaseoso. A nivel molecular, esto sucede cuando las moléculas de agua logran liberarse de las uniones que las mantienen juntas.

En la fase gaseosa, las moléculas de agua están bastante apartadas, no hay un orden molecular, se mueven al azar con colisiones continuas entre sí y con las paredes del recipiente que las contiene. Sus fuerzas moleculares son muy pequeñas, particularmente a bajas densidades, las colisiones son el único modo de interacción entre las moléculas.

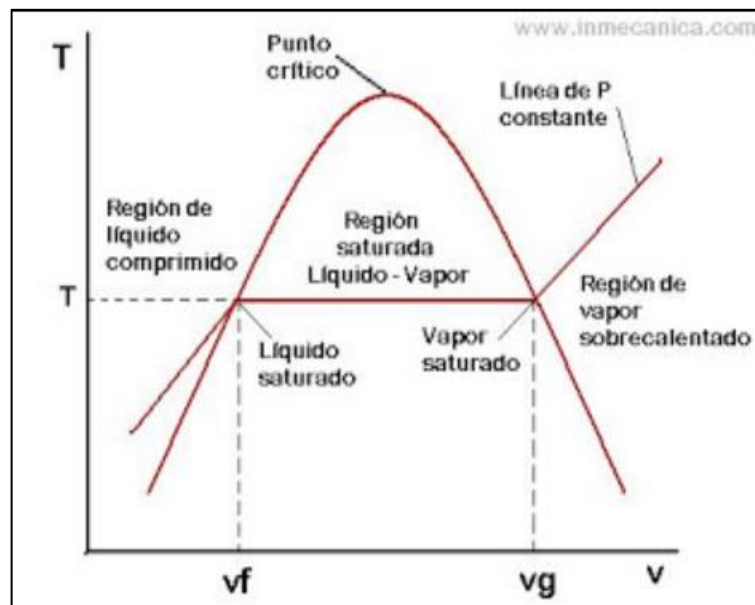
En la fase gaseosa las moléculas tienen un nivel de energía considerablemente mayor que en la líquida o la sólida.

Formación de vapor

Según Roberto Guzmán, 2013, opina manifiesta que la temperatura a la cual comienza a hervir el agua depende de la presión; en consecuencia, si la presión es constante, sucede lo mismo con la temperatura de ebullición. A una determinada presión, la temperatura a la que el agua cambia de fase se llama temperatura de saturación, T_{sat} . Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que el agua cambia de fase se llama presión de saturación, P_{sat} .

En la figura 2.6 se muestra el diagrama T-v del agua, cuando la presión alcanza el valor de saturación a la temperatura especificada el agua comienza a hervir. Durante este proceso de evaporación, tanto la temperatura como la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta. Cuando el valor de presión es de 1 atm el proceso de ebullición comienza cuando la temperatura de saturación es de 100°C .

Figura N° 2.5
DIAGRAMA T - V



Fuente: <http://unef-termodinamica.blogspot.com/2009/06/diagramas-de-propiedades.html>

Tipos de vapor

Vapor saturado

Según Yunus Cengel, 2014, opina que una vez que comienza la ebullición, el aumento de temperatura se detiene hasta que se evapora todo el líquido. Es decir, si la presión se mantiene constante durante el proceso de cambio de fase, la temperatura también lo hará. Durante un proceso de ebullición, el único cambio observable es un gran aumento en el volumen y una disminución constante en el nivel del líquido como resultado de una mayor cantidad de éste convertido en vapor.

Una vez completado, el proceso de cambio de fase termina y se alcanza una región de una sola fase (esta vez vapor).

Un vapor que está a punto de condensarse se llama **vapor saturado**.

Vapor Recalentado

Según Roberto Guzmán, 2013, manifiesta que una vez que se obtiene el vapor saturado, si se continúa añadiendo calor entonces la presión se mantiene constante, no así la temperatura que empieza a aumentar como se ve en el diagrama del agua en la Figura N° 2.6. En este punto el vapor se vuelve sobrecalentado y es ampliamente utilizado en las plantas termoeléctricas como fluido de fuerza para generar energía eléctrica.

Revaporizado o vapor flash

Según Roberto Guzmán, 2013, manifiesta que se produce el vapor flash cuando el condensado a alta presión, y temperatura de saturación mayor que la del líquido de baja presión, es descargado a menor presión.

Según el principio de conservación de la energía, la energía contenida en el lado baja y lado de alta presión de la trampa de vapor deben ser iguales.

La energía contenida en el condensado en el lado de alta presión es como H_1 , sin embargo, la energía que puede contener el condensado en el lado de baja presión es solo H_2 , creando un desbalance o exceso de energía $H_1 - H_2$. Este exceso de energía provoca que un % de este

condensado se revaporice, a este revaporizado se le conoce como vapor flash o revaporizado.

Se puede calcular el % de revaporizado con la siguiente ecuación:

$$\% \text{Revaporizado} = \frac{h_{f1} - h_{f2}}{h_{fg2}} \dots (59)$$

Donde:

%Revaporizado: Porcentaje de revaporizado.

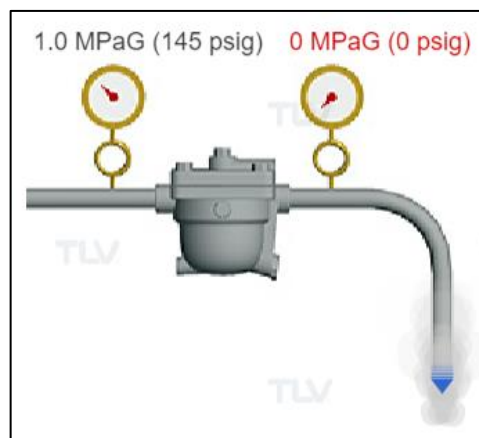
h_{f1} : Entalpía específica en fase líquida lado de alta presión P1 (KJ/Kg)

h_{f2} : Entalpía específica en fase líquida lado de baja presión P2 (KJ/Kg)

h_{fg2} : Entalpía específica de vaporización lado de baja presión P2 (KJ/Kg)

Figura N° 2.6

REVAPORIZADO EN UNA TRAMPA DE VAPOR



Fuente: <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/flash-steam.html>

Trampas de Vapor

Según Roberto Guzmán, 2013, define que una trampa de vapor es una válvula automática que permite que el condensado, aire y otros gases no condensables sean descargados del sistema, pero sin dejar escapar el vapor. Para que cualquier sistema de vapor funcione apropiadamente se tiene que eliminar la presencia de los tres principales fluidos que reducen

la eficiencia del vapor y generan daños en el sistema por corrosión o golpe de ariete.

- **Condensado**

Se forma en un sistema cuando el vapor cede por completo su calor latente, entonces se genera un cambio de estado. El resultado es condensado que debe ser retirado de la zona de intercambio de calor porque disminuye la eficiencia y el correcto funcionamiento del equipo.

- **Aire**

El aire está presente en las tuberías de vapor cuando el sistema está frío. Este aire debe ser eliminado del sistema de tal manera que el vapor pueda ingresar y alcanzar las aplicaciones de proceso, adicionalmente el bloqueo al vapor, el aire actúa como una resistencia a la transferencia de calor.

- **Gases no condensables**

Otros gases distintos al aire como por ejemplo el dióxido de carbono existen dentro de los sistemas de vapor. Estos gases no condensables también deben ser removidos del sistema para que todos los procesos operen apropiadamente, además de inhibir el flujo de vapor y reducir la transferencia de calor, el dióxido de carbono puede ser muy corrosivo para los componentes del sistema.

Tipos de trampas de vapor

- **Trampas termodinámicas**

Las trampas termodinámicas usan solo una parte móvil, el disco de la válvula, que permite que se descargue el condensado cuando está presente y se cierra herméticamente cuando llega el vapor. Estas trampas tienen un diseño resistente y se usan comúnmente como trampas de goteo en las tuberías de alimentación y las líneas de suministro de vapor. Su construcción sólida y su única pieza móvil las hacen ser resistentes a los golpes de ariete. Las trampas termodinámicas descargan cantidades pequeñas de aire, generalmente no se utilizan en aplicaciones de proceso.

- **Trampas de flotador**

Las trampas de vapor tipo flotador son el tipo de trampa más común que se usa para las aplicaciones de proceso. Utilizan un mecanismo de válvula operado por flotador para descargar el condensado a medida que se forma, y una ventilación de aire para descargar el aire en el arranque, ambos requisitos muy importantes para aplicaciones de proceso. A menudo se requiere en las refinerías químicas, petroquímicas y otras industrias. Las trampas flotador se clasifican como trampas de estilo mecánico y requieren la flotabilidad del flotador y un mecanismo de palanca para levantar el disco de la válvula del orificio del asiento.

- **Trampas de balde invertido**

La trampa de balde invertido, con su diseño robusto, ofrece características que son ventajosas en ciertas condiciones. El orificio de descarga se monta en la parte superior de la trampa, lo que los hace menos susceptibles a fallas debido a la suciedad y la escala de la tubería en comparación con otro tipo de trampas. Aunque normalmente no son la opción principal para las aplicaciones de proceso debido a su falta de capacidad de ventilación de aire, a menudo se utilizan en aplicaciones de goteo. Se pueden usar en aplicaciones de procesos menos críticos que no requieren ventilación de aire durante el inicio del sistema o cuando se agrega una ventilación de aire secundaria al sistema.

Figura N° 2.7
TRAMPAS DE VAPOR



Fuente: <https://pro-steam.com/product/trampas-de-vapor/>

2.3 Definición de términos básicos

Calor específico

Se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia.

Combustible

Es toda sustancia natural en estado sólida, líquido o gaseosa que, en reacción con el oxígeno, libera calor (energía térmica) y otros gases como consecuencia de su reacción química (combustión).

Entalpía

Es el flujo de calor en los procesos químicos efectuados a presión constante cuando el único trabajo es de presión - volumen, es decir, la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno.

Poder calorífico

El poder calorífico es la cantidad de energía por unidad de masa o unidad de volumen de materia que se puede desprender al producirse una reacción química de oxidación.

Presión

La presión se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión solo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad newton por metro cuadrado (N/m^2), también conocida como pascal (Pa).

Temperatura

La temperatura es un estado térmico de un cuerpo que distingue a un cuerpo caliente de uno frío. La temperatura de un cuerpo es proporcional a la energía molecular almacenada, es decir, la energía cinética molecular promedio de las moléculas en un sistema (Una molécula particular no tiene temperatura, tiene energía. El gas como un sistema tiene temperatura)

CAPITLO III. HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis general

El diseño del sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado reduce el consumo de combustible en la empresa pesquera.

3.1.2 Hipótesis específicas

H1.- El cálculo de la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores define las dimensiones del sistema de revaporizado.

H2.- La recuperación de la energía térmica del revaporizado del condensado de los secadores genera un ahorro económico en la empresa pesquera.

3.2 Definición de variables

3.2.1 Variable independiente:

El sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los secadores:
El sistema de revaporizado consta de un sistema de tuberías de distribución, un tanque de recepción de revaporizado y accesorios (válvulas, trampas de vapor, filtros, visor de condensado).

3.2.2 Variable dependiente:

Consumo de combustible: Con la reducción del consumo de combustible se generará un ahorro económico además de mejorar sus indicadores de producción.

3.3 Operacionalización de variables.

La tabla 3.1 muestra la relación de las variables de la investigación.

Tabla N° 3.1
OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	INSTRUMENTOS DE MEDICION
Variable Independiente	Condensado de los secadores	- Presión - Flujo másico de vapor. - Entalpía	- Manómetro. - Balance de masa. - Tablas de vapor
	Tanque de revaporizado, línea de condensado, línea de revaporizado y accesorios	- Flujo de revaporizado. - CV válvulas - Línea de condensado y revaporizado.	- Fórmulas para cálculo de tuberías por velocidad. - Ficha técnica de los accesorios. - Tablas de vapor.
Variable Dependiente	Combustible	- Tipo combustible - Poder calorífico.	- Flujómetro de petróleo. - Ficha técnica.
	Ahorro económico	- TIR, VAN y Payback .	- Facturación por combustible. - Costo del proyecto.

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACION

4.1 Tipo y diseño de investigación.

Según el autor Ciro Espinoza en su libro Metodología de la investigación tecnológica, el presente proyecto de tesis es una investigación de tipo tecnológico de nivel aplicativo.

Es aplicada porque se aplicaron teorías de análisis termodinámico por no hacer uso de la energía útil del condensado de los secadores determinando la cantidad de energía que puede ser reutilizada.

Para ello, se utilizaron conocimientos de aplicación práctica de termodinámica, mecánica de fluidos y balance de masa para calcular la cantidad de vapor consumido por los equipos.

La presente investigación tiene como objetivo diseñar un sistema de revaporizado de los condensados de los secadores para aprovechar al máximo la energía térmica entregada por el vapor de agua.

La investigación es de tipo tecnológica ya que se diseñará una tecnología como solución inmediata al problema del alto consumo de combustible.

El diseño de la investigación es descriptivo correlacional y de corte transversal ya que se identificaron variables que se deseaban relacionar y buscar el grado de relación que existen entre ellas.

4.1.1 Parámetros de diseño

Se determinan los siguientes parámetros de diseño:

- Presión de operación de vapor
- Presión de condensados
- Temperatura de operación de los equipos
- Toneladas de pescado procesado
- Toneladas de harina producida
- Consumo de combustible
- Poder calorífico del combustible
- Datos de laboratorio de materia prima en procesos.

4.1.2 Etapas de diseño

En la presente investigación se plantean las siguientes etapas de diseño:

1. Recolección de datos

- Consumos de petróleo residual en temporada de producción.
- Levantamiento de información de todos los equipos térmicos con intercambio de calor indirecto.
- Base de datos de laboratorio.
- Levantamiento de información de las distancias entre los equipos consumidores de vapor.

