

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“Diseño de la red de distribución de vapor saturado para la producción de
harina y aceite de pescado de la empresa pesquera Vlacar SAC”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTOR:

Bach. Rodriguez Ruiz, Alvaro Alberto.

ASESOR:

Dr. Quillos Ruiz, Serapio Agapito

ORCID: 0000-0002-4498-0034

Nuevo Chimbote–Perú

2023

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis titulada “DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO DE LA EMPRESA PESQUERA VLACAR SAC”, elaborada por el **Bach. RODRIGUEZ RUIZ, Alvaro Alberto**, ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando dentro de las áreas generales de formación profesional conforme al Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa. Por cuanto firmo el presente informe en señal de conformidad.



Dr. **QUILLOS RUIZ, Serapio Agapito**

DNI 08597503

ORCID: 0000-0002-4498-0034

ASESOR

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado “DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO DE LA EMPRESA PESQUERA VLACAR SAC”, elaborado por el bachiller RODRIGUEZ RUIZ, Alvaro Alberto para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.

M.Sc. Risco Ojeda Rusber Alberto
PRESIDENTE
DNI 32903454
ORCID: 0000-0003-0194-169X

M.Sc. Calderón Rodríguez Luis Carlos
SECRETARIO
DNI 32977058
ORCID: 0000-0002-9447-2257

Dr. Quillos Ruiz Serapio Agapito
INTEGRANTE
DNI 08597503
ORCID: 0000-0002-4498-0034

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado “DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO DE LA EMPRESA PESQUERA VLACAR SAC”, elaborado por el bachiller RODRIGUEZ RUIZ, Alvaro Alberto para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.

M.Sc. Risco Ojeda Rusber Alberto
PRESIDENTE
DNI 32903454
ORCID: 0000-0003-0194-169X

M.Sc. Calderón Rodríguez Luis Carlos
SECRETARIO
DNI 32977058
ORCID: 0000-0002-9447-2257

Dr. Quillos Ruiz Serapio Agapito
INTEGRANTE
DNI 08597503
ORCID: 0000-0002-4498-0034

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los tres días del mes de febrero del año dos mil veintitres, siendo las 11:30 a.m., el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 598-2022-UNS-CFI, integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (Secretario)** y el **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (Integrante)** y de expedito según Resolución Decanal N° 043-2023-UNS-FI, y en concordancia a lo dispuesto en Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, el Jurado Evaluador, titular, da inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO DE LA EMPRESA PESQUERA VLACAR SAC"**, perteneciente a el bachiller: **RODRIGUEZ RUIZ ALVARO ALBERTO**, con código de matrícula N° 0201016020 quien fue asesorado por el **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz**, según Resolución Decanal N° 054-2018-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
RODRIGUEZ RUIZ ALVARO ALBERTO	16	REGULAR

Siendo las 11:30 a m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, enero 03 de 2023


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Luis Carlos Calderon Rodriguez
SECRETARIO


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
INTEGRANTE

DEDICTORIA

A Dios, por ayudarme en todo momento, estar conmigo en todas las etapas de mi vida, quien me guía y es lámpara mis pies, a él sea toda a la gloria.

A mi esposa Lizzet y mi hija Abby por su apoyo incondicional e infinito amor y por ser mi motor y motivo para seguir adelante.

A mis padres Carlos y Gladys, por guiarme en el camino de Dios, por su apoyo incondicional e infinito amor, y por ser mi motor y motivo para seguir adelante.

En memoria a mi pequeño hermano Carlos Saul Rodriguez Ruiz, que desde el cielo siempre estará presente en mi corazón.

AGRADECIMIENTO

A mi estimado asesor y maestro: Ing. Serapio Quillos Ruiz, por su gran vocación académica, impulsor de la investigación, y por sus sabios consejos para con los estudiantes todos los días.

A mis docentes y compañeros de estudio de la Primera Promoción de la E.A.P. Ingeniería Mecánica, por las clases compartidas.

A mi alma mater, Universidad Nacional del Santa, por mi formación profesional, académica y humana.

Eternamente agradecido

ÍNDICE

DEDICTORIA	i
AGRADECIMIENTO	ii
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT.....	xii
I. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Formulación del problema	3
1.3. Objetivos	3
1.3.1. Objetivo general	3
1.3.2. Objetivos específicos.....	4
1.4. Formulación de la hipótesis	4
1.5. Justificación.....	4
1.6. Limitaciones del trabajo.....	5
II. MARCO TEORICO.....	6
2.1. Vapor de agua.....	6
2.1.1. Etapas del vapor.....	6
2.1.2. Tipos de vapor	7
A.Vapor saturado.....	7
B.Vapor sobrecalentado.....	8

C.Vapor húmedo.....	8
2.1.3. Principales aplicaciones del vapor.....	9
2.1.4. Ciclos de vapor en la industria	10
2.2. Equipos térmicos en planta de harina.....	11
2.2.1. Calderas de vapor	11
2.2.2. Cocinador de pescado.....	14
2.2.3. Secadores Homogenizadores o Rotadisco.....	16
2.2.4. Secador Rotatubos	17
2.3. Requerimiento de vapor de planta.....	17
2.3.1. Requerimiento de vapor en cocinador	18
2.3.2. Requerimiento de vapor en secador rotadisk.....	20
2.3.3. Requerimiento de vapor secador rotatubos	20
2.3.4. Requerimiento de vapor en intercambiador de tubos licor de centrifuga	20
2.4. Diseño de red de tubería de vapor.....	22
2.4.1. Selección de calderas de vapor.....	23
2.4.2. Selección y dimensionado de manifold de vapor	24
2.4.3. Dimensionado de tuberías de vapor.....	26
2.4.4. Componentes esenciales para el diseño de red de tuberías de vapor.....	30
2.4.4.1.Separadores de gotas.....	31
2.4.4.2.Purgas de vapor.....	32

2.4.4.3.	Eliminadores de aire.....	33
2.4.5.	Selección de trampas de vapor.....	33
2.4.6.	Perdidas por tuberías de vapor.....	41
2.4.6.1.	Numero de Reynolds.....	42
2.4.6.2.	Perdidas de cargas por fricción en tuberías.....	42
2.4.6.3.	Longitud efectiva en accesorios de tubería.....	43
2.5.	Aislamiento térmico en tuberías de vapor.....	45
2.5.1.	Perdidas de cargas térmicas.....	45
2.5.2.	Cantidad pérdidas de calor por transmisión de conducción y superficie .	46
2.5.3.	Coefficiente de transmisión superficial de calor.....	48
2.5.3.1.	Coefficiente superficial por radiación	48
2.5.3.2.	Coefficiente superficial por convección.....	49
2.6.	Dilatación y soporte en tuberías de vapor	50
2.6.1.	Dilatación de tubería.....	50
2.6.2.	Tipos de accesorios de dilatación	51
2.6.3.	Distancia entre soportes de tuberías.	53
2.7.	Análisis económico	54
2.7.1.	Valor actual neto (VAN)	55
2.7.2.	Tasa interna de retorno (TIR)	55
2.7.3.	Periodo de retorno payback	55

2.7.4. Relación costo – beneficio.....	56
III. MATERIALES Y MÉTODO	57
3.1. Materiales	57
3.1.1. Instrumentos de medición y control	57
3.1.2. Materiales técnicos	59
3.1.3. Materiales informáticos	59
3.2. Métodos de investigación.....	59
3.2.1. Método de identificación de equipos.....	60
3.2.2. Método de análisis informático	61
3.2.3. Diagrama de proceso para el diseño de la red de distribución de vapor .	61
3.2.4. Registro de ratios de petróleo de producción anual.....	63
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	64
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	103
VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107
VII. ANEXOS	110

SIMBOLOGIA

$\dot{Q}_{coc.pesc.}$: Calor necesario para la cocción de pescado (KJ/h).
\dot{m}_p	: Flujo masico de pescado (kg/h).
$Cp_{anchoveta}$: Calor especifico de pescado (kJ/kg ^o c).
$T_{Coccion}$: Temperatura de cocción (°c).
T_{amb}	: Temperatura ambiente (°c).
Cp_{agua}	: Calor especifico del agua (4.19 KJ/kg ^o c).
Cp_{grasa}	: Calor especifico de la grasa (2.09 KJ/kg ^o c)
Cp_{solido}	: Calor especifico del solido (1.42 KJ/kg ^o c)
% <i>Hanch</i>	: Porcentaje de agua de la anchoveta (%)
% <i>Ganch</i>	: Porcentaje de grasa de la anchoveta (%)
% <i>Sanch</i>	: Porcentaje de solido de la anchoveta (%)
\dot{Q}_p	: Calor perdido por radiación y convección del equipo (KJ/h)
A_c	: Área del cilindro (m^2)
U	: Coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{KJ}{h^oC-m^2}$)
R_c	: Radio del cocinador (m)
L_c	: Longitud del cocinador (m)
D_c	: Diámetro del cocinador (m)
T_{e_ais}	: Temperatura de aislamiento (°c)
$T_{inicial}$: Temperatura inicial del flujo masico (°c)
T_{final}	: Temperatura final del aire (°c)
$\dot{m}_{V.Coc.}$: Flujo masico de vapor requerido cocinador (kg vapor/h)
\dot{Q}_{Total}	: Calor total requerido del equipo (KJ/h)
$h_{fg-presion\ trabajo}$: entalpia de evaporización a presión de trabajo (KJ/kg)
A_{ch}	: Área de chaqueta (m^2)
A_T	: Área total de transferencia de calor (m^2)

$\%A_{ch}$: Porcentaje del área de chaqueta (%)
\dot{m}_{eje}	: Flujo masico de vapor que requiere el eje de cocina (kg vapor/h)
\dot{m}_{ch}	: Flujo masico de vapor de la chaqueta de cocina (kg vapor/h)
$\dot{m}_{V.Rotadisk}$: Flujo masico de vapor requerido secador rotadisk (kg vapor/h)
\dot{m}_{evap}	: Flujo masico agua evaporada de sacadores (kg agua evap/h)
$\eta_{termica}$: Eficiencia térmica de secadores (kg vapor / kg agua evap)
$\dot{m}_{V.Rotatubos}$: Flujo masico de vapor requerido secador rotatubos (kg vapor/h)
$\dot{Q}_{licor sep.}$: Calor para calentar licor separadoras (KJ/h)
$\dot{m}_{l.s.}$: Flujo másico de licor de separadora (kg/h)
$Cp_{licor sep.}$: Calor especifico de licor de separadora (KJ/kg $^{\circ}$ C)
$T_{fin ls}$: Temperatura salida de licor ($^{\circ}$ C)
$T_{inic ls}$: Temperatura entrada de licor ($^{\circ}$ C)
$\%Hls$: Porcentaje de agua del licor de separadora (%)
$\%Gls$: Porcentaje de grasa del licor de separadora (%)
$\%Sls$: Porcentaje de solido del licor de separadora (%)
A_{int}	: Área de transferencia de calor del intercambiador (m^2)
U	: Coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{KJ}{h^{\circ}C-m^2}$)
r_{int}	: Radio del intercambiador (m)
l_{int}	: Longitud del intercambiador (m)
d_{int}	: Diámetro del intercambiador (m)
$\dot{m}_{V. inter}$: Flujo masico de vapor requerido intercambiador (kg vapor/h)
\dot{Q}	: Caudal volumétrico (m ³ /s)
$D_{int tub}$: Diámetro interno de tubería (m)
v	: Velocidad de vapor (m/s)
\dot{m}	: Caudal masico (kg/s)
V_g	: Volumen especifico (m ³ /kg)
ρ	: Densidad del vapor (kg/m ³)

μ	: Viscosidad dinámica (kg/m*s)
t_{vap}	: Temperatura del vapor ($^{\circ}\text{C}$ o $^{\circ}\text{K}$)
R_e	: Numero de Reynolds
h_f	: la pérdida de carga debida a la fricción
g	: aceleración debida a la gravedad (9.81 m/s)
ΔP	: Perdida de presión en tuberías (pa)
f	: Factor de fricción
l_{equi}	: Longitud equivalente (m)
ε	: Rugosidad absoluta
R_{se}	: Resistencia por superficie externa.
R_c	: Resistencia por conducción
q	: Perdidas de calor por transferencia de calor (W/m)
T_{int}	: Temperatura cara interna de tubería ($^{\circ}\text{K}$)
$D_{ext tub}$: Diámetro externo de tubería (m)
$D_{ext aisl}$: Diámetro externo del aislante (m)
k_{tub}	: Conductividad térmica de la tubería (W/m $^{\circ}\text{k}$)
k_{ais}	: Conductividad térmica del aislante (W/m $^{\circ}\text{k}$)
h_e	: Coeficiente de transmisión superficial de calor (W/m 2 $^{\circ}\text{k}$)
h_r	: Coeficiente superficial por radiación
h_{cv}	: Coeficiente superficial por convección
a_r	: Factor de temperatura ($^{\circ}\text{k}^3$)
h_{cv}	: Coeficiente superficial por convección (W/m 2 $^{\circ}\text{K}$)
V_{vie}	: Velocidad del viento (m/s)
l_{dilat}	: Longitud de dilatación de tubería (mm)
l_{anc}	: Longitud de tubería entre anclajes (m)
α	: Coeficiente de dilatación (mm/m $^{\circ}\text{C}$) * 10^{-3}
VAN	: Valor actual neto
I	: Inversión inicial del proyecto en un t=0

F_t	: Flujo de caja de la diferencia de ingresos y egresos de cada periodo de tiempo.
n	: Número de periodos de tiempo
k	: tipo de interés en la inversión (se recomienda 12% de interés)
TIR	: Tasa interna de retorno

RESUMEN

El presente trabajo de investigación busca diseñar una nueva red de distribución de tuberías de vapor para la empresa pesquera Vlacar SAC, partiendo de analizar el sistema de vapor actual instalado en planta, a fin de proponer un diseño eficiente y con mejor aprovechamiento de vapor en toda la red de distribución, obteniendo así las menores pérdidas de presión y calor por aislamiento durante todo el sistema de distribución de vapor diseñado.

Este diseño fue calculado mediante métodos sugeridos por Spirax Sarco y propuestas de otros autores, con lo cual se obtuvo una reducción de pérdida de calor total de 49705572 KJ/h y una reducción de consumo de petróleo bunker-6 de 31.46 gal/h, llegando a reducir el ratio de petróleo bunker-6 de la planta pesquera Vlacar SAC en 2.69 gal/tmHP.

De esta manera, el ratio de petróleo se reducirá en un 5.52%, obteniendo un ahorro de US\$. 62725 con un periodo de retorno de inversión del proyecto de 1.32 años.

Palabras clave: Diseño, red de distribución, vapor, pérdidas de presión, pérdida de calor, ratio de petróleo bunker-6.

ABSTRACT

This research work seeks to design a new steam pipe distribution network for the fishing company Vlacar SAC, based on analyzing the current steam system installed in the plant, in order to propose an efficient design with better use of steam throughout the distribution network, thus obtaining the lowest pressure and heat losses due to insulation throughout the designed steam distribution system.

This design was calculated using methods suggested by Spirax Sarco and proposals from other authors, which resulted in a total heat loss reduction of 49705572 KJ/h and a reduction in bunker-6 oil consumption of 31.46 gal/h, reaching reduce the bunker-6 oil ratio of the Vlacar SAC fishing plant by 2.69 gal/tmHP.

In this way, the oil ratio will be reduced by 5.52%, obtaining a saving of US\$. 62725 with a project investment return period of 1.32 years.

Keywords: Design, distribution network, steam, pressure loss, heat loss, bunker-6 oil ratio.

I. INTRODUCCIÓN

El crecimiento económico en el país conlleva a utilizar la energía térmica para los diferentes procesos industriales desde la pequeña manufactura hasta la gran industria, siendo el vapor el fluido utilizado como energía térmica para los procesos de calentamiento, secado y cocción; en las centrales térmicas el vapor es utilizado para accionar las turbinas y generar energía eléctrica en gran escala (Mora, 2014).

Según (Honores y Casique,2016,p.1) indica que “las plantas de harina y aceite de pescado son grandes consumidores de energía, siendo el 95 % de aporte térmico y 5% de energía eléctrica”, por consiguiente, las plantas pesqueras tienen un aporte térmico casi del 95% del total de energía utilizada para la producción de harina y aceite de pescado, por esta razón es muy importante elaborar el diseño de las instalaciones de red de distribución de vapor con el mejor aprovechamiento del mismo para el proceso.

1.1. Antecedentes

En la selección del diseño del sistema de distribución de vapor en un hospital, primero se seleccionó el tipo de caldero a instalar realizando un cálculo de la demanda total de consumo de vapor que existe en el sistema instalado, luego de obtener el consumo el consumo de vapor total 342 lb/h se procedió a calcular el diámetro óptimo de las tuberías de distribución de vapor principal y ramales secundarios, asimismo se halló el espesor óptimo del aislante térmico para cada línea de distribución de vapor utilizando como material de aislante lana de vidrio. Por último, se realizó el análisis económico del proyecto obteniendo un valor actual neto (VAN) de \$ 54,997.06 dólares, una tasa interna de retorno (TIR) de 69.93% y un periodo de retorno de inversión de 1.45 años (Álvarez, 2014)

En la Planta de Coca Cola se realizó un análisis térmico de la red de tubería de vapor y se clasificaron por tramos cada línea de distribución de vapor desde los calderos hasta el equipo de consumo, para tener un mejor análisis tanto del comportamiento térmico del sistema como también la caída de presión existente en las tuberías de vapor se hizo por tramos. Después de realizar el análisis térmico del sistema se diseña una nueva red de tuberías de vapor y retorno de condensado en la embotelladora, empezando por calcular la capacidad máxima de vapor de la planta aplicando las presiones máximas de trabajo recomendadas de cada equipo, posteriormente, se determina el diámetro óptimo de cada sección de tubería de vapor, espesor de aislamiento térmico en tuberías de vapor, diseño de sistema de recolección de condensado y de retorno de este a calderos. Por último, se realizó el análisis económico del proyecto obteniendo un valor actual neto (VAN) de \$ 129106.77 dólares, una tasa interna de retorno (TIR) de 69.73% y un periodo de retorno de inversión de 1.42 años (*Hernández, 2016*)

En otro caso en la instalación de vapor en plantas de yogurt y lácteos, se recurre a la metodología de cálculo en un sistema de vapor de acuerdo con los requerimientos de producto a procesar, primero a través de la recolección de datos estadísticos de la producción y consumo anuales. En Ecuador se determina la cantidad de producto a procesar, luego realiza un análisis y balance energético de los equipos para obtener la demanda total de vapor consumido en un día de producción, por ultimo realizó el cálculo de las tuberías de vapor, de retorno de condensado y la selección de las trampas de vapor para un óptimo aprovechamiento de vapor en el sistema, primero se obtuvo la demanda de vapor necesaria en el sistema en un día de producción de 6 toneladas de yogurt y crema de leche como resultado un consumo de 1308.3 kg de vapor/hora-83.44 C.C, luego selecciona el generador

de vapor adecuado para el sistema, asimismo halla las dimensiones de diámetro óptimas del sistema de tuberías de vapor, retorno de condensado y selección trampas de vapor de todo el sistema y finalmente se concluyen que de acuerdo con los cálculos de los equipos que requieren vapor, (Pasteurizadores, Intercambiador de Placas y Marmitas) la demanda de vapor es de 83.44 C.C, por ende se decidió conseguir dos Calderas de 60 C.C por factores de mantenimiento en la planta o fallas de algunos de los equipos (los equipos para así poder drenar por gravedad. Por último, según el análisis económico realizado al proyecto se concluye que la inversión total del proyecto será de \$185,168.82 dólares. (*Díaz y Cauja, 2009*).

En una lavandería industrial para realizar el análisis de la situación térmica actual de la planta, determina la capacidad de producción de vapor actual de la caldera hallando los consumos de vapor requeridos en cada equipo térmico (lavadoras, secadoras y planchas), posteriormente, se diseña la red de tubería de vapor hallando el diámetro óptimo de la tubería de vapor teniendo como factores de diseño la presión de trabajo de caldera 100 psi y caída de presión en tuberías de vapor de 3% con relación a la presión de trabajo de la caldera, asimismo, hallándose las cargas de condensado de cada línea de distribución de vapor y por último, se concluye que para diseñar una red de vapor se tiene que determinar el consumo, presión y velocidad de vapor en toda la planta (*Fonseca,2011*).

1.2. Formulación del problema

¿Es posible diseñar la red de distribución de vapor saturado para la producción de harina y aceite de pescado de la empresa Pesquera Vlacar sac?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar la red de distribución de vapor saturado para la producción de harina y aceite de pescado de la empresa Pesquera Vlacar sac.

1.3.2. Objetivos específicos

- a) Determinar la capacidad de producción de vapor en la planta.
- b) Evaluar el sistema de vapor instalado en planta.
- c) Dimensionar alternativas de sistemas de redes de tuberías.
- d) Realizar el análisis económico de rentabilidad para la implementación del diseño de redes de vapor.

1.4. Formulación de la hipótesis

Al optimizar el ratio de petróleo bunker-6 en la producción de la planta de harina y aceite de pescado permitirá una mejor distribución de vapor saturado en la empresa pesquera VLACAR SAC

1.5. Justificación

En la actualidad el principal pilar de desarrollo del sector industrial pesquero, para ser competitivo en el mercado nacional e internacional, consiste en obtener una mejor producción de harina y conserva de pescado al menor costo posible.

La energía del vapor es un elemento principal utilizado en las diferentes etapas del proceso de producción (harina de pescado y conserva de pescado), por ende, obteniendo un óptimo aprovechamiento energético generaríamos una considerable reducción de costos de producción.

El presente proyecto propone una óptima distribución de red de tuberías de vapor, a fin de mejorar la eficiencia de la producción de harina y aceite de pescado de la empresa pesquera VLACAR SAC.

1.6. Limitaciones del trabajo

El proyecto se ejecutará en la zona industrial 27 de octubre - AV. Los pescadores N° 1200 –Chimbote.

II. MARCO TEORICO

2.1. Vapor de agua

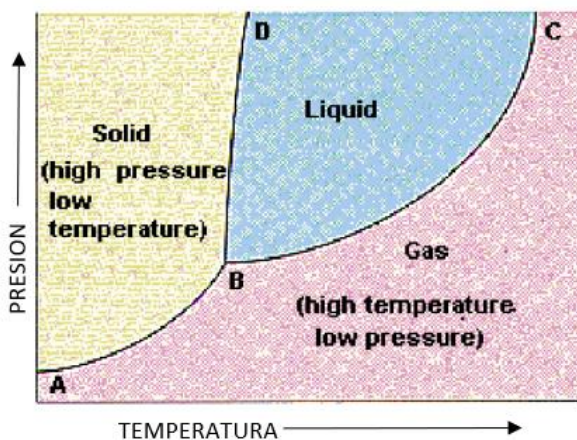
“El vapor de agua es el gas formado cuando el agua (H₂O) pasa de un estado líquido a uno gaseoso. A un nivel molecular esto es cuando las moléculas de H₂O logran liberarse de las uniones que las mantienen juntas” (TLV, 2022), se podría decir que el vapor mantiene un estado similar con el gas, pero la diferencia es que este mismo es comprimido de manera isotérmica hasta llegar a una presión establecida que se denomina como presión saturada y depende directamente de la temperatura de trabajo del mismo pasando de un estado a otro.

2.1.1. Etapas del vapor

Cuando el agua se calienta hasta su punto de ebullición, esta misma se transforma en estado de vapor, o mejor dicho agua en etapa gaseosa. Sin embargo, no necesariamente todo el vapor que pase este fenómeno es el mismo.

Figura 1

Relación presión - temperatura del agua y vapor.



Nota. Relación de fases del agua y vapor relacionado directamente a una presión y temperatura específica. Figura adaptada de *estados de materia* (p.18), O. A. Jaramillo, 2007, Universidad Nacional Autónoma de México.

Las características del vapor dependen directamente de dos parámetros las cuales son la temperatura y presión y su forma está ligado a ello ver figura 1.

El vapor saturado tiene diferentes resultados, (TLV, 2022) refiere que “cuando el agua es calentada al punto de ebullición (calor sensible) y después evaporada con calor adicional (calor latente). Si este vapor es posteriormente calentado por arriba del punto de saturación, se convierte en vapor sobrecalentado (calor sensible)”.

2.1.2. Tipos de vapor

A. Vapor saturado

“El vapor saturado se presenta a presiones y temperaturas en las cuales el vapor (gas) y el agua (liquido) pueden coexistir juntos. En otras palabras, esto ocurre cuando el rango de vaporización del agua es igual al rango de condensación” (TLV, 2022).

Tabla 1.

Diferentes ventajas de utilizar vapor saturado en el proceso de calentamiento.

Ventajas por usar vapor saturado para calentamiento	
Propiedad	Ventaja
Calentamiento equilibrado a través de la transferencia de calor latente.	Mejora la productividad y la calidad del producto.
La presión puede controlar la temperatura.	La temperatura puede establecerse rápida y precisamente.
Elevado coeficiente de transferencia de calor.	Área de transferencia de calor requerida es menor, permitiendo la reducción del costo inicial del equipo.
Se origina del agua.	Limpio, seguro y de bajo costo.

Nota. Tabla fue Adaptado de *vapor saturado*, por TLV, 2022, [tlv\(https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-steam.html\)](https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-steam.html).

El vapor en estado de saturación tiene diferentes características que lo convierten en una potencial fuente de calor para el sistema, especialmente a temperaturas que sobrepasen los 100°C. Estas ventajas se representan en la tabla 1.

El vapor saturado tiene diferentes usos las cuales son:

- ✓ Procesos industriales.
- ✓ Procesos físicos.
- ✓ Procesos químicos.
- ✓ Procesos de esterilización hospitalaria.
- ✓ Procesos de pasteurización de alimentos y bebidas.

B. Vapor sobrecalentado

Es el tipo de vapor que alcanza una temperatura mayor que la del punto de ebullición, se crea por el sobrecalentamiento del vapor saturado, es decir que dicho estado de vapor contiene un mayor estado de temperatura y una disminución de su densidad en comparación con el vapor saturado a una idéntica presión. El vapor sobrecalentado tiene diferentes usos las cuales son:

- ✓ Funcionamiento en turbinas.
- ✓ Accionamiento de barcos.
- ✓ Generación eléctrica en centrales termoeléctricas.

C. Vapor húmedo

La principal característica del vapor húmedo es la calidad del vapor que tiene en el sistema, dicha calidad puede estar representada por un intervalo de 0-1, para (Connor, 2020) indica que “si la calidad del vapor se aproxima o es

igual a 0, se clasifica como líquido saturado, asimismo si la calidad del vapor toma el valor de 1 se denominaría vapor saturado”(par 1), es decir, si el vapor que se tiene en el sistema es vapor seco podría tener 100% de calidad de vapor o 100% de calor latente a una presión determinada (intervalo 1) y si se tiene líquido saturado, en donde, no contiene calor latente solo sensible la calidad llegaría a 0% (intervalo 0)

2.1.3. Principales aplicaciones del vapor

El vapor tiene innumerables aplicaciones en la industria que van desde procesos de calentamiento/cocción aplicada con vapor indirecto en fábricas de procesamiento alimenticio, plantas químicas, refinerías y vapor utilizado para generar energía eléctrica, así como estos ejemplos hay diferentes aplicaciones en donde el vapor tiene un papel importante para la realización de los procesos a continuación se mencionan alguna de ellas:

- Proceso de esterilización/Calentamiento.
- Proceso de impulso/Movimiento.
- Proceso Motriz.
- Proceso de atomización.
- Proceso de limpieza.
- Proceso de hidratación.
- Proceso de humidificación

2.1.4. Ciclos de vapor en la industria

Los diferentes ciclos de vapor en el sector industrial pasan por diferentes etapas, la primera es la etapa de generación de vapor en la cual a través de una caldera se utiliza para generar energía térmica siendo este un recipiente que se encuentra cerrado y trabajando a una cierta presión, donde se somete a temperatura el fluido (agua tratada) aplicando el calor del combustible de manera indirecta y generando así el vapor saturado a las características de trabajo necesarias.

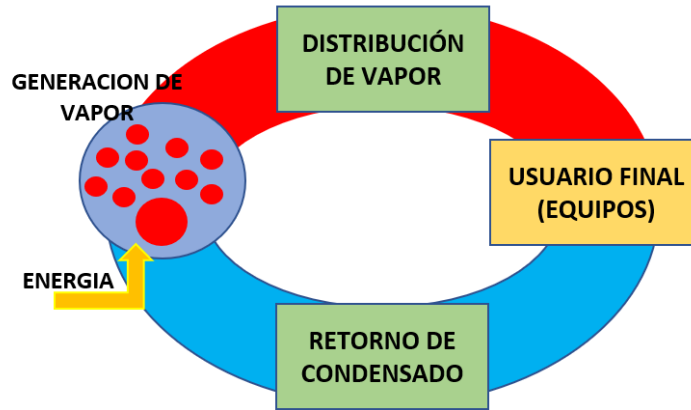
La etapa siguiente es la distribución que debe tener el vapor saturado, dicho vapor fluye a través de tuberías principales y secundarias para luego llegar a los equipos de operación y así poder aprovechar su calor latente tanto directamente como indirectamente.

La última etapa es el retorno de condensado, en este proceso cuando el calor latente del vapor es transferido al sistema el resultado de este genera condensado que en otras palabras es cuando el vapor que no es aprovechado se convierte en fase líquida, este mismo condensado se vuelve a tratar para luego poder aprovecharlo en la etapa inicial de generación de vapor.

Por último, (Carrera y Troya,2012) menciona que las pérdidas de energía que se presentan a lo largo de la distribución de tuberías como los son las caídas de presión y pérdidas de calor son las causantes de la disminución de la eficiencia térmica del sistema instalado, por ende, es necesario considerar un buen revestimiento térmico y buena selección de trampas de vapor necesarios para colectar el condensado generado por el sistema de distribución de vapor.