2. Cálculos efectuados en función de los datos recolectados:

- Balance de masa en todas las etapas de procesamiento.
 - Cálculo de la cantidad de vapor de los equipos consumidores de energía térmica.
 - Cálculo de la cantidad de revaporizado generado por los condensados de los Secadores.
 - Cálculo de la energía del revaporizado generado.
 - Evaluar a que cargas térmicas podría abastecer con la energía del vapor flash recuperado.
 - Dimensionar el tanque de revaporizado, accesorios para la evacuación del condensado y dimensionado de las tuberías de distribución.
 - Evaluar el ahorro de combustible generado con el proyecto planteado.
- ##### 3. Cálculo TIR, VAN y Payback.

4.1.3 Ingeniería de Detalle

Debido a que se cuenta con datos de laboratorio en cuanto a la composición de la materia prima, se utilizó el método de balance de masa para determinar el flujo de vapor requerido por cada uno de los equipos consumidores de energía térmica.

Se determinará la cantidad de masa para una cantidad de toneladas de harina pescado procesada de 100 Toneladas/hora.

Tabla N° 4.1
COMPOSICIÓN DE MATERIA PRIMA EN PROCESOS

Composición de producto			
Procesos	%S	%G	%H
Materia Prima	19.5%	6.8%	-
Lodos húmedos	11.0%	2.5%	-
Torta de Decanter Ambiental	24.0%	5.3%	-
Efluentes	0.0%	-	-
Escamas	16.0%	2.0%	-
Sanguaza	8.0%	2.0%	-
Torta de Prensa	53.0%	4.0%	-
Caldo de Prensa	10.2%	-	-
Torta de Separadora	36.4%	1.8%	-
Caldo de Separadora	7.0%	-	-
Salida de PAC (Concentrad	37.0%	2.5%	-
Salida de Rotadisco	-	3.7%	46.8%
Salida de Rotatubo	-	5.8%	15.5%
Harina de pescado	-	6.8%	7.5%

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 4.2
TEMPERATURAS DE PROCESO

Temperatura de Procesos (°C)		
Equipos	Ingreso	Salida
Cocinas	20	98
ICC Sanguaza	20	90
ICC Caldo de Separadora	80	98
Secador Rotadisco	60	89
Secador Rotatubo	82	98

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la ecuación (3), capítulo II:

$$MP = 100 \text{ ton/hr}$$

$$S_{MP} = 100 * 19.5\% = 19.5 \text{ ton/hr}$$

$$G_{MP} = 100 * 6.8\% = 6.8 \text{ ton/hr}$$

$$H_{MP} = 100 * (100 - 19.5 - 6.8)\% = 73.7 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (4), (5), (6), (7), (8), (9) y (10), capítulo II:

$$\dot{m}_{tag} = 1.5 * 100 = 150 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{LH} = 4.5\% * 150 = 6.75 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{LH} = 11\% * 0.74 + 2.5\% * 0.17 + 86.5\% * 5.84$$

$$S_{LH} = 6.75 * 11\% = 0.74 \text{ ton/hr}$$

$$G_{LH} = 6.75 * 2.5\% = 0.17 \text{ ton/hr}$$

$$H_{LH} = 6.75 * (100 - 2.5 - 11)\% = 5.84 \text{ ton/hr}$$

$$S_{LH} = S_{LHD} = 0.74$$

$$G_{LH} = G_{LHD} = 0.17$$

$$H_{LHD} = 4.2 * 5.84 = 24.52 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{LHD} = 0.74 + 0.17 + 24.52$$

$$\dot{m}_{\text{LHD}} = 25.43 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (11), (12) y (13), capítulo II:

$$\dot{m}_{\text{SA}} = \dot{m}_{\text{LHD}} = \dot{m}_{\text{TDA}} + \dot{m}_{\text{efl}} = 25.43 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{TDA}} = \frac{(0.74 - 0.04\% * 25.43)}{24\% - 0.04\%}$$

$$\dot{m}_{\text{TDA}} = 3.06 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{TDA}} = 3.06 * 24\% = 0.73 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{TDA}} = 3.06 * 5.3\% = 0.16 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{TDA}} = 3.06 * (100 - 24 - 5.3)\% = 2.16 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (14) y (15), capítulo II:

$$\dot{m}_{\text{esc}} = 2\% * 100 = 2 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{esc}} = 2 * 16\% = 0.32 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{esc}} = 2 * 2\% = 0.04 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{esc}} = 2 * (100 - 16 - 2)\% = 1.64 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (16) y (17), capítulo II:

$$\dot{m}_{\text{san}} = 5\% * 100 = 5 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{san}} = 5 * 8\% = 0.40 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{san}} = 5 * 2\% = 0.10 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{san}} = 5 * (100 - 8 - 2)\% = 4.50 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (18), (19), (20) y (21), capítulo II:

$$S_{\text{coc}} = 19.5 + 0.32 - 0.4 = 19.42 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{coc}} = 6.8 + 0.04 - 0.10 = 6.74 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{coc}} = 73.7 + 1.64 - 4.5 = 70.84 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{COC}} = 97 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (22), (23), (24) y (25), capítulo II:

$$\dot{m}_{\text{pren}} = \dot{m}_{\text{COC}} = \dot{m}_{\text{TP}} + \dot{m}_{\text{CP}} = 97 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{TP}} = \frac{(19.42 - 10.2\% * 97)}{53\% - 10.2\%}$$

$$\dot{m}_{\text{TP}} = 22.25 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{TP}} = 22.25 * 53\% = 11.79 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{TP}} = 22.25 * 4\% = 0.89 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{TP}} = 22.25 * (100 - 53 - 4)\% = 9.57 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{CP}} = 97 - 22.25 = 74.75 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{CP}} = 19.42 - 11.79 = 7.63 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{CP}} = 6.74 - 0.89 = 5.85 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{CP}} = 70.84 - 9.57 = 61.27 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (26), (27), (28), (29), (30) y (31), capítulo II:

$$\dot{m}_{\text{sep}} = \dot{m}_{\text{CP}} = \dot{m}_{\text{TS}} + \dot{m}_{\text{CS}} = 74.75 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{TS}} = \frac{(7.63 - 7\% * 74.75)}{36.4\% - 7\%}$$

$$\dot{m}_{\text{TS}} = 8.15 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{TS}} = 8.15 * 36.4\% = 2.96 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{TS}} = 8.15 * 1.8\% = 0.15 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{TS}} = 8.15 * (100 - 36.4 - 1.8)\% = 5.04 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{CS}} = 74.75 - 8.15 = 66.6 \text{ ton/hr}$$

$$S_{\text{CS}} = 7.63 - 2.96 = 4.67 \text{ ton/hr}$$

$$G_{\text{CS}} = 5.85 - 0.15 = 5.70 \text{ ton/hr}$$

$$H_{\text{CS}} = 61.27 - 5.04 = 56.23 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (32), (33), y (34), capítulo II:

$$S_{CS} = S_{conc} = 4.67 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{conc} = \frac{4.67}{37\%} = 12.62 \text{ ton/hr}$$

$$S_{conc} = 12.62 * 37\% = 4.67 \text{ ton/hr}$$

$$G_{conc} = 12.62 * 2.5\% = 0.32 \text{ ton/hr}$$

$$H_{conc} = 12.62 * (100 - 37 - 2.5)\% = 7.63 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (35), (36), (37), (38), (39), (40), (41) y (42), capítulo II:

$$\dot{m}_{RTD1} = \dot{m}_{TP} + \dot{m}_{TS} + \dot{m}_{conc} + \dot{m}_{TDA}$$

$$S_{RTD1} = 11.79 + 2.96 + 4.67 + 0.73 = 20.15 \text{ ton/hr}$$

$$G_{RTD1} = 0.89 + 0.15 + 0.32 + 0.16 = 1.52 \text{ ton/hr}$$

$$H_{RTD1} = 9.57 + 5.04 + 7.63 + 2.16 = 24.40 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{RTD1} = 46.07 \text{ ton/hr}$$

$$S_{RTD1} = S_{RTD2} = 20.15 \text{ ton/hr}$$

$$G_{RTD1} = G_{RTD2} = 1.52 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{RTD2} = \frac{S_{RTD2}}{\%S_{RTD2}} = \frac{20.15}{49.5\%} = 40.70 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{Evap1} = 46.07 - 40.70$$

$$\dot{m}_{Evap1} = \mathbf{5.37 \text{ ton/hr}}$$

De acuerdo a las ecuaciones (43), (44), (45) y (46), capítulo II:

$$S_{RTD2} = S_{RTT} = 20.15 \text{ ton/hr}$$

$$G_{RTD2} = G_{RTT} = 1.52 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{RTT} = \frac{S_{RTT}}{\%S_{RTT}} = \frac{20.15}{78.7\%} = 25.60 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{Evap2} = 40.70 - 25.60 \dots (46)$$

$$\dot{m}_{\text{Evap2}} = 15.10 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (47) y (48), capítulo II:

$$S_{\text{RTT}} = S_{\text{SAC}} = S_{\text{harina}} = 20.15 \text{ ton/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{harina}} = \frac{S_{\text{harina}}}{\%S_{\text{harina}}} = \frac{20.15}{85.70\%}$$

$$\dot{m}_{\text{harina}} = 23.51 \text{ ton/hr}$$

De acuerdo a las ecuaciones (49), capítulo II:

$$F_{\text{reducción}} = \frac{100}{23.51} = 4.25$$

Debido a que se calculó la cantidad de flujo másico en cada una de las etapas de proceso, se utilizó el método de transferencia de calor para determinar la cantidad de energía térmica requerida para los procesos de cocción, calentamiento y secado.

Flujo de calor requerido para cocción

Para un flujo de masa de materia prima de 100 ton/hr de pescado se determina el flujo de calor de cocción:

$$C_{p_{\text{anchoveta}}} = 3.52$$

$$T_{\text{ambiente}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{\text{final cocción}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{coc}} = 97 \text{ ton/hr}$$

$$\eta_{\text{calentamiento}} = 80 \%$$

$$\dot{Q}_{\text{cocción}} = 34,144 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico para calentar y mantener el equipo de cocción:

$$C_{p_{\text{acero}}} = 0.48$$

$$T_{\text{inicial}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} , T_{\text{final}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{equipo}} = 67 \text{ ton}$$

$$\dot{Q}_{\text{calentamiento}} = 2,572.8 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido para la cocción:

$$P_{\text{vapor}} = 2 \text{ barg}, h_{\text{fg}} = 2,1633.44 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de cocción}} = \frac{34,144 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{2,163.44 \text{ KJ/KG}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de cocción}} = 15.78 \text{ Ton Vapor/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido para el calentamiento del equipo:

$$P_{\text{vapor}} = 1 \text{ barg}, h_{\text{fg}} = 2,201.56 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de calentamiento}} = \frac{2,572.8 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{2,201.56 \text{ KJ/KG}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de calentamiento}} = 1.168 \text{ Ton Vapor/hr}$$

Flujo de calor requerido el secador rotadisco

$$\dot{m}_{\text{torta integral}} = 46 \text{ Ton/hr}$$

$$\text{Solidos}_{\text{torta integral}} = 20.12 \text{ Ton/hr} , C_{p_{\text{solidos}}} = 1.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\text{Grasas}_{\text{torta integral}} = 1.51 \text{ Ton/hr} , C_{p_{\text{grasas}}} = 2.093 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\text{Humedad}_{\text{torta integral}} = 24.36 \text{ Ton/hr} , C_{p_{\text{humedad}}} = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m}_{\text{Evap1}} = 5.34 \text{ Ton/hr}$$

$$h_{\text{fg}(100^{\circ}\text{C})} = 2,257.51 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{\text{inicial}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} , T_{\text{final}} = 89 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$n_{\text{calentamiento}} = 80 \%$$

$$\dot{Q}_{\text{solidos}} = 816.87 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{grasas}} = 91.65 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{humedad}} = 4,078.83 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{Evap1}} = 12,055.1 \text{ MJ/hr}$$

Flujo de calor total requerido por el secador rotadisco:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 816.87 + 91.65 + 4,078.83 + 12,055.1$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 17,042.45 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido por el secador rotadisco

$$P_{\text{vapor}} = 5 \text{ barg}, h_{\text{fg}} = 2,085.64 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de secador rotadisco}} = \frac{17,042.45 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{\left(2,085.64 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}}\right) \times 0.8}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de secador rotadisco}} = 10.21 \text{ Ton Vapor/h}$$

Flujo de calor requerido en el secador rotatubo

$$\dot{m}_{\text{rotatubo}} = 40.66 \text{ Ton/hr}$$

$$\text{Solidos}_{\text{rotatubo}} = 20.12 \text{ Ton/hr}, C_{\text{psolidos}} = 1.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Grasas}_{\text{rotatubo}} = 1.51 \text{ Ton/hr}, C_{\text{pgrasas}} = 2.093 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Humedad}_{\text{torta integral}} = 19.03 \text{ Ton/hr}, C_{\text{phumedad}} = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_{\text{Evap1}} = 15.07 \text{ Ton/hr}$$

$$h_{\text{fg}(100^\circ\text{C})} = 2,257.51 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{\text{inicial}} = 82 \text{ } ^\circ\text{C}, T_{\text{final}} = 98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{calentamiento}} = 80 \%$$

$$\dot{Q}_{\text{solidos}} = 450.68 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{grasas}} = 50.56 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{humedad}} = 1,433.87 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{Evap1}} = 34,020.67 \text{ MJ/hr}$$

Flujo de calor total requerido por el secador rotatubo:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 450.68 + 50.56 + 1,433.87 + 34,020.67$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 35,955.78 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido por el secador rotatubo:

$$P_{\text{vapor}} = 6 \text{ barg}, h_{fg} = 2,065.61 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de secador rotatubo}} = \frac{35,955.78 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{\left(2,065.61 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}}\right) \times 0.8}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor de secador rotatubo}} = 21.76 \text{ Ton Vapor/hr}$$