Figura 2

Esquema del ciclo ideal de vapor en un circuito cerrado



Nota. Este esquema es un ciclo cerrado de procesos térmicos desde la generación y retorno de condensado en la industria. La figura fue realizada por elaboración propia.

2.2. Equipos térmicos en planta de harina

En la planta de harina de pescado una de las principales energías que se necesita para poder elaborar la harina de pescado es la energía térmica, la importancia de mantener la temperatura en la materia prima durante todo el proceso nos da a entender que los equipos principales que se requieren para el proceso de elaboración de harina de pescado utilizan vapor indirecto como herramienta principal en su proceso.

2.2.1. Calderas de vapor

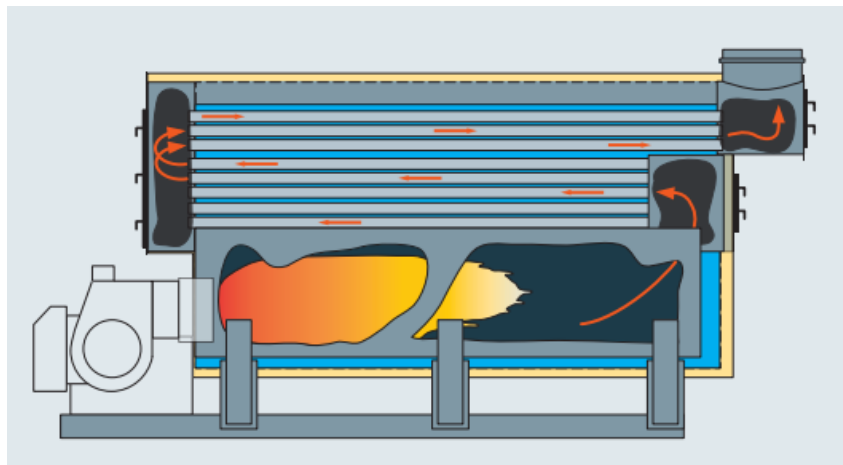
Los calderos de vapor es el equipo principal generador de suministro de energía térmica (vapor), para la industria en general que utiliza el vapor como herramienta principal en su proceso, se tiene en diferentes aplicaciones como los son de dos tipos acuotubulares o piro-tubulares.

A. Calderas pirotubulares

Las calderas pirotubulares tienen la característica que los gases de combustión generados en sus quemadores pasan por interior de los paquetes de tubos y el agua está inundada en un recipiente entre los tubos, una de las características principales es que su presión de trabajo es inferior a 22 bar y el flujo masico de vapor producido tiene una cercanía a 1, por tal motivo Uceda refiere que “como su contenido de agua es menos del 3% , no es necesario equipos complementarios que ayuden a disminuir el porcentaje de humedad, asimismo nos indica que el tratamiento del agua de alimentación es menor en comparación con las calderas acuotubulares” (2012, p.73).

Figura 3

Representación gráfica de caldera pirotubular



Nota. Caldera pirotubular de tres pasos. Figura adaptada de *steam handbook* (p.22), I. Roberts et al, 2017, Endress Hauser Flowtec AG.

Asimismo, las calderas pirotubulares se clasifican también por los números de haces (pasos) tubulares que contienen en ella, las cuales son:

B.1. Caldera de dos pasos: Las calderas de dos pasos tienen una particularidad de diseño de dos vías de paso por donde se trasladan los gases de combustión, la cámara de combustión (hogar) se encuentra en la parte inferior de la caldera y está cubierta por una pared posterior refrigerada por agua dicha pared es también denominada cámara húmeda.

Los gases de combustión generados por el quemador fluyen en dirección inversa que el de la llama dirigiéndose directamente sobre la llama hacia el núcleo de esta para luego introducirse hacia el paquete de tubos del segundo paso de humos y finalmente llegar a la caja de gases en donde serán evacuados al exterior.

Asimismo, para Uceda las calderas de dos pasos “tiene como característica principal un rendimiento bajo y contienen un porcentaje mayor de contaminantes en los gases generados por la combustión” (2012, p.74).

B.2. Caldera de tres pasos: La característica de diseño de estos tipos de calderas es por la existencia de tres vías de paso autónomas, en donde, los gases de combustión tienen un único sentido de circulación, la cámara de combustión (hogar) se encuentra en la parte inferior de la caldera y está cubierta por una pared posterior refrigerada por agua dicha pared es también denominada cámara húmeda.

Los gases de la combustión generados por el quemador en la parte posterior de la cámara de combustión son dirigidos a través de los tubos en el segundo paso de humos, luego dichos gases cambian de dirección en la

parte frontal de la caldera pasando por los bancos de tubos pertenecientes al tercer paso de humos, finalmente los gases de combustión se dirigen al conducto de expulsión de gases y así son evacuados al exterior.

Por último, para Uceda las calderas de tres pasos poseen un alto rendimiento y a la vez un reducido porcentaje de contaminantes en los gases de combustión, de tal manera que estas calderas cumplen con las exigencias ambientales y del mercado industrial actual” (2012, p.75).

2.2.2. Cocinador de pescado

Para la producción de harina de pescado se tienen que pasar por diferentes procesos y uno de ellos es la etapa de cocción, en ella el equipo principal a utilizar en el sector pesquero es el cocinador horizontal que utiliza como energía térmica principal de cocción el vapor, en este modelo de cocinador se clasifican según el tipo de suministro de vapor necesario para la cocción de pescado las cuales son:

A) Cocinadores directos

Estos tipos de cocinadores tienen como característica principal que el suministro de vapor es a través de válvulas y de forma directa con la materia prima, siendo así que la transferencia de calor vapor-pescado es por conducción.

B) Cocinadores indirectos

Estos tipos de cocinadores tienen como función principal que la inyección del vapor no tiene contacto directo con la materia prima de pescado, el vapor es distribuido en dos secciones el primero es a las chaquetas circundantes y la otra parte es al interior del eje del cocinador, según ficha técnica de los cocinadores de

vapor indirecto la proporción de distribución del vapor es 70% eje y 30% chaqueta del total del vapor suministrado.

Figura 4

Cocinador indirecto de pescado.



Nota. La figura fue realizada por elaboración propia. Equipo cocinador de pescado pertenece a la empresa pesquera Vlacar Sac.

C) Cocinadores mixtos

Los cocinadores mixtos tienen la característica principal de combinar los dos tipos de inyección de vapor tanto con chaqueta y eje central interno de cocina (inyección de vapor indirecto) y de conexión directa de vapor a la materia prima de pescado (inyección de vapor directo).

Por último, para poder seleccionar un cocinador depende mucho de la capacidad que contiene el cocinador (t/h), en donde, para poder obtener la capacidad del cocinador se tiene que depender de los siguientes factores: capacidad de transporte, tiempo de cocinado, capacidad de calentamiento.

2.2.3. Secadores Homogenizadores o Rotadisco

Estos tipos de secadores cumplen la primera etapa de secado de la harina de pescado, tienen dos tipos de funciones la primera es homogenizado de la torta integral y el segundo es el secado en primera etapa; por su diseño están compuesto por un rotor formado por discos y un cilindro de doble pared (chaqueta); la inyección de vapor es a vapor indirecto realizando la transferencia de calor por convección tanto en el eje principal y la chaqueta del equipo.

Figura 5

Secador Rotadisco ADD-1968.



Nota. La figura fue realizada por elaboración propia. Equipo secador Rotadiscos de harina de pescado pertenece a la empresa pesquera Vlacar Sac.

Se identifican según su cantidad de evaporación del equipo en donde según ficha técnica te indica hasta cuantos kg de agua puede evaporar el equipo.

Por último, para estos equipos según manual técnico de operación la distribución másica de vapor es 70% eje y 30 % chaqueta.

2.2.4. Secador Rotatubos

Los secadores rotatubos en la planta de harina tienen la mayor función térmica de secado, es decir, reducen la humedad hasta 32% en el producto final de la harina de pescado, su aplicación es variable por su funcionabilidad muchas empresas lo aplican como la segunda etapa de secado llegando a humedades finales de harina de 15 a 20 % y otras empresas pesqueras lo utilizan como secado final de la harina regulando su húmedas entre 7-8.5 %, esta última aplicación es muy poco recomendable por lo inestable que se da al regular el vapor para obtener humedades inferiores en la harina de pescado.

Su diseño constituye de una chaqueta en el ingreso de la carga y de 06 paquetes de tubos en todo lo largo del equipo por donde se traslada el vapor internamente realizando el intercambio de vapor indirectamente a través de las paredes de los tubos, su inyección de vapor es por un solo punto en donde se inyecta a un distribuidor e internamente se va a la chaqueta antes mencionada y la mayor parte se dirige a los paquetes de tubos.

2.3. Requerimiento de vapor de planta

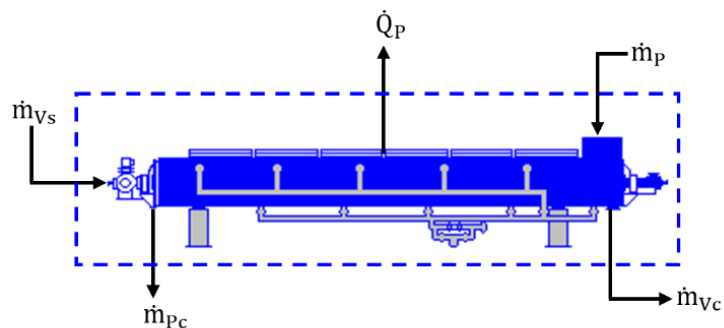
Para poder seleccionar los equipos de suministro de vapor y seleccionar la tubería optima de distribución de vapor es necesario obtener el requerimiento de vapor total nominal de planta para eso se tiene que realizar un análisis energético de cada equipo térmico a presiones y capacidad de evaporación máximas de diseño.

2.3.1. Requerimiento de vapor en cocinador

Para poder determinar el requerimiento de vapor de un cocinador se tiene que identificar los flujos másico de entrada y salida como también el calor perdido por radiación y convección del equipo como lo muestra en la figura 7.

Figura 6

Volumen de control de un cocinador



Nota. La figura fue realizada por elaboración propia.

Según lo indicado se tiene que hallar el calor necesario utilizado para poder cocinar el pescado y el calor perdido por el equipo en el proceso de cocción, por ende, dichos calores se determinan de la siguiente manera.

A. Calor necesario para la cocción del pescado

Para poder hallar el calor necesario utilizado para la cocción de pescado se utiliza la ecuación 01 como indica (Urcia,2016, p.35).

$$\dot{Q}_{coc.pesc.} = \dot{m}_p \times C_{p_{anchoveta}} \times (T_{Coccion} - T_{amb}) \dots \dots \dots (1)$$

Por consiguiente, para poder calcular el $C_{p_{anchoveta}}$ se tiene que aplicar la ecuación 2 como indica (Urcia,2016, p.35).

$$C_{p_{anchoveta}} = C_{p_{agua}} \times \%Hanch + C_{p_{grasa}} \times \%Ganch + C_{p_{solido}} \times \%Sanch \dots \dots \dots (2)$$

B. Calor perdido por radiación y convección

Para poder hallar el calor perdido por radiación y convección del equipo en pleno proceso se tiene que utilizar la ecuación 03 como indica (Urcia,2016, p.36).

$$\dot{Q}_p = A_c \times U \times (T_{coccion} - T_{amb}) \dots\dots\dots(3)$$

Hallamos el área de transferencia de calor del equipo

$$A_c = 2\pi \times R_c \times L_c + 2(0.785 D_c^2) \dots\dots\dots(4)$$

Hallamos el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = 8.4 + 0.06 (T_{e_ais} - T_{amb}) \dots\dots\dots(5)$$

C. Flujo másico de vapor total requerido del equipo

Para hallar el flujo masico de vapor total requerido del cocinador se tiene que hallar el calor total requerido por el equipo y dividirlo entre la entalpia de evaporización a presión de trabajo; para nuestro estudio de diseño de red de tubería se necesita que la presión sea a presiones máximas de trabajo de diseño.

$$\dot{m}_{V.Coc.} = \frac{\dot{Q}_{coc.pesc.} + \dot{Q}_P}{h_{fg-presion\ trabajo}} \dots\dots\dots(6)$$

$$\dot{m}_{V.Coc.} = \frac{\dot{Q}_{Total}}{h_{fg-presion\ trabajo}} \dots\dots\dots(7)$$

D. Flujo másico de eje y chaqueta del cocinador

Para hallar el flujo másico del eje y chaqueta del cocinador se tiene que determinar primero el flujo másico de vapor total de cocción como indica en la ecuación 07 para luego colocar la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{V.Coc.} = \dot{m}_{eje} + \dot{m}_{ch} \dots\dots\dots(8)$$

En donde, el flujo másico de la chaqueta es:

$$\dot{m}_{ch} = \dot{m}_{V.Coc.} \times \%A_{ch} \dots\dots\dots(9)$$

$$\%A_{ch} = \frac{A_{ch}}{A_T} \dots\dots\dots(10)$$

Por último, el flujo másico del eje sería

$$\dot{m}_{eje} = \dot{m}_{V.Coc.} - \dot{m}_{ch} \dots\dots\dots(11)$$

2.3.2. Requerimiento de vapor en secador rotadisk

Para nuestro estudio de diseño se necesita hallar el requerimiento de vapor de valor nominal máximo de diseño, por ende, en este capítulo se plasmará el requerimiento de vapor en relación con la capacidad de evaporación nominal del secador rotadisk, según (Urcia,2016, p.44) utiliza la eficiencia térmica del equipo de secado y lo aplica de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{V.Rotadisk} = \dot{m}_{evap} \times \eta_{termica} \dots\dots\dots(12)$$

2.3.3. Requerimiento de vapor secador rotatubos

Al igual que en el capítulo 2.3.2. para hallar el requerimiento de vapor nominal del equipo se tiene que aplicar la ecuación que (Urcia,2016, p.44) lo aplica utilizando la eficiencia térmica encontrada en el manual de operación del equipo en la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{V.Rotatubos} = \dot{m}_{evap} \times \eta_{termica} \dots\dots\dots(13)$$

2.3.4. Requerimiento de vapor en intercambiador de tubos licor de centrifuga

Para poder calcular el consumo de vapor en un intercambiador de calor de vapor indirecto en el caldo de centrifugas se tiene que aplicar las siguientes consideraciones.

A. Calor necesario para calentar el licor de separadora

Para poder hallar el calor necesario utilizado para la cocción de pescado se utiliza la ecuación 14 como indica (Urcia,2016, p.44)).

$$\dot{Q}_{licor\ sep.} = \dot{m}_{l.c.} \times C_{p_{licor\ sep.}} \times (T_{fin\ ls} - T_{inic\ ls}) \dots\dots\dots(14)$$

Por consiguiente, para poder calcular el $C_{p_{licor\ sep.}}$ se tiene que aplicar la siguiente ecuación

$$C_{p_{licor\ sep.}} = C_{p_{agua}} \times \%Hls + C_{p_{grasa}} \times \%Gls + C_{p_{solido}} \times \%Sls \dots\dots\dots(15)$$

B. Calor perdido por radiación y convección

Para poder hallar el calor perdido por radiación y convección del equipo en pleno proceso se tiene que utilizar la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_{p.\ inter.} = A \times U \times (T_{fin\ ls} - T_{amb}) \dots\dots\dots(16)$$

Hallamos el área de transferencia de calor del equipo

$$A_{int} = 2\pi \times r_{int} \times l_{int} + 2(0.785 d_{int}^2) \dots\dots\dots(17)$$

Hallamos el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = 8.4 + 0.06 (T_{e_ais} - T_{amb}) \dots\dots\dots(18)$$

C. Flujo másico requerido del intercambiador

Para hallar el flujo masico de vapor total requerido del intercambiador de casco y tubo del licor de separadora se tiene que hallar el calor total requerido por el equipo y dividirlo entre la entalpia de evaporización a presión de trabajo; para nuestro estudio de diseño de red de tubería se necesita que la presión sea a presiones máximas de trabajo de diseño.

$$\dot{m}_{v.\ inter.} = \frac{\dot{Q}_{licor\ sep.} + \dot{Q}_{p.\ inter.}}{h_{fg-presion\ trabajo}} \dots\dots\dots(19)$$

$$\dot{m}_{v. inter.} = \frac{\dot{Q}_{Total}}{h_{fg-presion\ trabajo}} \dots\dots\dots(20)$$

2.4. Diseño de red de tubería de vapor

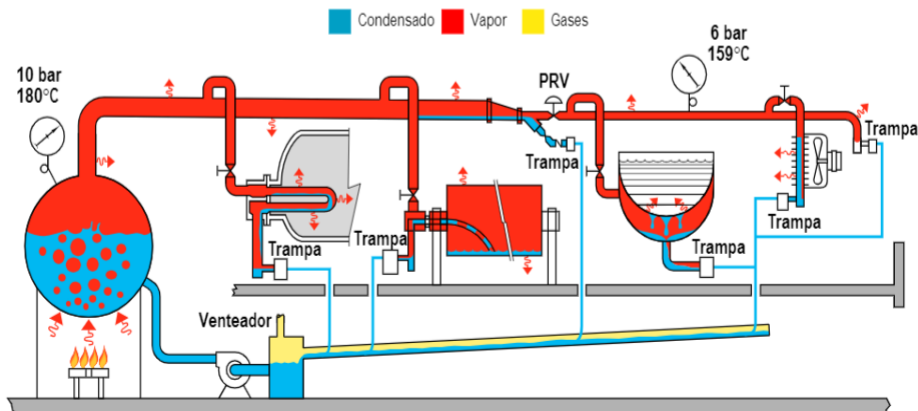
Al referirse a un sistema de distribución de vapor que mantiene una planta de producción de harina y aceite de pescado, contemplamos todas las redes de distribución de vapor de los equipos que estas componen; es decir, dichos sistemas se encuentran unidos desde las calderas hasta el suministro final de vapor de cada equipo térmico instalado en la línea de proceso. Al respecto Cabrera y Troya refiere que “Los sistemas de distribución de vapor conectan a las calderas con el equipo que en realidad utiliza vapor. Estos sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier sitio en la planta donde se necesita energía calorífica” (2012, p.42).

Para un correcto plan de diseño de red de tubería de vapor se tiene que empezar con identificar las capacidades máximas de necesidad térmica que tiene cada equipo implicado en el proceso, y así poder seleccionar correctamente el tipo y capacidad de calderos a utilizar, posteriormente se deberá seleccionar cada red de tubería a utilizar según sea necesario para el proceso; por último, para nuestro estudio en el diseño de red de distribución de vapor se considerará los siguientes aspectos:

- Selección de calderas de vapor.
- Selección y dimensionamiento de manifold de vapor.
- Dimensionado de tuberías de vapor.
- Selección de espesor de aislante térmico.
- Selección accesorios de diseño de red de tuberías de vapor
- Perdidas de presión
- Retorno de condensado

Figura 7

Representación gráfica de diseño de una red de distribución de vapor con equipos térmicos.



Nota. El esquema grafica una distribución general del sistema térmico de vapor desde la generación, distribución y retorno de condensado. la figura fue adaptada de “*evaluación y selección de trampas de vapor*” (p.7), por Armstrong, 1998, Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados, Armstrong International.

2.4.1. Selección de calderas de vapor

Para la selección del tipo de caldera a vapor en un diseño de tuberías de vapor, es necesario, conocer las características térmicas de cada equipo térmico instalado en la línea de proceso de planta, además de los parámetros que deben tenerse al seleccionar el tipo de caldera según su diseño.

Los principales parámetros que se deben tener al momento de seleccionar una caldera de vapor son:

Potencia útil (para las calderas de agua caliente, agua sobrecalentada y fluido térmico) según el requerimiento térmico de la instalación a la cual van a alimentar, producción de vapor (para las calderas de vapor) según el consumo de vapor necesario en el proceso, presión de trabajo en continuo (para todos los tipos) de acuerdo con la presión necesaria

en el consumidor más alejado del centro de producción, temperatura de trabajo en continuo, según el requerimiento constante de la instalación (Uceda, 2012, p.79).

Por último, es importante antes de seleccionar la potencia de suministro de vapor (en otras palabras, selección de calderas) conocer la capacidad nominal de consumo de vapor de cada equipo térmico, teniendo como referencia las presiones y temperaturas máximas de trabajo de diseño del equipo.

2.4.2. Selección y dimensionado de manifold de vapor

En los sistemas de distribución de vapor existen tres componentes principales las cuales son el manifold, tuberías principales y tuberías secundarias (ramales), en donde, cada una de ellas cumple una función principal y específica en el sistema de distribución de vapor.

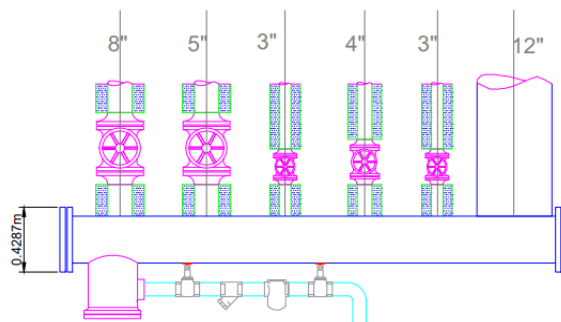
Un manifold es un acumulador o colector de vapor que a su vez sirve para independizar el suministro de vapor a diferentes equipos o sectores de una planta industrial, puede estar ubicado en la sala de caldera, aunque también puede aparecer en la zona de consumo. El manifold de vapor es una parte muy importante en un sistema de distribución de vapor, un buen manifold debe cumplir las siguientes características en cuanto a su funcionamiento:

A) *Distribuidor:* Reparte la carga, la tubería de vapor de salida de la caldera llega y de ahí se reparte a toda la planta, razón por la cual, si se calcula apropiadamente, el mayor diámetro de tubería debería ser entre la caldera y el manifold principal (ubicado en sala de calderos), si las tuberías que salen a los usuarios son de mayor o igual diámetro, la demanda excederá la generación.

- B) Acumulador:** Al salir el vapor de la caldera llenará primero el manifold y después las tuberías hacia los usuarios no de forma directa, sino poco a poco, esto permitirá reducir los efectos de golpes de ariete.
- C) Separador de humedad:** Las conexiones en el manifold, las entradas se dirigirán a él, las salidas sentido contrario si existe arrastre, el agua se quedará en el manifold y será eliminada a través del trapeo instalado.
- D) Centralizador:** En el Manifold se encuentra todas las válvulas de entrada y salida de vapor.
- E) Facilitador:** ante rupturas o cualquier incidente se dispone de un control rápido para el cierre de tuberías siempre y cuando sean accesibles, otra ventaja es que quedan válvulas acopladas para futuros crecimientos, esto evita en cierta medida la práctica de instalar tuberías al final para usuarios, esta práctica desbalancea las demandas y genera caídas de presión.

Figura 8

Distribución de manifold de vapor.



Nota. Las tuberías que están conectadas al manifold con válvulas de globo pertenece a las salidas de vapor y la que se conecta solo tubería es el ingreso de vapor que está representada con 12" de diámetro. La figura fue realizada por elaboración propia.

Para poder calcular el diámetro del manifold se puede hallar a través de una ecuación empírica que proporciona resultados certeros (Fonseca, 2011).

$$\phi T = \sqrt{\sum(\phi i)^2} \dots \dots \dots (21)$$

2.4.3. Dimensionado de tuberías de vapor

Las tuberías que pertenecen a la red de vapor tienen como característica principal que son de acero al carbono y su fabricación estándar es de 6m de longitud sin costura(soldadura) en toda la sección del tubo según lo indicado por la norma DIN 2448 (Barrera et al., 2019).

Para poder tener un diseño eficiente lo primero que se tiene que realizar es identificar correctamente el tipo de tubería y accesorio necesario para cada etapa, para este estudio las tuberías se dividirán en dos etapas la primera etapa constara de tuberías principales y tuberías secundarias.

Las tuberías principales son las encargadas de dirigir el vapor desde el manifold principal en sala de calderos hasta los manifold secundarios de equipos, para poder hallar el diámetro correspondiente de estas tuberías se puede realizar a través de dos métodos por caída de presión o velocidad del flujo, en donde se puede hallar a través de cálculo matemático o gráficos, de la misma manera Fonseca indica que: “El diámetro de las tuberías se ve ligado a la velocidad del vapor, puesto que con una mayor velocidad del vapor en la línea de distribución, se aumentan la erosión y el ruido en las tuberías. Por eso las velocidades recomendadas para una adecuada y correcta distribución de vapor dentro de las líneas son de 25 a 35 m/s” (2011, p.21).

Las tuberías secundarias son las encargadas de transportar el vapor desde el manifold secundario hacia el equipo a utilizar, estas tuberías son de menor diámetro

que las principales, pero su cálculo para hallar el diámetro de esta es el mismo método que las tuberías primarias.

Asimismo, para poder seleccionar y dimensionar las tuberías de vapor en cada línea de proceso se pueden realizar a través de dos métodos o características las cuales son:

- Velocidad del fluido.
- Caída de presión.

A. Consecuencias de su dimensionado y sobredimensionado de tubería de vapor

En base a diferentes resultados experimentales se puede definir que subdimensionar o sobredimensionar las tuberías de vapor conllevan grandes consecuencias, por ende, es muy importante hallar la dimensión óptima de cada tubería de vapor y así evitar diferentes problemas que se pueden presentar en el diseño.

(Spirax Sarco, 1999) refiere que *sobredimensionar* una tubería de vapor puede significar las siguientes consecuencias:

- Se obtendría tubería con mayor costo de lo necesario.
- La generación de condensado sería mucho mayor debido a los grandes porcentajes de pérdidas de calor.
- El tipo de vapor sería de menor calidad, por consecuencia de la gran cantidad de condensado generada.
- Existen mayores costos de instalación en el proyecto.

(Spirax Sarco, 1999) refiere que *subdimensionar* una tubería de vapor puede significar las siguientes consecuencias:

- Presión inferior en el ingreso a los equipos debido a las grandes pérdidas de presión y velocidad del vapor transportado.
- Disminución de densidad del vapor donde el volumen del mismo es escaso en el punto a requerir.
- Existirá un incremento en el riesgo de sufrir erosión, golpe de ariete dentro de las tuberías debido al incremento de velocidad en el vapor.

B. Dimensión de tubería según la velocidad de vapor

Para dimensionar la tubería de vapor conforme a su velocidad de fluido se tiene calcular el caudal volumétrico de vapor que es transportado en la sección de tubería y relacionarlo con la velocidad del flujo. Asimismo, Spirax Sarco menciona que “para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades entre 25 - 40 m/s, pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo” (1999, p.9).

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{v} \dots\dots\dots(21)$$

$$\frac{\pi x D_{int tub}^2}{4} = \frac{\dot{m} x V_g}{v} \dots\dots\dots(22)$$

$$D_{int tub}^2 = \frac{4x\dot{m}xV_g}{\pi xv} \dots\dots\dots(23)$$

$$D_{int tub} = \sqrt{\frac{4x\dot{m}xV_g}{\pi xv}} \dots\dots\dots(24)$$

Tabla 2

Velocidades recomendables para el vapor y condensado.

Velocidad recomendable (m/s)	Vapor saturado
25 - 30	En salida de calderas.
20 - 25	En troncales y línea de distribución.
15 - 20	En vapor flash.
1.5 – 2.0	En condensado.

Nota. La tabla fue adaptada de “*eficiencia energética en redes de vapor*” (p.42), por Junta de Castilla y León, 2010, Manual técnico diseño y cálculo de redes de vapor.

C. Dimensión de tubería según la caída de presión

Para dimensionar la tubería de vapor según la caída de presión se debe tener en cuenta que la diferencia de presión en la salida de manifold de caldera y presión final de ingreso al equipo debe ser lo menor posible, y así obtener una mejor confiable alimentación de vapor a la presión requerida manteniendo la temperatura y asegurar un intercambio de calor más eficiente en el sistema. Existen diferentes métodos o graficas que se relacionan con la caída de presión y así hallar el diámetro de tubería de vapor requerido a una presión recomendable; uno de los métodos que ha resultado beneficioso es utilizar factores de caída de presión como lo muestra el cuadro de capacidades de vapor en tuberías que se encuentra en anexos del presente informe.

$$Ratio = \frac{caida\ de\ presion}{presion\ entrada} \dots\dots\dots(25)$$

2.4.4. Componentes esenciales para el diseño de red de tuberías de vapor

Debido a que el vapor en toda su trayectoria de distribución tiene diferentes estados de fase, por tal motivo es necesario utilizar en el diseño de la red de tubería de vapor diferentes componentes que son esenciales para obtener un mejor aprovechamiento del vapor en todos sus puntos de utilización.

Los componentes esenciales de la red de tubería de vapor deben tener características específicas con relación a los diferentes comportamientos a la temperatura y presión que tienen que soportar en la red de tubería de vapor.

Existen dos fenómenos que obligan al empleo de accesorios específicos en las redes de vapor:

- Presencia de aire.
- Presencia de condensado.

Junta de león y Castilla (2010, p. 14) indica que “la presencia de aire mezclado con el vapor es una situación indeseable debido a la pérdida de eficiencia. El aire, debido a su bajo calor específico y mala transmisión térmica, rebaja notablemente la eficiencia de intercambio del vapor”; por tal motivo para poder mitigar este evento es necesario utilizar en la red de distribución de vapor componentes esenciales como separadores o purgadores de aire y así garantizar la menor presencia de aire mezclado con el vapor en el sistema.

Asimismo, Junta de león y Castilla (2010, p. 14) refiere que “la presencia de condensados es inherente al propio proceso de uso del vapor y se produce cuando el vapor entra en contacto con puntos fríos del sistema, tanto a nivel de tuberías de distribución como en el propio proceso de intercambio de calor en los puntos de

utilización”; esta existencia de condensado se genera normalmente en los arranques y parada de la instalación debido a que en los arranques la red de distribución esta fría y cuando para el vapor existe la transferencia de energía térmica de temperatura hasta llegar a la temperatura de trabajo con un vapor a una velocidad y presión específica, durante este fenómeno hay perdidas de calor (falla de aislamiento térmico) y por ende generación de condensado que debe ser colectado y enviado hacia el sistema de retorno de condensado.