Flujo de calor requerido para calentar la sanguaza

$$\dot{m}_{\text{sanguaza}} = 5.00 \text{ Ton/hr}$$

$$\text{Sólidos}_{\text{sanguaza}} = 0.40 \text{ Ton/hr}, C_{p_{\text{sólidos}}} = 1.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Grasas}_{\text{sanguaza}} = 0.10 \text{ Ton/hr}, C_{p_{\text{grasas}}} = 2.093 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Humedad}_{\text{sanguaza}} = 4.50 \text{ Ton/hr}, C_{p_{\text{humedad}}} = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$T_{\text{inicial}} = 20^\circ\text{C}, T_{\text{final}} = 90^\circ\text{C}$$

$$n_{\text{calentamiento}} = 80\%$$

$$\dot{Q}_{\text{sólidos}} = 39.2 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{grasas}} = 14.65 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{humedad}} = 1,318.59 \text{ MJ/hr}$$

Flujo de calor total requerido para calentar la sanguaza:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 39.2 + 14.65 + 1,318.59$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 1,372.44 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido para calentar la sanguaza:

$$P_{\text{vapor}} = 1 \text{ barg}, h_{\text{fg}} = 2,201.56 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor para sanguaza}} = \frac{1,372.44 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{\left(2,201.56 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}}\right) \times 0.8}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor para sanguaza}} = 0.78 \text{ Ton Vapor/hr}$$

Flujo de calor requerido para calentar el caldo de separadora

$$\dot{m}_{\text{CP}} = 66.67 \text{ Ton/hr}$$

$$\text{Solidos}_{\text{CP}} = 4.67 \text{ Ton/hr}, C_{\text{p}_{\text{solidos}}} = 1.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Grasas}_{\text{CP}} = 5.75 \text{ Ton/hr}, C_{\text{p}_{\text{grasas}}} = 2.093 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Humedad}_{\text{CP}} = 56.26 \text{ Ton/hr}, C_{\text{p}_{\text{humedad}}} = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$T_{\text{inicial}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}, T_{\text{final}} = 98 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\text{calentamiento}} = 80 \%$$

$$\dot{Q}_{\text{solidos}} = 117.68 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{grasas}} = 216.62 \text{ MJ/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{humedad}} = 4,239.07 \text{ MJ/hr}$$

Flujo de calor total requerido para calentar el caldo de separadora:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 117.68 + 216.62 + 4,239.07$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 4,573.37 \text{ MJ/hr}$$

Flujo másico de vapor requerido para calentar el caldo de separadora:

$$P_{\text{vapor}} = 1 \text{ barg}, h_{\text{fg}} = 2,201.56 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor para CP}} = \frac{4,573.37 \times 1000 \text{ KJ/hr}}{\left(2,201.56 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}}\right) \times 0.8}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor para CP}} = 2.59 \text{ Ton Vapor/hr}$$

Consumo total de vapor

La siguiente tabla muestra el consumo de vapor por cada uno de los equipos, así como la presión de operación de los mismos.

Tabla N° 4.3
RESUMEN CONSUMO DE VAPOR EN EQUIPOS

	P. Operación	Flujo de vapor
	barg	Ton / hr
Cocinas	-	16.95
- Cocción	2.00	15.78
- Calentamiento	1.00	1.17
Secadores rotadisco	5.00	10.21
Secadores rotatubos	6.00	21.76
ICC de Sanguaza	1.00	0.78
ICC de Caldo de separadora	1.00	2.59

Fuente: Elaboración propia

Revaporizado del condensado de los secadores

Para calcular el % de revaporizado del condensado de los secadores, haremos uso de la ecuación (53), capítulo II:

- **Secadores rotadisco**

$$\dot{m}_{\text{vapor RTD}} = 10,210 \text{ Kg/hr}$$

$$P_1 = 5 \text{ barg}$$

$$h_{f1} = 670.50 \text{ KJ/Kg}$$

$$P_2 = 1.5 \text{ barg}$$

$$h_{f2} = 535.35 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{fg2} = 2,181.15 \text{ KJ/Kg}$$

$$\% \text{Revaporizado}_{\text{RTD}} = \frac{670.50 - 535.35}{2181.15}$$

$$\% \text{Revaporizado}_{\text{RTD}} = 6.196 \%$$

$$\text{Revaporizado}_{\text{RTD}} = 632.64 \text{ Kg/hr}$$

- **Secadores rotatubo**

$$\dot{m}_{\text{vapor RTT}} = 21,760 \text{ Kg/hr}$$

$$P_1 = 6 \text{ barg}$$

$$h_{f1} = 697.14 \text{ KJ/Kg}$$

$$P_2 = 1.5 \text{ barg}$$

$$h_{f2} = 535.35 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{fg2} = 2,181.15 \text{ KJ/Kg}$$

$$\% \text{Revaporizado}_{\text{RTT}} = \frac{697.14 - 535.35}{2181.15}$$

$$\% \text{Revaporizado}_{\text{RTT}} = 7.417 \%$$

$$\text{Revaporizado}_{\text{RTT}} = 1,614.08 \text{ Kg/hr}$$

Diseño del tanque para el almacenamiento de revaporizado

Se debe considerar una velocidad de revaporizado en el tanque a no más de $V = 1 \text{ m/s}$.

Se considera la altura del tanque 2.5 veces el diámetro $H = 2.5 \cdot D$

La entrada del condensado debe estar a 35% de la altura total.

Se realiza el diseño con una presión en el tanque de 2 bar.

Tabla N° 4.4
DIMENSIONES DE TANQUE DE REVAPORIZADO

DIMENSIONES DE TANQUE REVAPORIZADO		
FLUJO DE CONDENSADO TOTAL SECADORES	31,970.00	Kg/hr
PRODUCCIÓN DE VAPOR FLASH	2,246.75	Kg/hr
FLUJO DE CONDENSADO NETO	29,723.25	Kg/hr
PRESIÓN DE VAPOR FLASH	2.00	bar (Abs)
VOLUMEN ESPECIFICO FLASH	0.89	m ³ /Kg
% DE FLASHEO	6.81	%
VELOCIDAD DE FLASH EN TK	1.00	m/s
D. TK FLASH CALCULADO	838.60	mm
	33.02	Pulg
D. TK FLASH SELECCIONADO	36.00	Pulg
VELOCIDAD DE FLASH REAL	0.84	m/s
ALTURA DEL TK FLASH	90.00	pulg

Fuente: Elaboración propia

Determinación del espesor del tanque, diseño por presión interna:

Diámetro de tanque = 36 pulg.

Presión de diseño (P) = 30 PSI

Esfuerzo máximo admisible = 16,600 PSI

Eficiencia de junta = 0.85

Determinación del casco cilíndrico

De acuerdo a la ecuación (53) y (54):

$$T = \frac{30 \times 18}{16600 \times 0.85 - 0.6 \times 30} = 0.0383 \text{ pulg}$$

$$T_{\text{espesor}} = 0.0383 + \frac{1}{8} = 0.1633 \text{ pulg} = 4.15 \text{ mm.}$$

Se usarán planchas de material de acero al carbono ASTM A36 1.2 x 2.4 x 3/16".

Determinación del espesor de la tapa toriesférica

De acuerdo a la ecuación (55) y (56):

$$T = \frac{0.885 \times 30 \times 90}{16600 \times 0.85 - 0.1 \times 30} = 0.169 \text{ pulg}$$
$$T_{\text{espesor}} = 0.169 + \frac{1}{8} = 0.294 \text{ pulg} = 7.48 \text{ mm.}$$

Se usarán planchas de material de acero al carbono ASTM A36 1.2 x 2.4 x 5/16".

FIGURA N° 4.1
AISLAMIENTO TERMICO TANQUE REVAPORIZADO

Item Description = TANQUE REVAPORIZADO System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 133.6 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 900 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	133.3	5003.00	
15.0	46.1	987.20	80.27
25.0	34.1	529.60	89.41
40.0	29.6	365.00	92.70
50.0	27.3	280.10	94.40
65.0	25.8	228.40	95.44
80.0	24.9	193.50	96.13
90.0	24.2	168.40	96.64

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de salida de revaporizado del tanque

Condiciones de ingreso:

$$P_{\text{vapor flash}} = 2 \text{ bar(Abs)}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor flash}} = 2,246.75 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{2246.75}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 189.94 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **8" SCH40**.

Velocidad_{recalculada} = 17.12 m/s

FIGURA N° 4.2
AISLAMIENTO TERMICO SALIDA REVAPORIZADO

Item Description = TUBERIA SALIDA VAPOR DE TANQUE System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.4 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 200 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.1	1310.00	
15.0	37.2	221.50	83.09
25.0	28.3	114.50	91.26
40.0	25.7	82.56	93.70
50.0	24.2	65.70	94.98
65.0	23.2	53.24	95.94
80.0	22.7	46.70	96.43
90.0	22.3	41.88	96.80

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de entrada de tubería de condensado de los secadores rotadisco al tanque de revaporizado

Se dimensiona la tubería por caída de presión:

$$P_{\text{después de la trampa}} = 2.5 \text{ bar(Abs)}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor flash de RTD}} = 632.64 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor flash de RTD1}} = \dot{m}_{\text{vapor flash de RTD2}} = 316.32 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

Long tubería = 50 m

Accesorios : 6 codos, 01 válvula

Figura N° 4.3

DIAMETRO DE LA TUBERIA DE ENTRADA DEL CONDENSADO DE LOS ROTADISCOS

Introducir Datos		Unidades	SI(bar)
Grado de Tubería	ANSI Sch40		
Presión de Vapor	2.5	bar abs	
Temperatura del Vapor [?]	(127.414)	°C	
Rango de Flujo del Vapor	316.32	kg/h	
Velocidad Máxima Permisible [?]	20	m/s	
Longitud de la Tubería [?]	50	m	
Válvulas de Flujo Cerradas (ej. Globo) (Cant) [?]	0		
Válvulas de Flujo Instaladas (ej. Comp) (Cant) [?]	1		
Válvulas Check (Cant) [?]	0		
Codos (Cant)	6		
Rugosidad Interna de la Tubería [?]	0.05	mm	

Ocultar Opciones Avanzadas

Calcular Limpia

Resultados	
Tamaño de Tubería	NPS3
Diámetro Interno Tubería	77.9272 mm
Velocidad del Vapor	13.2404 m/s
Caída de Presión	0.0238615 bar
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	73.2188 m

Fuente: <https://www.tlv.com/global/LA/calculator/steam-pipe-sizing-by-velocity.html?advanced=on>

Se calculó un diámetro de tubería de entrada de condensado de los secadores rotadisco al tanque de **3 pulgadas** por secador.

Se tiene una diferencia de altura de 4.5m entre la salida del condensado de la trampa de los rotadiscos hasta la entrada al tanque de revaporizado, lo cual equivale a una caída de presión de 0.45 bar más la caída de presión por longitud de tubería. Por lo tanto, definiendo una presión después de la trampa de 1.5 barg, el condensado descargado llega al tanque de revaporizado a 1 barg (Presión de operación del tanque).

FIGURA N° 4.4

AISLAMIENTO TERMICO CONDENSADO SECADORES ROTADISCO

Item Description = TUBERIA CONDENSADO DE RTD System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 127.58 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 80 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	127.3	735.00	
15.0	34.0	104.30	85.81
25.0	26.9	59.11	91.96
40.0	24.5	43.51	94.08
50.0	23.4	35.87	95.12
65.0	22.7	31.08	95.77
80.0	22.2	27.77	96.22
90.0	21.8	25.07	96.59

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de entrada de tubería de condensado de los secadores rotatubo al tanque de revaporizado

$P_{\text{después de la trampa}} = 2.5 \text{ bar(Abs)}$

$\dot{m}_{\text{vapor flash de RTT}} = 1,614.11 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$

$\dot{m}_{\text{vapor flash de RTT1}} = 807.05 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$, $\dot{m}_{\text{vapor flash de RTT2}} = 807.05 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$,

Long tubería = 60 m

Accesorios : 6 codos, 01 válvula

Figura N° 4.5
DIAMETRO DE LA TUBERIA DE ENTRADA DEL CONDENSADO DE
LOS ROTATUBOS

Introducir Datos		Unidades
Grado de Tubería	ANSI Sch40	
Presión de Vapor	2.5	bar abs
Temperatura del Vapor [?]	(127.414)	°C
Rango de Flujo del Vapor	807.05	kg/h
Velocidad Máxima Permisible [?]	20	m/s
Longitud de la Tubería [?]	60	m
Válvulas de Flujo Cerradas (ej. Globo) (Cant) [?]	0	
Válvulas de Flujo Instaladas (ej. Comp) (Cant) [?]	1	
Válvulas Check (Cant) [?]	0	
Codos (Cant)	6	
Rugosidad Interna de la Tubería [?]	0.05	mm

Ocultar Opciones Avanzadas

Calcular Limpia

Resultados	
Tamaño de Tubería	NPS4
Diámetro Interno Tubería	102.26 mm
Velocidad del Vapor	19.6173 m/s
Caída de Presión	0.0461359 bar
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	93.7556 m

Fuente: <https://www.tlv.com/global/LA/calculator/steam-pipe-sizing-by-velocity.html?advanced=on>

Se calculó un diámetro de tubería de entrada de condensado de los secadores rotatubo al tanque de **4 pulgadas** por secador.

FIGURA N° 4.6

AISLAMIENTO TERMICO CONDENSADO SECADORES ROTATUBO

Item Description = TUBERIA CONDENSADO DE RTT System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 127.58 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 100 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	127.3	877.90	
15.0	34.3	123.30	85.96
25.0	27.3	70.59	91.96
40.0	24.9	52.47	94.02
50.0	23.7	42.82	95.12
65.0	22.9	36.79	95.81
80.0	22.4	32.20	96.33
90.0	22.0	29.27	96.67

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de salida de condensado del tanque de revaporizado

$$\dot{m}_{\text{condensado}} = 29,723.2 \text{ Kg/hr}$$

$$\text{Velocidad} = 0.5 - 1 \text{ m/s}$$

$$P = 1 \text{ barg} , \rho_{\text{líquido}} = 942.9 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{condensado}} = \frac{\rho_{\text{líquido}} \times V \times \pi \times D^2}{4}$$

$$\frac{29,723.2}{3600} = \frac{942.9 \times 0.75 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 121.92 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **5" SCH40**.

Velocidad_{recalculada} = 0.68 m/s

FIGURA N° 4.7
AISLAMIENTO TERMICO SALIDA DE CONDENSADO DE TANQUE

Item Description = TUBERIA CONDENSADO DE TANQUE System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 125 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	944.60	
15.0	34.6	142.70	84.90
25.0	27.6	81.05	91.42
40.0	25.0	58.75	93.78
50.0	23.8	47.18	95.01
65.0	22.9	39.33	95.84
80.0	22.4	34.70	96.33
90.0	22.0	31.31	96.69

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Resumen de dimensiones de tanque de revaporizado

A continuación, se presenta el resumen de las dimensiones del tanque de revaporizado calculado.

Tabla N° 4.5

RESUMEN DIMENSIONES DE TANQUE DE REVAPORIZADO

Descripción	Dimensión	Unidad
Diaméto de ingreso de condensado Rotadisco 1	3.00	pulgadas
Diaméto de ingreso de condensado Rotadisco 2	3.00	pulgadas
Diámetro de ingreso de condensado Rotatubo 1	4.00	pulgadas
Diámetro de ingreso de condensado Rotatubo 2	4.00	pulgadas
Diámetro de salida de revaporizado de tanque	8.00	pulgadas
Diámetro de salida de condensado de tanque	5.00	pulgadas
Diámetro de tanque de revaporizado	36.00	pulgadas
Altura de tanque de revaporizado	90.00	pulgadas
Espesor casco	3/16	pulgadas
Espesor tapa toriesférica	5/16	pulgadas

Fuente: Elaboración propia

Selección de la trampa de vapor

Se selecciona una trampa de vapor de tipo flotador por su capacidad de evacuación de condensado y ser de flujo continuo.

$$\dot{m}_{\text{condensado}} = 29,723.2 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 65,527.7 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$P_{\text{antes de la trampa}} = 1 \text{ barg}$$

$$P_{\text{despues de la trampa}} = 0.3 \text{ barg}$$

Figura N° 4.8

TRAMPAS FLOTADOR WATSON MCDANIEL

CAPACITIES – Condensate (lbs/hr)																													
Model Code	PMO (PSIG)	Pipe Size	Orifice Size	AP = Differential Pressure (PSI)																									
				1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	30	50	75	100	125	200	250	300										
FTE-20-17-N*	20	2"	.937"	6100	7800	9300	11800	15900	19500	22500	26000																		
FTE-50-17-N	50	2"	2.125"	12800	16900	20100	25300	33000	40200	43500	46000	47800	52500																
FTE-50-18-N	50	2 1/2"	2.125"	20400	25700	31000	37000	46300	55100	60300	65100	72000	82100																
FTE-125-18-N	125	2 1/2"	2.125"	20400	25700	31000	37000	46300	55100	60300	65100	72000	82100	90400	97700	105000													
FTE-200-16-N	200	1 1/2"	.375"	950	1350	1900	2200	2700	3300	3900	4400	5300	6400	7600	8500	9400	11900												
FTE-200-17-N	200	2"	.75"	2700	4100	5700	7400	9900	11800	13400	14400	16400	19000	21500	23000	24500	29200												
FTE-200-18-N	200	2 1/2"	1.5"	7200	12300	17400	21500	27600	32600	36000	39300	43100	49200	54700	58800	61900	74000												
FTES-50-18-N	50	2 1/2"	2.125"	20400	25700	31000	37000	46300	55100	60300	65100	72000	82100																
FTES-125-18-N	125	2 1/2"	2.125"	20400	25700	31000	37000	46300	55100	60300	65100	72000	82100	90400	97700	105000													
FTES-300-18-N	300	2 1/2"	1.5"	7200	12300	17400	21500	27600	32600	36000	39300	43100	49200	54700	58800	61900	74000	86000	100500										

Fuente:

http://www.watsonmcdaniel.com/v2/pdfs2015/steamtraps/FTE_FTES_SteamTrap.pdf

Se seleccionan 02 trampas de vapor FTE-50 de 2" Watson McDaniel.

USO DEL REVAPORIZADO EN EL PROCESO

Se determina el uso del revaporizado en los procesos de intercambio de calor.

Tabla N° 4.6

USO DE REVAPORIZADO EN PROCESO

	P. Operación	Flujo de vapor	P. Revaporizado	Flujo revaporizado
	barg	Ton / hr	barg	Ton / hr
Cocinas	-	-	-	-
- Calentamiento	1.00	1.17	1.00	1.17
ICC de Sanguaza	1.00	0.78	1.00	0.78
ICC de Caldo de separadora	1.00	2.59	1.00	0.30
Revaporizado Rotadiscos + Rotatubos				2.247

Fuente: Elaboración propia

De la tabla 2.1. se observa:

- El flujo de vapor de calentamiento de las cocinas puede ser reemplazado al 100% con el revaporizado.
- El flujo de vapor requerido por los ICC de Sanguaza puede ser reemplazados al 100% con el revaporizado.
- El flujo de vapor requerido por los ICC de Caldo de Separado puede ser reemplazado en un 11.5% con el revaporizado.

DISTRIBUCIÓN DEL REVAPORIZADO

A continuación, se determina el sistema de distribución de revaporizado a los equipos en los cuales será utilizado como fluido principal de calentamiento.

Diámetro de manifold de distribución de revaporizado

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{revaporizado}} = 2,246.75 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 8 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$
$$\frac{2246.75}{3600} = \frac{1.1369 \times 8 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$D_i = 295.58 \text{ mm}$ de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **12" SCH40**.

$$\text{Velocidad}_{\text{recalculada}} = 7.60 \text{ m/s}$$

FIGURA N° 4.9

AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD PRINCIPAL DE REVAPORIZADO

Item Description = MANIFOLD PRINCIPAL REVAPORIZADO System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 300 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.1	1778.00	
15.0	35.5	262.20	85.25
25.0	28.8	155.30	91.26
40.0	26.1	112.40	93.68
50.0	24.6	89.25	94.98
65.0	23.7	74.72	95.80
80.0	23.1	64.74	96.36
90.0	22.6	57.46	96.77

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de manifold de vapor para calentamiento de cocinas

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{revaporizado}} = 1,168.6 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 8 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{1168.6}{3600} = \frac{1.1369 \times 8 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 213.17 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **8" SCH40**.

Velocidad_{recalculada} = 8.84 m/s

FIGURA N° 4.10
 AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD REVAPORIZADO PARA
 COCINAS

Item Description = MANIFOLD REVAPORIZADO COCINAS System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 200 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.1	1310.00	
15.0	37.3	221.60	83.09
25.0	28.3	114.60	91.26
40.0	25.7	82.58	93.70
50.0	24.2	65.72	94.98
65.0	23.2	53.25	95.94
80.0	22.7	46.71	96.43
90.0	22.3	41.89	96.80

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de manifold principal a manifold de cocinas

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{revaporizado}} = 1,168.6 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{1168.6}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 134.82 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **6" SCH40**.

$$\text{Velocidad}_{\text{recalculada}} = 15.33 \text{ m/s}$$

FIGURA N° 4.11
AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA MANIFOLD PRINCIPAL A
MANIFOLD COCINAS

Item Description = TUBERIA MAN PRINC A MAN COC System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 150 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	1074.00	
15.0	36.0	173.50	83.85
25.0	28.2	96.26	91.04
40.0	25.5	68.70	93.60
50.0	23.9	53.24	95.04
65.0	23.1	45.11	95.80
80.0	22.6	39.55	96.32
90.0	22.1	34.66	96.77

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de manifold de vapor para ICC de sanguaza

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{revaporizado}} = 780 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 8 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{780}{3600} = \frac{1.1369 \times 8 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 174.16 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **8" SCH40**.

Velocidad_{recalculada} = 5.90 m/s

FIGURA N° 4.12

AISLAMIENTO TERMICO MANIFOLD REVAPORIZADO ICC SANGUAZA

Item Description = MANIFOLD REVAPORIZADO ICC SANGUAZA System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 200 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.1	1310.00	
15.0	37.3	221.60	83.09
25.0	28.3	114.60	91.26
40.0	25.7	82.58	93.70
50.0	24.2	65.72	94.98
65.0	23.2	53.25	95.94
80.0	22.7	46.71	96.43
90.0	22.3	41.89	96.80

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de manifold principal a manifold de ICC de sanguaza

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{revaporizado}} = 780 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{780}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 110.15 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **4" SCH40**.

$$\text{Velocidad}_{\text{recalculada}} = 23.22 \text{ m/s}$$

FIGURA N° 4.13
ASLAMIENTO TERMICO TUBERIA MANIFOLD PRINCIPAL A
MANIFOLD ICC SANGUAZA

Item Description = TUBERIA MAN PRINC A MAN ICC SAN System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 100 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	810.70	
15.0	33.1	113.20	86.04
25.0	26.7	64.82	92.00
40.0	24.5	48.18	94.06
50.0	23.4	39.32	95.15
65.0	22.7	33.78	95.83
80.0	22.2	29.57	96.35
90.0	21.9	26.88	96.68

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de distribución para el calentamiento de los equipos de cocción:

Se tiene 02 cocinas de la misma capacidad, por lo tanto, el flujo de vapor de distribuyó igual para los dos.

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{vapor a cocina 1}} = 584.3 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor a cocina 2}} = 584.3 \text{ Kg/hr}$$

$$\text{Velocidad}_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{584.3}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$D_i = 95.33 \text{ mm}$ de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **4" SCH40**.

$$\text{Velocidad}_{\text{recalculada}} = 17.38 \text{ m/s}$$

Se determina un diámetro para las 02 tuberías de alimentación de vapor para el calentamiento de las 02 cocinas de 4" SCH40.

FIGURA N° 4.14
AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCIÓN REVAPORIZADO A
COCINAS

Item Description = TUBERIA DISTRIB REVAP COCINAS System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 100 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	810.70	
15.0	33.1	113.20	86.04
25.0	26.7	64.82	92.00
40.0	24.5	48.18	94.06
50.0	23.4	39.32	95.15
65.0	22.7	33.78	95.83
80.0	22.2	29.57	96.35
90.0	21.9	26.88	96.68

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de distribución para los ICC de sanguaza:

Se tiene 02 intercambiadores de calor de sanguaza de la misma capacidad, por lo tanto, el flujo de vapor de distribuyó igual para los dos.

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{vapor a ICC1}} = 390 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor a ICC2}} = 390 \text{ Kg/hr}$$

$$V_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$$\frac{390}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

Di = 77.88 mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **3" SCH40**.

Velocidad_{recalculada} = 19.98 m/s

Se determina un diámetro para las 02 tuberías de alimentación de vapor para los 02 ICC de sanguaza de 3" SCH40.

FIGURA N° 4.15
AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCIÓN REVAPORIZADO A
ICC SANGUAZA

Item Description = TUBERIA DISTRIB REVAP ICC SAN System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 80 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	679.40	
15.0	32.9	95.75	85.91
25.0	26.4	54.28	92.01
40.0	24.2	39.96	94.12
50.0	23.1	32.94	95.15
65.0	22.5	28.54	95.80
80.0	22.0	25.50	96.25
90.0	21.7	23.02	96.61

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Diámetro de tubería de distribución hacia manifold de vapor ICC (existente) de caldo de separadora:

Según lo calculado, con el revaporizado disponible, se pudo reemplazar el consumo de vapor por los intercambiadores de calor de caldo de separadora en un 11.5%.

Condiciones de ingreso:

$$\dot{m}_{\text{vapor a manifold de CP}} = 300 \text{ Kg/hr}$$

$$V_{\text{diseño}} = 20 \text{ m/s}$$

$$P = 1 \text{ barg}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 1.1369 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \frac{\rho_{\text{vapor}} \times V \times \pi \times D_i^2}{4}$$
$$\frac{300}{3600} = \frac{1.1369 \times 20 \times \pi \times D_i^2}{4}$$

$D_i = 68.31$ mm de diámetro interior, según tablas se considera una tubería de **2 1/2" SCH40**.

$$\text{Velocidad}_{\text{recalculada}} = 23.75 \text{ m/s}$$

FIGURA N° 4.16
AISLAMIENTO TERMICO TUBERIA DISTRIBUCIÓN REVAPORIZADO A
ICC SEPARADORA

Item Description = TUBERIA DISTRIB REVAP ICC SEPAR System Application = Pipe - Horizontal Dimensional Standard = ASTM C 585 Rigid Calculation Type = Personnel Protection Report Process Temperature = 120.42 Ambient Temperature = 20 Wind Speed = 2 Personnel Protection Thickness = 15 Max. Surface Temp = 60.0 Nominal Pipe Size = 65 Bare Metal = Steel Bare Surface Emittance = 0.8 Insulation Layer 1 = 850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15 Outer Jacket Material = All Service Jacket Outer Surface Emittance = 0.9			
Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	120.2	593.60	
15.0	30.8	74.42	87.46
25.0	25.8	45.75	92.29
40.0	23.2	30.78	94.81
50.0	22.5	26.43	95.55
65.0	22.0	23.52	96.04
80.0	21.7	21.42	96.39
90.0	21.4	19.64	96.69

Fuente: Programa 3E Plus v4.1

Se seleccionó un espesor de 1 1/2" material Lana mineral 850 F.

Consumo de combustible de las calderas

El siguiente cuadro muestra el consumo de combustible de las calderas para generar la cantidad de vapor requerida por los procesos.