2.4.4.1. Separadores de gotas

“Son accesorios de tubería que provocan, por su geometría, la deposición de las gotas que arrastra el vapor. Suelen tener una geometría laberíntica. Al final del recorrido y en su parte más baja, están dotados de una salida para el líquido separado del vapor. El vapor saliente de este tipo de trampa, lo hace libre de gotas de agua” (Junta de león y Castilla,2010, p.15).

Figura 9

Sección típica de un separador de vapor.



Nota. La figura fue adaptada de “*desing of fluid systems*” (p.15), por Spirax Sarco, 2011, Steam utilization.

Asimismo, para poder seleccionar un separador de gotas se puede realizar a través de un gráfico teniendo como referencia la cantidad de flujo de vapor, la presión de trabajo y la velocidad seleccionada como lo muestra en el anexo A-26.

2.4.4.2. Purgas de vapor

La utilización de purgas de vapor es el método más eficaz para poder drenar el condensado de un sistema de distribución de vapor.

“Los condensados se sitúan en los puntos más bajos del circuito y por tanto en estos puntos es donde hay que proceder a su evacuación. La evacuación puede realizarse de la manera más simple mediante una válvula manual, pero esta operación no es adecuada pues exige atención continua de todos los puntos de la red” (Junta de león y Castilla,2010, p.16); Para el purgado de los condensados existen accesorios específicos que se conocen como purgadores automáticos que se encargan, de manera automática y siempre que estén bien instalados, de mantener el circuito de vapor libre de condensados.

Existen diferentes tipos de trampa de vapor según su características y funcionamiento específico las cuales son:

- Purgas de vapor termostáticos.
- Purgas de vapor mecánicos.
- Purgas de vapor termodinámico.

2.4.4.3. Eliminadores de aire

Es de suma importancia remover el aire caliente del sistema en el arranque del equipo e incluso durante la operación (por un mal tratamiento de agua de reposición a la caldera), tener aire en el sistema genera que interfiere en la transferencia correcta de calor “si el aire y/o los gases no condensables no son removidos completamente, la eficiencia del proceso de vapor se puede ver seriamente afectada. Por lo tanto, se debe asegurar el venteo de aire durante arranque y la operación normal del equipo” (TLV, s.f.).

“Un eliminador de aire automático es una válvula que trabaja termostáticamente y se instala en un lugar donde le llega el vapor y aire, pero no el condensado. Se recomienda que los eliminadores de aire y su tubería de conexión estén sin aislamiento para que trabajen correctamente” (Junta de león y Castilla, 2010, p. 19).

2.4.5. Selección de trampas de vapor

Un purgador de vapor o más conocido como trampa de vapor elimina en general el aire y cualquier otro gas condensable del sistema de vapor, por tal motivo es muy necesario seleccionar correctamente el tipo de trampa para el sistema a requerir dado a sus diferentes características sea diferencia de presión, cantidad de condensado a evacuar y rendimiento térmico del equipo.

Según Spirax Sarco las características esenciales que se debe exigir en una trampa de vapor deben ser las siguientes: buena eliminación de aire, una correcta extracción de condensado y un eficiente rendimiento térmico; cumpliendo las

características antes mencionadas se puede tener una más fiable selección de trampa de vapor; asimismo una buena trampa de vapor debe tener condiciones normales de instalación que garanticen un buen funcionamiento de recuperación de condensado del sistema y así evitar diferentes factores que se presentarían si no se tiene una correcta condición de instalación de la trampa de vapor los factores a evitar serían la corrosión, el golpe de ariete y la suciedad que se acumula en el sistema por consecuencia de los arrastres de caldera. Existen diferentes tipos de trampas de vapor según su aplicación en el sistema y características de comportamiento del equipo las cuales se pueden clasificar en tres tipos:

- Trampas de vapor de tipo termostático.
- Trampas de vapor mecánico.
- Trampas de vapor termodinámico.

2.4.5.1. Trampas de vapor tipo termostático

“La temperatura del vapor saturado está establecida por su presión. En el proceso, donde se produce el intercambio, el vapor, cede su entalpía de evaporación, produciendo condensado a la temperatura del vapor. Cualquier pérdida de calor posterior significa que la temperatura de este condensado disminuye. Un purgador termostático capta la temperatura y posiciona la válvula con relación al asiento para descargar el condensado” (Spirax sarco,1999, p. 11).

Para esta familia de purgas termostáticas se puede indicar que es el más ideal para la eliminación de aire a grandes cantidades y condensado frío en la puesta en marcha dado que su regulación de rango de temperatura

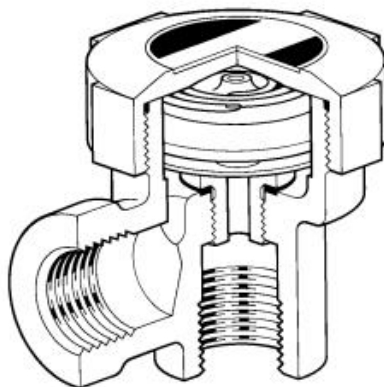
para la descarga de condensado se da normalmente entre 60 °C a 100 °C; para esta familia de trampas termostáticas existen diferentes tipos de trampas que se ajustan a las aplicaciones de recuperación de condensado específicas teniendo como referencia su función principal.

Los tipos de trampas termostáticas son:

- Purgador termostático de expansión líquida.
- Purgador termostático de presión equilibrada.
- Purgador bimetalico.

Figura 10

Purgador de presión equilibrada con cápsula reemplazable



Nota. La figura fue adaptada de “*Purga de vapor y eliminación de aire*” (p.15), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

2.4.5.2. Trampas de vapor tipo mecánico

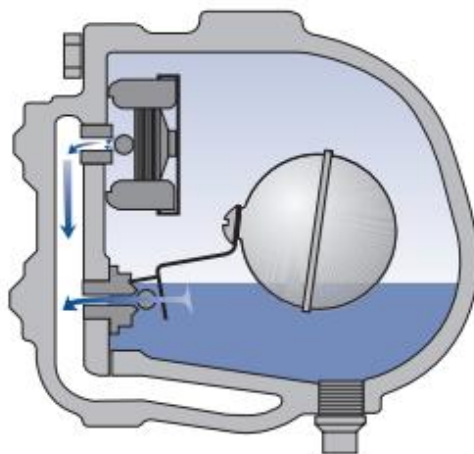
Estos tipos de trampas de vapor se basan principalmente en diferenciar entre la densidad del vapor y condensado; “estos purgadores se dividen en dos categorías, purgador de boya cerrada y purgador de cubeta invertida. En el purgador de boya cerrada esta sube en presencia de

condensado para abrir una válvula. En el de cubeta invertida esta flota cuando el vapor alcanza el purgador y cierra una válvula. Ambos son esencialmente “mecánicos” en su método de funcionamiento” (Spirax sarco,1999, p. 11).

Estos tipos de trampas de vapor sirven principalmente para equipos de gran área de transferencia de vapor debido a las grandes cantidades de condensado que pueden evacuar, asimismo pueden soportar grandes presiones y tener gran resistencia a los golpes de airete en líneas principales de vapor o manifold, su clasificación son de dos tipos purgas de vapor de boya cerrada y de balde invertido.

Figura 11

Purgador de boya con eliminador de aire termostático



Nota. La figura fue adaptada de “*desing of fluid systems*” (p.29), por Spirax Sarco, 2011, Steam utilization.

2.4.5.3. Trampas de vapor de tipo termodinámico

“El funcionamiento de los purgadores termodinámicos depende en parte en la formación de revaporizado del condensado. Este grupo incluye

los purgadores termodinámicos, de disco, de impulso y laberinto y también la simple placa orificio que no se puede realmente definir como mecánico ya que se trata sencillamente de un orificio de un diámetro determinado que pasar una cantidad determinada de condensado. Todos se basan en que el condensado caliente, descargado a presión, puede (revaporizar) para dar una mezcla de vapor y agua” (Spirax sarco,1999, p. 11).

2.4.5.4. Selección de trampas de vapor según el tipo de equipos o sistema a utilizar

Una trampa de vapor tiene como función principal retener el vapor sin restringir el paso de condensado y aire que también circula en el sistema de retorno, por tal motivo es necesario seleccionar correctamente la trampa de vapor y uno de los factores que predominara es para que tipo de equipo será empleado teniendo en cuenta que si su elección es incorrecta puede incurrir a gastos de energías excesivos y pérdidas económicas desfavorables para la compañía o institución; es allí donde la cantidad de flujo de condensado, temperatura y diferencial de presión se vuelven en unos factores muy importantes al momento de seleccionar una trampa de vapor. En la tabla 3 Spirax Sarco selecciona las trampas de vapor según la aplicación de equipo a utilizar y dando alternativas principales (A) y alternativa secundaria (B) de trampas de vapor seleccionadas para el sistema específico.

Tabla 3*Cuadro para selección de purgadores de vapor.*

Aplicación	TIPOS DE PURGAS DE VAPOR						
	Gama FT (boya termostática)	FT-C (boya termostática con SRL)	TD (Termodinámico)	BPT (presión equilibrada)	SM (bimetálico)	No.8 (expansión liquida)	Gama IB (Cubeta invertida)
Secadores industriales							
Serpentines	A		B	B			
Parrillas			B	A			B
Cilindros secadores	B	A					B
Túnel de secado	A		B	B			B
Máquinas multicilíndricas	B	A					B
Tuberías de vapor							
Tramos							
horizontales	B		A				B
Separadores	A		B				B
Final de línea	B		A				B
Drenaje de parada					B	B	A
Drenaje de calentadores	A		B				B

Nota. El cuadro indica la selección de trampas de vapor en equipos industriales y línea de distribución de vapor. La tabla fue adaptado de “Purga de vapor y eliminación de aire” (p.47), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

A. Selección de trampa para tuberías de vapor

“Las tuberías de vapor transportan además de éste, gotas de agua en suspensión, una cierta masa de condensado depositada en las paredes de la tubería y aire. Hemos de eliminar estos elementos para un óptimo funcionamiento de la instalación. Los purgadores deben descargar a los colectores de condensado correctamente dimensionados y acabando en un recipiente abierto a la atmósfera” (Spirax Sarco, 1999, p. 85).

Tabla 4

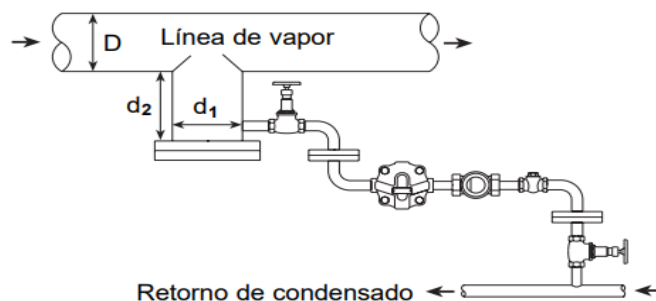
Tabla de dimensiones pierna colectora en tuberías de vapor.

Diámetro de la línea - D	Diámetro del pozo - d1	Profundidad del pozo - d2
Hasta 100 mm	$d1 = D$	Mínimo $d2 = 100$ mm
125 - 200 mm	$d1 = 100$ mm	Mínimo $d2 = 150$ mm
250 mm y superior	$d1 = D / 2$	Mínimo $d2 = D$

Nota. La tabla fue adaptada de “Purga de vapor y eliminación de aire” (p.86), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

Figura 12

Dimensiones pierna colectora en tuberías de vapor.



Nota. La figura fue adaptada de “Purga de vapor y eliminación de aire” (p.86), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

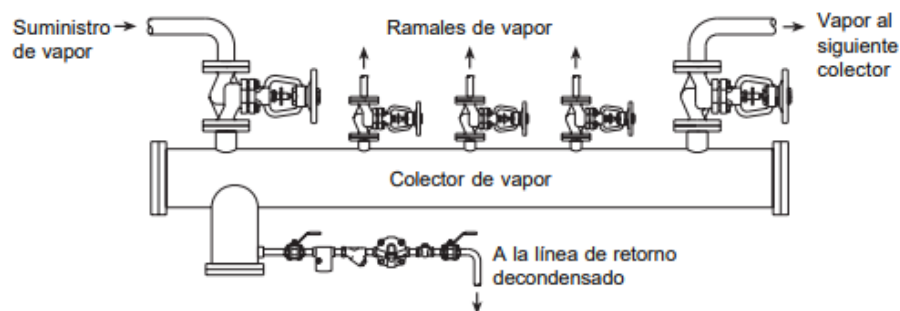
Por tal motivo según Spirax Sarco la trampa de vapor para tuberías de distribución de vapor más recomendable sería la trampa termodinámica TD42L debido a que tiene un trabajo más eficiente a pequeñas cargas de condensado.

B. Selección de trampas para manifold

“Se debe drenar los colectores de vapor de una manera similar a las líneas de vapor, con un pozo de goteo en la parte inferior del colector. Deberá tener una pequeña inclinación hacia el extremo donde se encuentra el pozo. En los colectores de más de 5 m, será conveniente colocar un pozo de goteo en cada extremo” (Spirax Sarco, 1999, p. 87). “Los colectores que se encuentran cerca de las calderas son susceptibles a los arrastres, por tanto, se recomienda el uso de purgadores de boya para manejar las fluctuaciones en las cargas de condensado” (Spirax Sarco, 1999, p. 87); asimismo para manifold de ramales de vapor sería recomendable las trampas de vapor de tipo boya termostática y de balde invertido.

Figura 13

Colector de vapor con pozo de goteo y purgador de boya-termostático.



Nota. La figura fue adaptada de “Purga de vapor y eliminación de aire” (p.87), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

2.4.6. Pérdidas por tuberías de vapor

Para poder hallar la pérdida de carga en la tubería de vapor a diseñar se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

A. Velocidad y caudal

$$v = \frac{4.Q}{\pi * D_{int\ tub}^2} \dots \dots \dots (26)$$

B. Densidad

$$\rho = \frac{m}{V} \dots \dots \dots (27)$$

C. Viscosidad

La viscosidad cinemática (ϑ) es el resultado del cociente entre la viscosidad dinámica (μ) y la densidad del fluido (ρ).

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \dots \dots \dots (28)$$

Para poder hallar la viscosidad dinámica μ se puede representar con la ecuación 29 teniendo como factor a encontrar la temperatura del vapor.

$$\mu = (0.00894 + 3.6 * 10^{-5} * t_{vap}) * 3.6 \dots \dots \dots (29)$$

D. Rugosidad

“Es la aspereza interior de la tubería, y se puede expresar como absoluta (ε) es la altura media de las asperezas interiores de la tubería en m y relativa ($\frac{\varepsilon}{D}$) es la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería” (Junta de Castilla y León, 2010, p.33).

2.4.6.1. Numero de Reynolds

Llamamos número de Reynolds a un número adimensional que está clasificado en dos regímenes laminar y turbulento de acuerdo al valor de numero de Reynolds que se obtiene, esto se da cuando un gas o liquido circulan a través de una tubería recta.

$$R_e = \frac{v \cdot D_{int\ tub}}{\nu} \dots\dots\dots(30)$$

Asimismo, el número de Reynolds se puede determinar teniendo relación con la viscosidad dinámica, si reemplazamos la ecuación 28 en la 30 lo cual obtenernos la siguiente ecuación.

$$R_e = \frac{3600 \cdot v \cdot D_{int\ tub} \cdot \rho}{\mu} \dots\dots\dots(31)$$

Sí $R_e < 2300$ flujo laminar pero Sí $R_e > 2300$ flujo Turbulento

2.4.6.2. Perdas de cargas por fricción en tuberías

Es muy importante en cualquier diseño de tuberías determinar las perdidas por fricción que tiene un fluido cuando está pasando por una tubería, dichas perdidas nos permiten identificar si los diámetros de tuberías y velocidades del fluido están correctamente instalados obteniendo la menor perdida de presión y poder aprovechar lo máximo posible la energía del fluido.

Existen diferentes métodos y ecuaciones para poder hallar la perdida de carga en una tubería, para este estudio se analizará la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \cdot \frac{l_{equi}}{D_{int\ tub}} \cdot \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(32)$$

En muchas estaciones de recolección los cambios por elevación y velocidad se pueden despreciar, esto permite obtener una expresión más simplificada para determinar la caída de presión entre dos puntos de una tubería. De acuerdo a la ecuación 32, la ecuación general de pérdida de energía según TLV se puede reducir en la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \frac{f \cdot l_{equi} \cdot v^2}{2 \cdot D_{int \ tub} \cdot V_g} \dots \dots \dots (33)$$

En esta ecuación lo más difícil es hallar el factor de fricción de Darcy (f), por tal manera existen diferentes métodos entre ecuaciones que es necesario iterar y otras en donde se puede hallar determinando el número de Reynolds para luego determinar el factor de fricción en el diagrama de moody.

Asimismo, para poder hallar el factor de fricción se puede aplicar la ecuación 34.

$$f = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\epsilon / D_{int \ tub}}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right)^2} \dots \dots \dots (34)$$

2.4.6.3. Longitud efectiva en accesorios de tubería.

Para poder hallar las pérdidas de carga en una tubería se tiene que tener en cuenta los accesorios que también conlleva la instalación (válvulas, codos, tes, etc.); por tal motivo para poder calcular las pérdidas de carga se considera tramos de tubería recta en la fórmula siendo así que cada accesorio que este instalado en el sistema a evaluar se tendría que convertir en longitud de línea recta y así calcular su pérdida, la longitud que toma el accesorio como línea recta se le llama longitud equivalente.

La longitud equivalente de los accesorios de tubería se encuentra tabulados y tienen una relación directa con el número de veces el mismo diámetro de tubería a instalar como lo muestra en la tabla 04 en donde representa las longitudes equivalentes de los diferentes accesorios que se utilizan en una instalación de tubería de vapor.

Tabla 5

Tabla de longitudes equivalentes en accesorios de tuberías.

Accesorio	Le/D
codo 45°	15
codo 90° radio standard	32
codo 90° radio mediano	26
codo 90° radio grande	20
codo 90° en escuadra	60
codo 180°	75
codo 180° radio mediano	50
te (usada como codo, con entrada por la parte recta)	60
te (usada como codo, con entrada por la derivación)	90
acoplamiento	despreciable
unión	despreciable
válvula de compuerta (abierta)	7
válvula de asiento (abierta)	300
válvula angular (abierta)	170
válvula de esfera	3

Nota. La tabla fue extraída de “eficiencia energética en redes de vapor” (p.37), por Junta de Castilla y León, 2010, Manual técnico diseño y cálculo de redes de vapor.

Para la junta de Castilla y León fundamenta que “existen métodos para calcular la pérdida de carga de los accesorios en función de parámetros suministrados por las casas comerciales, pero lo más habitual es realizar una

aproximación que introduce errores muy pequeños en el cálculo de una instalación. Esta aproximación se realiza mediante tablas que asignan a cada tipo de componente lo que se denomina longitud equivalente” (2010, p.36).

2.5. Aislamiento térmico en tuberías de vapor

Al transportar fluido como el vapor existen diferentes pérdidas de calor a través de la transferencia de calor que existe entre dos masas, este evento sucede porque las dos masas tienen diferentes temperaturas y buscan un equilibrio térmico en el sistema, las pérdidas de calor se pueden dar por dos características las cuales son. Radiación y convección. Por tal motivo, es importante determinar la carga térmica de transferencia de calor que se utiliza al transmitir calor en una tubería que transporta vapor a través de todo el sistema térmico instalado.

2.5.1. Pérdidas de cargas térmicas

“Para que un sistema de distribución de vapor sea lo más eficiente posible deberán reducirse al mínimo las pérdidas de calor. De ahí la necesidad de aislar las tuberías y todos los elementos calientes del sistema. Las instalaciones típicas utilizan fibra de vidrio chapada en aluminio, lana mineral chapada en aluminio y silicato de calcio” (Barrera, Betoret, Castello & Perez, 2019, p.6).

La transferencia de calor que se produce entre la tubería interna caliente hacia el ambiente se puede generar por transferencia de conducción que existe por la propia pared de tubería y capa de aislante, asimismo también existe una transferencia de calor por radiación que se genera desde la pared y/o capa externa de la tubería con el ambiente. Estas transferencias antes ya indicadas se caracterizan por la resistencia

que tienen a la transmisión de calor durante las diferentes etapas las cuales se puede representar en la ecuación 35.

$$R_{total} = R_c + R_{se} \dots \dots \dots (35)$$

2.5.2. Cantidad de pérdidas de calor por transmisión de conducción y superficie

Es muy importante estudiar las pérdidas por conducción y superficie; por ello hallar la cantidad de flujo de calor que se transmite tiene que implicar los dos fenómenos, asimismo Junta de Castilla y Leon nos indica que “la conducción de calor normalmente describe la transmisión de calor a través de las moléculas, en sólidos, líquidos y gases, producido por un gradiente de temperatura, y en las instalaciones, las superficies sólidas mantienen una transferencia de calor con el medio fluido en contacto, donde se mezclan las formas convectivas y radiantes, especialmente cuando el medio fluido es gaseoso como el aire ambiente” (2010, p.75).

La cantidad de flujo de calor (q :W/m) que se requiere para la transmisión de una pared cilíndrica hueca se representa en la siguiente ecuación:

$$q = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total}} \dots \dots \dots (36)$$

Según la ecuación 36 se tiene que hallar la resistencia total que constituye la suma de resistencia por conducción y resistencia en superficie.

A. Resistencia por conducción en una superficie cilíndrica

Para una resistencia térmica por conducción para una sola capa se tiene:

$$R_{ci} = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2 * \pi * k_{ci}} \dots \dots \dots (37)$$

y para dos capas a más la resistencia térmica se representa en la ecuación 38.

$$R_{ci} = \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \ln \frac{D_{ei}}{D_{ii}} \dots \dots \dots (38)$$

B. Resistencia por radiación en superficie

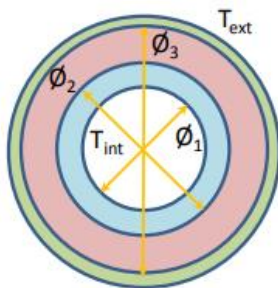
La resistencia térmica por radiación en la superficie R_{se} se define como la inversa del coeficiente superficial h_e que viene dada por:

$$R_{se} = \frac{1}{h_e \pi D_e} \dots \dots \dots (39)$$

En la figura 14 se tiene una tubería aislada y cubierta con una plancha metálica graficando los diferentes diámetros que existe entre capas (pared de tubería interna y externa, aislante térmico).

Figura 14

Representación gráfica de las capas de resistencia en una tubería aislada.



Nota. La figura fue realizada por elaboración propia.

El flujo (perdidas) de calor que se transmite desde la parte interna de la tubería hacia el exterior se representa de la siguiente manera:

$$q = \frac{\pi (T_{int} - T_{ext})}{R_c + R_{se}} \dots \dots \dots (40)$$

Reemplazamos las ecuaciones 38 y 39 en la ecuación 40

$$q = \frac{\pi \cdot (T_{int} - T_{amb})}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ tub}}{D_{int\ tub}}\right)}{2k_{tub}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext\ aisl}}{D_{ext\ tub}}\right)}{2k_{ais}} + \frac{1}{D_{ext\ aisl} \cdot h_e}} \dots\dots\dots(41)$$

2.5.3. Coeficiente de transmisión superficial de calor

“En las instalaciones, las superficies sólidas mantienen una transferencia de calor con el medio fluido en contacto, donde se mezclan las forma convectivas y radiantes, especialmente cuando el medio fluido es gaseoso como el aire ambiente” (Junta de Castilla y Leon, 2010, p.76), por ende, es muy importante considerar los dos tipos de transferencia en conjunto.

El coeficiente de transmisión superficial de calor esta dado por:

$$h_e = h_r + h_{cv} \dots\dots\dots(42)$$

2.5.3.1. Coeficiente superficial por radiación

Tabla 6

Tabla de coeficiente de emisión -materiales de forrado aislante en tubería.

Material	ε	Cr W/m²·°C⁴
aluminio brillante	0.05	2,80E-09
aluminio oxidado	0.13	7,40E-09
chapa de metal galvanizado, limpio	0.26	1,47E-08
chapa de metal galvanizado, sucio	0.44	2,49E-08
acero austenítico	0.15	8,50E-09
plancha de aluminio-zinc	0.18	1,02E-08
superficies no metálicas	0.94	5,33E-08

Nota. La tabla fue extraída de “eficiencia energética en redes de vapor” (p.77), por Junta de Castilla y León, 2010, Manual técnico diseño y cálculo de redes de vapor.

“El coeficiente superficial debido a radiación, depende de la temperatura, del acabado superficial del material y de su emisividad. La

emisividad se define como la relación entre el coeficiente de radiación C_r de la superficie y el coeficiente de radiación constante del cuerpo negro” (Junta de Castilla y Leon, 2010, p.76).

$$h_r = a_r * C_r \dots \dots \dots (43)$$

En donde, el factor de temperatura a_r se expresa como:

$$a_r = \frac{T_{e_ais}^4 - T_{amb}^4}{T_{e_ais} - T_{amb}} \dots \dots \dots (44)$$

Por último, para hallar el coeficiente de radiación C_r ($W/m^2 \cdot K^4$) se tiene que multiplicar la emisividad ϵ por la constante de Boltzman ($5.67 \cdot 10^{-8}$)

2.5.3.2. Coeficiente superficial por convección

Este parámetro depende de diferentes factores que lo rodean como tipo de material, diferencia de temperatura, velocidad del aire entre otros. En nuestro estudio las instalaciones se encuentran en el exterior expuestos al medio ambiente y por ende se estudiará para hallar el coeficiente superficial por convección en exteriores de edificio.

a) Para convección laminar ($V_{vie} * D_{ext\ aisl} \leq 8.55 * 10^{-3} m^2/s$)

$$h_{cv} = \frac{8.1 \cdot 10^{-3}}{D_e} + 3.14 \sqrt{\frac{V_{vie}}{D_e}} \dots \dots \dots (45)$$

b) Para convección turbulento ($V_{vie} * D_{ext\ aisl} \geq 8.55 * 10^{-3} m^2/s$)

$$h_{cv} = 8.9 \frac{V_{vie}^{0.9}}{D_{ext\ aisl}^{0.1}} \dots \dots \dots (46)$$

2.6. Dilatación y soporte en tuberías de vapor

2.6.1. Dilatación de tubería

Es muy importante reconocer correctamente el gradiente de dilatación en una instalación de tuberías de vapor, dado que los cambios de temperatura ambiente versus temperatura de operación son rangos muy altos y tiene como efecto en el material de tubería provocar un alargamiento o dilatación que pueden ser perjudicial si en las instalaciones no se consideran estos cambios bruscos que se produce por la misma operación del sistema de vapor.

Para poder hallar la dilatación de una tubería de vapor se tiene que considerar la siguiente ecuación:

$$l_{dilat} = l_{anc} * (T_{int} - T_{amb}) * \alpha \dots \dots \dots (47)$$

Tabla 7

Muestra los diferentes coeficientes de dilatación según el material y el rango de temperatura de trabajo.

Material	Rango de temperatura °C							
	<0	0-100	0-200	0-315	0-400	0-485	0-600	0-700
Acero suave 0,1-0,2 % C	12.8	14	15	15.6	16.2	17.8	17.5	-
Acero aleado 1 % Cr 0,5 % Mo	13.8	14.4	15.1	15.8	16.6	17.3	17.6	-
Acero inoxidable 18 % Cr 8 % Ni	9.4	20	20.9	21.2	21.8	22.3	22.7	23

Nota. La tabla fue extraída de “Distribución del vapor” (p.33), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

2.6.2. Tipos de accesorios de dilatación

Existen diferentes tipos de accesorios que se puede instalar para poder mitigar el desplazamiento de la tubería de vapor cuando produce la dilatación en el sistema instalado, muchos de esos accesorios serán seleccionados en referencia a la mejor adaptación que se tendrá al sistema de trabajo donde se aplique sin dejar de lado los parámetros esenciales de diseño.

2.6.2.1. Curva completa

El recorrido de la tubería es una vuelta completa que permite contrarrestar a la dilatación en el sistema, lo más recomendable es que su instalación se de en posición horizontal debido a la acumulación de condensado en su interior de la tubería, por su misma forma de instalación. Según Spirax Sarco explica que “al dilatarse, la curva completa no produce una fuerza en oposición a la dilatación de la tubería, como sucede con otros tipos de accesorios, pero cuando hay presión en su interior, existe una ligera tendencia a disminuir la curvatura, lo que produce una sollicitación adicional en las bridas” (1999, p.37).

2.6.2.2. Lira o herradura

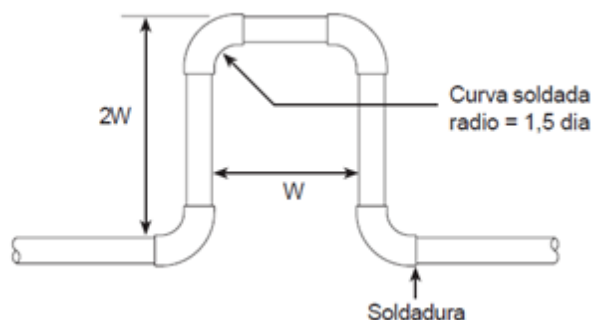
En estas curvas se requieren de un mayor espacio y cumple con las mismas características que la curva completa, siendo lo más recomendable su instalación en posición horizontal, debido a la acumulación de condensado en su interior de la tubería.

2.6.2.3. Curvas de dilatación

Las curvas de dilatación se pueden instalar con tuberías rectas y codos de 90° en forma de U, pues las medidas se pueden seleccionar en gráficos de curvas de dilatación en referencia al diámetro de la tubería de vapor y la cantidad de dilatación que se pueda generar en el sistema instalado.

Figura 15

Curva de dilatación.