Tabla N° 4.7

CONSUMO DE COMBUSTIBLE SIN USO DE REVAPORIZADO

Flujo de vapor en cocinas (ton/hr)	16.95
- Cocción	15.78
- Calentamiento	1.17
Flujo de vapor en Secadores rotadisco (ton/hr)	10.21
Flujo de vapor en Secadores rotatubos (ton/hr)	21.76
Flujo de vapor en ICC de Sanguaza (ton/hr)	0.78
Flujo de vapor en ICC de Caldo de separadora (ton/hr)	2.59
Flujo de vapor total (ton/hr)	52.29
Pérdidas en distribución de vapor	0.10
Flujo de vapor real total (ton/hr)	57.52
Presión de caldera (barg)	7.00
Entalpía de vaporización a 7 barg	2,047.28
Poder calorífico de petróleo R500 (KJ/gln)	150,640.00
Eficiencia térmica de caldera	0.80
Consumo de petróleo R500 (Galones)	977.11
Ton pescado procesado	100.00
Ton pescado procesado / Ton harina producida	4.26
Ratio consumo combustible / Ton harina producida	41.62

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 4.8

CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON USO DE REVAPORIZADO

Flujo de vapor en cocinas (ton/hr)	15.78
- Cocción	15.78
Flujo de vapor en Secadores rotadisco (ton/hr)	10.21
Flujo de vapor en Secadores rotatubos (ton/hr)	21.76
Flujo de vapor en ICC de Caldo de separadora (ton/hr)	2.29
Flujo de vapor total (ton/hr)	50.04
Pérdidas en distribución de vapor	0.10
Flujo de vapor real total (ton/hr)	55.05
Presión de caldera (barg)	7.00
Entalpía de vaporización a 7 barg	2,047.28
Poder calorífico de petróleo R500 (KJ/gln)	150,640.00
Eficiencia térmica de caldera	0.80
Consumo de petróleo R500 (Galones)	935.14
Ton pescado procesado	100.00
Ton pescado procesado / Ton harina producida	4.26
Ratio consumo combustible / Ton harina producida	39.84

Fuente: Elaboración propia

El uso de revaporizado genera un ahorro de combustible de 41.97 galones/hora para una velocidad de procesamiento de 100 toneladas de pescado/hora. Es decir 0.4197 galones/ton pescado equivalente a 1.78 galones/ton harina producida.

4.1.4 Análisis de costos

La inversión fue cotizada por la empresa Tecnología Fabricación y Mantenimiento TFM S.A.C.

- Inversión económica: 66,500.00 Dólares.

- Ahorro: Se consideró el consumo de combustible de la primera temporada de pesca 2018, el cual fue de 584,890.00 galones. Con el diseño del sistema de revaporizado se obtuvo un consumo de combustible por temporada de 561,630.20 galones, teniendo un ahorro de 23,259.80 galones por temporada lo cual se traduce en un ahorro económico de 58,149.49 dólares por temporada (2 temporadas al año). Ahorro anual 116,299 dólares.
- Costo de mantenimiento: 2,500 dólares.

Aplicando indicadores económicos

Tabla N° 4.9
FLUJO DE CAJA NETO

Año	INVERSION	Ahorro	Mantenimiento	Flujo de caja
	US\$	US\$	US\$	US\$
0	66,500.00			-66,500.00
1		116,299.00	2,500.00	113,799.00
2		116,299.00	2,500.00	113,799.00
3		116,299.00	2,500.00	113,799.00
4		116,299.00	2,500.00	113,799.00
5		116,299.00	2,500.00	113,799.00
6		116,299.00	2,500.00	113,799.00
7		116,299.00	2,500.00	113,799.00
8		116,299.00	2,500.00	113,799.00
9		116,299.00	2,500.00	113,799.00
10		116,299.00	2,500.00	113,799.00

Fuente: Elaboración propia

Usando una tasa de interés de 12% anual, se obtuvieron los siguientes indicadores económicos:

Tabla N° 4.10
INDICADORES ECONÓMICOS

VAN	\$576,489.73
TIR	171%
PAYBACK	0.58 años (7 meses)

Fuente: Elaboración propia

Según criterios de economía.

- Se aceptarán los proyectos cuyo VAN > 0.
- Se aceptarán proyecto cuya tasa interna de retorno (TIR) sea mayor que la tasa de interés.

El proyecto planteado es considerado viable económicamente.

4.2 Población y muestra

En esta investigación la población y la muestra se considera la misma porque se tiene como objeto de estudio el diseño un sistema específico en una planta de procesamiento de harina de pescado

MUESTRA = Revaporizado del condensado de los equipos de secado de una empresa pesquera.

4.3 Técnicas e instrumentos de recolección de la información documental

Para los trabajos de recolección de información para el diseño del sistema de revaporizado se utilizaron los siguientes materiales y técnicas de recolección de información:

1. Materiales

Dentro de los materiales que se utilizaran están, lápiz, lapicero, cuaderno de apuntes, papel, computadora portátil, impresora, cámara fotográfica digital estándar.

2. Observación directa

Esta es una de las principales formas de recolección de información, ya que implica un contacto directo con los activos físicos de la planta, donde se pudo identificar y registrar la información que se requiere para la implementación del sistema.

3. Documentación

Para el diseño del sistema, se recopiló información mediante la documentación de escrita y procesada tales como: Tesis de grado, libros, planos del sistema, PI&D, layout, documentos de los principales especialistas en manejo y control de fluidos.

4.4 Análisis y procesamiento de datos

La presente investigación es de tipo tecnológico de nivel aplicativo y al tener la muestra igual a la población no aplica realizar un análisis de datos, sino un análisis de los resultados obtenidos los cuales fueron comparados con los datos de consumo de combustible.

CAPITLO V. RESULTADOS

Mediante los cálculos realizados en el capítulo IV, se obtuvieron los siguientes resultados.

TABLA 5.1
CONSUMO DE COMBUSTIBLE TEMPORADA 2018 - I

Consumo de petróleo residual 500					
Fecha	Galones	Fecha	Galones	Fecha	Galones
11/04/2018	4,790.0	6/05/2018	9,551.00	28/05/2018	12,886.00
12/04/2018	8,012.0	7/05/2018	8,493.00	29/05/2018	13,061.00
13/04/2018	8,927.0	8/05/2018	13,305.00	30/05/2018	8,027.00
14/04/2018	15,578.0	9/05/2018	11,480.00	31/05/2018	3,177.00
15/04/2018	7,299.0	10/05/2018	9,238.00	2/06/2018	10,671.0
16/04/2018	7,582.0	11/05/2018	12,909.00	3/06/2018	10,505.0
17/04/2018	13,295.0	12/05/2018	10,754.00	4/06/2018	6,066.0
18/04/2018	15,746.0	13/05/2018	14,423.00	5/06/2018	4,807.0
19/04/2018	4,558.0	14/05/2018	12,099.00	6/06/2018	11,835.0
21/04/2018	8,093.0	15/05/2018	16,552.00	7/06/2018	14,771.0
22/04/2018	13,427.0	16/05/2018	9,861.00	8/06/2018	11,612.0
27/04/2018	9,013.0	17/05/2018	10,141.00	9/06/2018	11,446.0
28/04/2018	11,714.0	20/05/2018	13,012.00	10/06/2018	13,749.0
29/04/2018	8,191.0	21/05/2018	4,537.00	17/06/2018	6,068.0
30/04/2018	8,602.0	22/05/2018	9,880.00	18/06/2018	4,846.0
1/05/2018	10,388.00	23/05/2018	13,622.00	19/06/2018	16,652.0
2/05/2018	7,170.00	24/05/2018	11,186.00	20/06/2018	8,278.0
3/05/2018	11,997.00	25/05/2018	9,328.00		
4/05/2018	9,362.00	26/05/2018	11,325.00	Total	584,890.0
5/05/2018	10,127.00	27/05/2018	10,866.00		

Fuente: Elaboración propia

TABLA 5.2
 CONSUMO DE COMBUSTIBLE TEMPORADA 2018 – I CON SISTEMA
 DE REVAPORIZADO

Consumo de petróleo residual 500 - Proyecto					
Fecha	Galones	Fecha	Galones	Fecha	Galones
11/04/2018	4,606.0	06/05/2018	9,186.02	28/05/2018	12,367.26
12/04/2018	7,695.9	07/05/2018	8,170.80	29/05/2018	12,489.63
13/04/2018	8,605.1	08/05/2018	12,776.86	30/05/2018	7,669.90
14/04/2018	15,027.6	09/05/2018	11,002.61	31/05/2018	3,044.54
15/04/2018	6,994.0	10/05/2018	8,888.95	02/06/2018	10,237.37
16/04/2018	7,304.6	11/05/2018	12,358.04	03/06/2018	10,051.68
17/04/2018	12,807.2	12/05/2018	10,292.27	04/06/2018	5,832.23
18/04/2018	15,141.9	13/05/2018	13,826.48	05/06/2018	4,610.82
19/04/2018	4,376.6	14/05/2018	11,593.41	06/06/2018	11,358.86
21/04/2018	7,797.7	15/05/2018	15,907.60	07/06/2018	14,162.85
22/04/2018	12,893.6	16/05/2018	9,456.82	08/06/2018	11,109.10
27/04/2018	8,664.0	17/05/2018	9,709.61	09/06/2018	10,951.51
28/04/2018	11,249.1	20/05/2018	12,524.23	10/06/2018	13,266.51
29/04/2018	7,868.8	21/05/2018	4,345.02	17/06/2018	5,832.97
30/04/2018	8,298.9	22/05/2018	9,520.21	18/06/2018	4,644.63
01/05/2018	9,982.8	23/05/2018	13,073.01	19/06/2018	15,967.33
02/05/2018	6,898.8	24/05/2018	10,714.69	20/06/2018	7,906.75
03/05/2018	11,557.6	25/05/2018	8,923.10		
04/05/2018	9,012.4	26/05/2018	10,914.20	Total	561,630.2
05/05/2018	9,747.8	27/05/2018	10,412.24		

Fuente: Elaboración propia

Se obtuvo como resultado un ahorro de 23,259.80 galones por temporada producción, la industria pesquera tiene dos temporadas de producción del año, por lo tanto, el ahorro anual fue de 46,519.6 galones de petróleo residual 500 lo cual equivale a un ahorro económico de US\$ 58,149.49.

TABLA 5.3
DIMENSIONES DEL SISTEMA DE REVAPORIZADO

Descripción	Dimensión	Unidad
Diaméto de ingreso de condensado Rotadisco 1	3.00	pulgadas
Diaméto de ingreso de condensado Rotadisco 2	3.00	pulgadas
Diáméto de ingreso de condensado Rotatubo 1	4.00	pulgadas
Diáméto de ingreso de condensado Rotatubo 2	4.00	pulgadas
Diáméto de salida de revaporizado de tanque	8.00	pulgadas
Diáméto de salida de condensado de tanque	5.00	pulgadas
Diáméto de tanque de revaporizado	36.00	pulgadas
Altura de tanque de revaporizado	90.00	pulgadas
Tamaño de trampas de vapor (02)	2"	pulgadas
Diáméto de manifold de distribución de revaporizado	12.00	pulgadas
Diáméto de manifold de vapor para calentamiento de cocinas 01 y 02	8.00	pulgadas
Diáméto de manifold de vapor para ICC sanguaza 01 y 02	6.00	pulgadas
Diáméto tuberías de distrbución para calentamiento cocinas 01 y 02	4.00	pulgadas
Diáméto tuberías de distrbución para ICC sanguaza 01 y 02	3.00	pulgadas
Diáméto de tubería de distribución hacia manifold de ICC de caldo sep	2 1/2	pulgadas

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación de la hipótesis

El diseño del sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado reduce el consumo de combustible en la empresa pesquera.

Se logró tener una reducción de 41.97 galones/hora a una velocidad de procesamiento de 100 toneladas de pescado/hora. En una temporada de producción se logró una reducción en el consumo de combustible de 23,259.80 galones por temporada.

- El cálculo de la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores definirá las dimensiones del sistema de revaporizado.

El cálculo de la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores permitió dimensionar el diámetro y altura del tanque de revaporizado, así como el diámetro de las tuberías de distribución, tubería de condensado y selección de la trampa de vapor.

- La recuperación de la energía térmica del revaporizado del condensado de los secadores generará un ahorro económico en la empresa pesquera.

La recuperación de la energía térmica del revaporizado generó un ahorro económico de 116,299.00 dólares anuales.

6.2 Contrastación de los resultados con estudios similares

- La recuperación de la energía térmica contenida en los condensados a alta temperatura mediante el diseño de un sistema de revaporizado para el

ahorro de combustible guarda congruencia con las investigaciones de Custodio, Juan y Solís, Enzo en el año 2017 Chimbote – Perú y Bargaran, Luis en el año 2014 Callao – Perú, quienes logran un ahorro de combustible mediante la recuperación de la energía térmica contenida en las purgas de las calderas de vapor.

- El uso de la energía térmica contenida en el revaporizado de los secadores de la empresa pesquera fue utilizado como medio de calentamiento en las cocinas e intercambiadores de calor, sustituyendo el vapor directo de las calderas, logrando un ahorro del mismo. En la investigación de Urcia, Gary en el año 2016 Chimbote – Perú, propone la implementación de un sistema de vapor flash para reducir el consumo de vapor en el área de cocción de una empresa pesquera. Sin embargo, en la presente investigación se determinó que la energía contenida en el condensado de los secadores era suficiente como para abastecer al sistema de calentamiento de las cocinas y a los intercambiadores de calor del proceso, por lo que se logró un mayor ahorro de combustible. Además, a diferencia de la investigación de Urcia, Gary, en la presente investigación se propuso un sistema de revaporizado compuesto por un solo tanque de recepción para uniformizar presiones y tener una mejor distribución de vapor a los equipos consumidores.

- La implementación de los sistemas de revaporizado o vapor flash se consideran oportunidades de mejora o proyectos de ahorro energético por el principio de conservación de la energía. Los resultados de la presente tesis concuerdan con la investigación de Bohorquez, Roberto en el año 2013 Guayaquil – Ecuador, quien mediante una auditoría energética una planta de elaboración de café identifica y propone como oportunidad de mejora para el ahorro de combustible la implementación de un sistema de recuperación de vapor flash de las purgas de las calderas y calentar el agua de reposición.

6.3 Responsabilidad ética

Todo proyecto que tenga como resultado una menor emisión de gases de efecto invernadero es considerado amigable con el medio ambiente. Más aún, tratándose de la reducción de consumo de combustible petróleo residual 500, uno de los combustibles más contaminantes por la cantidad de carbono emitido es de gran importancia para el impacto ambiental positivo.