Nota. La figura fue extraída de “Distribución del vapor” (p.38), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

2.6.2.4. Junta deslizable

Este tipo de juntas de dilatación se usan frecuentemente para espacios reducidos, debido al poco espacio que se tiene en el sistema, por tal motivo es indispensable para el diseñador seguir las instrucciones del fabricante correctamente porque para que se pueda dar un correcto funcionamiento es necesario que la tubería este rígidamente anclada y guiada evitando así problemas de funcionamiento y posibles roturas y fugas. Para Spirax Sarco indica que es necesario que la tubería este rígidamente

anclada y guiada debido a que “si no es así, la presión de vapor que actúa sobre la sección transversal del casquillo de la junta, tiende a provocar un movimiento en oposición a las fuerzas debidas a la expansión de la tubería. Si no está bien alineada, el casquillo se curvará, por lo que también será necesario un mantenimiento regular de los prensaestopas” (1999, p.38).

2.6.2.5. Fuelles

“Un simple fuelle tiene la ventaja de ser un accesorio que se monta en la línea y no requiere empaquetadura, como en el caso de la junta deslizante. Pero presenta las mismas desventajas que la junta deslizante en cuanto que la presión interna tiene tendencia a alargar el accesorio, por lo que los anclajes y las guías deben ser capaces de soportar estas fuerzas” (Spirax sarco, 1999, p.38). Lo más importante del fuelle es que se adaptan a diversos dispositivos de expansión dado que su forma y diseño pueden soportar movimientos laterales, axiales y angulares.

2.6.3. Distancia entre soportes de tuberías.

“La frecuencia de los soportes de tubería variará de acuerdo con el diámetro de la tubería; el material (acero o cobre); y si está en posición horizontal o vertical” (Spirax sarco, 1999, p.40), también los soportes deben considerar:

- Los soportes deben ir montados en las uniones de tuberías, (curvas, ‘T’, válvulas y bridas), y a intervalos no mayores a los mostrados en la tabla 07. La razón de colocar los soportes en las uniones, es para eliminar las tensiones en juntas roscadas o con bridas

- Cuando hay dos o más tuberías soportadas por un accesorio común, la distancia entre los puntos de soporte debe ser la adecuada para la tubería de menor tamaño.
- Cuando el movimiento vaya a ser alto, como en tramos de tubería recta superior a 15 m, los soportes deberán ser de tipo patín.

Tabla 8

Soportes recomendados para tuberías.

Intervalo nominal (mm) acero/cobre		Intervalo de recorrido horizontal (m)		Intervalo de recorrido vertical (m)	
\varnothing					
interior	\varnothing exterior	acero suave	cobre	acero suave	cobre
12	15		1		1.2
15	18	2	1.2	2.4	1.4
20	22	2.4	1.4	3	1.7
25	28	2.7	1.7	3	2
32	35	2.7	1.7	3	2.4
40	42	3	2	3.6	2.4
50	54	3.4	2	4.1	2.4
65	67	3.7	2	4.4	2.9
80	76	3.7	2.4	4.4	3.2
100	108	4.1	2.7	4.9	3.6
125	133	4.4	3	5.3	4.1
150	159	4.8	3.4	5.7	
200	194	5.1		6	
250	267	5.8		5.9	

Nota. La tabla fue extraída de “Distribución del vapor” (p.40), por Spirax Sarco, 1999, Guía de referencia técnica.

2.7. Análisis económico

Es muy importante para cualquier proyecto realizar un análisis económico, en donde, se pueda identificar la importancia del proyecto a nivel financiero y la rentabilidad que se produciría con el retorno de inversión que tendría el proyecto en corto, media y largo plazo.

2.7.1. Valor actual neto (VAN)

Es una herramienta financiera que se utiliza para evaluar proyectos comparando el valor actual de los flujos de caja futuros con la inversión inicial. En otras palabras, es un cálculo del valor temporal del dinero que resta el valor actual del flujo de caja futuro por el valor actual de la inversión inicial.

La aplicación del VAN se resume a que es un cálculo proyectado del valor actual del flujo de caja a través del tiempo futuro identificando así los ingresos y egresos que tendríamos a lo largo del tiempo estimado en el proyecto.

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} \dots\dots\dots(48)$$

2.7.2. Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es la tasa de rentabilidad que nos ofrece el proyecto a través del periodo de tiempo asignado; es una tasa que es fundamental para el análisis al momento de asignar la viabilidad del proyecto, se relaciona directamente con el VAN y se representa siendo igual a 0.

$$0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} \dots\dots\dots(49)$$

2.7.3. Periodo de retorno payback

El periodo de retorno de la inversión del proyecto se define como payback, que comprende el cálculo del tiempo que se necesitara para que la inversión realizada inicialmente para el proyecto sea cubierta en su totalidad.

$$P = \frac{\text{Inversion total}}{\text{egreso-ingreso}} \dots\dots\dots(50)$$

2.7.4. Relación costo – beneficio

La relación costo beneficio se constituye generalmente entre el valor total de la diferencia de ingresos y egresos actuales dividido sobre la cantidad de costos actuales de inversión del proyecto.

$$\frac{\textit{beneficio}}{\textit{costo}} = \frac{\textit{valor total (ingresos-egresos)}}{\textit{inversion inicial}} \dots\dots\dots(51)$$

III. MATERIALES Y MÉTODO

3.1. Materiales

Identificar la clase, tipo y función de los materiales que se utilizará como soporte a la investigación es muy importante, porque nos ayudará a verificar los parámetros de control y diseño del sistema, teniendo así un mejor análisis de los resultados propuestos que contiene la investigación.

3.1.1. Instrumentos de medición y control

Los instrumentos de medición son muy trascendentales, porque nos ayudan a realizar una medición más exacta de parámetros de control de un sistema de vapor y son sustanciales para la resolución del proyecto:

a) Manómetro de presión: Los manómetros de presión son esenciales para un sistema de vapor, en ella se puede identificar a que presión esta trabajando el sistema, y así controlar los parámetros de operación con mejor exactitud; su utilización en un sistema de vapor es múltiple, puede estar en equipos de generación de vapor como calderas, líneas de distribución de vapor, manifold de vapor y también en líneas de retorno de condensado.

Tipo: manómetro con glicerina

Marca: Winters

Rango de medición: (0-150 psi) y (0-90 psi)

b) Termómetros industriales: Los termómetros son instrumentos de medición que ayudan a controlar la temperatura que se necesita en el proceso; en la línea de vapor su papel es fundamental porque ayuda a controlar parámetros que son fundamental en la generación de vapor en calderos. Sus aplicaciones son

múltiples, lo podemos encontrar en líneas de alimentación de petróleo a calderos y agua tratada de alimentación, entre otros. Asimismo, se puede encontrar en equipos principales del proceso que utilizan energía térmica como fuente principal de trabajo y así controlar parámetros de proceso.

Tipo: termómetro bimetálico industrial

Marca: Wika

Rango de medición: (0-150 °c) y (0-100 °c)

- c) **Termómetro laser:** Los termómetros laser son fundamentales en la medición de temperatura a lo largo de todo el sistema de vapor, su sistema laser infrarrojo se puede utilizar para medir la temperatura de superficies de todo tipo, para nuestro estudio se utilizará para identificar la temperatura de superficie de tuberías de vapor, manifold de vapor, líneas de condensado y equipos térmicos.

Tipo: termómetro laser infrarrojo

Marca: Fluke – 62 max

Rango de medición: -30 °C a 500 °C

- d) **Cámara termográfica:** Las cámaras termográficas nos permiten tener una medición de temperatura más panorámica para algunos equipos térmicos, donde se puede identificar comportamientos térmicos con mayor amplitud en el sistema de vapor a estudiar, generalmente se utiliza para superficies de equipos térmicos de gran superficie, focalizando en cada punto el comportamiento de la temperatura y así como también en equipos mas pequeños, como trampas de vapor a fin de poder identificar cualquier fuga o falla que exista.

Tipo: cámara termográfica

Marca: Fluke -tis60

Rango de medición: 0 °C a 400 °C

3.1.2. Materiales técnicos

Los materiales técnicos tienen un papel esencial en un proyecto de diseño, son la base técnica de soporte para conocer las condiciones de trabajo, parámetros máximos que puede soportar el sistema y capacidad de cada equipo a estudiar, por tal motivo para nuestro estudio se analizarán todas las fichas técnicas de los equipos térmicos, así como también los manuales de operación de cada equipo tal como se puede evidenciar en los anexos del proyecto.

- Manual técnico de cocinador de pescado IFM.
- Manual técnico de secador Rotadisco ADD-1968.
- Manual técnico de secador rotatubos Esmital de 8400.
- Manual de operaciones de equipos de producción MPO.
- Formato de operación de cocinador MPO-002.
- Formato de operación de secador Rotadisco MPO-004.
- Formato de operación de secador Rotatubos MPO-005.

3.1.3. Materiales informáticos

Los materiales informáticos nos ayudan a realizar una simulación de los análisis de los parámetros de operación del sistema de vapor, también nos ayuda a hallar los resultados de diseño propuestos y dibujar en software el diseño a ejecutar en la investigación.

3.2. Métodos de investigación.

Tenemos:

3.2.1. Método de identificación de equipos

Se basa en identificar cada equipo que integra el proceso productivo de la harina de pescado y así poder conocer las capacidades de cada uno de ellos e identificar la importancia de cada equipo en el sistema de vapor a diseñar en el proyecto.

Tabla 9

Relación de equipos de la planta pesquera Vlacar sac.

Área	Equipo	Capacidad	Unidad	Marca	Modelo
Cocción	Cocina 01	50	(tm/h)	IFM	C50
Prensado	Prensa 01	50	(tm/h)	Atlas Stord	RS-64F
Separación	Separadora 1	30,000	(kg. caldo)	Flotweg	CA-450
	Separadora 2	30,000	(kg. caldo)	Flotweg	CA-450
Centrifugación	Centrifuga 1	30,000	(kg. caldo)	Flotweg	SB 80
	Centrifuga 2	30,000	(kg. caldo)	Flotweg	SB 80
Pre-Secado	Rotadisco 1	2500	(kg. Evap)	Esmital	TST60
	Rotadisco 2	3,500	(kg. Evap)	Atlas Stord	ADD 1968
Secado	Rotatubos	9,300	(kg. Evap)	Fima	FRT- 8000
Enfriamiento	Vent. Centrifugo 1	20,000	(CFM)	Esmital	S/M
	Vent. Centrifugo 2	20,000	(CFM)	Esmital	S/M
Molienda	Molino 1	6,000	(kg. harina)	Esmital	S/M
	Molino 2	6,000	(kg. harina)	Esmital	S/M
	Molino 3	3,000	(kg. harina)	Esmital	S/M
Purificado	Purificador	20,000	(kg. harina)	Nacional	
Planta agua de cola	PAC	30,000	(kg. Evap)	Atlas Stord	3148
Ensaque	Balanza	8	(sacos/min)	Tecnipesa	
Calderas	Caldera 01	800	(BHP)	Distral	3HL
	Caldera 02	900	(BHP)	Distral	3HL
	Caldera 03	900	(BHP)	Distral	3HL

Nota. La tabla fue elaboración propia, se basa en los datos técnicos de los equipos principales de la empresa pesquera Vlacar Sac.

3.2.2. Método de análisis informático

El método de análisis informático nos ayuda a seleccionar y diseñar las redes de tuberías de vapor, desde analizar parámetros de producción y calcular la capacidad de demanda de vapor en el sistema energético de la planta, como también dibujar la línea de vapor propuesta en el proyecto.

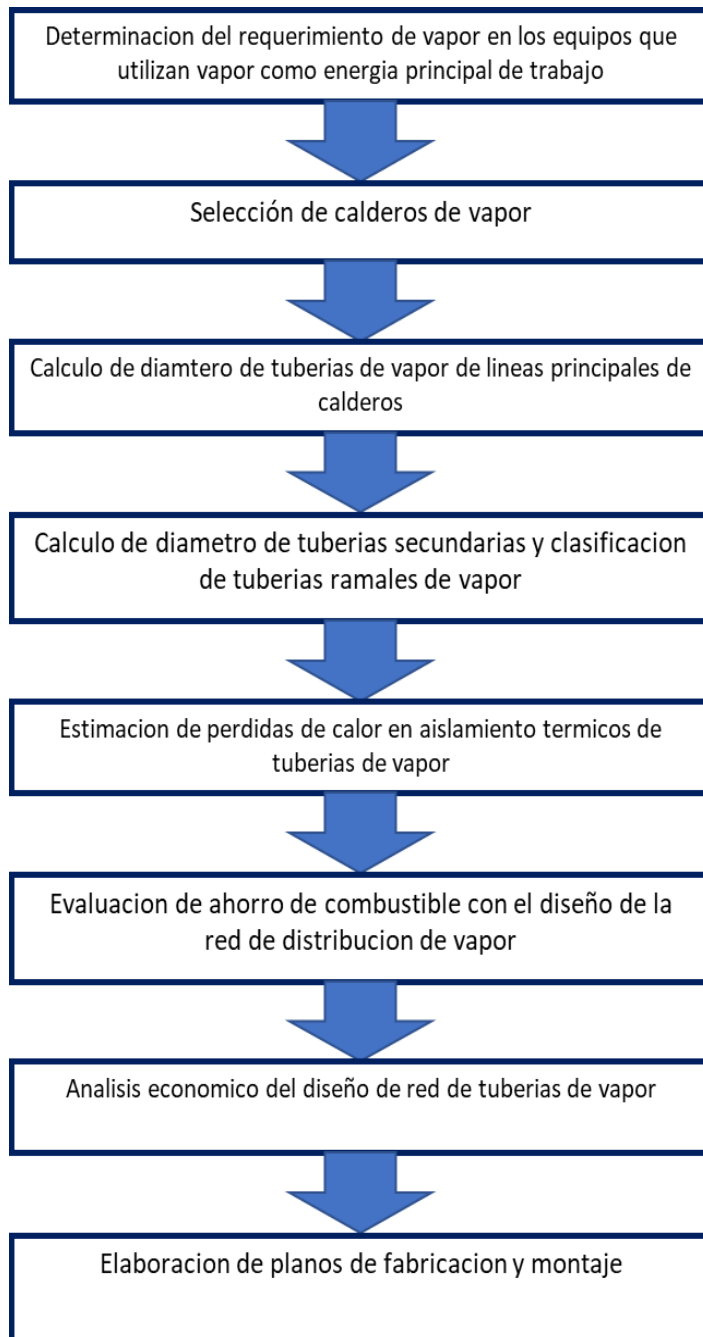
- a) **Análisis Microsoft Excel:** en este análisis se emplearán hojas de cálculo que ayudarán a identificar la cantidad de capacidad energética de la red de vapor, diseño de red de tuberías de vapor y determinación de pérdidas energéticas en el sistema de vapor.
- b) **Análisis Microsoft Word:** el programa Microsoft word se utilizará para la elaboración del proyecto de investigación redactando toda la estructura de la investigación.
- c) **Análisis AutoCAD:** este programa será fundamental para el diseño en planos de la línea de vapor propuesta en el proyecto, nos ayudará a demostrar gráficamente los parámetros de diseño calculados para el sistema de vapor propuesto.

3.2.3. Diagrama de proceso para el diseño de la red de distribución de vapor

Según los datos y problemática planteada para la investigación en la empresa pesquera Valcar sac, para esta investigación se regirá el siguiente proceso metodológico que ayudará a encontrar un correcto diseño de la red de distribución de vapor en una empresa pesquera.

Figura 16

Diagrama metodológico para el diseño de la red de distribución de vapor.



Nota. La figura fue elaboración propia, se basa en un esquema metodológico para obtener un correcto diseño de red de distribución de tuberías de vapor en la industria.

3.2.4. Registro de ratios de petróleo de producción anual

A continuación, se detalla las ratios de petróleo de producción anual de que registra la empresa Vlacar Sac.

Tabla 10

Ratios de petróleo anual de empresa Vlacar Sac.

Año	Producción de harina	Consumo de petróleo bunker	Ratio de petróleo anual
2018	8,200	401,800	49
2019	6,000	291,000	48.5
2020	3,000	147,000	49
2021	7,000	340,200	48.6
Promedio anual	6,050	295,000	48.76

Nota. La tabla fue elaboración propia, se basa en los ratios promedio de consumo de petróleo bunker-6 que registra la empresa pesquera Vlacar Sac los ultimo 4 años.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Capacidad de requerimiento de vapor instalado en planta

Primero se determina la capacidad de producción de vapor instalado en los equipos térmicos de planta lo cual se puede determinar por las fichas técnicas como indica en los anexos A-10, A-11 y A-12.

Tabla 11

Requerimiento de vapor de equipos principales de planta Vlacar sac.

Área	Equipo	Modelo	Marca	Área calentamiento (m ²)	Consumo nominal vapor (kg/h)	Presión máxima trabajo (psi)
cocinado	Cocinador 50 tm/hr	SCR-50	IFM	210	9,000	90
Secado	Secador rotadisk 01	TST-60	Esmital	275	3,300	85
Secado	Secador rotadisk 02	ADD-1968	ATLAS STORD	378	4,620	85
Secado	Secador rotatubos	FRT-8000	FIMA	1452	11,000	85

Nota. La tabla fue elaboración propia, se basa en el consumo nominal de cada equipo térmico principal que está instalado en una planta pesquera.

Teniendo como referencia los anexos A-13 y A-12 se obtiene el requerimiento de vapor de los intercambiadores de proceso y PAMA como indica en la tabla 12.

Tabla 12

Requerimiento de vapor para calentamiento de licor de separadora y espuma PAMA.

Parámetros	Intercambiador licor de separadora	intercambiador espuma	Unidad
Cantidad de flujo que pasa intercambiador	34,578	6,000	kg/h
Temperatura de ingreso	80	20	°c
Temperatura salida	95	95	°c
Calor específico (cp)	0.93	0.91	kcal/kg°c
Temperatura de aislante	40	40	°c

Temperatura ambiente	20	20	°c
Calor requerido para calentar el flujo en el intercambiador	471,599.7	418,500.0	kcal/hr
Calor perdido por convección y radiación	26,056.8	26,056.8	kcal/hr
calor total necesario	497,656.5	444,556.8	kcal/hr
presión de trabajo	3	3	bar
calor latente de presión de trabajo	516.6	516.6	kcal/kg
Flujo de vapor requerido	963.3	860.54	kg/hr

Nota. La tabla fue elaboración propia, se basa en el consumo nominal de vapor de los intercambiadores de casco y tubo.

Incluyendo el flujo de vapor de los intercambiadores proceso y PAMA a la tabla 11 y considerando la eficiencia de línea de distribución 90 % el requerimiento de vapor total por cada etapa de proceso de la producción lo muestra en la tabla 13.

Tabla 13

Requerimiento de vapor total de equipos instalados en Planta.

Área	Equipo	Modelo	Consumo nominal vapor (kg/h)	Presión máxima de trabajo (psi)	Eficiencia línea distribución	Consumo vapor total (kg/h)
cocinado	Cocinador 50 tm/hr	C-50	9,000	90	90%	10,000
Secado	Secador rotadisk 01	TST-60	3,300	85	90%	3,667
Secado	Secador rotadisk 02	ADD-1968	4,620	85	90%	5,133
Secado	Secador rotatubos	FRT-8000	11,000	85	90%	12,222
Tratamiento licor	Intercambiador de casco y tubo	Nacional	963.3	60	90%	1,070
Tratamiento espuma	Intercambiador de casco y tubo	Nacional	860.5	60	90%	956

Nota. La tabla fue elaboración propia, se basa en el consumo de vapor total de los equipos que utilizan vapor como energía principal de su producción y son necesarios para el diseño de la red de distribución de consumo de vapor.

4.2. Capacidad de producción de vapor de planta

Se considerará para este estudio la capacidad de generación de vapor de los 03 calderos pirotubulares instalados en planta de 900 BHP, 900 BHP y 800 BHP, en donde, se tiene como parámetro las siguientes características.

- ✓ Temperatura agua de alimentación : 90 °C
- ✓ Presión de trabajo : 115 psi
- ✓ Eficiencia de calderos : 80%

Teniendo como referencia estas características se obtiene la generación de producción de vapor de cada caldero instalado en planta las cuales se calcula en el anexo - 18.

Tabla 14

Cantidad de producción de vapor generado por calderos de planta.

Equipos	Marca	Capacidad	Unidad	Cantidad vapor generado (kg/h)
caldero 01	Distral	800	BHP	10,770
caldero 02	Distral	900	BHP	12,116
caldero 03	Distral	900	BHP	12,116
Total de cantidad vapor generado de Planta				35,002

Nota. La tabla fue elaboración propia.

En la tabla 13 nos indica la demanda total de vapor que requiere el proceso y en la tabla 14 muestra la cantidad de vapor máxima generada por los calderos, por ello, es muy importante para el diseño de red de alimentación de vapor identificar si la cantidad de vapor generado sobrepasa a la cantidad de vapor demandado en el proceso, en la tabla 15 nos indica esa diferencia.

Tabla 15

Diferencia de vapor generado – demandado de planta.

Descripción	Cantidad de vapor	Unidad
vapor total generado por calderos	35,002	kg/h
Vapor total demandado por el proceso	33,049	kg/h
Δ vapor (generado-demandado)	1,953	kg/h

Nota. La tabla fue elaboración propia.

4.3.Evaluación del sistema de vapor actual instalado en Planta

Para poder evaluar el sistema de vapor instalado en planta se tiene que identificar las líneas de vapor principal y ramales que contiene el sistema como lo muestra en la tabla 16 y posteriormente se analizara las características de diseño de tuberías de vapor que contiene cada línea de proceso instalado.

Tabla 16

Identificación de tramo de tubería instalado en planta.

Línea de proceso	Descripción de proceso	Identificación de tramo tubería instalada
Línea de distribución de vapor	Tubería de distribución de vapor principal de calderos a equipos	A1-A2
	Tubería de distribución de vapor de línea principal a manifold de cocinas	A3-A4
Línea de ramales de vapor hacia equipos	Tubería ramal de vapor desde manifold de cocina hacia el eje de cocina	A5-A6
	Tubería ramal de vapor desde manifold de cocina hacia la chaqueta de cocinas	A7-A8
	Ramal de tubería de vapor de secador Rotadisco 01 desde línea de distribución de vapor hasta intersección de ramales de tubería de secador	A9-A10
	Ramal de tubería de vapor de eje de secador Rotadisco 01 desde intersección de ramal hacia eje de secador	A10-A11

Ramal de tubería de vapor de chaqueta de secador Rotadisco 01 desde intersección de ramal hacia chaqueta de secador	A10-A12
Ramal de tubería de vapor de secador Rotadisco 02 desde línea de distribución de vapor hasta intersección de ramales de tubería de secador	A13-A14
Ramal de tubería de vapor de eje de secador Rotadisco 02 desde intersección de ramal hacia eje de secador	A14-A15
Ramal de tubería de vapor de chaqueta de secador Rotadisco 02 desde intersección de ramal hacia chaqueta de secador	A14-A16
Ramal de tubería de vapor desde línea principal de vapor hasta secador rotatubos	A17-A18
Tubería ramal de vapor desde línea de distribución de vapor principal hacia intercambiador de caldo de separadoras	A19-A20
Tubería ramal de vapor desde línea de distribución de vapor principal hacia intercambiador de tratamiento de espuma y sanguaza	A21-A22

Nota. Se identificaron cada tramo de tubería instalado dependiendo cada línea de proceso que integra la planta pesquera. La tabla fue elaboración propia.

a) Identificación de velocidad de vapor instalado

Tabla 17

Velocidad de vapor instalado de tramo de tubería de línea de distribución de vapor y ramales de cocinas e intercambiadores.

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	
Flujo masico vapor total	9.18	2.78	1.60	0.69	0.30	0.27	kg/s
Presión máxima de trabajo	120	90	90	90	60	60	psi
Volumen específico a presión de trabajo	0.233	0.306	0.306	0.306	0.448	0.448	m3/kg
Diámetro interno	0.25	0.1541	0.1541	0.1023	0.0779	0.0779	m
Velocidad vapor actual	42	46	26	26	28	25	m/s

Nota. Se identifica la velocidad del vapor por cada tramo de tubería y se representa en m/s. La tabla fue elaboración propia.

Aplicando la ecuación 26 se puede hallar la velocidad de vapor de cada tramo de tubería teniendo como referencia el diámetro de tubería instalado en planta como lo indica la tabla 17 y 18.

Tabla 18.

Velocidad de vapor instalado de tramo de tubería de ramales de secadores.

Descripción	Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Flujo masico vapor total	0.917	0.642	0.275	1.28	0.96	0.32	3.06	kg/s
Presión máxima de trabajo	85	85	85	85	85	85	90	psi
Volumen específico a presión de trabajo	0.323	0.323	0.323	0.323	0.323	0.323	0.306	m3/kg
Diámetro interno	0.1023	0.1023	0.0627	0.128	0.128	0.0779	0.1541	m
Velocidad vapor actual	36	25	29	32	24	22	50.08	m/s

Nota. Se identifica la velocidad del vapor por cada tramo de tubería y se representa en m/s. La tabla fue elaboración propia.

b) Identificación de caída de presión de tramos de tubería instalados

Primero se halla la viscosidad dinámica aplicando la ecuación 29, luego se halla el número de Reynolds ejecutando la ecuación 31; para luego hallar el factor de fricción aplicando la ecuación 34 en cada tramo de tubería como indica en la tabla 19 y 20.

Tabla 19

Factor de fricción instalado de tramo de tubería de línea de distribución de vapor y ramales de cocinas e intercambiadores.

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	
Flujo masico de vapor	33,048.67	9,000	5775	2475	1,070	956	kg/h
Presión de trabajo	120.00	90	90	90	60	60	psi
temperatura del vapor	171.82	160.153	160.153	160.153	144.831	144.831	°c
Diámetro interno	0.25	0.1541	0.1541	0.1023	0.0779	0.0779	m
Velocidad vapor instalado	42.00	46	26	26	28	25	m/s
viscosidad dinámica del vapor	0.0546	0.0530	0.0530	0.0530	0.0511	0.0511	kg/m*h
Volumen específico a presión de trabajo	0.233	0.306	0.306	0.306	0.448	0.448	m3/kg
Densidad	4.30	3.27	3.27	3.27	2.23	2.23	kg/m3
Numero de Reynolds	3,030,456.75	1,557,542.36	899,480.71	580,686.96	342,604.50	306,042.95	
Rugosidad absoluta	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	m
Factor de fricción	0.01389	0.01549	0.01582	0.01732	0.01868	0.01881	

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 20.

Factor de fricción instalado de tramo de tubería de ramales de secadores.

Descripción	Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Flujo masico de vapor	3300	2310	990	4620	3465	1155	11,000	kg/h
Presión de trabajo	85	85	85	85	85	85	90	psi
Temperatura del vapor	157.917	157.917	157.917	157.917	157.917	157.917	160.153	°c

Diámetro interno	0.1023	0.1023	0.0627	0.1282	0.1282	0.0779	0.1541	m
Velocidad vapor instalado	36	25	29	32	24	22	50	m/s
viscosidad dinámica del vapor	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0530	kg/m*h
Volumen específico a presión de trabajo	0.3227	0.3227	0.3227	0.3227	0.3227	0.3227	0.306	m3/kg
Densidad	3.10	3.10	3.10	3.10	3.10	3.10	3.27	kg/m3
Numero de Reynolds	778,502.0 2	544,951.4 2	381,056.2 5	869,711.8 5	652,283.8 9	357,821.1 2	1,713,296.5 9	
Rugosidad absoluta	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	m
Factor de fricción	0.01710	0.01738	0.01932	0.01635	0.01657	0.01863	0.01544	

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Por último, teniendo el factor de fricción de las tablas (19 y 20) y habiendo calculado las longitudes equivalentes del anexo a-19 se halla la caída de presión aplicando la fórmula 33.

Tabla 21

Caída de presión instalado en cada tramo de tubería de línea de distribución de vapor y ramales de cocinas e intercambiadores.

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	
Diámetro interno	0.255	0.1541	0.1541	0.1023	0.0779	0.0779	m
Longitud de tubería	120	8.5	17	10	29	24	m
Volumen específico a presión de trabajo	0.232763	0.306	0.306	0.306	0.448	0.448	m3/kg
Longitud equivalente total	539.93	77.85	79.26	58.29	60.47	53.45	m
Factor de fricción	0.01389	0.01549	0.01582	0.01732	0.01868	0.01881	
Viscosidad dinámica del vapor	0.0546	0.0530	0.0530	0.0530	0.0511	0.0511	kg/m*h
Velocidad vapor instalado	42.00	46	26	26	28	25	m/s

Perdidas de presión en tubería	111710.32 16.198	26526.45 3.846	9199.44 1.334	10552.85 1.530	12637.85 1.832	8974.04 1.301	pa psi
--------------------------------	---------------------	-------------------	------------------	-------------------	-------------------	------------------	-----------

Nota. Se registra las pérdidas de presión por cada tramo de tubería instalado y se representa en pascales o psi. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 22

Caída de presión instalado de tramo de tubería de ramales de secadores.

Descripción	Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Diámetro interno	0.1023	0.1023	0.0627	0.1282	0.1282	0.0779	0.1541	m
Longitud de tubería	5.5	17	17	5.5	17	17	33.5	m
Volumen específico a presión de trabajo	0.323	0.323	0.323	0.323	0.323	0.323	0.306	m ³ /kg
Longitud equivalente total	16.96	77.56	43.96	19.86	92.89	55.17	95.76	m
Factor de fricción	0.01710	0.01738	0.01932	0.01635	0.01657	0.01863	0.01544	
Viscosidad dinámica del vapor	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0530	kg/m ³ *h
Velocidad vapor instalado	36	25	29	32	24	22	50	m/s
Perdidas de presión en tubería	5688.02 0.825	12952.15 1.878	17334.02 2.513	4038.17 0.586	10769.68 1.562	9646.05 1.399	39369.65 5.709	pa psi

Nota. Se registra las pérdidas de presión por cada tramo de tubería instalado y se representa en pascales o psi. La tabla fue elaboración propia.

c) Identificación de pérdida de calor de tramos de tubería instalados

Primero se identifica si la tubería tiene aislante o es desnuda, para luego hallar los coeficientes de radiación aplicando la ecuación 43 y coeficiente por convección aplicando la ecuación 46, para posteriormente calcular el coeficiente de transmisión superficial aplicando la ecuación 42 para cada tramo de tubería.