CONCLUSIONES

- Al diseñar el sistema de revaporizado aprovechando el revaporizado del condensado de los equipos de secado se logró tener un ahorro de combustible de 23,259.80 galones por temporada o 46,519.60 galones por año lo cual se ve reflejado económicamente en un ahorro de 116,299.00 dólares anuales.
- Mediante el uso de la flujo másico y cantidad de energía de revaporizado se pudo abastecer con este vapor a las chaquetas de las cocinas 01 y 02 para calentamiento, a los intercambiadores de calor de sanguaza 01 y 02 y 11.5% del vapor consumido por los intercambiadores de calor de caldo de separadora, dejando de hacer uso del vapor directo de las calderas en estos equipos.
- Con el ahorro de combustible se logró mejorar el indicador de consumo de combustible por tonelada de harina producida, este indicador se redujo en 1.79 galones de petróleo residual 500/ton harina.
- Se determinó económicamente que el sistema de revaporizado del condensado de los equipos de secado tiene como inversión US\$ 66,500.00 y se calculó un ahorro anual de US\$ 116,299.00 con un periodo de retorno de inversión de 7 meses, el TIR es de 171% anual y un VAN de 576,489.73 dólares, lo cual garantiza la viabilidad económica del proyecto.

RECOMENDACIONES

- Si es posible la implementación del sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado, se recomienda evaluar también los ahorros económicos de mantenimiento que se generarán por tener un solo equipo al cual darle mantención a comparación de los 3 actuales, teniendo en cuenta trampas de vapor, válvulas, visores, filtros, etc.
- Los manifolds de distribución de revaporizado a los equipos consumidores establecidos, deben tener una entrada de vapor directo de las calderas ya que al inicio de la producción no hay flujo de vapor y condensado en los secadores por lo que no se genera revaporizado y se debe hacer uso del vapor de las calderas hasta comenzar a evacuar condensado de los secadores.
- Se recomienda realizar capacitaciones en el uso eficiente del vapor en la industria a fin de familiarizar a los operadores de los equipos con el diseño propuesto y evitar impactos negativos en el ahorro calculado por mala operación del vapor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Para la elaboración de la presente tesis se ha contado con la siguiente información:

- BARGARAN, Luis. Diseño de un sistema de purga automática de fondo y superficie para ahorro y disponibilidad de energía térmica en una caldera pirotubular de 1000 BHP. Tesis (Título profesional Ingeniero en Energía). Callao: Universidad Nacional del Callao, 2014. 152 pp.
- BOHORQUEZ, Roberto. Auditoría Energética al Circuito de Vapor y Condensado de una Planta de Elaboración de Café Liofilizado. Tesis (Título Ingeniero Mecánico). Guayaquil: Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2013. 236 pp.
- CENGEL, Yunes y BOLES, Michael. Termodinámica Séptima edición, México: McGraw-Hill, 2011. 1009 pp.
ISBN 978-607-15-0743-3
- CUSTODIO, Juan. Evaluación del Sistema de Recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares en la empresa Pesquera Austral Group S.A.A – Coishco. Tesis (Título Ingeniero Mecánico). Chimbote: Universidad Nacional de Santa, 2017. 76 pp.
- ESPINOZA, Ciro. Metodología de la investigación tecnológica. Perú: Imagen Gráfica S.A.C, 2010. 189 pp.
ISBN: 978-612-00-0222-3
- GALLARDO, Juan. Preparación y evaluación de proyectos. Mexico: McGraw-Hill, 1998. 250 pp.
- HERNANDEZ Sampieri, Roberto. Metodología de la investigación. México: McGraw-Hill, 2014. 600 pp.
ISBN: 978-1-4562-2396-0
- MARTINEZ, Miriam. Sistema de Recuperación de Condensados de una Línea de Decapado de Bobinas Laminadas en Caliente. Tesis (Master en

Seguridad Industrial y Medio Ambiente). Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2009. 63pp.

- MOTT, Robert. Mecánica de fluidos 6ª edición. México: Pearson Educación, 2006. 644 pp.

ISBN: 970-26-0805-8

- R.K. RAJPUT. Ingeniería Termodinámica 3ª edición. México: Cengage Learning, 2011. 955 pp.

ISBN: 978-607-481-609-9

- SOSA, José. Recuperación de condensados generados en el sistema de drenaje de cabezales de vapor y venas de calentamientos en el área de setil (servicios auxiliares) de la refinería estatal de esmeraldas. Tesis (Título Ingeniero Químico). Guayaquil: Universidad de Guayaquil, 2013. 111 pp.

- URCIA, Gary. Implementación de un sistema de vapor flash para reducción del consumo de vapor en el área de cocción – Empresa Pesquera Centinela S.A.C. Tesis (Título Ingeniero en Energía). Chimbote: Universidad Nacional de Santa, 2016. 150 pp.

ANEXOS

A.1 Matriz de consistencia.

A.2 Instrumentos de recolección de datos

- Parte diario de calderas.
- Parte diario de centrífugas.
- Parte diario de cocinas y prensas.
- Parte diario de evaporación de agua de cola.
- Parte diario de control de pozas.
- Parte diario de secado II y III.
- Parte diario de secado I.
- Parte diario de separadora ambiental.
- Parte diario de separadora de sólidos.
- Parte diario de trampa de grasa y krofta.

A.3 Planos

- Tanque de revaporizado.
- Diagrama de sistema de revaporizado.

A.4 Tablas de vapor

A.5 Tabla de conversión de unidades

A.6 Tabla de tensión permitida de materiales

A.7 Ficha técnica trampa de vapor

A.8 Ficha técnica tuberías

Formulación del problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología	Población y muestra
<p>Problema General ¿Cómo diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado que permita reducir el consumo de combustible en una empresa pesquera?</p> <p>Problemas Específicos PE1: ¿De qué manera la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores determina las dimensiones del sistema?</p> <p>PE2: ¿De qué manera el revaporizado recuperado influye en el ahorro económico de la empresa pesquera?</p>	<p>Objetivo General Diseñar un sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado para reducir el consumo de combustible en una empresa pesquera.</p> <p>Objetivos Específicos OE1: Calcular la cantidad y energía de revaporizado del condensado de los secadores para dimensionar el sistema.</p> <p>OE2: Determinar el ahorro económico por la recuperación de la energía térmica del revaporizado de los secadores.</p>	<p>Hipótesis General El diseño del sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado reduce el consumo de combustible en la empresa pesquera.</p> <p>Hipótesis Específicas HE1: El cálculo de la cantidad de revaporizado del condensado de los secadores define las dimensiones del sistema de revaporizado.</p> <p>HE2: La recuperación de la energía térmica del revaporizado del condensado de los secadores genera un ahorro económico en la empresa pesquera.</p>	<p>Variable independiente Sistema de revaporizado aprovechando el condensado de los equipos de secado</p> <p>Variable dependiente Consumo de combustible</p>	<p>Tipo y nivel de investigación El tipo de investigación utilizada es aplicada de nivel tecnológico.</p> <p>Diseño de la investigación La investigación que se desarrolla presenta el diseño descriptivo correlacional de corte transversal.</p>	<p>Para esta investigación la población y la muestra es la misma. específico. MUESTRA = Revaporizado del condensado de los equipos de secado de una empresa pesquera.</p>

Código :PC-NPO-PR-12
 Versión : 00
 Aprobado:30-10-18
 Página : 1 de 1

H O R A	ALIMENT.		CALDERO Nº 1			CALDERO Nº 2			CALDERO Nº 3			CALDERO Nº 4			CALDERO Nº 5			PRESION TRAMPA		Consumo Comb.		
	Temp. -C	Agua	Descarga B. Comb.	Atomización Psi	Psi. B. Agua	Descarga B. Comb.	Atomización Psi	Psi. B. Agua	Descarga B. Comb.	Atomización Psi	Psi. B. Agua	Descarga B. Comb.	Atomización Psi	Psi. B. Agua	Descarga B. Comb.	Atomización Psi	Psi. B. Agua	T.gases Ch.	Psi. Manifold		ANTES DESP.	
7																						
8																						
9																						
10																						
11																						
12																						
1																						
2																						
3																						
4																						
5																						
6																						

FECHA: _____

TURNO _____

JEFE DE TURNO _____

CONSUMOS

	L. Inicial	L. Final	Total
Flujom. A. Blanda (m³)			
Flujometro A. Resposición (m³)			
Wet Bol. 104 (Kg)			
Wet Bol. 104 (Kg)			
Sal (Kg)			

OBSERVACIONES : _____

Operador Turno _____
 Nombre: _____

Jefe de Turno _____
 Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES

PARTE DIARIO CENTRIFUGAS

Código : PC-NPO-PR-R-10
 Versión : 00
 Aprobado : 30-10-18
 Página : 1 de 1

FECHA: _____

TURNO _____

JEFE DE TURNO _____

H O R A	PRODUCCIÓN												PAMA																	
	Intercambiador 1			Intercambiador 2			Centrifuga 1			Centrifuga 2			Centrifuga 3			Intercambiador PAMA			Centrifuga 4			Centrifuga 5								
	Presión (Psi/Bar)		Chaqueta	Trampa	AC % G	ACEITE % S	ACEITE % H	Fugo	AMP	AC % G	ACEITE % S	ACEITE % H	Fugo	AMP	AC % G	ACEITE % S	ACEITE % H	Fugo	AMP	AC % G	ACEITE % S	ACEITE % H	Fugo	AMP	AC % G	ACEITE % S	ACEITE % H			
Antes	Desp	Dif																										Anteaas	Desp	Dif
7																														
8																														
9																														
10																														
11																														
12																														
1																														
2																														
3																														
4																														
5																														
6																														
T _o Caldo Sep. Prod	Estado		Operat.		Inoper.		Amp		Horómetro		L. Inicial		L. Final		H. Trabajadas															
	B. A. cola										Cent-1																			
	B. Ac. Prod. 1												Cent-2																	
	B. Ac. Prod. 2														Cent-3															
	B. Ac. PAMA														Cent-4															
B. Lodos																Cent-5														
B. CJP																														

OBSERVACIONES:

Operador Turno _____
 Nombre:

Jefe de Turno _____
 Nombre:

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES

PARTE DIARIO COCINAS Y PRENSAS

Codigo : PC-NPO-PR-R-03
 Version : 00
 Aprobado: 30-10-18
 Página : 1 de 1

JEFE DE TURNO: _____ TURNO: _____ FECHA: _____

H O R A	COCINA Nº 1						COCINA Nº 2				PRENSA Nº 1			PRENSA Nº 2					
	Tº	RPM	EJE	PRESION (PSI)			EJE	RPM	Tº	CHAQ	PRESION (PSI)			%H	AMP	RPM	%H	AMP	RPM
				ANTES	DESPUES	DIF					TRAMPA	EJE	DESPUES						
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			

OBSERVACIONES:

PRESION DE VAPOR FLASH (PSI)

HORA	TK FLASH		TRAMPA	
	ANTES	DESP	ANTES	DIF

Operador Turno
 Nombre: _____

Jefe de Turno
 Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES
PARTE DIARIO EVAPORACION DEL AGUA DE COLA N° 1

JEFE DE TURNO _____ TURNO _____ FECHA: _____

H O R A	TEMPERATURA ° C						RECIRCULACION EFECTOS (Bar)			PRESION DE BOMBAS			PRESION (Psi)			% SOLIDOS			APERTURA			FLUJ. M³/h	NIVEL TK A. COLA M³		
	AGUA COLA	AGUA MAR	EFFECTOS	VAHOS			AGUA COLA	1	2	3	COND. SUCIO (Bar)	VACIO (mmHg)	AGUA SELLO (Kpa)	1	2	3	AGUA COLA	CONC	DAMPER DE EXAHUSTOR %	mm H2O	VALV. SAL. CONC.			VUELTAS BOMBA CONC	
7																									
8																									
9																									
10																									
11																									
12																									
1																									
2																									
3																									
4																									
5																									
6																									

Observaciones: _____

Stock Anterior		A. Cola	Conc.		Enzimas		PPM	Kgs	H inicio	H. final
Stock Final										

H. Trabajadas		Lavado	
H. Acumuladas		Inicio	Termino
Día		Soda	Hrs.
Acum.		Acido	

FLUJOMETRO COLA M³/h	L. INICIAL		L. FINAL		PROCESADO
	A.	L.	A.	L.	