Tabla 23

Coefficiente de transmisión superficial instalado en cada tramo de tubería de línea de distribución de vapor y ramales de cocinas e intercambiadores.

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	
Presión de trabajo	120	90	90	90	60	60	psi
Temperatura vapor	445	433	433	433	418	418	°k
temperatura aislante	0	0	313	313	0	0	°k
temperatura ambiente	295	295	295	295	295	295	°k
Constante Boltzmann	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	w/m ² *°k 4
Coefficiente de emisión de plancha aluminio /tubería desnuda	0.52	0.52	0.05	0.05	0.52	0.52	
Velocidad del viento	6	6	6	6	6	6	m/s
Diámetro interno tubería	0.2545	0.1541	0.1541	0.1023	0.0779	0.0779	m
Diámetro externo tubería	0.2730	0.1683	0.1683	0.1143	0.0889	0.0889	m
Espesor de aislante	0	0	0.0508	0.0508	0	0	m
Diámetro externo aislante	0	0	0.2699	0.2159	0	0	m
Conductividad térmica del aislante	0	0	0.035	0.035	0	0	w/m*°k
Conductividad térmica tubería	0	0	50	50	0	0	w/m*°k
Coefficiente de radiación	2.95E-08	2.95E-08	2.84E-09	2.84E-09	2.95E-08	2.95E-08	w/m ² *°k 4
Factor de temperatura	21101224 4	20022624 3	11264283 1	11264283 1	18671312 7	18671312 7	°k ³
Coefficiente superficial por radiación	6.221	5.903	0.319	0.319	5.505	5.505	w/m ² *°k
Coefficiente superficial por convección	50.83	53.35	50.89	52.04	56.86	56.86	w/m ² *°k

Coeficiente de transmisión superficial	57.05	59.25	51.21	52.35	62.37	62.37	w/m2*°k
--	-------	-------	-------	-------	-------	-------	---------

Nota. Las secciones tuberías instaladas que no cuentan con aislamiento térmico se puede identificar en la tabla porque la conductividad del aislante es 0. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 24

Coeficiente de transmisión superficial instalado en cada tramo de tubería de ramales de secadores.

Descripción	Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Presión de trabajo	85	85	85	85	85	85	90	psi
Temperatura vapor	431	431	431	431	431	431	433	°k
temperatura aislante	0	313	313	0	313	313	0	°k
temperatura ambiente	295	295	295	295	295	295	295	°k
Constante Boltzmann	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	w/m2*°k 4
Coeficiente de emisión de plancha aluminio /tubería desnuda	0.52	0.05	0.05	0.52	0.05	0.05	0.52	
Velocidad del viento	6	6	6	6	6	6	6	m/s
Diámetro interno tubería	0.1023	0.1023	0.0627	0.1282	0.1282	0.0779	0.1541	m
Diámetro externo tubería	0.1143	0.1143	0.073	0.1413	0.1413	0.0889	0.1683	m
Espesor de aislante	0	0.0508	0.0508	0	0.0508	0.0508	0	m

Diámetro externo aislante	0	0.2159	0.1746	0	0.2429	0.1905	0	m
Conductividad térmica del aislante	0	0.035	0.035	0	0.035	0.035	0	w/m*°k
Conductividad térmica tubería	0	50	50	0	50	50	0	w/m*°k
Coefficiente de radiación	2.95E-08	2.84E-09	2.84E-09	2.95E-08	2.84E-09	2.84E-09	2.95E-08	w/m ² *°k ⁴
Factor de temperatura	198208062	112642831	112642831	198208062	112642831	112642831	200226243	°k ³
Coefficiente superficial por radiación	5.844	0.319	0.319	5.844	0.319	0.319	5.903	w/m ² *°k
Coefficiente superficial por convección	55.45	52.04	53.15	54.29	51.43	52.69	53.35	w/m ² *°k
Coefficiente de transmisión superficial	61.30	52.35	53.47	60.13	51.75	53.01	59.25	w/m ² *°k

Nota. Las secciones tuberías instaladas que no cuentan con aislamiento térmico se puede identificar en la tabla porque la conductividad del aislante es 0. La tabla fue elaboración propia.

Por último, teniendo los coeficientes de transmisión superficial de la tabla 23 y 24 se halla la pérdida de calor de cada tramo de tubería calculando con la ecuación 41.

Tabla 25

Perdidas de calor total instalado en cada tramo de tubería de línea de distribución de vapor y ramales de cocinas e intercambiadores.

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	
Presión de trabajo	120	90	90	90	60	60	psi
longitud de tubería	120	8.5	17	10	29	24	m
calor perdido total en tubería	879,644	36,788	1081.8	473.0	62,048	51,350	w
	3,166,718	132,439	3,894	1,703	223,372	184,859	KJ/h

Nota. Calor perdido total en cada sección de tubería instalada en planta que se encuentra aislada y otras sin aislamiento térmico, representado sus valores en KJ/h. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 26

Perdidas de calor total instalado en cada tramo de tubería de ramales de secadores.

Descripción	Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Presión de trabajo	85	85	85	85	85	85	90	psi
longitud de tubería	5.5	17	17	5.5	17	17	33.5	m
calor perdido total en tubería	16,454	791.2	577.6	19,955	928.2	660.6	144,990	w
	59,234	2,848	2,080	71,836	3,342	2,378	521,964	KJ/h

Nota. Calor perdido total en cada sección de tubería instalada en planta que se encuentra aislada y otras sin aislamiento térmico, representado sus valores en KJ/h. La tabla fue elaboración propia.

4.4. Diseño de red de tuberías de vapor propuesto

Para el diseño de red de tuberías de vapor se clasificaron diferentes tramos de tubería de vapor como indica en el anexo a-15, dichos tramos se clasificaron como líneas de alimentación, distribución y ramales e identificaron con diferentes códigos como lo muestra en la tabla 27 y así poder tener un mejor análisis de diseño propuesto por cada tramo de tubería.

Tabla 27

Identificación de tramos de tubería de nuevo diseño de distribución propuesto en planta.

Línea de proceso	Descripción de proceso	Identificación de tramo tubería propuesto
Línea de alimentación de vapor	Tubería de alimentación de vapor de caldero 01 a manifold principal de calderos	AV01-AV02
	Tubería de alimentación de vapor de caldero 02 a manifold principal de calderos	AV03-AV04
	Tubería de alimentación de vapor de caldero 03 a manifold principal de calderos	AV05-AV06
Línea de distribución de vapor	Tubería de distribución de vapor desde manifold de calderos hacia manifold de cocinas	DV01-DV02
	Tubería de distribución de vapor desde manifold de calderos hacia manifold de secadores	DV03-DV04
Línea de ramales de vapor hacia equipos	Tubería ramal de vapor desde manifold de cocina hacia el eje de cocina	RVC1-RVC2
	Tubería ramal de vapor desde manifold de cocina hacia la chaqueta de cocinas	RVC3-RVC4
	Tubería ramal de vapor desde línea de distribución de vapor de cocinas hacia intercambiador de caldo de separadoras	RV11-RV12
	Tubería ramal de vapor desde línea de distribución de vapor de cocinas hacia intercambiador de tratamiento de espuma y sanguaza	RV13-RV14
	Tubería ramal de vapor desde manifold de secadores hacia eje de secador rotadisco 01	RVS01-RVS02
	Tubería ramal de vapor desde manifold de secadores hacia chaqueta de secador rotadisco 01	RVS03-RVS04
	Tubería ramal de vapor desde manifold de secadores hacia eje de secador rotadisco 02	RVS05-RVS06
	Tubería ramal de vapor desde manifold de secadores hacia chaqueta de secador rotadisco 02	RVS07-RVS08
Tubería ramal de vapor desde manifold de secadores hacia eje de secador rotatubos	RVS9-RVS10	

Nota. Se identificaron cada tramo de tubería propuesto en el diseño según la descripción de proceso. La tabla fue elaboración propia.

a) Selección de diámetro de tubería y velocidad de trabajo

Para poder seleccionar el diámetro de tubería óptimo, se tiene que asumir una velocidad deseable para cada sección de tubería como indica en la tabla 2.

Asimismo, en función de la velocidad se halla el diámetro de tubería aplicando la fórmula 24.

Por último, ya teniendo el diámetro de tubería comercial y optima de diseño se halla la nueva velocidad de diseño de cada tramo de tubería aplicando la fórmula 26.

Tabla 28.

Selección de diámetro de diseño de cada tramo de tubería propuesto en la línea de alimentación, distribución y ramal de vapor de cocina.

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Unidad
	AV01 - AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	
Flujo masico de vapor	2.96	3.33	3.33	3.34	5.84	1.75	0.75	kg/s
Presión máxima de trabajo	120	120	120	90	90	90	90	psi
Volumen especifico a presión de trabajo	0.233	0.233	0.233	0.306	0.306	0.306	0.306	m3/kg
Velocidad de vapor deseable	25	25	25	20	25	27	27	m/s
Diámetro interno deseable	0.187	0.199	0.199	0.255	0.302	0.159	0.104	m
Diámetro comercial tubería	8	8	8	10	12	6	4	pulg
Diámetro interno diseño	0.20	0.20	0.20	0.25	0.30	0.15	0.10	m
Velocidad vapor diseño	21	24	24	20	25	29	28	m/s

Nota. Se identificaron cada tramo de tubería propuesto en el diseño según la descripción de proceso. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 29.

Selección de diámetro de diseño de cada tramo de tubería propuesto en ramales de secadores.

Descripción	Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	RVS1-RVS2	RVS3-RVS4	RVS5-RVS6	RVS7-RVS8	RVS9-RVS10	RVI1-RVI2	RVI3-RVI4	
Flujo masico de vapor	0.64	0.28	0.96	0.32	3.06	0.30	0.27	kg/s
Presión máxima de trabajo	85	85	85	85	90	60	60	psi
Volumen especifico a presión de trabajo	0.323	0.323	0.323	0.323	0.306	0.448	0.448	m3/kg
Velocidad de vapor deseable	25	28	28	27	30	25	25	m/s
Diámetro interno deseable	0.103	0.064	0.119	0.070	0.199	0.082	0.078	m
Diámetro comercial tubería	4	3	5	3	8	3	3	pulg
Diámetro interno diseño	0.1023	0.0779	0.1282	0.0779	0.2027	0.0779	0.0779	m
Velocidad vapor diseño	25	19	24	22	29	28	25	m/s

Nota. Se identificaron cada tramo de tubería propuesto en el diseño según la descripción de proceso. La tabla fue elaboración propia.

b) Identificación de pérdidas de presión en cada tramo de tubería propuesta

Primero se halla la viscosidad dinámica aplicando la ecuación 29, luego se halla el número de Reynolds ejecutando la ecuación 31; para luego hallar el factor de fricción aplicando la ecuación 34 en cada tramo de tubería como indica en la tabla 30 y 31.

Tabla 30

Factor de fricción de diseño de cada tramo de tubería propuesto en la línea de alimentación, distribución y ramal de vapor de cocina.

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Unidad
	AV01-AV02	AV03-AV04	AV05-AV06	DV01-DV02	DV03-DV04	RVC1-RVC2	RVC3-RVC4	
Flujo masico de vapor	10,642	11,972	11,972	12,026	21,022	6,300	2,700	kg/h
Presión de trabajo	120	120	120	90	90	90	90	psi

Temperatura del vapor	171.82	171.82	171.82	160.15	160.15	160.15	160.15	°c
Diámetro interno diseño	0.20	0.20	0.20	0.25	0.30	0.154	0.102	m
Velocidad vapor diseño	21	24	24	20	25	29	28	m/s
viscosidad dinámica del vapor	0.0546	0.0546	0.0546	0.0530	0.0530	0.0530	0.0530	kg/m*h
Volumen específico a presión de trabajo	0.233	0.233	0.233	0.306	0.306	0.306	0.306	m3/kg
Densidad	4.29	4.29	4.29	3.27	3.27	3.27	3.27	kg/m3
Numero de Reynolds	1,225,213	1,378,335	1,378,335	1,134,206	1,663,599	981,252	633,477	
Rugosidad absoluta	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	m
Factor de fricción	0.01491	0.01483	0.01483	0.01445	0.01380	0.01576	0.01725	

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 31

Factor de fricción de diseño de cada tramo de tubería propuesto en ramales de secadores

Descripción	Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	RV		RVS5-RVS6	RVS7-RVS8	RVS9-RVS10	RVI1-RVI2	RVI3-RVI4	
	RVS1-RVS2	S3-RVS4						
Flujo masico de vapor	2,310	990	3,465	1,155	11000	1,070	956	kg/h
Presión de trabajo	85	85	85	85	90	60	60	psi
Temperatura del vapor	157.92	157.92	157.92	157.92	160.153	144.83	144.83	°c
Diámetro interno diseño	0.102	0.078	0.128	0.078	0.2027	0.078	0.078	m
Velocidad vapor diseño	25	19	24	22	29	28	25	m/s
viscosidad dinámica del vapor	0.053	0.053	0.053	0.053	0.053	0.051	0.051	kg/m*h
Volumen específico a presión de trabajo	0.323	0.323	0.323	0.323	0.306	0.448	0.448	m3/kg
Densidad	3.10	3.10	3.10	3.10	3.27	2.23	2.23	kg/m3
Numero de Reynolds	544,951	306,704	652,284	357,821	1,302,511	342,604	306,043	
Rugosidad absoluta	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	0.000046	m
Factor de fricción	0.01738	0.01880	0.01657	0.01863	0.01487	0.01868	0.01881	

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Por último, teniendo el factor de fricción de las tablas (30 y 31) y habiendo calculado las longitudes equivalentes del anexo a-19 se halla la caída de presión aplicando la fórmula 33.

Tabla 32.

Caída de presión de diseño de cada tramo de tubería propuesto en la línea de alimentación, distribución y ramal de vapor de cocina.

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Unidad
	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03-DV04	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	
Diámetro interno diseño	0.2027	0.2027	0.2027	0.2545	0.3033	0.1541	0.1023	m
Longitud de tubería	20	17	14	34	79	17	10	m
Flujo masico de vapor	10642	11972	11972	12026	21022	6300	2700	kg/h
Volumen específico a presión de trabajo	0.2330	0.2330	0.2330	0.3057	0.3057	0.3057	0.3057	m ³ /kg
Longitud equivalente total	91	88	86	137	202	79	58	
Factor de fricción	0.0149	0.0148	0.0148	0.0144	0.0138	0.0158	0.0173	
Viscosidad dinámica del vapor	0.0546	0.0546	0.0546	0.0530	0.0530	0.0530	0.0530	kg/m ³ h
Velocidad vapor diseño	21	24	24	20	25	29	28	m/s
Perdidas de presión en tubería	6569	7975	7749	5120	9156	10905	12508	pa
	0.95	1.16	1.12	0.74	1.33	1.58	1.81	psi

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 33

Caída de presión de diseño de cada tramo de tubería propuesto en ramales de secadores.

Descripción	Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	RVS1- RVS2	RVS3- RVS4	RVS5- RVS6	RVS7- RVS8	RVS9- RVS10	RVI1- RVI2	RVI3- RVI4	
Diámetro interno diseño	0.1023	0.0779	0.1282	0.0779	0.2027	0.0779	0.0779	m
Longitud de tubería	17	17	26	26	38	29	24	m

Flujo masico de vapor	2310	990	3465	1155	11000	1070	956	kg/h
Volumen especifico a presión de trabajo	0.3227	0.3227	0.3227	0.3227	0.3057	0.4480	0.4480	m3/kg
Longitud equivalente total	58	63	77	72	114	60	53	
Factor de fricción	0.0174	0.0188	0.0166	0.0186	0.0149	0.0187	0.0188	
Viscosidad dinámica del vapor	0.0528	0.0528	0.0528	0.0528	0.0530	0.0511	0.0511	kg/m*h
Velocidad vapor diseño	25	19	24	22	29	28	25	m/s
Perdidas de presión en tubería	9740	8183	8961	12521	11482	12638	8974	pa
	1.41	1.19	1.30	1.82	1.66	1.83	1.30	psi

Nota. La tabla fue elaboración propia.

c) Identificación de pérdida de calor de tramos de tubería instalados

Para nuestro estudio todos los tramos de tubería de vapor se encuentran aisladas con fibra de vidrio y el espesor se seleccionó como indica en el anexo a-16, primero se hallan los coeficientes de radiación aplicando la ecuación 43 y coeficiente por convección aplicando la ecuación 46, para posteriormente calcular el coeficiente de transmisión superficial aplicando la ecuación 42 para cada tramo de tubería como lo muestran en la tabla 34 y 35.

Tabla 34

Coefficiente de transmisión superficial de diseño de cada tramo de tubería propuesto en la línea de alimentación, distribución y ramal de vapor de cocina.

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Unidad
	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	
Presión de trabajo	120	120	120	90	90	90	90	psi
Temperatura vapor	445.0	445.0	445.0	433.3	433.3	433.3	433.3	°k

temperatura aislante	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	°k
temperatura ambiente	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	°k
Constante Boltzmann	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	w/m2*°k ⁴
Coefficiente de emisión de plancha aluminio	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
Velocidad del viento	6	6	6	6	6	6	6	m/s
Diámetro interno diseño	0.2027	0.2027	0.2027	0.2545	0.3033	0.1541	0.1023	m
Diámetro externo tubería	0.2191	0.2191	0.2191	0.273	0.3239	0.1683	0.1143	m
Espesor de aislante	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	m
Diámetro externo aislante	0.3207	0.3207	0.3207	0.3746	0.4255	0.2699	0.2159	m
Conductividad térmica del aislante	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	w/m*°k
Conductividad térmica tubería	50	50	50	50	50	50	50	w/m*°k
Coefficiente de radiación	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	w/m2*°k ⁴
Factor de temperatura	11264283	11264283	11264283	11264283	11264283	11264283	11264283	°k ³
Coefficiente superficial por radiación	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	w/m2*°k
Coefficiente superficial por convección	50.02	50.02	50.02	49.25	48.62	50.89	52.04	w/m2*°k
Coefficiente de transmisión superficial	50.34	50.34	50.34	49.57	48.94	51.21	52.35	w/m2*°k

Nota. Las secciones tuberías propuestas en el diseño cuentan con aislante térmico y teniendo un coeficiente de transmisión superficial representado en w/m2*°k. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 35

Coefficiente de transmisión superficial de diseño de cada tramo de tubería propuesto en ramales de secadores.

Descripción	Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	RVS1-RVS2	RVS3-RVS4	RVS5-RVS6	RVS7-RVS8	RVS9-RVS10	RV11-RV12	RV13-RV14	
Presión de trabajo	85	85	85	85	90	60	60	psi
Temperatura vapor	431.1	431.1	431.1	431.1	433.3	418.0	418.0	°k
temperatura aislante	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	313.2	°k
temperatura ambiente	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	295.2	°k
Constante Boltzmann	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	w/m2*°k 4
Coefficiente de emisión de plancha aluminio	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
Velocidad del viento	6	6	6	6	6	6	6	m/s
Diámetro interno tubería	0.1023	0.0779	0.1282	0.0779	0.2027	0.0779	0.0779	m
Diámetro externo tubería	0.1143	0.0889	0.1413	0.0889	0.2191	0.0889	0.0889	m
Espesor de aislante	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	0.0508	m
Diámetro externo aislante	0.2159	0.1905	0.2429	0.1905	0.3207	0.1905	0.1905	m
Conductividad térmica del aislante	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	w/m*°k
Conductividad térmica tubería	50	50	50	50	50	50	50	w/m*°k
Coefficiente de radiación	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	w/m2*°k 4
Factor de temperatura	11264283 1	11264283 1	11264283 1	11264283 1	11264283 1	11264283 1	11264283 1	°k3
Coefficiente superficial por radiación	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	w/m2*°k
Coefficiente superficial por convección	52.04	52.69	51.43	52.69	50.02	52.69	52.69	w/m2*°k
Coefficiente de transmisión superficial	52.35	53.01	51.75	53.01	50.34	53.01	53.01	w/m2*°k

Nota. Las secciones tuberías propuestas en el diseño cuentan con aislante térmico y teniendo un coeficiente de transmisión superficial representado en w/m2*°k. La tabla fue elaboración propia.

Por último, teniendo los coeficientes de transmisión superficial de la tabla 34 y 35 se halla la pérdida de calor de cada tramo de tubería calculando con la ecuación 41.

Tabla 36

Perdidas de calor de diseño de cada tramo de tubería propuesto en la línea de alimentación, distribución y ramal de vapor de cocina.

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Unidad
	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	
Presión de trabajo	120	120	120	90	90	90	90	psi
Longitud de tubería	20	16.5	14	34	79	17	10	m
Calor perdido total en tubería aislada	1710	1411	1197	3226	8689	1082	473	w
	6155	5078	4309	11613	31279	3894	1703	KJ/h

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 37

Perdidas de calor de diseño de cada tramo de tubería propuesto en ramales de secadores.

Descripción	Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	RVS1- RVS2	RVS3- RVS4	RVS5- RVS6	RVS7- RVS8	RVS9- RVS10	RVI1- RVI2	RVI3- RVI4	
Presión de trabajo	85	85	85	85	90	60	60	psi
Longitud de tubería	17	17	25.5	25.5	37.6	29	24	m
Calor perdido total en tubería aislada	791	661	1392	991	2964	1018	843	w
	2848	2378	5013	3567	10671	3666	3034	KJ/h

Nota. La tabla fue elaboración propia.

d) Diseño de manifold de vapor en cada sistema de trabajo

Primeramente, se identificará cada manifold de vapor que se está considerando en el proceso como indica en el cuadro 38.

Tabla 38

Identificación de manifolds de vapor de diseño.

Descripción	Identificación de manifold
Manifold principal de generación de vapor de sala de calderas	M-01
Manifold secundario que distribuye el vapor a cocina	M-02
Manifold secundario que distribuye el vapor a secadores	M-03

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Aplicando la ecuación 21 se tiene el diámetro de diseño de cada manifold de vapor.

Tabla 39

Diámetro de diseño de manifold principal de vapor de calderos

Descripción	Tipos de tuberías que están instalados en el manifold M-01					Unidad
	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	
Diámetros de tubería que ingresan y salen del manifold	0.2027	0.2027	0.2027	0.2545	0.3033	m
Diámetro interno deseable			0.5292			m
Diámetro comercial tubería			24			pulg
Diámetro interno diseño			0.5746			m

Nota. Diámetro interno de diseño de manifold de zona de calderos. La tabla fue elaboración propia.

Tabla 40

Diámetro de diseño de manifolds de vapor secundarios de distribución a equipos.

Descripción	Tuberías instaladas en manifold M-02			Tuberías que están instalados en el manifold M-03						Unidad
	DV01- DV02	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	DV03- DV04	
	Diámetros de tubería que ingresan y salen del manifold	0.25	0.15	0.10	0.1023	0.0779	0.1282	0.0779	0.2027	
Diámetro interno deseable		0.3146					0.4149			m
Diámetro comercial tubería		14					18			pulg
Diámetro interno diseño		0.3333					0.4247			m

Nota. La tabla fue elaboración propia.

Por último, teniendo los coeficientes de transmisión superficial de cada manifold de vapor se halla la pérdida de calor calculando con la ecuación 41.

Tabla 41

Perdidas de calor de manifolds de vapor de diseño de planta.

Descripción	M-01	M-02	M-03	Unidad
Presión de trabajo	120	90	90	psi
Temperatura vapor	445	433	433	°k
temperatura aislante	313	313	313	°k
temperatura ambiente	295	295	295	°k
Constante Boltzmann	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	w/m ² *°k
Coefficiente de emisión de plancha aluminio	0.05	0.05	0.05	
Velocidad del viento	6	6	6	m/s
Diámetro interno diseño	0.5746	0.3333	0.4287	m
Diámetro externo tubería	0.6096	0.3556	0.4572	m
Espesor de aislante	0.0508	0.0508	0.0508	m
Diámetro externo aislante	0.7112	0.4572	0.5588	m
Conductividad térmica del aislante	0.035	0.035	0.035	w/m*°k
Conductividad térmica tubería	50	50	50	w/m*°k
Coefficiente de radiación	2.835E-09	2.835E-09	2.835E-09	w/m ² *°k ⁴
Factor de temperatura	112642831	112642831	112642831	°k ³
Coefficiente superficial por radiación	0.319	0.319	0.319	w/m ² *°k
Coefficiente superficial por convección	46.19	48.27	47.32	w/m ² *°k

Coefficiente de transmisión superficial	46.51	48.59	47.63	w/m2*°k
Longitud de manifold	3	1.5	2.7	m
Calor perdido total en manifold aislada	632.3	179.1	403.4	w
	2276.4	644.6	1452.2	KJ/h

Nota. La tabla fue elaboración propia.

e) Dilatación de tuberías de vapor de diseño

Primero se identifica la longitud de tubería horizontal de cada tramo y teniendo la temperatura de trabajo y ambiente se halla la longitud de dilatación de tubería para cada tramo de diseño aplicando la ecuación 47.

Para nuestro estudio se considera que las dilataciones se depreciaran con las curvas de cambio de dirección de los tramos de tubería como indica Spirax Sarco y en ramales se considera juntas flexibles antes de ingresar a cada equipo teniendo como muestra que las longitudes de dilatación en la tabla 42.

Tabla 42

Longitudes de dilatación de tuberías de vapor.

Línea de proceso	Tramo tubería	Longitud tubería horizontal (m)	Temperatura vapor °c	Temperatura ambiente °c	Dilatación tubería mm
Línea de alimentación de vapor	AV01-AV02	12	171.82	22	27
	AV03-AV04	9	171.82	22	20
	AV05-AV06	6.5	171.82	22	15
Línea de distribución de vapor	DV01-DV02	24	160.15	22	50
	DV03-DV04	60	160.15	22	124
	RVC1-RVC2	6.5	160.15	22	13
	RVC3-RVC4	6.4	160.15	22	13
Línea de ramales de vapor hacia equipos	RVI1-RVI2	25	144.83	22	46
	RVI3-RVI4	20	144.83	22	37
	RVS01-RVS02	10	157.92	22	20
	RVS03-RVS04	12	157.92	22	24
	RVS05-RVS06	19	157.92	22	39
	RVS07-RVS08	21	157.92	22	43
	RVS9-RVS10	28	160.15	22	58

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

f) Selección de pierna colectora en líneas de vapor

Para la selección de pierna colectora en línea de distribución de vapor se aplicará solo a tuberías que estén en un rango de 30m a 50m de longitud horizontal, asimismo en la tabla 42 se puede evidenciar que el tramo que cumple con ese parámetro es el tramo de tubería DV03-DV04.

Teniendo como referencia la tabla 4 se obtiene la profundidad y diámetro de la pierna colectora del tramo DV03-DV04 y manifolds de vapor del sistema.

Tabla 43

Profundidad y diámetro interno de pierna colectora del sistema de vapor.

Descripción	Tramo tubería	Manifold de vapor			Unidad
	DV03-DV04	M-01	M-02	M-03	
Diámetro interno de diseño de tubería	0.3033	0.5746	0.3333	0.4287	m
Profundidad de pierna colectora	0.3033	0.5746	0.3333	0.4287	m
Diámetro interno deseable pierna colectora	0.15165	0.2873	0.16665	0.21435	m
Diámetro comercial pierna colectora	6	12	8	8	pulg
Diámetro interno diseño pierna colectora	0.1541	0.3033	0.2027	0.2027	m

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

g) Selección de trampas de vapor

Primero se calcula la cantidad de condensado que se genera en los manifolds de vapor y pierna colectora de la línea de distribución, para los manifolds de vapor se considera el porcentaje de acarreo de condensado multiplicado por el flujo masico que pasa por el manifolds como lo muestra en la tabla 44 como indica Spirax Sarco y para la pierna colectora de línea de distribución DV03-DV04 de las cargas de calentamiento de la tubería al momento del arranque como lo muestra en el anexo 21.

Tabla 44*Cantidad de condensado en manifolds de vapor.*

Descripción	Manifold de vapor			Unidad
	M-01	M-02	M-03	
flujo masico de vapor	34586	12026.44	21022.22	kg/h
Porcentaje de acarreo de condensado	10%	10%	10%	%
Condensado generado en manifolds de distribuidor de vapor	3458.6	1202.644	1601.422	kg/h

Nota. La tabla fue por elaboración propia.**Tabla 45***Cantidad de condensado en pierna colectora.*

Descripción	Pierna colectora de DV03-DV04	Unidad
Presión de vapor	6.3	bar
Diámetro de tubería diseño	0.30	m
Longitud de tubería	35	m
Cargas de calentamiento	125.2	kg/m
Tiempo de calentamiento	15	min
Flujo por hora	4	
Condensado generado por línea de distribución	500.8	kg/h

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Para seleccionar las trampas de vapor para cada manifolds y pierna colectora, se tiene que definir la cantidad de condensado generado total y el diferencial de presión que tendría la trampa con esas dos características se empezó a seleccionar el tipo de trampa según como indica el capítulo 2.4.5.4 y en referencia a los anexos a-22 y a-23.

Tabla 46*Selección de trampas de vapor de manifolds y pierna colectora.*

Descripción	Manifold de vapor			Pierna colectora de DV03-DV04	Unidad
	M-01	M-02	M-03		
Condensado producido	3459	1203	1601	501	kg/h
Factor de seguridad	1.5	1.5	1.5	3	
Condensado generado total	5188	1804	2402	1502	kg/h
Presión trabajo máxima	120	90	90	90	psi
altura de línea de condensado	8	6	6	4	m
Presión de salida de condensado	20	15	15	10	psi
Diferencial de presión	100	75	75	80	psi
Tipo de trampa	Flotador	Balde invertido	Balde invertido	Balde invertido	
Tamaño orificio	0.453	9/32	11/32	9/34	pulg
Modelo	NFT653	83S	84	83S	
Marca	Nicholson	Nicholson	Nicholson	Nicholson	
Diámetro conexión	1-1/2	1	1	1	pulg

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

h) Selección de distancia entre soportes

Tabla 47

Distancia entre soportes de tramos de tubería de diseño.

Línea de proceso	Tramo tubería	Longitud tubería horizontal (m)	Diámetro interno (m)	Distancia entre soportes (m)
Línea de alimentación de vapor	AV01-AV02	12	0.20	5.1
	AV03-AV04	9	0.20	5.1
	AV05-AV06	6.5	0.20	5.1
Línea de distribución de vapor	DV01-DV02	24	0.25	5.8
	DV03-DV04	60	0.30	5.8
Línea de ramales de vapor hacia equipos	RVC1-RVC2	6.5	0.15	4.8
	RVC3-RVC4	6.4	0.10	4.1
	RVI1-RVI2	25	0.08	3.7
	RVI3-RVI4	20	0.08	3.7
	RVS01-RVS02	10	0.10	4.1
	RVS03-RVS04	12	0.08	3.7
	RVS05-RVS06	19	0.13	4.4
	RVS07-RVS08	21	0.08	3.7
	RVS9-RVS10	28	0.20	5.1

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Para poder seleccionar la distancia entre soportes en la distancia horizontal se tiene que identificar los diámetros de tubería de cada tramo de diseño y aplicamos la tabla 8, en donde, indica la distancia requerida para cada diámetro de tubería de vapor y así obtenemos la tabla 47

Por último, según el diseño si hay dos o más líneas de vapor que están en un solo soporte de la tabla 47 se elegirá la que contenga menor distancia entre las implicadas como indica Spirax Sarco.

4.5. Análisis de resultados

a) Calor perdido por caída de presión entre instalación actual y diseño propuesto.

Se realiza una comparación entre las pérdidas de calor de caída de presión que se da con la instalación actual y las pérdidas de calor de caída de presión que se daría con el diseño actual como lo indica en las tablas 48 y 49, en donde, indica la cantidad de calor perdido por caída de presión entre la presión inicial y la presión final teniendo como factor principal la pérdida de presión que se tiene por cada tramo de tubería obteniendo los siguientes resultados.

Tabla 48

Calor perdido por caída de presión instalado en planta.

Línea de proceso	Tramo tubería	Flujo masico de vapor (kg/hr)	Caída de presión (psi)	Instalación actual				Calor perdido por caída de presión (KJ/hr)
				Presión inicial		Presión secundaria		
				Presión trabajo (psi)	Calor latente (KJ/kg)	Presión trabajo (psi)	Calor latente (KJ/kg)	
Línea de distribución de vapor	A1-A2	33,049	16.2	120	2042.5	103.8	2062.6	664,939
	A3-A4	9,000	3.8	90	2081.4	86.2	2086.8	49,230
	A5-A6	5,775	1.3	90	2081.4	88.7	2083.2	10,684
Línea de ramales de	A7-A8	2,475	1.5	90	2081.4	88.5	2083.5	5,296
	A9-A10	3,300	0.8	85	2088.6	84.2	2089.8	3,894

vapor hacia equipos	A10-A11	2,310	1.9	85	2088.6	83.1	2091.4	6,514
	A10-A12	990	2.5	85	2088.6	82.5	2092.3	3,683
	A13-A14	4,620	0.6	85	2088.6	84.4	2089.5	4,112
	A14-A15	3,465	1.6	85	2088.6	83.4	2091.0	8,212
	A14-A16	1,155	1.4	85	2088.6	83.6	2090.7	2,391
	A17-A18	11,000	5.7	90	2081.4	84.3	2089.6	90,860
	A19-A20	1,070	1.8	60	2129.6	58.2	2133.0	3,596
	A21-A22	956	1.3	60	2129.6	58.7	2132.0	2,314
Total								855,725

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Tabla 49

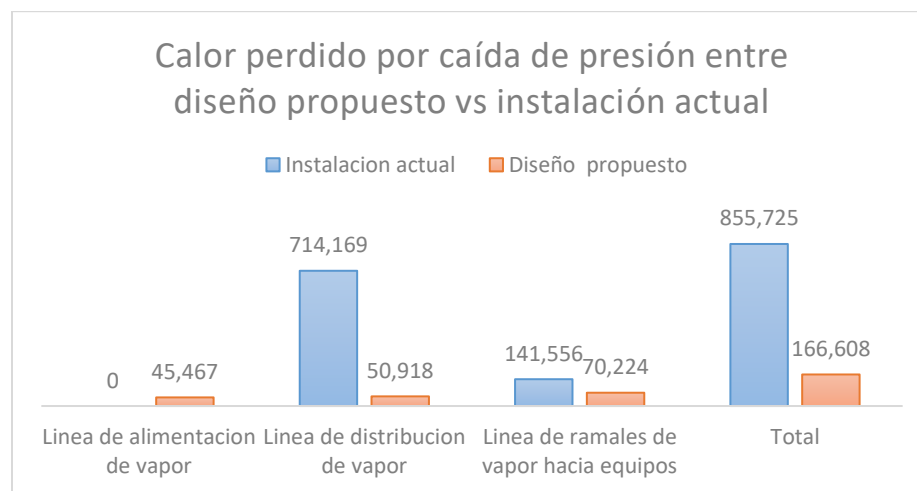
Calor perdido por caída de presión diseño propuesto en Planta.

Línea de proceso	Tramo tubería	Flujo masico de vapor (kg/hr)	Caída de presión (psi)	Diseño propuesto				Calor perdido por caída de presión (KJ/kg)	
				Presión inicial		Presión secundaria			
				Presión trabajo (psi)	Calor latente (KJ/kg)	Presión trabajo (psi)	Calor latente (KJ/kg)		
Línea de alimentación de vapor	AV01-AV02	10,642	1.0	120	2042.5	119.0	2043.7	12,664	
	AV03-AV04	11,972	1.2	120	2042.5	118.8	2043.9	17,120	
	AV05-AV06	11,972	1.1	120	2042.5	118.9	2043.8	15,683	
Línea de distribución de vapor	DV01-DV02	12,026	0.7	90	2081.4	89.3	2082.4	12,026	
	DV03-DV04	21,022	1.3	90	2081.4	88.7	2083.2	38,891	
	RVC1-RVC2	6,300	1.6	90	2081.4	88.4	2083.6	14,364	
	RVC3-RVC4	2,700	1.8	90	2081.4	88.2	2083.9	6,939	
	RVI1-RVI2	1,070	1.8	60	2129.6	58.2	2133.0	3,596	
	RVI3-RVI4	956	1.3	60	2129.6	58.7	2132.0	2,314	
	RVS01-RVS02	2,310	1.4	85	2088.6	83.6	2090.7	4,782	
Línea de ramales de vapor hacia equipos	RVS03-RVS04	990	1.2	85	2088.6	83.8	2090.4	1,762	
	RVS05-RVS06	3,465	1.3	85	2088.6	83.7	2090.5	6,653	
	RVS07-RVS08	1,155	1.8	85	2088.6	83.2	2091.3	3,084	
	RVS9-RVS10	11,000	1.7	90	2081.4	88.3	2083.8	26,730	
	Total								166,608

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Figura 17

Calor perdido por caída de presión en tramos de tubería entre diseño vs instalación.



Nota. La figura fue por elaboración propia.

b) Calor perdido por aislamiento térmico en tramo de tuberías de instalación actual y diseño propuesto

Para hallar el calor perdido total por aislamiento térmico por cada tramo de tubería se obtiene de los resultados obtenidos de las tablas 25,26,36 y 37.

Tabla 50

Calor perdido por aislamiento térmico en tramo de tubería entre lo instalado en planta y el diseño propuesto.

Línea de proceso	Tramo de tubería	Calor perdido por aislamiento térmico instalado (KJ/hr)	Tramo de tubería	Calor perdido por aislamiento térmico diseño (KJ/hr)
Línea de alimentación de vapor			AV01-AV02	6,155
			AV03-AV04	5,078
			AV05-AV06	4,309
Línea de distribución de vapor	A1-A2	3,166,718	DV01-DV02	11,613
	A3-A4	132,439	DV03-DV04	31,279
	A5-A6	3,894	RVC1-RVC2	3,894

	A7-A8	1,703	RVC3-RVC4	1,703
	A9-A10	59,234	RVII-RVI2	3,666
	A10-A11	2,848	RVI3-RVI4	3,034
Línea de ramales de vapor hacia equipos	A10-A12	2,080	RVS01- RVS02	2,848
	A13-A14	71,836	RVS03- RVS04	2,378
	A14-A15	3,342	RVS05- RVS06	5,013
	A14-A16	2,378	RVS07- RVS08	3,567
	A17-A18	521,964	RVS9-RVS10	10,671
	A19-A20	223,372		
	A21-A22	184,859		
Total		4,376,666		95,211

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Realizando un resumen y comparación entre lo instalado y el diseño propuesto se obtiene la diferencia de calor perdido por aislamiento térmico por cada línea de proceso.

Tabla 51.

Diferencia de calor perdido por aislamiento térmico entre lo instalado vs lo diseñado.

Línea de proceso	Calor perdido por aislamiento térmico (KJ/hr)			% Diferencia de calor perdido entre diseño vs instalación
	Instalación actual	Diseño propuesto	Diferencia de calor perdido	
Línea de alimentación de vapor	0	15,542	15542	0.36%
Línea de distribución de vapor	3,299,157	42,893	3,256,264	0.98%
Línea de ramales de vapor hacia equipos	1,077,510	36,776	1,040,734	0.84%
Total	4,376,666	95,211	4,281,456	2.18%

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

c) Cantidad de ratio de petróleo de producción ahorrado en el diseño

En la tabla 52 se obtiene el ratio de petróleo bunker ahorrado aplicando el diseño propuesto, esto se da al dividir el calor perdido total a recuperar y el poder calorífico del petróleo bunker, obteniendo así la cantidad de petróleo ahorrado por hora, para luego dividirlo por la producción total de harina por hora que tiene la planta a una velocidad de 50 tmHP/h.

Tabla 52.

Ratio de petróleo bunker ahorrado aplicando el diseño de redes de vapor.

Descripción	Cantidad	Unidad
Calor perdido por caída de presión instalado	855,725	KJ/hr
Calor perdido por caída de presión diseño	166,608	KJ/hr
Calor perdido por aislamiento instalado	4,376,666	KJ/hr
Calor perdido por aislamiento diseño	95,211	KJ/hr
Calor perdido total a recuperar	4,970,572	KJ/hr
Poder calorífico de bunker-6	158,000	KJ/gal
Cantidad ahorro de bunker-6	31.46	gal/hr
Producción de harina por hora	11.68	tmHP/hr
Ratio de petróleo ahorrado	2.69	gal/tmHP
Promedio de ratio de petróleo anual	48.76	gal/tmHP
% de recuperación de ratio de petróleo	5.52%	%

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

4.6. Análisis económico

Para realizar un análisis económico del proyecto se tiene que analizar la viabilidad económica del proyecto y el alcance que debería tener, por tal motivo en primera instancia se tiene que conocer el ahorro anual que generaría el proyecto implementando el diseño propuesto como indica en la tabla 53.

Tabla 53.

Ahorro anual de combustible bunker-6.

Descripción	Cantidad	Unidad
Calor perdido por caída de presión instalado	855,725	KJ/hr
Calor perdido por caída de presión diseño	166,608	KJ/hr
Calor perdido por aislamiento instalado	4,376,666	KJ/hr
Calor perdido por aislamiento diseño	95,211	KJ/hr
Calor perdido total a recuperar	4,970,572	KJ/hr
Poder calorífico de bunker-6	158,000	KJ/gal
Cantidad ahorro de bunker-6	31.46	gal/hr
Producción de harina por hora	11.68	tmHP/hr
Ratio de petróleo ahorrado	2.69	gal/tmHP
Costo de petróleo bunker-6	3.85	\$/gal
Ahorro de combustible por ratio de petróleo	10.37	\$/tmHP
Producción de harina de pescado anual	6,050	tmHP/año
Ahorro anual de combustible	62,725	\$/año

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Luego se tiene que obtener la cantidad de gasto que generaría el proyecto, por ende, en el anexo a-23 se detalla los gastos (materiales y servicio tercero) que se produciría al ejecutar el proyecto y en la tabla 54 consolida los gastos totales del proyecto.

Tabla 54.

Gastos de inversión para la implementación del proyecto.

Descripción	Costo total \$
Compra de materiales	\$26,361.94
Ejecución de servicios tercero (mano de obra)	\$57,000.00
Total	\$83,361.94

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

Por último. Se halla el flujo de caja neta por año, con un mantenimiento anual de \$2,000.

Tabla 55.

Flujo de caja neto del proyecto en un periodo de 10 años.

Año	Inversión \$	Ahorro anual \$	Costo por operación y mantenimiento \$	Flujo de caja neto \$
0	-\$83,361.94			-\$83,361.94
1		\$62,725	\$2,000	\$60,725

2	\$62,725	\$2,000	\$60,725
3	\$62,725	\$2,000	\$60,725
4	\$62,725	\$2,000	\$60,725
5	\$62,725	\$2,000	\$60,725
6	\$62,725	\$2,000	\$60,725
7	\$62,725	\$2,000	\$60,725
8	\$62,725	\$2,000	\$60,725
9	\$62,725	\$2,000	\$60,725
10	\$62,725	\$2,000	\$60,725

Nota. La tabla fue por elaboración propia.

a) Análisis de VAN

Aplicando la ecuación 48 se tiene el resultado del valor actual neto del proyecto considerando una tasa de interés de 12%.

$$VAN = -83361.94 + \frac{(1 + 0.12)^{10} - 1}{0.12 * (1 + 0.12)^{10}} * (62725 - 2000)$$

$$VAN = 259,747.85$$

Con el resultado del $VAN > 0$ y con una tasa de interés de 12% se puede interpretar que nuestro proyecto propuesto es rentable económicamente.

b) Análisis de TIR

Para poder hallar la tasa interna de retorno TIR del proyecto se tiene que igualar a 0 el VAN y aplicar la ecuación 49, lo cual tiene el siguiente resultado.

$$\frac{(1 + TIR)^{10} - 1}{TIR * (1 + TIR)^{10}} = \frac{83361.94}{60725}$$

Mediante la iteración de la ecuación anterior se tiene el % del TIR que genera el proyecto lo cual es.

$$TIR = 72.53\%$$

Teniendo un TIR superior a la tasa de rendimiento mínimo atractiva considerada en 12%, se puede evidenciar que a través de este indicador nuestro proyecto es rentable económicamente.

c) Periodo de retorno de inversión del proyecto

Aplicando la ecuación 50 se obtiene el periodo de retorno de inversión del proyecto lo cual se representa en años.

$$P = \frac{83361.94 \$}{60725 \frac{\$}{\text{año}}} = 1.37 \text{ años}$$

Aplicando la ecuación 50 se obtuvo que para recuperar la inversión inicial ejecutada en el proyecto tiene un periodo de retorno de inversión de 1.37 años.

4.7. Discusión de resultados

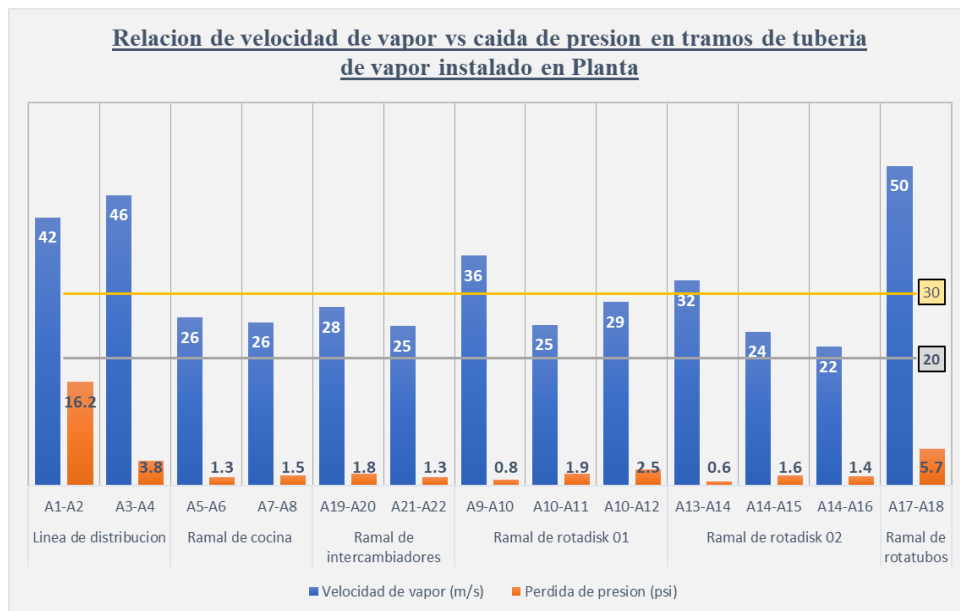
- En nuestra investigación se puede evidenciar que la capacidad nominal de generación de vapor instalado en los calderos, actualmente considerando una eficiencia de calderos de 85% nos da como resultado 35,000.2 kg vapor/hr, teniendo un valor superior a la demanda total de vapor de equipos térmicos instalados en planta a su capacidad nominal máxima de diseño que asciende a 33,049 kg vapor/hr; esa diferencia positiva a favor de la generación de vapor de calderos nos dio como referencia al diseño propuesto que la planta generadora de vapor instalada en planta tiene la capacidad suficiente para abastecer a la demanda de vapor de los equipos térmicos que se encuentran instalados en el proceso a full producción, trabajando al mismo tiempo los equipos.
- Según los resultados mostrados en los análisis de cálculos realizados a los tramos de tubería de vapor instalados en planta, se puede evidenciar que existen tramos de tubería de vapor que no cumplen con el rango de velocidad recomendable para líneas de vapor

que según Spirax Sarco es de 20m/s a 30 m/s, teniendo como resultados velocidades máximas de vapor de 50 m/s en tramo de ramal de vapor a rotatubos y velocidad mínima de vapor de 22 m/s en ramal de alimentación a secador rotadisco, asimismo, se evidencia que existen elevados valores de caída de presión en los tramos de tubería que sobrepasan la velocidad de vapor de 30m/s, llegando el mayor valor de caída de presión a 16.2 psi en el tramo A1-A2 de línea de distribución de vapor como muestra en la figura 20.

Por último, se puede analizar que existe tramos de tubería de vapor sin aislamiento térmico teniendo valores elevados de perdida de calor que llegan a un rango de perdida de calor de 59234 KJ/h-3166718 KJ/h para tuberías sin aislamiento y de 1703 KJ/h-3894 KJ/h para tuberías aisladas, siendo el que tiene mayor porcentaje de perdida de calor el tramo A1-A2 de línea de distribución de vapor principal con 72.62% (3166718 KJ/h) como lo muestra la figura 21.

Figura 18

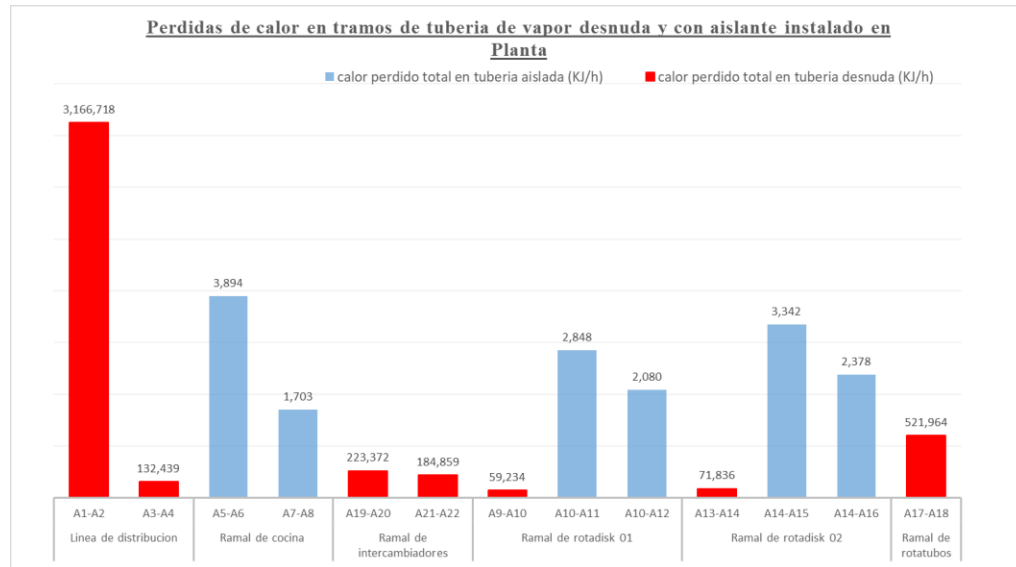
Relación de velocidad de vapor vs caída de presión en tramos de tubería de vapor instalados en planta.



Nota. La figura fue por elaboración propia.

Figura 19

Perdidas de calor en tramos de tubería de vapor desnuda y con aislante instalado en planta.



Nota. La figura fue por elaboración propia.

- Para nuestro diseño propuesto se realizó una nueva distribución de tuberías de vapor dividiéndolas en tres secciones: línea de alimentación de vapor, línea de distribución de vapor y línea de ramales de vapor, siendo nuestro parámetro de diseño principal la velocidad de vapor recomendable para cada tramo de tubería, obteniendo así el diámetro de tubería óptimo en cada tramo de tubería propuesto y así tener un mejor aprovechamiento térmico del sistema de vapor, cumpliendo con los factores principales de diseño en tuberías de vapor las cuales son: mínima caída de presión por cada tramo de tubería, menor pérdida de calor usando el aislamiento térmico adecuado y óptimo aprovechamiento de condensado generado en líneas de vapor. Así pues, que teniendo una velocidad y diámetro óptimo de tubería de vapor las caídas de presión por cada tramo fueron las mínimas generadas llegando un rango de 0.7 psi a 1.7 psi, las pérdidas de calor en tubería totalmente aisladas fueron las menores posibles obteniendo un rango

de pérdidas de calor de 1703 KJ/h a 31279 KJ/h, siendo nuestra perdida de calor total de diseño por aislamiento térmico 95211 KJ/h, que representa el 2.18% del total de pérdidas de calor generados en cada tramo de tubería instalada en planta que asciende a 4376666 KJ/h como lo indica en la tabla 51. Aunado a ello, se logró calcular la cantidad de condensado generado en cada manifold de vapor y pierna colectora de línea de distribución de vapor de diseño logrando obtener una óptima selección de trampas de vapor según la capacidad y diferencial de presión de cada sistema de recuperación de condensado.

- Respecto al análisis económico, se generó un ahorro de consumo en ratio de petróleo bunker de producción de 2.69 gal/tmHP a un costo de combustible de 3.85 \$/gal y una producción anual promedio de harina de 6050 tmHP/año, obteniendo así un ahorro anual de 62725 \$/año; de esta manera, los gastos de inversión total que se tiene por aplicar el proyecto propuesto asciende a 83361.94 \$ y el flujo de caja neto anual es de 60725 \$, por lo cual identificando estos tres factores (ahorro anual, costo de inversión y flujo de caja neto) se obtuvo un valor actual neto (VAN) de 259747.85 mayor al valor referencial que es 0 y una tasa interna de retorno (TIR) de 72.53% que es superior a la tasa de rendimiento mínimo atractiva que es 12%. Estos valores obtenidos en el VAN y TIR que son superiores a los indicadores base, nos da como resultado que nuestro proyecto es económicamente rentable a un periodo de tiempo.

Finalmente se halló el periodo de retorno de inversión del proyecto, teniendo como resultados que el tiempo para que nuestra inversión retorne o se pague es de 1.37 años.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- a) Se concluye que la cantidad de producción de vapor en las calderas instaladas en Planta pesquera Vlacar es de 35002 kg vapor/h considerando una eficiencia de caldero de 85%, asimismo dicha cantidad de vapor generado es suficiente y mayor para abastecer a todos los equipos térmicos instalados en planta, en donde, la demanda de vapor de los equipos instalados que utilizan vapor como factor principal de su producción llega a 33049 kgvapor/h.
- b) Según el análisis de diseño realizado a las instalaciones de redes de distribución de vapor de la planta se pudo evidenciar y demostrar a través de cálculos, que existen grandes pérdidas de caída de presión debido al sub-dimensionamiento del diámetro de tubería de vapor, en donde, el tramo de tubería que tiene mayor caída de presión es la tubería de distribución general de vapor hacia los equipos obteniendo una pérdida de presión de 16.168 psi y una velocidad de vapor de 42 m/s, asimismo existen grandes perdidas de calor por tramos de tubería de vapor las cuales no cuentan con aislante térmico en tramos de tubería de vapor instalados siendo un 70.4% de tubería que no cuenta con aislamiento térmico, este porcentaje nos da un resultado de perdida de calor total por aislamiento térmico de 4376666 KJ/h. Por último, se concluye que de acuerdo al análisis realizado se tiene que realizar una nueva distribución y selección correcta de tuberías de distribución de vapor para la planta pesquera Vlacar Sac.
- c) Se realizo una nueva distribución de redes de tubería de vapor dividiéndola en tres secciones línea de generación de vapor, línea de distribución y línea de ramales de vapor, asimismo se halló el diámetro óptimo para cada tubería de vapor tomando como

referencia la velocidad de vapor en cada tramo de tubería concluyendo que el rango de velocidad de diseño es de 19 m/s a 29 m/s en los diferentes tramos diseñados, asimismo de acuerdo a los diámetros de tubería y velocidades de diseño establecidas para cada tramo se realizó un análisis de pérdida de presión en cada tramo de tubería concluyendo que existieron resultados mínimos de pérdida de presión con un rango de pérdidas de caída de presión de 0.74psi-1.83psi, de igual manera se realizó un análisis de las pérdidas de calor por aislamiento térmico en cada tramo de tubería diseñada teniendo un rango de pérdida de calor de 1703 KJ/h -31279 KJ/h con un porcentaje de 0.1% de pérdida de calor referente a la cantidad de vapor que pasa por la tubería diseñada; Además se realizó un análisis de selección de trampas de vapor para la recuperación de condensado en las líneas de distribución y manifolds distribuidor de vapor concluyendo que las trampas de vapor de tipo boya y balde invertido se adaptan mejor a los parámetros de trabajo de las trampas de vapor considerando la cantidad de condensado máxima generada y el diferencial de presión como factores principales para la selección de las trampas de vapor. Por último, aplicando nuestro diseño de la red de distribución de tubería de vapor para la producción de harina de pescado, se obtiene una reducción de consumo de petróleo bunker de 31.46 gal/h como lo indica la tabla 52, se consideró la producción de harina por hora de la planta pesquera Vlacar 11.68 tmHP/h, obteniendo una reducción del ratio de petróleo en 2.69 gal/tmHP, en consecuencia, considerando un ratio de petróleo promedio histórico de 48.76 gal/tmHP como lo indica la tabla 10, se concluye que el porcentaje de ahorro/reducción de ratio aplicando nuestro diseño propuesto es de 5.52%.

- d) En el análisis económico se concluye que el valor actual neto del proyecto (VAN) es 259747.85\$ y la tasa interna de retorno (TIR) es de 72.53% en un periodo proyectado

de 10 años, por ende, el periodo de retorno de inversión es de 1.37 años, estos resultados nos da la conclusión que nuestro proyecto es económicamente rentable un un periodo de tiempo.

5.2. Recomendaciones

- a) Se recomienda realizar un análisis de diseño de retorno de condensado de equipos térmicos dado que el porcentaje de retorno de condensado de planta según los análisis de sólidos totales disueltos del agua que ingresa a los calderos es de 75% como indica en el anexo A-25.
- b) Se recomienda instalar un sistema de recuperación de tanque flash en la línea de retorno de condensado de secadores y así utilizar el calor latente del condensado para calentar la espuma y sanguaza del tratamiento PAMA de la empresa.
- c) Se debe realizar un análisis periódico preventivo de inspección termográfica de las trampas de vapor de los equipos térmicos instalados en planta y así mitigar la pérdida de vapor a través de la línea de retorno de condensado y volver ineficiente al sistema térmico instalado en planta.
- d) Se recomienda aplicar la inversión recomendada en el proyecto y así reducir el ratio de petróleo de la producción de harina y aceite de pescado, el cual permitirá la reducción de consumo de petróleo y disminución de costo de producción.
- e) Se debería invertir en proyectos futuros que impliquen una mejora en la generación y ahorro de energía al proceso productivo.
- f) Se debería tener una lectura adecuada de consumo de petróleo bunker en cada caldero mediante la instalación de flujómetros de petróleo, teniendo así una mejor regulación de combustión en calderos y un mejor aprovechamiento de energía térmica, asimismo reduciría gases de combustión excesivos al ambiente generados por una mala regulación de combustión (mezcla aire-combustible) en los quemadores de calderos.