Operador Turno _____
 Nombre: _____

Jefe de Turno _____
 Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES	Codigo : PC-NPO-PR-R-02
	Version : 00
	Aprobado: 30-10-18
	Página : 1 de 1
PARTE DIARIO CONTROL DE POZAS	

JEFE DE TURNO: _____ TURNO: _____ FECHA: _____

Nº	POZA	1	2	3	4	Observaciones
		Saldo anterior (Tn)				
1	Nombre de la Embarcación					
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
TOTAL DESCARGADO (Tn)						
Saldo actual (Tn)						
Alimentación						
		Hora inicio				
		Hora fin				

Operador Turno _____ Jefe de Turno _____
Nombre: _____ Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES

PARTE DIARIO DE SECADO II Y III -ROTATUBOS / SAC

Codigo : PC-NPO-PR-R-05
 Versión : 00
 Aprobado: 30-10-18
 Página : 1 de 1

JEFE DE TURNO: _____ TURNO: _____ FECHA: _____

H O R A	ROTATUBOS N° 1					ROTATUBOS N° 2					SECADOR AIRE CALIENTE			% Humedad scrap			
	Presión (bar / psi)		Apertura Damper %	Motor (Amp)	TH alim. Rotat. (Hz)	T° Vahos	Presión (bar / psi)		Apertura Damper %	Motor (Amp)	TH alim. Rotat. (Hz)	T° Vahos	Temp. Ingreso cuello °C	Temp. Caja de Vahos °C	Apertura Damper		Motor SAC (Amp)
	Rotor	Trampa					Antes	Desp							Dif.	Ingreso	
7																	
8																	
9																	
10																	
11																	
12																	
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	

OBSERVACIONES: _____

PARTE DIARIO SEPARADORA AMBIENTAL

H O R A		VELOCIDAD DEL TORNILLO (Δ rpm)		VELOCIDAD DIFERENCIAL DEL TORNILLO (Δ rpm)		TORQUE		TURBIDIMETRO % ST	CAUDAL INGRESO			CONTROL DE COAGULANTE FeCl3			CONTROL DE FLOCULANTE		% H TORTA AMBIENTAL
		PRINC. RPM	RPM	VALOR REGIMEN	Δ RPM	LODOS (m3/h)	POLIMEROS (m3/h)		COND (m3/h)	LODOS (pH)	Kg/h	VARIADOR (POSICION)	PPM	m3/h	PPM	PROD. AMBIENTAL (Tm/h)	
7																	
8																	
9																	
10																	
11																	
12																	
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	

JEFE DE TURNO: _____

FECHA: _____

TURNO: _____

OBSERVACIONES:

Operador Turno
Nombre: _____

Jefe de Turno
Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES

Código :PC-NPO-PR-R-09
 Versión : 00
 Aprobado: 30-10-18
 Página : 1 de 1

PARTE DIARIO SEPARADORAS DE SOLIDOS

FECHA: _____

TURNO: _____

JEFE DE TURNO: _____

H O R A	CALDO DE PRENSA		SEPARADORA Nº 1				SEPARADORA Nº 2				SEP Nº 3			SEP Nº 4		SEP Nº 5		BOMBAS CALDO PRENSA				B. C. SEPARADORA				TORTA SEPARADO RA												
	To %S	%G	Flujo (m³/h)	Set- point	Torque (Nm)	Amp	% H	Flujo (m³/h)	Set- point	Torque (Nm)	Amp	% H	Amp	% H	Amp	%H	Amp	%H	Bomba 1 Neazh	Presión PSI	Amp	Frec. Hz	Bomba Auxiliar	Presión PSI	Amp	Frec. Hz	Bomba 1 Neazh	Presión PSI	Amp	Frec. Hz	B. Auxiliar	Presión PSI	Amp	% H	% G			
7																																						
8																																						
9																																						
10																																						
11																																						
12																																						
1																																						
2																																						
3																																						
4																																						
5																																						
6																																						

OBSERVACIONES:

Flujometro 438 (m³/h)	1	2
L. Inicial		
L. Final		
Procesado		

Horometro	L. Inicial	L. Final	Horas trabajadas
Sep. N° 1- 5541			
Sep. N° 2- 438			
Sep. N°3-P-3400			
Sep. N° 4- P-3400			
Sep. N° 5- P-3000			

Operador Turno
 Nombre: _____

Jefe de Turno
 Nombre: _____

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONALES

PARTE DIARIO TRAMPA DE GRASA Y KROFTA

Código :PC-NPO-PR-R-13
 Versión : 00
 Aprobado: 30-10-18
 Página : 1 de 1

JEFE DE TURNO _____ TURNO _____ FECHA: _____

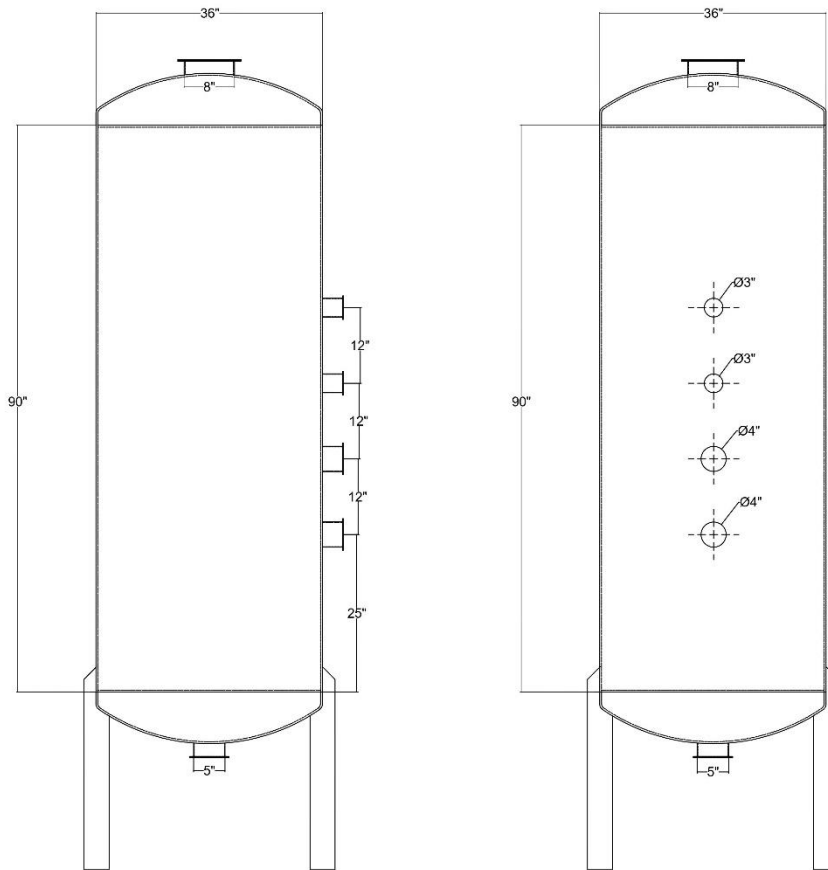
H O R A	TRAMPA DE GRASA						KROFTA						INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ESPUMA			
	TK REACTOR Nº 1			TK REACTOR Nº 2			FLUJO	BOMBA AGUA AMP	CONTROLADOR	ESPUMA		ING (PSI)	Tº SAL. ESPUMA	CHAQUETA	PRESION (PSI)	
	PRESION (PSI)		FLUJO	PRESION (PSI)		FLUJO				BOMBA AGUA AMP	CONTROLADOR				% G	% S
	ING	TK		ING	TK		ING	TK	ING			TK				
7																
8																
9																
10																
11																
12																
1																
2																
3																
4																
5																
6																

LLENADO DE EQUIPOS TRAMPA GRASA KROFTA	HORA INICIO	HORA FIN

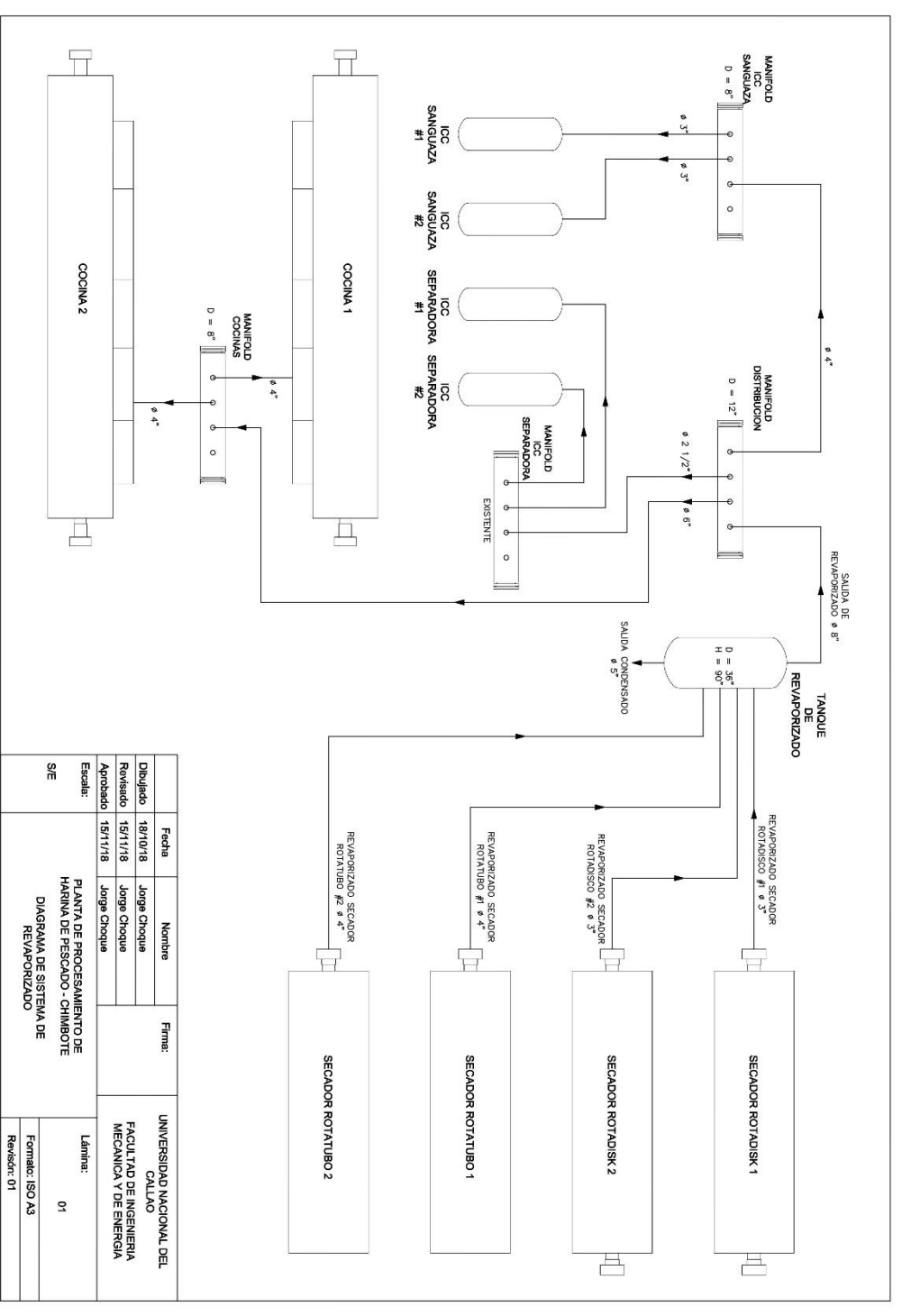
STOCK	INICIAL (Tm)	FINAL (Tm)
. COLECTOR ESPUMA		
TK ESPUMA/SANG		

Operador Turno _____
 Nombre: _____

Jefe de Turno _____
 Nombre: _____



	Fecha	Nombre	Firma:	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
Dibujado	18/10/18	Jorge Choque		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA
Revisado	15/11/18	Jorge Choque		
Aprobado	15/11/18	Jorge Choque		
Escala:	TANQUE DE REVAPORIZADO			Lámina:
S/E				01
				Formato: ISO A3
				Revisión: 01



Fecha	Nombre	Firma:	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
Diseñado 18/10/18	Jorge Choque		Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía
Revisado 15/11/18	Jorge Choque		
Aprobado 15/11/18	Jorge Choque		
Escala:		Lámina:	
SITE		01	
PLANTA DE PROCESAMIENTO DE HARINA DE PESCADO - CHIMBOTE		Formato: ISO A3	
DIAGRAMA DE SISTEMA DE REVAPORIZADO		Revisión: 01	

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico		Energía interna		Entalpia			Entropia	
		m ³ /kg		kJ/kg		kJ/kg			kJ/kg, K	
		Líquido sat, v _f x 10 ³	Vapor sat, v _g	Líquido sat, u	Vapor sat, u _g	Líquido sat, h _f	Vapor vaporiz, h _{fg}	Vapor sat, h _g	Líquido sat, s _f	Vapor sat, s _g
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287
0.10	45.81	1.0102	14.874	191.82	2437.0	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2599.7	0.8320	7.9085
0.30	68.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2638.8	1.0259	7.6700
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.96	2548.0	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8960
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.26	2557.6	623.26	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212
6.00	158.9	1.1006	0.3157	689.90	2567.4	670.56	2086.3	2755.8	1.9312	6.7600
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199
50.0	264.0	1.2850	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	6.0734
60.0	276.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	6.0092
70.0	286.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.6	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	6.0133
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.6	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	6.7432
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.6	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	6.6772
100	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	6.6141
110	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	6.5527
120	324.8	1.5267	0.01426	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	6.4924
130	330.9	1.5671	0.01278	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	6.4323
140	336.8	1.6107	0.01149	1548.6	2478.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	6.3717
150	342.2	1.6581	0.01034	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	6.3098
160	347.4	1.7107	0.009306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	6.2455
170	352.4	1.7702	0.008364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	6.1777
180	357.1	1.8397	0.007489	1698.9	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	6.1044
190	361.5	1.9243	0.006657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	6.0228
200	365.8	2.036	0.005834	1785.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0130	6.0260
220.9	374.1	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3		2099.3	4.4298	4.4298

TEMPERATURA	°K	°C	°F	
x K	x	$x - 273$	$9/5 (x - 273) + 32$	
x °C	$x + 273$	x	$9/5x + 32$	
x °F	$5/9 (x - 32) + 273$	$5/9 (x - 32)$	x	
ENERGÍA	kJ	kWh	kcal	BTU
1 kJ	1	0.000278	0.239	0.947817
1 kWh	3.600	1	860	3.414
1 kcal	4.187	0.001163	1	3.968
1 BTU	1.055	0.000293	0.252	1
CAPACIDAD CALORÍFICA	kJ/kg	kcal/kg	BTU/lb	
1 kJ/kg	1	0,2389	0,429923	
1 kcal/kg	4,186	1	1,7998	
1 BTU/lb	2,3256	0,5556	1	
CALOR ESPECÍFICO	kJ/kg K	kcal/kg °C	BTU/lb °F	
1 kJ/kg K	1	0,238846	0,238846	
1 kcal/kg °C	4,1868	1	1	
1 BTU/lb °F	4,1868	1	1	
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	W/m K	kcal/hm °C	BTU in/ft²h °F	BTU/ft²h °F
1 W/m K	1	0,860	6,9335	0,577789
1 kcal/hm °C	1,163	1	8,0645	0,67185
1 BTUin/ft²h °F	0,14423	0,124	1	0,83333
1 BTU/ft²h °F	1,73073	1,48843	12	1
CONDUCTANCIA TÉRMICA	W/m² K	kcal/hm² °C	BTU/in²h °F	BTU/R²h °F
1 W/m² K	1	0,860	0,0012217	0,176110
1 kcal/hm² °C	1,163	1	0,001421	0,20483
1 BTU/in²h °F	818,53	703,73	1	144,15
1 BTU/R²h °F	5,67826	4,882	0,006937	1
VISCOSIDAD DINÁMICA	Pa · s	cP		
1 Pa · s	1	10 ¹		
1 cP	10 ⁻¹	1		
VISCOSIDAD CINEMÁTICA	m²/s	cSt		
1 m²/s	1	10 ⁶		
1 cSt	10 ⁻⁶	1		