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alvarez, I. (2014). *Diseño del sistema de distribución de vapor en el hospital León Becerra de Guayaquil* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana sede Quito]. Repositorio Institucional UPS. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/13427>.
- ASME. (31 de marzo del 2011). Tubería de proceso código ASME para tuberías a presión, B31. Academia.edu. https://www.academia.edu/26793732/ASME_B31.3_EN_ESPA%C3%91OL_TUBER%C3%8DAS_DE_PROCESO.
- Burtnik, R. (15 de octubre del 2018). Tema: *Sistema de tubería para vapor y condensado*. Scribd. <https://es.scribd.com/document/402791294/Sistema-de-Tuberia-para-vapor-y-Condensado-pdf>.
- Barrera, C, Betoret, N, Castelló, M y Pérez, E. (2018). *Aspectos básicos de diseño y cálculo de redes de vapor*. Universidad Politécnica de València. <http://hdl.handle.net/10251/122000>.
- Cabrera, S, y Troya, D. (2012). *Diseño de las líneas de vapor para el calentamiento de los tanques de almacenamiento de combustible de la central térmica Miraflores* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana sede Quito]. Repositorio Institucional UPS. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/3681>.
- Chepe, C, y Núñez, D. (2018). *Diseño de un sistema de aislamiento térmico para la red de tuberías de vapor en la Empresa Agroindustrial Pucalá S.A.C.* [Tesis de pregrado, Universidad Señor de Sipan]. Repositorio Institucional Universidad Señor de Sipan. <https://hdl.handle.net/20.500.12802/4872>.
- Connor, N. (19 de enero del 2020). *¿Qué es el vapor húmedo?.* Thermal engineering. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-vapor-humedo-definicion/>

- Díaz, D. y Cauja, W. (2009). *Selección e instalación de vapor para una fábrica de yogurt y de crema de leche* [Tesis de pregrado, Escuela superior politécnica del litoral de Guayaquil]. Repositorio ESPOL. <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/11343>.
- Fonseca, P. (2011). *Diseño de la red de distribución de vapor para una lavandería industrial* [Tesis de pregrado, Universidad de San Carlos de Guatemala]. Base de datos. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0595_MI.pdf.
- Junta de Castilla y León. (2010). Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor. I. Sorles León. <https://bibliotecadigital.jcyl.es/es/consulta/registro.do?id=21113>.
- Hernández, S. (2016). *Diseño de la nueva red de vapor y de retorno de condensados de la embotelladora Coca-Cola FEMSA en Calle Blancos, Guadalupe* [Tesis de pregrado, Universidad de Costa Rica]. Repositorio Institucional SIBDI-UCR. <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/jspui/handle/123456789/5290>.
- Sánchez, y Torres, D. (2019). *Rediseño de un cocinador indirecto con capacidad de 60t/h de pescado utilizando un software de programación en la empresa fabricaciones industriales D&F E.I.R.L.* [Tesis de grado, Universidad Señor de Sipán]. Repositorio institucional USP. <https://repositorio.uss.edu.pe/handle/20.500.12802/6616>.
- Spirax Sarco. (1999). Guía de referencia técnica distribución del vapor. Spirax Sarco. https://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/tema2/distrib_vapor.pdf.
- TLV. (s.f.). *Tipos de vapor de agua*. <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-steam.html>.
- Uceda, L. (2012). Guía básica calderas industriales eficientes. <https://www.ingenieros.es/files/proyectos/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>

Urcia, G. (2016). *Implementación de un sistema vapor flash para reducción del consumo de vapor en área de cocción-empresa pesquera centinela s.a.c* [Tesis de grado, Universidad Nacional del Santa]. Repositorio UNS. <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2635>

VII. ANEXOS

Anexo A-01: Espesores tri-norma tubos A53 / A106 / API 5L/ GR B



Tubos A53 /A106 API 5L/GR B SCH STD/40/XS/80/160

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

Desde 1/4" a 1 1/2" 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

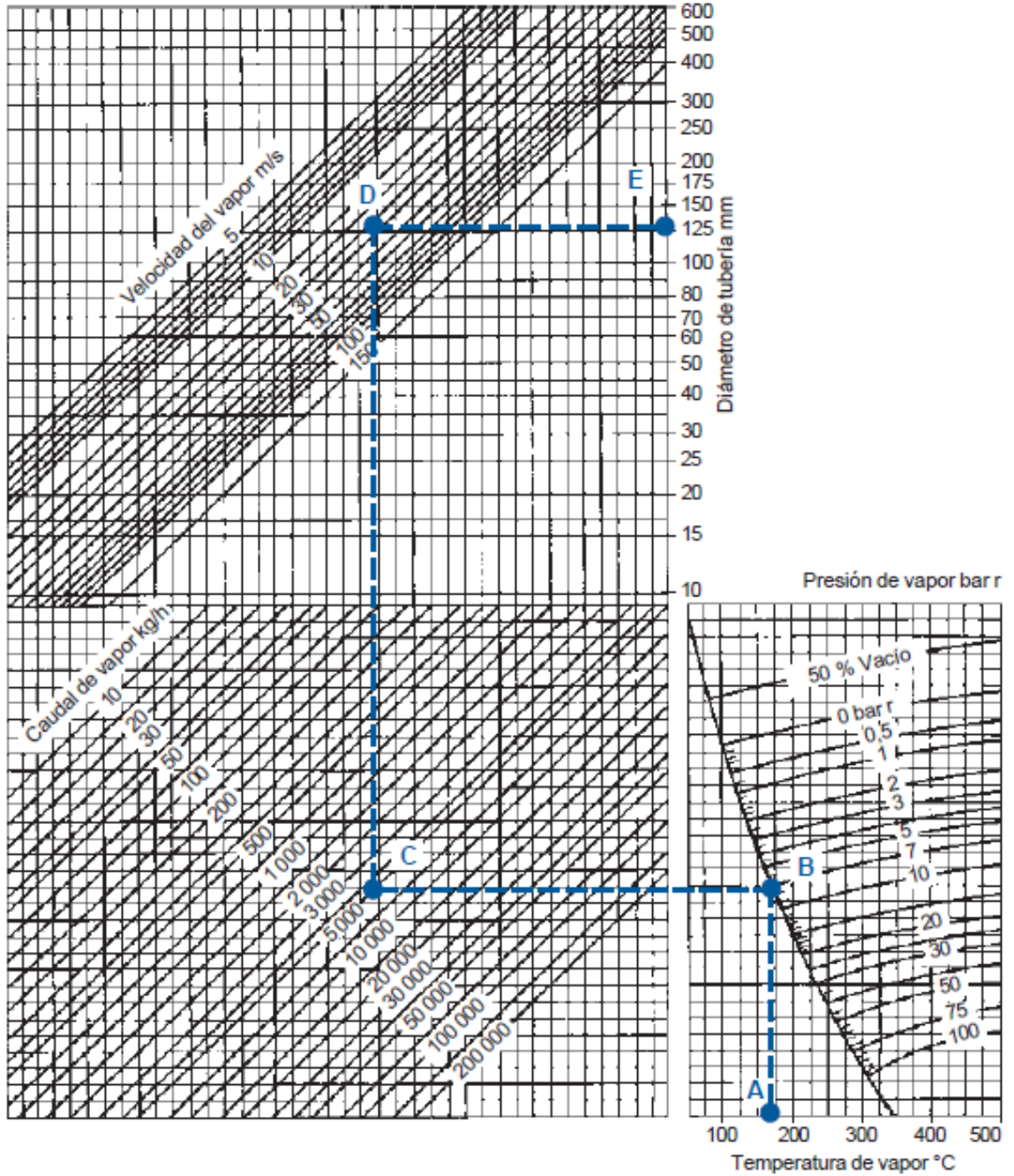
Espesor mínimo	-12.5% del valor nominal
Peso	+/-10% del valor nominal
Diámetro	1/8" hasta 1 1/2": +/- 1/64"; 2" hasta 24": +/-1% del valor nominal

Propiedades Mecánicas

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

Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	STD		SCH-40		XS		SCH-80		SCH-160	
		Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso	Espesor Nominal	Peso
Pulgadas	mm	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
1/4	13.7	2.24	0.63	2.24	0.63	3.02	0.80	3.02	0.80	-	-
3/8	17.1	2.31	0.84	2.31	0.84	3.20	1.10	3.20	1.10	-	-
1/2	21.3	2.77	1.27	2.77	1.27	3.73	1.62	3.73	1.62	4.78	1.95
3/4	26.7	2.87	1.89	2.87	1.89	3.91	2.20	3.91	2.20	5.56	2.90
1	33.4	3.38	2.50	3.38	2.50	4.55	3.24	4.55	3.24	6.35	4.24
1 1/4	42.2	3.56	3.39	3.56	3.39	4.85	4.47	4.85	4.47	6.35	5.61
1 1/2	48.3	3.68	4.05	3.68	4.05	5.08	5.41	5.08	5.41	7.14	7.25
2	60.3	3.91	5.44	3.91	5.44	5.54	7.48	5.54	7.48	8.74	11.11
2 1/2	73.0	5.16	8.63	5.16	8.63	7.01	11.41	7.01	11.41	9.53	14.92
3	88.9	5.49	11.29	5.49	11.29	7.62	15.27	7.62	15.27	11.13	21.35
4	114.3	6.02	16.07	6.02	16.07	8.56	22.32	8.56	22.32	13.49	33.54
5	141.3	6.55	21.77	6.55	21.77	9.53	30.97	9.53	30.97	15.88	49.12
6	168.3	7.11	28.26	7.11	28.26	10.97	42.56	10.97	42.56	18.26	67.57
8	219.1	8.18	42.55	8.18	42.55	12.70	64.84	12.70	64.84	23.01	111.27
10	273.0	9.27	60.29	9.27	60.29	12.70	81.55	15.09	95.98	28.58	172.27
12	323.8	9.53	73.88	10.31	79.71	12.70	97.48	17.48	132.05	33.32	238.89
14	355.6	9.53	81.33	11.13	94.55	12.70	107.39	19.05	158.11	35.71	281.72
16	406.4	9.53	93.27	12.70	123.31	12.70	123.30	21.44	203.54	40.49	365.38
18	457	9.53	105.16	14.27	155.81	12.70	139.15	23.83	254.57	45.24	459.39
20	508	9.53	117.15	15.09	183.43	12.70	155.12	26.19	311.19	50.01	564.85
22	559	9.53	129.13	-	-	12.70	171.09	28.58	373.85	53.98	672.30
24	610	9.53	141.12	17.48	255.43	12.70	187.06	30.96	442.11	59.54	808.27

Anexo A-02: Gráfico para dimensionar tuberías para vapor saturado y vapor recalentado (método de la velocidad)



Anexo A-03: Gráfico de dimensionado de tuberías de vapor (método de la caída de presión)



Anexo A-04: Propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de presiones

Presión bar	Temp., °C	Volumen específico m ³ / kg		Energía interna kJ / kg		Entalpía kJ / kg			Entropía kJ / kg K	
		Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor vaporiz.,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,
		$v_f \times 10^3$	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	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	14,674	191,82	2437,9	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	2609,7	0,8320	7,9085
0,30	69,10	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	2636,8	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	583,95	2546,9	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	6,8959
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	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	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	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	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772
100	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141
110	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527
120	324,8	1,5267	0,01426	1473,0	2513,7	1491,3	1193,6	2684,9	3,4962	5,4924
130	330,9	1,5671	0,01278	1511,1	2496,1	1531,5	1130,7	2662,2	3,5606	5,4323
140	336,8	1,6107	0,01149	1548,6	2476,8	1571,1	1066,5	2637,6	3,6232	5,3717
150	342,2	1,6581	0,01034	1585,6	2455,5	1610,5	1000,0	2610,5	3,6848	5,3098
160	347,4	1,7107	0,009306	1622,7	2431,7	1650,1	930,6	2580,6	3,7461	5,2455
170	352,4	1,7702	0,008364	1660,2	2405,0	1690,3	856,9	2547,2	3,8079	5,1777
180	357,1	1,8397	0,007489	1698,9	2374,3	1732,0	777,1	2509,1	3,8715	5,1044
190	361,5	1,9243	0,006657	1739,9	2338,1	1776,5	688,0	2464,5	3,9388	5,0228
200	365,8	2,036	0,005834	1785,6	2293,0	1826,3	583,4	2409,7	4,0139	4,9269
220,9	374,1	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298

Anexo A-05: Balance de masa de empresa pesquera Vlacar Sac.



BALANCE DE MASA
Anchoveta 50 Ton/hr

MATERIA PRIMA (Kg/hr)		
	50,000.0	
ACEITE	6.98%	3,490.0
SOLIDOS	19.52%	9,760.0
AGUA	73.50%	36,750.0

KEKE DE SEP AMBIENTAL		
	2,000.0	
ACEITE	4.32%	86.4
SOLIDOS	22.44%	448.8
AGUA	73.24%	1,464.8

KEKE DE PRENSA		
	11,459.9	
ACEITE	4.80%	550.1
SOLIDOS	51.20%	5,867.4
AGUA	44.00%	5,042.3

LICOR DE PRENSA		
	38,540.1	
ACEITE	7.63%	2,939.9
SOLIDOS	10.10%	3,892.6
AGUA	82.27%	31,707.7

KEKE DE SEPARADORA		
	3,961.8	
ACEITE	3.20%	126.8
SOLIDOS	33.80%	1,339.1
AGUA	63.00%	2,495.9

LICOR SEPARADORA		
	34,578.3	
ACEITE	8.14%	2,813.1
SOLIDOS	7.38%	2,553.5
AGUA	84.48%	29,211.7

ACEITE PRODUCIDO		
	2,693.7	
ACEITE	99.70%	2,685.6
SOLIDOS	0.10%	2.7
AGUA	0.20%	5.4

AGUA DE COLA		
	31,884.7	
ACEITE	0.40%	127.5
SOLIDOS	8.00%	2,550.8
AGUA	91.60%	29,206.3

CONCENTRADO		
	5,965.1	
ACEITE	2.14%	127.5
SOLIDOS	42.76%	2,550.8
AGUA	55.10%	3,286.7
	0.11930115	

AGUA EVAPORADA PAC	25,919.6	KG/H
---------------------------	----------	------

MEZCLA DE SOLIDOS		
	23,386.7	
ACEITE	3.81%	890.8
SOLIDOS	43.64%	10,206.1
AGUA	52.55%	12,289.8

HARINA PRODUCIDA		
	12,048.7	
ACEITE	7.39%	890.8
SOLIDOS	84.71%	10,206.1
AGUA	7.90%	951.9

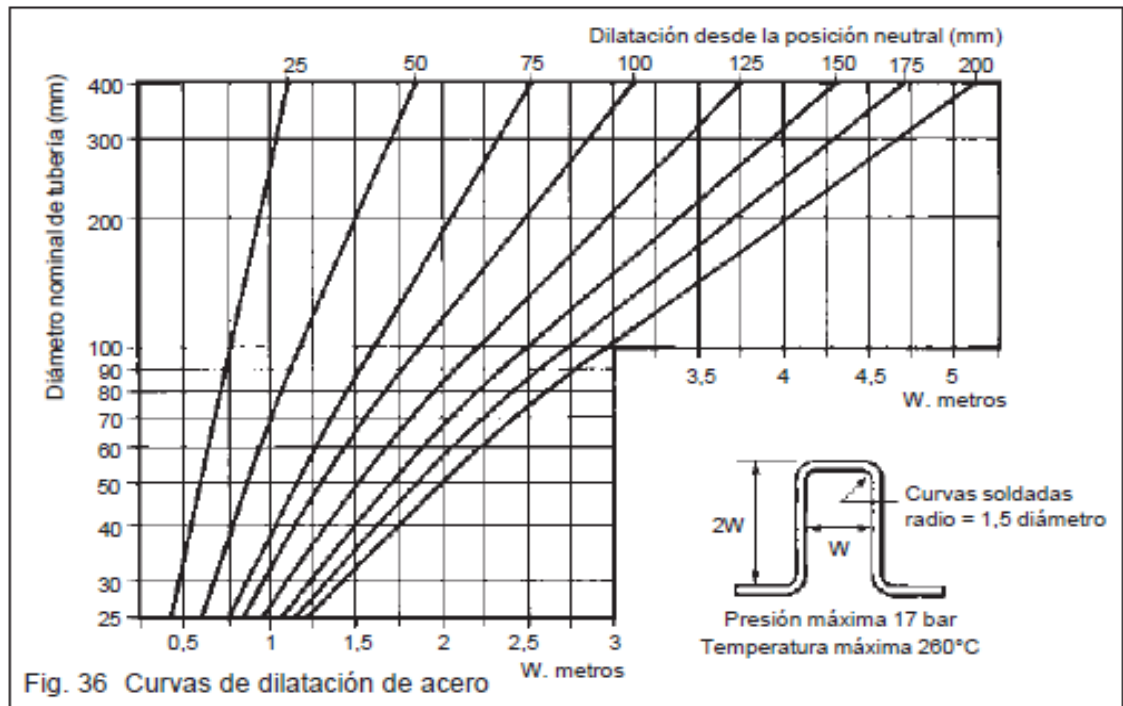
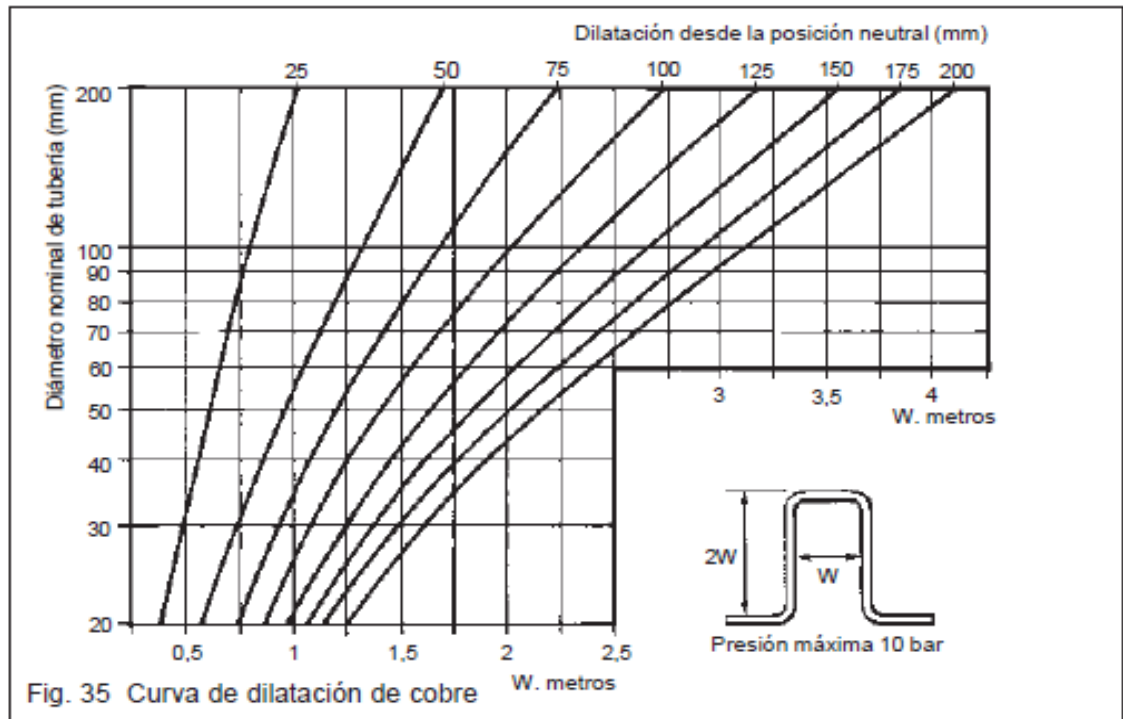
AGUA EVAPORADA SECADORES	11,338.0	KG/H
---------------------------------	----------	------

RENDIMIENTOS TEORICOS		
FACTOR REDUCCION		4.15
RENDIMIENTO HARINA	%	24.10
RENDIMIENTO ACEITE	%	5.39

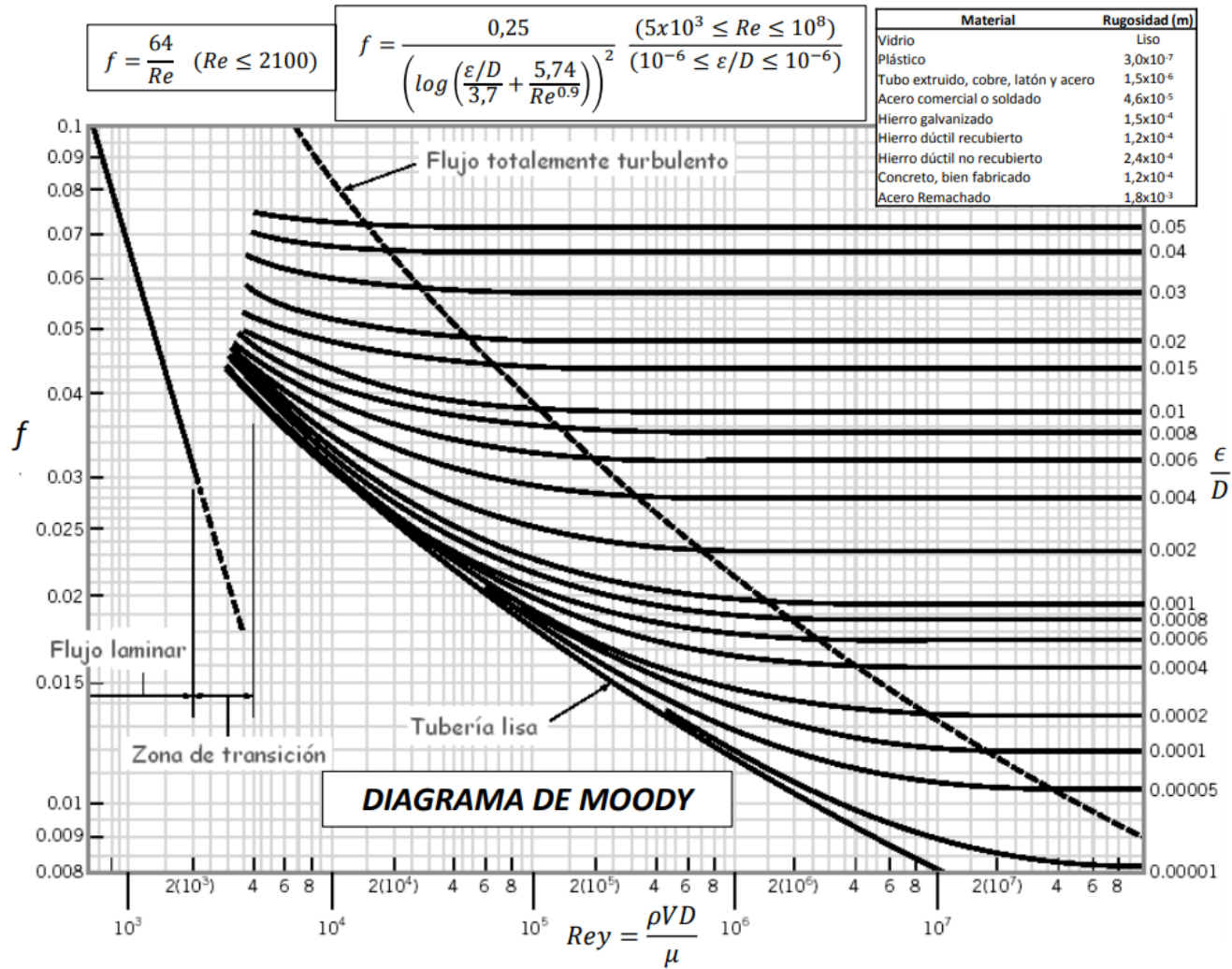
Anexo A-06: Dilatación de las tuberías

Temperatura °C	Materiales				
	Acero al carbono mm/10 m	Acero 12 % Cr mm/10 m	Acero inox. 18/8 mm/10 m	Hierro dúctil mm/10 m	Cobre mm/10 m
-30	-4,99	-5,05	-7,79	-4,54	-7,16
-25	-4,44	-4,49	-6,92	-4,04	-6,38
-20	-3,90	-3,94	-6,05	-3,53	-5,59
-15	-3,35	-3,38	-5,19	-3,03	-4,79
-10	-2,80	-2,82	-4,32	-2,52	-4,00
-5	-2,24	-2,26	-3,46	-2,02	-3,20
0	-1,69	-1,69	-2,59	-1,51	-2,41
5	-1,13	-1,13	-1,73	-1,01	-1,61
10	-0,56	-0,57	-0,86	-0,50	-0,80
15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	0,57	0,57	0,86	0,50	0,81
25	1,14	1,13	1,73	1,01	1,61
30	1,71	1,70	2,59	1,51	2,42
35	2,29	2,27	3,46	2,02	3,24
40	2,86	2,84	4,32	2,52	4,05
45	3,44	3,42	5,18	3,21	4,87
50	4,03	3,99	6,05	3,75	5,68
55	4,61	4,56	6,91	4,28	6,50
60	5,20	5,14	7,78	4,82	7,33
65	5,79	5,72	8,64	5,36	8,15
70	6,39	6,29	9,50	5,89	8,98
75	6,98	6,87	10,37	6,43	9,80
80	7,58	7,45	11,23	6,96	10,63
85	8,18	8,03	12,09	7,50	11,47
90	8,79	8,62	12,95	8,03	12,30
95	9,39	9,20	13,82	8,57	13,14
100	10,00	9,78	14,68	9,10	13,97
110	11,23	10,96	16,41	10,53	15,66
120	12,47	12,13	18,13	11,84	17,35
130	13,72	13,32	19,85	12,75	19,04
140	14,97	14,50	21,58	13,86	20,75
150	16,24	15,69	23,30	14,97	22,46
160	17,52	16,89	25,02	16,60	24,19
170	18,81	18,08	26,75	17,74	25,92
180	20,11	19,29	28,47	18,89	27,65
190	21,43	20,50	30,19	20,03	29,40
200	22,75	21,71	31,91	21,18	31,15
210	24,08	23,04	33,63	23,38	
220	25,42	24,28	35,35	24,58	
230	26,78	25,53	37,07		
240	28,14	26,78	38,79		
250	29,52	28,04	40,51		
260	30,90	29,30	42,23		
270	32,30	30,57	43,94		
280	33,70	31,85	45,66		
290	35,12	33,13	47,38		
300	36,55	34,42	49,09		
310	37,98	35,71	50,81		
320	39,43	37,01	52,53		
330	40,89	38,32	54,24		
340	42,36	39,63	55,95		
350	43,84	40,94	57,67		
360	45,33	42,26	59,38		
370	46,83	43,59	61,10		
380	48,35	44,93	62,81		
390	49,87	46,27	64,52		
400	51,40	47,61	66,23		
410		48,96	67,94		
420		50,32	69,66		
430		51,68	71,37		
440		53,05	73,08		
450		54,43	74,79		
460		55,81	76,49		
470		57,19	78,20		
480		58,58	79,91		
490		59,98	81,62		
500		61,38	83,33		


Anexo A-07: Curvas de dilatación en tuberías de vapor



Anexo A-08: Diagrama de moody



Anexo A-10: Manual de operación, mantenimiento e instalación secador rotatubos FRT 8000

	MANUAL DE OPERACIÓN, MANTENIMIENTO E INSTALACION			
	Fecha de Emisión: 05/05/10	Revisión N°: 00	S.O.: 29142	Página: 4 de 35
Aplicable a: SECADOR DE TUBOS FRT 8000 CC				

1. INFORMACION GENERAL


1.1. Resumen de la información principal

SECADOR DE TUBOS FRT 8000 CC (Con cámara de presecado).	
Capacidad nominal de evaporación	De 8,400 kg/h (Nota 1)
Flujo de vahos de salida	8400 Kg/hr a Tbh 95°C que equivalen a aproximadamente 20,000 m³/h.
Presión máxima de vapor en trabajo	6 barg (87 psig)
Consumo nominal de vapor	aprox. 11 t/h
Dimensiones Generales	
Diámetro del casco (int)	3500mm
Largo del casco	22000mm (aprox.)
Pesos brutos	
Sistema de secado completo (con transmisión)	113 tons (aprox.).
Inclinación del Secador	2.5%
Sistema de rotación del Secador	
Velocidad de rotación	6 RPM
Potencia del motor	125 HP
Velocidad nominal del motor	1750 RPM
Ratio de reducción del reductor	35.78 @ 1
Numero de dientes del sprocket del reductor.	19 dientes
Numero de dientes de la Catalina del Secador : Nominal / Real	112 / 28 dientes
Modelo y tamaño de la cadena de transmisión.	MXS 1245 - 4.073" paso. Marca Moline USA.
Área de transferencia de calor	
Total	1515 m2
Chaquetas y cámara de presecado	277 m2
Tubos	1238 m2.
Cantidad de tubos	192
Tamaño de tubos	114mm dia x 18000mm largo x 3mm espesor A-53 Gr B.
Características típicas de producto a secar	
Humedad de queque al ingreso (Nota 1)	55%
Humedad de queque a la salida (Nota 1)	8%
Diámetro de transportador helicoidal de alimentación.	16" paso x 16" diámetro.


Nota 1: Se considera una humedad de ingreso de queque de 55% y humedad de salida de producto de 7%, operando a una presión de vapor de 6 bar-g.

Elaborado por: H. Villafuerte	Revisado por: R. Caycho	Aprobado por: R. Gómez
Prohibida su reproducción sin autorización del CGC de FIMA.		


Anexo A-11: especificaciones técnicas de cocinador SCR-50 IFM



HOMOLOGADO
Homologación Proveedores
www.pe.sgs.com
090000-10000000



IFM
Ingeniería, Fabricación y Montaje SAC



CERPER
CERTIFICACIONES DEL PERU S.A.

COCINADOR DE PESCADO SCR - 50

I) ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Diámetro interior del casco	1,610 mm
Diámetro exterior de la chaqueta	1,728 mm
Longitud entre bridas	14,010 mm
Espesor de casco	12 mm ASTM A36
Espesor de Chaqueta	9 mm ASTM A36
Espesor del tubo del tornillo	19 mm ASTM A36
Espesor de los helicoides	8 mm ASTM A36
Area de transferencia	210 m ²
Presión de trabajo	4 – 6 bar man
Presión de prueba	9 bar
Capacidad nominal	50 tph
Tiempo de cocción	12 min.
Consumo de vapor	9,000 kg/hr
Velocidades	5.25 a 57HZ, CAP.: 50TPH 5.5 a 57.4HZ, CAP.: 52TPH 5.75 a 60HZ, CAP.: 55TPH
Potencia nominal	22kw

Anexo A-12: Capacidades de evaporación de secador Rotadiscos considerando el coeficiente global de calor U en un rango de (30-85) W/m²°c

AREA					
U	Cs	mw Capacidad de evaporacion(kg/h)			
		2000	2500	3000	3500
30	3.9	513	642	770	899
35	4.5	440	550	660	770
40	5.2	385	481	578	674
45	5.8	342	428	513	599
50	6.5	308	385	462	539
55	7.1	280	350	420	490
60	7.8	257	321	385	449
65	8.4	237	296	355	415
70	9.1	220	275	330	385
75	9.7	205	257	308	359
80	10.4	193	241	289	337
85	11	181	227	272	317

Anexo A-13: Calculo para requerimiento de vapor para calentamiento de licor de separadora**a) Calor necesario para calentar licor de separadora**

Para poder calcular el calor necesario para calentar el licor de separadora tenemos que considerar los calores específicos de sólidos, agua y aceite, juntamente con los datos de característica del licor de separadora que muestra el anexo A-06 y lo incluimos en la ecuación 14.