Material	No. de especific.	N.º P o N.º S (S)	Grado	No. UNS	Notas	Temp. mín. °F (4)	Mín. esfuerzo especificado, ksi		Temp. mín.		
							Tensión	Elasticidad	a 100	200	300
Acero carbón											
tuberías y tubos (2)											
A 285 Gr. A	A 134	1	(B)(57)	B	45	24	15,0	14,7	14,2
A 285 Gr. A	A 672	1	A45	K01700	(57)(59)(67)	B	45	24	15,0	14,7	14,2
Soldadura a tope Smis y ERW	API SL	S-1	A25	...	(B)	-20	45	25	15,0	15,0	14,7
	API SL	S-1	A25	...	(57)(59)	B	45	25	15,0	15,0	14,7
...	A 170	1	...	K01200	(57)(59)	-20	47	26	15,7	15,7	15,3
Tipo F	A53	1	A	K02504	(B)(77)	20	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A 139	S-1	A	...	(B)(77)	A	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A 587	1	...	K11500	(57)(59)	-20	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A53	1	A	K02504	(57)(59)	B	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A 106	1	A	K02501	(57)	B	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A 135	1	A	...	(57)(59)	B	48	30	16,0	16,0	16,0
...	A 369	1	FPA	K02501	(57)	B	48	30	16,0	16,0	16,0
...	API SL	S-1	A	...	(57)(59)(77)	B	48	30	16,0	16,0	16,0
A 285 Gr. B	A 134	1	(B)(57)	B	50	27	16,7	16,5	15,9
A 285 Gr. B	A 672	1	A50	K02200	(57)(59)(67)	B	50	27	16,7	16,5	15,9
A 285 Gr. C	A 134	1	(B)(57)	A	55	30	18,3	18,3	17,7
...	A 524	1	U	K02104	(57)	-20	55	30	18,3	18,3	17,7
...	A 333	1	1	K03008	(57)(59)	-50	55	30	18,3	18,3	17,7
...	A 334	1	1	K03008	(57)(59)	-50	55	30	18,3	18,3	17,7
A 285 Gr. C	A 671	1	CAS5	K02801	(57)(67)	A	55	30	18,3	18,3	17,7
A 285 Gr. C	A 672	1	A55	K02801	(57)(59)(67)	A	55	30	18,3	18,3	17,7
A 516 Gr. 55	A 672	1	C55	K01800	(57)(67)	C	55	30	18,3	18,3	17,7
A 516 Gr. 60	A 671	1	CC60	K02100	(57)(67)	C	60	32	20,0	19,5	18,9
A 515 Gr. 60	A 671	1	CB60	K02401	(57)(67)	B	60	32	20,0	19,5	18,9
A 515 Gr. 60	A 672	1	D60	K02401	(57)(67)	B	60	32	20,0	19,5	18,9
A 516 Gr. 60	A 672	1	C60	K02100	(57)(67)	C	60	32	20,0	19,5	18,9
...	A 139	S-1	B	K03003	(56)	A	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 135	1	B	K03018	(57)(59)	B	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 524	1	I	K02104	(57)	-20	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A53	1	B	K03005	(57)(59)	B	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 106	1	B	K03006	(57)	B	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 333	1	6	K03006	(57)	-50	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 334	1	6	K03006	(57)	-50	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 369	1	FPA	K03006	(57)	-20	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 381	S-1	Y35	A	60	35	20,0	20,0	20,0
...	API SL	S-1	B	...	(57)(59)(77)	B	60	35	20,0	20,0	20,0

Steam Traps

Float & Thermostatic Steam Trap

FTE & FTES

Float & Thermostatic

Model	FTE	FTES
Sizes	1½", 2", 2½"	2½"
Connections	NPT	NPT, SW, FLG
Body Material	Ductile Iron	Cast Steel
PMO Max. Operating Pressure	200 PSIG	300 PSIG
TMO Max. Operating Temperature	450°F	450°F
PMA Max. Allowable Pressure	300 PSIG up to 450°F	300 PSIG up to 750°F
TMA Max. Allowable Temperature	450°F @ 300 PSIG	750°F @ 300 PSIG

The FTE & FTES are used for extremely high capacity condensate drainage applications.

Typical Applications

PROCESS: FTE & FTES Series are high capacity steam traps specifically designed to remove condensate and air from HVAC and industrial process applications with extremely high condensate load requirements. Examples include reboilers, absorption chillers, large air-handling coils, large heat exchangers and other large process equipment. They are available with a ductile iron (FTE) or steel body (FTES) and contain a high quality welded stainless steel thermostatic air vent and stainless mechanism. F&T traps have excellent air-handling capability, making them a better choice than Inverted Bucket traps for most process applications.

Features

- Ductile Iron has a higher pressure and temperature rating and is more resistant to shock loads than Cast Iron
- Cast Steel Body will allow operating pressures and temperatures up to 300 PSIG and 450°F
- High capacity steam trap for draining large process equipment (over 100,000 lbs/hr)
- All stainless steel Internals with hardened seat and wear parts
- In-line reparability is simplified by having all Internals attached to the cover
- Welded stainless steel thermostatic air vent resists shock from waterhammer. Live orifice air vent is available for superheated applications
- Excellent air handling capability allows air to be discharged rapidly so steam can enter the system quickly during start-up
- F&T traps discharge condensate immediately as it is formed (no condensate will back up into the system)

How It Works

Float and thermostatic traps contain a float and seat mechanism with a separate thermostatic element which work together to remove both condensate and air from the steam system. The float, which is attached to a valve, rises and opens the valve when condensate enters the trap. This allows the condensate to discharge. Air is discharged through the thermostatic air vent to the outlet side of the trap. Steam entering the trap causes the thermostatic element to expand, closing the air vent and trapping the steam.



Sample Specification

The trap shall be of float and thermostatic design with ductile iron or cast steel body. The trap must incorporate all stainless steel internals with hardened seat and welded stainless steel thermostatic air vent. Trap must be in-line repairable.

Installation and Maintenance

The trap must be installed upright and level for the float mechanism to operate properly. All internal components can be replaced with the trap body remaining in-line. Repair kits include thermostatic air vent, float, valve seat and disc, and gaskets. The FTES Series have cast steel bodies and are available in 2½" NPT, socket weld and flange connections. The standard thermostatic air vent can be damaged by superheat; therefore, in applications with superheated steam, the thermostatic air vent should be replaced with a special "live orifice" air vent.

Options

Live orifice air vent for superheated steam applications.

Parallel-pipe inlet/outlet connections are standard as shown. An optional In-line inlet/outlet connection is available; contact factory.

Tubo de acero negro sin costura, tri-norma A53 / ASTM A106 / API 5L grado B x 6 metros de largo.

Desde 1/4" a 11/2" en corte recto, y desde 2" a 24" con extremos biselados.

Esta tubería está destinada a aplicaciones mecánicas y de presión y también es aceptable para usos ordinarios en la conducción de vapor, agua, gas, y las líneas de aire.

Este tipo de tubería es apta para ser soldada y roscada. La vida útil corresponde al uso en condiciones normales para lo que fue fabricada.



TUBERÍA DE ACERO

Tolerancia Dimensional

Espesor mínimo	-12.5% del valor nominal
Peso	+/-10% del valor nominal
Diámetro	1/8" hasta 1 1/2": +/- 1/64"; 2" hasta 24": +/-1% del valor nominal

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la Tracción, min	60000 PSI (415 MPa)
Fluencia, min	35000 PSI (240 MPa)

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	SCH-40		SCH-80		SCH-160	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulgadas	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4	13.7	2.24	0.63	3.02	0.80	-	-
3/8	17.1	2.31	0.84	3.20	1.10	-	-
1/2	21.3	2.77	1.27	3.73	1.62	4.78	1.95
3/4	26.7	2.87	1.69	3.91	2.20	5.56	2.90
1	33.4	3.38	2.50	4.55	3.24	6.35	4.24
1 1/4	42.2	3.56	3.39	4.85	4.47	6.35	5.61
1 1/2	48.3	3.68	4.05	5.08	5.41	7.14	7.25
2	60.3	3.91	5.44	5.54	7.48	8.74	11.11
2 1/2	73.0	5.16	8.63	7.01	11.41	9.53	14.92
3	88.9	5.49	11.29	7.62	15.27	11.13	21.35
4	114.3	6.02	16.07	8.56	22.32	13.49	33.54
5	141.3	6.55	21.77	9.53	30.97	15.88	49.12
6	168.3	7.11	28.26	10.97	42.56	18.26	67.57
8	219.1	8.18	42.55	12.70	64.64	23.01	111.27
10	273.0	9.27	60.29	15.09	95.98	28.58	172.27
12	323.8	10.31	79.71	17.48	132.05	33.32	238.69
14	355.6	11.13	94.55	19.05	158.11	35.71	281.72
16	406.4	12.70	123.31	21.44	203.54	40.49	365.38
18	457	14.27	155.81	23.83	254.57	45.24	459.39
20	508	15.09	183.43	26.19	311.19	50.01	564.85
22	559	-	-	28.58	373.85	53.98	672.30
24	610	17.48	255.43	30.96	442.11	59.54	808.27

T.F.M. S.A.C.

TECNOLOGIA FABRICACION Y MANTENIMIENTO S.A.C

RUC: 20602403441

Correo: tfmsac@gmail.com

II. OBJETIVOS:

- 2.1. Implementar un sistema de vapor flash que permita obtener un revaporizado total de 4,223 Kg/Hr aprox. y un revaporizado aprovechable de 3,590 Kg/Hr aprox., a partir de vapor flash de otras áreas de la planta y así reducir el consumo de vapor, que redundaría a su vez en disminuir el consumo de petróleo, así como los costos de producción.

III. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA:

- 3.1. Fabricación y montaje de 01 Tanque Flash para 58,280 Kg/h de Condensados, provisto de tapa registro de hombre, instrumentación, control de nivel, válvula reductora de presión, válvula de alivio, niples y bridas de conexionado, en Acero al Carbono ASTM A-36 de diámetro, altura y espesores adecuados, para recuperar el vapor flash de los condensados de los principales equipos de transferencia de calor como cocinas, secadores, calentadores, etc. (Ver Anexo N° 04)
- 3.2. Conexiones de ingreso de Condensado de manifold de condensados de cocinas, Y de línea de condensados de Sec. Rotadisc y Rotatubos, así como conexiones de salida de vapor flash, salida de condensados, ingreso de condensados, en material de acero al carbono ASTM A-53 SCH-40, Con diámetros apropiados para la características del sistema, para tanque Principal.
- 3.3. Fabricación y montaje de ducto de conexión de salida de Vapor Flash, hacia líneas de reaprovechamiento con sus respectivas válvulas de control.
- 3.4. Suministro y montaje de 01 Válvula de Seguridad, de caudal y presión adecuada para tanque flash, así como manómetros y termómetros para control de operación.
- 3.5. Suministro y montaje de 01 Bomba Centrífuga de 70 m³/h con características adecuadas para evacuar el condensado a 99°C hacia el tanque desaireador, y su respectivo sistema automático de Control de Nivel On-Off, válvula y actuador neumático, que comanda un sistema de extracción de condensados a través de la bomba de condensados, manteniendo un nivel máximo y mínimo de condensados dentro del tanque flash principal. Incluye su tablero eléctrico de fuerza y mando.
- 3.6. Fabricación y montaje de Estructura soporte del tanque flash, de forma de castillo trapezoidal de 6.00 metros de alto, con su plataforma de operación superior alrededor del tanque con plancha estriada, baranda de seguridad y escalera de acceso, para extraer el vapor flash a 9 metros de alto Aprox., estructuras en material de acero al carbono ASTM A-53 SCH-40, Con diámetros y longitudes apropiados para las características del sistema.
- 3.7. Fabricación y Montaje de línea de succión de condensados desde parte inferior de tanque flash hasta la succión de la bomba de evacuación de condensados, y accesorios como tuberías y conexiones suministrados por TFM SAC, en material de acero al carbono ASTM A-53 SCH-40, de diámetros adecuados a los flujos del sistema.

T.F.M. S.A.C.

TECNOLOGIA FABRICACION Y MANTENIMIENTO S.A.C

RUC: 20602403441

Correo: tfmsac@gmail.com

- 3.8. Suministro y montaje de Kit de accesorios como válvulas compuerta, Válvulas Check, bridas, codos, tes, nipples, reducciones, Etc. En material de acero al carbono ASTM A-53 SCH-40, de diferentes medidas para interconectar el tanque flash.
- 3.9. Empaquetaduras y pernos en general para el armado de válvulas y accesorios.
- 3.10. Arenado y pintado base y acabado del tanque y estructuras.
- 3.11. Suministro y montaje de válvula reductora de presión para vapor de caldero

IV. MONTAJE Y PRUEBA DEL TANQUE FLASH DE REVAPORIZADOS:

- Fabricación y montaje de los equipos descritos anteriormente, dejando las bridas de conexión.
- Pruebas en vacío y con carga de vapor, del sistema

NOTAS:

Ver anexo N° 1 - Suministro por parte de TFM S.A.C

Ver anexo N° 2 - Suministro por parte de Cliente

Ver anexo N° 3 - Cálculos De Diseño

Ver anexo N° 4 - Planos

V. VALOR DE VENTA:

LA FABRICACION Y MONTAJE DE UN TANQUE FLASH PARA APROVECHAMIENTO DE REVAPORIZADO DE CONDENSADOS DE SECADORES ROTADISC Y ROTATUBOS,

ASCIENDE A LA SUMA
DE.....US\$ 66,500.00 + IGV

COSTO TOTAL (US \$): Sesenta y seis mil quinientos Con 00/100 dólares americanos más + IGV.

VI. CONDICIONES:

TIEMPO DE ENTREGA : 45 Días hábiles

VALIDEZ DE LA OFERTA : 07 Días

GARANTÍA : Un año