Hallamos el calor especifico del licor de separadora Cp

$$Cp = \left(\frac{0.34 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.0822 \right) + \left(\frac{0.5 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.073 \right) + \left(\frac{1 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.8448 \right)$$

$$Cp = 0.909 \frac{\text{Kcal}}{\text{KG}} \text{°C}$$

Reemplazamos el valor de Cp en la ecuación 14 y tenemos

$$Q_{cal.sep.} = 34,578 \text{kg} * 0.909 \text{Kcal/kg°C} * 15 \text{°C}$$

$$Q_{cal.sep.} = 471,599.7 \text{Kcal/kg}$$

b) Calor perdido por convección y radiación del equipo

$$Q_p = A * U * (T_f - T_i)$$

Hallamos el área de transferencia del equipo

$$A = 2 * 3.1416 * \left(\frac{0.032}{2} \right) * 6 * 60$$

$$A = 36.19 \text{m}^2$$

Hallamos el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = 8.4 + 0.06(40 - 20)$$

$$U = 9.6 \text{ Kcal/kgm}^2\text{°C}$$

Obteniendo los valores del área y coeficiente de transferencia encontramos en calor perdido en el intercambiador.

$$Q_p = 36.19 * 9.6 * 75$$

$$Q_p = 26056.8 \text{ Kcal/kg}$$

Calculamos requerimiento de vapor del equipo

Para calcular el requerimiento de vapor por hora del equipo se tiene que sumar el calor necesario para calentar el licor de separadora y el calor perdido por radiación y convección a una presión de trabajo de 3 bar.

$$\dot{m}_{vap \text{ int LS}} = \frac{\frac{471,599.7 \text{ Kcal}}{\text{kg}} + \frac{26056.8 \text{ Kcal}}{\text{kg}}}{h_{fg3bar}}$$

$$\dot{m}_{vap \text{ int LS}} = \frac{497,656.5 \text{ Kcal/kg}}{516.6 \text{ Kcal/kg}}$$

$$\dot{m}_{vap \text{ int LS}} = \mathbf{963.33 \text{ kg de vap/h}}$$

Anexo A-14: Calculo para requerimiento de vapor para calentamiento de espuma y sanguaza

a) Calor necesario para calentar espuma y sanguaza

Para poder calcular el calor necesario para calentar la espuma y sanguaza tenemos que considerar los calores específicos de sólidos, agua y aceite, juntamente con los datos de característica de la espuma que muestra el anexo A-06 y lo incluimos en la ecuación 14.

Hallamos el calor especifico del licor de separadora C_p

$$C_p = \left(\frac{0.34 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.041 \right) + \left(\frac{0.5 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.077 \right) + \left(\frac{1 \text{Kcal}}{\text{Kg}} \text{°C} * 0.882 \right)$$

$$C_p = 0.93 \frac{\text{Kcal}}{\text{KG}} \text{°C}$$

Reemplazamos el valor de C_p en la ecuación 14 y tenemos

$$Q_{\text{espum.}} = 6000 \text{kg} * 0.93 \text{Kcal/kg°C} * 75 \text{°C}$$

$$Q_{\text{espum}} = 418,500 \text{Kcal/kg}$$

b) Calor perdido por convección y radiación del equipo

$$Q_p = A * U * (T_f - T_i)$$

Hallamos el área de transferencia del equipo

$$A = 2 * 3.1416 * \left(\frac{0.032}{2} \right) * 6 * 60$$

$$A = 36.19 \text{m}^2$$

Hallamos el coeficiente global de transferencia de calor

$$U = 8.4 + 0.06(40 - 20)$$

$$U = 9.6$$

Obteniendo los valores del área y coeficiente de transferencia encontramos en calor perdido en el intercambiador.

$$Q_p = 36.19 * 9.6 * 75$$

$$Q_p = 26056.8 \text{ Kcal/h}$$

Calculamos requerimiento de vapor del equipo

Para calcular el requerimiento de vapor por hora del equipo se tiene que sumar el calor necesario para calentar la espuma y el calor perdido por radiación y convección a una presión de trabajo de 3 bar.

$$\dot{m}_{vap \text{ int } LS} = \frac{\frac{418,500 \text{ Kcal}}{\text{kg}} + \frac{26056.8 \text{ Kcal}}{\text{kg}}}{h_{fg3bar}}$$

$$\dot{m}_{vap \text{ int } LS} = \frac{444,556.8 \text{ Kcal/kg}}{516.6 \text{ Kcal/kg}}$$

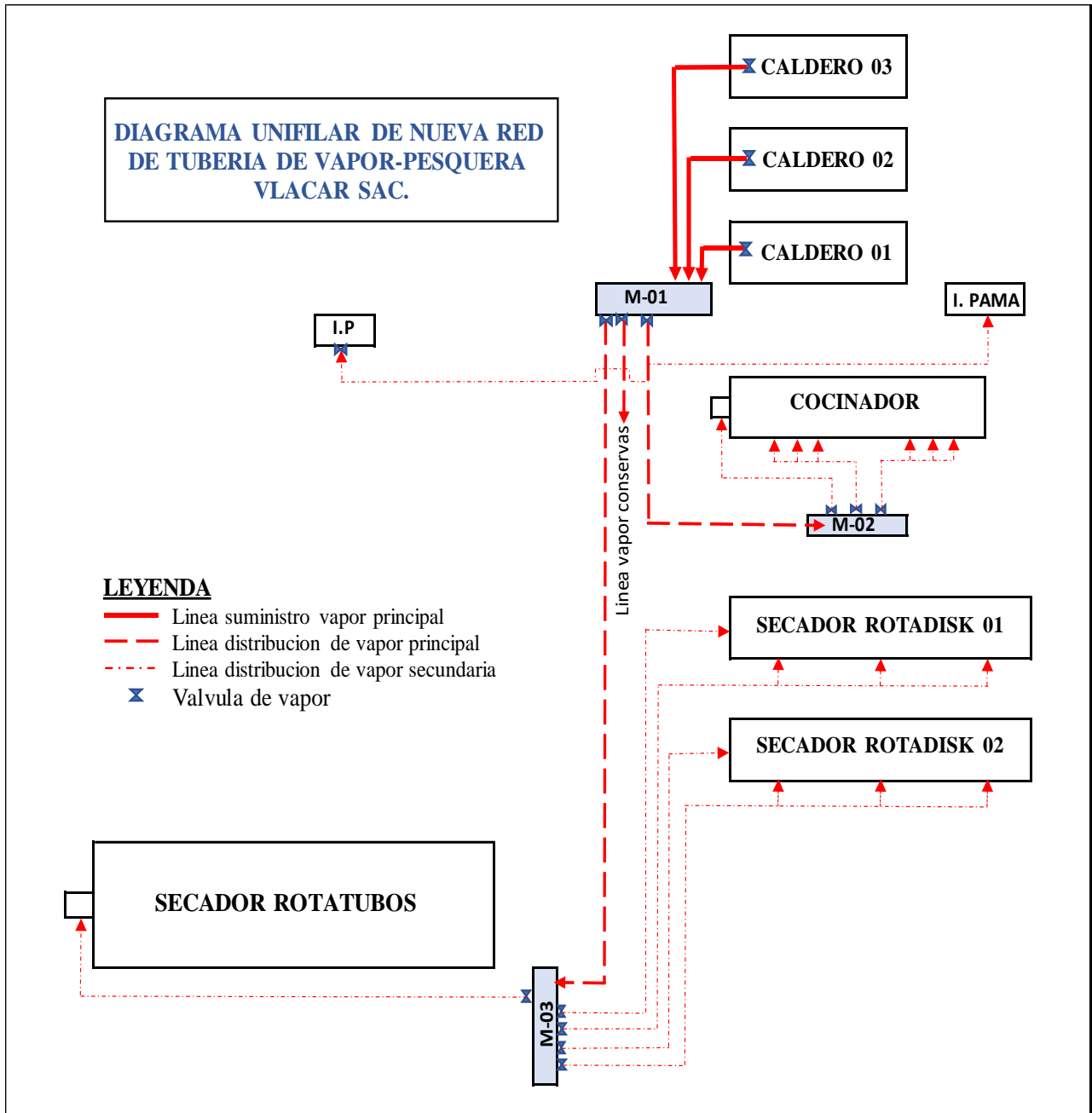
$$\dot{m}_{vap \text{ int } LS} = \mathbf{860.54 \text{ kg de vap/h}}$$

Anexo A-15: Diagrama de la nueva red de distribución de tubería de vapor de la empresa pesquera Vlacar sac.

Se elaboró un diagrama con la nueva red de distribución de vapor, en donde, allí se clasifico como seria la distribución de cada línea de vapor empezando desde la línea de suministro de vapor, línea de distribución principal y los ramales de tubería de vapor que se conectan a los equipos, nombrándola línea de distribución de vapor secundaria.

En el diseño de la nueva línea de distribución de vapor se está estimando tener como distribuidor principal el manifold M-01, dicho manifold recolectara todo el vapor generado por hora en los equipos encargados de suministrar el vapor a planta (calderos) y de allí distribuir a los manifold secundarios (M-02,M-03) que para nuestro diseño y estudio se está considerando como línea de distribución de vapor principal y están conectadas desde el manifold M-01 hasta dos puntos principales uno en zona de cocinas y el otro punto en zona de secado.

Por último, la línea que conecta directamente a los equipos de vapor denominada para nuestro estudio línea de distribución secundaria estará conectada desde los manifold secundarios (M-02,M-03) hacia cada equipo que utiliza vapor como principal proceso en su función, conjuntamente cada salida de vapor de los manifold está conectada con la válvula de vapor seleccionada para la línea de distribución, este sería nuestro último destino de distribución de vapor en un sistema de elaboración de harina de pescado.



Anexo A-16: Espesores recomendados de aislantes de para tuberías de vapor según manual de calderas SELMEC (Cleaver y Brooks, 1976)

ESPESORES RECOMENDADOS PARA TUBERIAS

TEMPERATURAS DE OPERACION		ESPESORES RECOMENDADOS		
°C	°F	DIAMETRO DE TUBERIAS 2" a 4"; 5.08 a 10.16 cms.	DIAMETRO DE TUBERIAS 4½" a 6"; 11.43 a 15.24 cms.	DIAMETRO DE TUBERIAS 7" o más; 17.78 cms. o más
hasta 121	hasta 250	1" (2.54 cms.)	1" (2.54 cms.)	1" (2.54 cms.)
121 a 177	250 a 350	1½" (3.81 cms.)	1½" (3.81 cms.)	1½" (3.81 cms.)
177 a 232	350 a 450	1½" (3.81 cms.)	1½" (3.81 cms.)	2" (5.08 cms.)
232 a 288	450 a 550	1½" (3.81 cms.)	2" (5.08 cms.)	2" (5.08 cms.)
288 a 343	550 a 650	2" (5.08 cms.)	2" (5.08 cms.)	2½" (6.35 cms.)
343 a 399	650 a 750	2" (5.08 cms.)	2½" (6.35 cms.)	2½" (6.35 cms.)
399 a 454	750 a 850	2½" (6.35 cms.)	2½" (6.35 cms.)	3" (7.62 cms.)
454 a 538	850 a 1000	3" (7.62 cms.)	3" (7.62 cms.)	4" (10.16 cms.)

Anexo A-17: Cargas de condensado para tuberías de vapor aisladas según manual de calderas SELMEC (Cleaver y Brooks, 1976)

TABLA II CV

CARGA DE CONDENSADOS EN LBS POR HR. POR CADA 100 PIES DE TUBERIA AISLADA *
Temperatura Ambiente 70°F - Eficiencia Del Aislamiento 80%

Presión del vapor lbs/pulg. ² man.	TAMAÑO DE LA TUBERIA													0°F Factor de corrección +	
	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"		24"
10	6	7	9	11	13	16	20	24	29	32	36	39	44	53	1.58
30	8	9	11	14	17	20	26	32	38	42	48	51	57	68	1.50
60	10	12	14	18	24	27	33	41	49	54	62	67	74	89	1.45
100	12	15	18	22	28	33	41	51	61	67	77	83	93	111	1.41
125	13	16	20	24	30	36	45	56	66	73	84	90	101	121	1.39
175	16	19	23	26	33	38	53	66	78	88	98	107	119	142	1.38
250	18	22	27	34	42	50	62	77	92	101	116	126	140	168	1.36
300	20	25	30	37	46	54	68	85	101	111	126	138	154	184	1.35
400	23	28	34	43	53	63	80	99	118	130	148	162	180	216	1.33
500	27	33	39	49	61	73	91	114	135	148	170	185	206	246	1.32
600	30	37	44	55	68	82	103	128	152	167	191	208	232	277	1.31

* Considerando las pérdidas por radiación y convección del vapor saturado.

+ Para temperaturas exteriores de 0°F multiplique el valor de la carga para cada tamaño de tubería en la tabla por el factor de corrección correspondiente a la presión del vapor.

Anexo A-18: Calculo de capacidad de producción de vapor en calderos

Teniendo como referencia la tabla 9, en donde, indica las capacidades de los calderos instalados en planta se obtiene la producción total de vapor de cada caldero considerando una eficiencia de caldero de 86%.

a) Producción de vapor de Caldero N°01

$$PVap_{caldero\ 800\ BHP} = 800\ BHP * \frac{(34.5lb/h)/BHP}{2.204lb/kg} * 0.85 = 10,770\ kg/h$$

b) Producción de vapor de Caldero N°02

$$PVap_{caldero\ 900\ BHP} = 900\ BHP * \frac{(34.5lb/h)/BHP}{2.204lb/kg} * 0.85 = 12,116\ kg/h$$

c) Producción de vapor de Caldero N°03

$$PVap_{caldero\ 900\ BHP} = 900\ BHP * \frac{(34.5lb/h)/BHP}{2.204lb/kg} * 0.85 = 12,116\ kg/h$$

Anexo A-19: Calculo longitudes equivalentes de tramos de tubería ya instalados en planta

Para hallar las longitudes equivalentes de los tramos de tubería ya instalados se tiene que identificar la cantidad de accesorios que contiene cada tramo y se multiplica con su valor que lo indica en la tabla 05

Descripción	Línea de distribución		Ramal de cocina		Ramal de intercambiadores		Ramal de rotadisk 01			Ramal de rotadisk 02			Ramal de rotatubos	Unidad
	A1-A2	A3-A4	A5-A6	A7-A8	A19-A20	A21-A22	A9-A10	A10-A11	A10-A12	A13-A14	A14-A15	A14-A16	A17-A18	
Diámetro interno	0.255	0.1541	0.1541	0.1023	0.0779	0.0779	0.1023	0.1023	0.0627	0.1282	0.1282	0.0779	0.1541	m
Longitud de tubería	120	8.5	17	10	29	24	5.5	17	17	5.5	17	17	33.5	m
numero de codos 90° soldable	5	3	4	2	4	3	2	2	5	2	2	5	4	Uni
numero de válvulas globo	3	1	1	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	Uni
numero de te	6	0	0	2	0	0	1	4	0	1	4	0	0	Uni
Longitud equivalente codo 90°	38.2	14	16	5	8	6	5	5	8	7	7	10	16	m
Longitud equivalente válvula de globo	275	55	46	31	23	23	0	31	19	0	38	28	46	m
Longitud equivalente Tee	107	0	0	12	0	0	6	25	0	8	31	0	0	m
Longitud total equivalente de accesorios	420	69	62	48	31	29	11	61	27	14	76	38	62	m
Longitud equivalente total	539.93	77.85	79.26	58.29	60.47	53.45	16.96	77.56	43.96	19.86	92.89	55.17	95.76	m

Anexo A-20: Calculo longitudes equivalentes de tramos de tubería de diseño propuesto para planta

Para hallar las longitudes equivalentes de los tramos de tubería de diseño se tiene que identificar la cantidad de accesorios que contiene cada tramo y se multiplica con su valor que lo indica en la tabla 05

Descripción	Línea de alimentación de vapor			Línea de distribución de vapor		Ramal de vapor de cocina		Ramal de vapor rotadisco 01		Ramal de vapor rotadisco 02		Ramal vapor rotatubos	Ramal de vapor de intercambiadores		Unidad
	AV01- AV02	AV03- AV04	AV05- AV06	DV01- DV02	DV03- DV04	RVC1- RVC2	RVC3- RVC4	RVS1- RVS2	RVS3- RVS4	RVS5- RVS6	RVS7- RVS8	RVS9- RVS10	RV11- RV12	RV13- RV14	
Diámetro interno diseño	0.2027	0.2027	0.2027	0.2545	0.3033	0.1541	0.1023	0.1023	0.0779	0.1282	0.0779	0.2027	0.0779	0.0779	m
Longitud de tubería	20	17	14	34	79	17	10	17	17	25.5	25.5	37.6	29	24	m
numero de codos 90° soldable	2	2	2	4	4	4	2	4	2	4	2	3	4	3	Uni
numero de válvulas globo	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	Uni
numero de te	0	0	0	0	0	0	2	0	4	0	4	0	0	0	Uni
Longitud equivalente codo 90°	11	11	11	26	32	16	5	11	4	13	4	16	8	6	m
Longitud equivalente válvula de globo	61	61	61	76	91	46	31	31	23	38	23	61	23	23	m
Longitud equivalente Tee	0	0	0	0	0	0	12	0	19	0	19	0	0	0	m
Longitud total equivalente de accesorios	71	71	71	103	123	62	48	41	46	52	46	77	31	29	m
Longitud equivalente total	91	88	85	137	202	79	58	58	63	77	72	114	60	53	m

Anexo A-21: Cargas de calentamiento para líneas de vapor de 50m

Tabla 3 Cargas de calentamiento/funcionamiento para líneas de vapor de 50 m

Cargas de calentamiento para líneas de vapor de 50 m (kg/m)

Presión de vapor bar r	Diámetros - mm														Factor corrección -18°C
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
1	5	9	11	16	22	28	44	60	79	94	123	155	182	254	1,39
2	6	10	13	19	25	33	49	69	92	108	142	179	210	296	1,35
3	7	11	14	20	25	36	54	79	101	120	156	197	232	324	1,32
4	8	12	16	22	30	39	59	83	110	131	170	215	254	353	1,29
5	8	13	17	24	33	42	63	70	119	142	185	233	275	382	1,28
6	9	13	18	25	34	43	66	93	124	147	198	242	285	396	1,27
7	9	14	18	26	35	45	68	97	128	151	197	250	294	410	1,26
8	9	14	19	27	37	47	71	101	134	158	207	261	307	428	1,25
9	10	15	20	28	38	50	74	105	139	164	216	272	320	436	1,24
10	10	16	20	29	40	51	77	109	144	171	224	282	332	463	1,24
12	10	17	22	31	42	54	84	115	152	180	236	298	350	488	1,23
14	11	17	23	32	44	57	85	120	160	189	247	311	366	510	1,22
16	12	19	24	35	47	61	91	128	172	203	265	334	393	548	1,21
18	17	23	31	45	62	84	127	187	355	305	393	492	596	708	1,21
20	17	26	35	51	71	97	148	220	302	362	465	582	712	806	1,20
25	19	29	39	56	78	108	164	243	333	400	533	642	786	978	1,19
30	21	32	41	62	86	117	179	265	364	437	571	702	859	1 150	1,18
40	22	34	46	67	93	127	194	287	395	473	608	762	834	1 322	1,16
50	24	37	50	73	101	139	212	214	432	518	665	834	1 020	1 450	1,15
60	27	41	54	79	135	181	305	445	626	752	960	1 218	1 480	2 140	1,15
70	29	44	59	86	156	208	346	510	717	861	1 100	1 396	1 694	2 455	1,15
80	32	49	65	95	172	232	386	568	800	960	1 220	1 550	1 890	2 730	1,14
90	34	51	69	100	181	245	409	598	842	1 011	1 288	1 635	1 990	2 880	1,14
100	35	54	72	106	190	257	427	628	884	1 062	1 355	1 720	2 690	3 030	1,14
120	42	64	86	126	227	305	508	748	1 052	1 265	1 610	2 050	2 490	3 600	1,13

Cargas de funcionamiento para líneas de vapor de 50 m (kg/m)

	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
1	5	5	7	9	10	13	16	19	23	25	28	31	35	41	1,54
2	5	6	8	10	12	14	18	22	26	28	32	35	39	46	1,50
3	6	7	9	11	14	16	20	25	30	32	37	40	45	54	1,48
4	7	9	10	12	16	18	23	28	33	37	42	46	51	61	1,45
5	7	9	11	13	17	20	24	30	36	40	46	49	55	66	1,43
6	8	10	11	14	18	21	26	33	39	43	49	53	59	71	1,42
7	8	10	12	15	19	23	28	35	42	46	52	56	63	76	1,41
8	9	11	14	16	20	24	30	37	44	49	57	61	68	82	1,40
9	9	11	14	17	21	25	32	39	47	52	60	64	72	88	1,39
10	10	12	15	17	21	25	33	41	49	54	62	67	75	90	1,38
12	11	13	16	18	23	26	36	45	53	59	67	73	81	97	1,38
14	12	14	17	20	26	30	39	49	58	64	73	79	93	106	1,37
16	12	15	18	23	29	34	42	52	62	68	78	85	95	114	1,36
18	14	16	19	24	30	36	44	55	66	72	82	90	100	120	1,36
20	15	17	21	25	31	37	46	58	69	76	86	94	105	125	1,35
25	15	19	23	28	35	42	52	66	78	86	97	106	119	141	1,34
30	17	21	25	31	39	47	51	73	87	96	108	118	132	157	1,33
40	20	25	30	38	46	56	70	87	104	114	130	142	158	189	1,31
50	24	29	34	44	54	65	82	102	121	133	151	165	184	220	1,29
60	27	32	39	50	62	74	95	119	140	155	177	199	222	265	1,28
70	29	35	43	56	70	82	106	133	157	173	198	222	248	296	1,27
80	34	42	51	66	81	97	126	156	187	205	234	263	293	350	1,26
90	38	46	56	72	89	106	134	171	204	224	265	287	320	284	1,26
100	41	50	61	78	96	114	149	186	220	242	277	311	347	416	1,25
120	52	63	77	99	122	145	189	236	280	308	352	395	440	527	1,22

Nota: Cargas de calentamiento y funcionamiento basadas en una temperatura ambiente de 20°C y un rendimiento del aislamiento del 80 %

Anexo A-22: Manual de trampas de vapor NFT650 de Nicholson

Distributed By: M&M Control Service, Inc.

www.mmcontrol.com/Nicholson.php

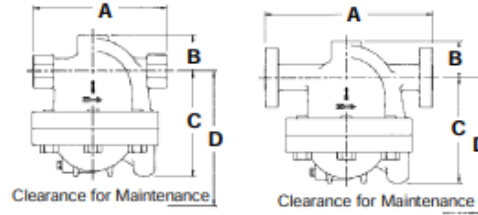
800-876-0036 847-356-0566

35

NOVA NFT650 SERIES VARIABLE ORIFICE STEAM TRAPS

SPECIFICATION

Steam trap shall be of float and thermostatic design. Float shall be free of levers, linkages, or other mechanical connections. Float shall be weighted to maintain orientation and shall act as the valve being free to modulate condensate through the seat ring. Air vent shall be of balanced pressure design with stainless steel welded encapsulated bellows capable of discharging air and noncondensable gases continuously within 15°F of saturated temperature. Trap shall contain integral strainer and stainless steel exhaust port sleeve. Trap shall be cast steel bodied suitable for pressures to 650 psi and available in 1/2" through 2" NPT, Socket Weld, or flanged.



Connections:
1/2" NPT or 1 1/2" Flanged

MATERIALS OF CONSTRUCTION

Body & CoverASTM A216 Grade WCB
Cover GasketSpiral Wound 304 Stainless
w/graphite filler
All InternalStainless Steel
Air VentBalanced Pressure, Stainless Steel

MAXIMUM OPERATING CONDITIONS

PMO: Max. Operating Pressure

ORIFICE	PMO	
20	20 psig	(1.4 barg)
50	50 psig	(3.5 barg)
100	100 psig	(6.9 barg)
175	175 psig	(12.1 barg)
300	300 psig	(20.7 barg)
400	400 psig	(27.6 barg)
600	600 psig	(41.4 barg)

PMA: Max. Allowable Pressure:
650 psig (44.8 barg)

TMA: Max. Allowable Temperature:
750°F (400°C)

Dimensions		Inches (mm)						Weight Lbs. (kg)
Model	Size	A			B	C	D	
		NPT	300#	600#				
NFT651	1/2, 3/4 & 1	5 1/2 (140)	—	—	3 1/16 (78)	5 7/16 (138)	7 1/4 (184)	21 (9.5)
	1	11 (279)	13 3/4 (349)	13 3/4 (349)	2 15/16 (75)	8 3/4 (222)	11 3/8 (290)	84 (38.2)
NFT652	1 1/2 & 2	11 (279)	13 3/4 (349)	14 9/16 (370)	2 15/16 (75)	8 3/4 (222)	11 3/8 (290)	87 (39.5)
	1 1/2	13 3/4 (349)	16 3/4 (426)	17 3/8 (411)	3 5/16 (84)	11 7/8 (302)	16 (406)	192 (87.3)
NFT653	2	13 3/4 (349)	16 11/16 (424)	17 7/16 (443)	3 5/16 (84)	11 7/8 (302)	16 (406)	195 (88.6)

Maximum Capacity - lbs/hr (10 degrees Below Saturation)

Trap	Orifice Size	MAX ΔP	Differential - PSIG (barg)															
			1 (.07)	5 (.34)	10 (.69)	20 (1.38)	50 (3.45)	75 (5.17)	100 (6.90)	150 (10.3)	175 (12.1)	200 (13.8)	250 (17.2)	300 (20.7)	400 (27.6)	500 (34.5)	600 (41.4)	
NFT651	0.277	20	590	1600	2100	2450												
	0.209	50	340	760	1080	1540	2460											
	0.157	100	200	500	650	830	1100	1300	1400									
	0.141	150	170	385	527	705	990	1130	1240	1415								
	0.130	175	180	350	500	675	900	1000	1100	1300	1400							
	0.120	250	110	255	360	500	700	800	900	1000	1050	1100	1200					
	0.106	300	105	240	330	435	575	675	750	875	955	1020	1140	1255				
	0.096	400	100	220	300	390	510	585	640	740	795	835	920	1000	1140			
	0.081	600	75	145	180	225	300	340	375	435	465	490	540	585	665	740	800	
NFT652	0.593	20	2720	6280	8600	11700												
	0.469	50	1750	3920	5560	7900	12600											
	0.339	100	930	2170	3130	4460	6020	7030	7960									
	0.316	150	850	1935	2650	3540	4970	5685	6230	7100								
	0.297	175	800	1700	2300	3200	4400	5000	5500	6400	6900							
	0.261	250	670	1400	1900	2540	3500	4100	4200	5100	5300	5500	6000					
	0.238	300	645	1240	1565	1955	2575	2940	3220	3740	4000	4220	4640	5060				
	0.213	400	515	995	1250	1565	2060	2355	2575	2995	3200	3380	3720	4050	4600			
	0.180	600	370	710	895	1120	1470	1680	1840	2140	2290	2410	2655	2890	3300	3655	3955	
NFT653	1.102	20	8000	15000	18000	22800												
	0.875	50	5460	12600	15600	18400	25400											
	0.593	100	2800	6350	8700	12800	16600	18700	21000									
	0.578	150	2690	6120	8385	11200	15700	17980	19700	22450								
	0.547	175	2400	5500	7600	10300	14400	16500	18200	20750	21900							
	0.484	250	1600	3770	5300	7560	10400	12100	13600	15500	16300	17100	18400					
	0.453	300	1500	3500	5200	7075	9325	10655	11655	13545	14485	15275	16815	18315				
	0.404	400	1400	2800	4200	5630	7420	8480	9270	10770	11520	12150	13380	14570	16555			
	0.339	600	800	1800	2800	3900	5220	5970	6530	7585	8110	8555	9420	10260	11655	12960	13990	

For Kg/Hr Multiply by .454

Anexo A-23: Manual de trampas de vapor de balde invertido de Nicholson

46 Distributed By: M&M Control Service, Inc. www.mmcontrol.com/Nicholson.php 800-876-0036 847-356-0566

DURA-FLO CAPACITY TABLES

Trap	Orifice		0.50	1	5	10	15	20	25	30	40	60	70	80	100	125	130	150	180	200	225	250	
	Size	Max ΔP	(.034)	(.069)	(.345)	(.690)	(1.03)	(1.38)	(1.72)	(2.07)	(2.76)	(4.14)	(4.83)	(5.52)	(6.90)	(8.62)	(8.97)	(10.3)	(12.4)	(13.8)	(15.5)	(17.2)	
80S	3/16	20	200	270	450	560	640	690															
	1/8	80	80	110	200	300	360	420	460	500	540	620	660	690									
	7/64	125	-	55	90	145	195	260	305	345	400	485	525	565	640	680							
	3/32	150	-	-	70	110	150	200	240	270	310	380	410	440	480	540	545	570					
81S & 21	1/4	15	300	450	830	950	1060																
	3/16	30	190	300	540	670	770	880	950	1000													
	5/32	70	100	165	180	430	495	585	655	710	770	900	950										
	1/8	125	70	130	220	340	390	460	515	560	610	710	760	800	860	950							
	7/64	200	-	65	150	230	275	335	375	405	455	545	580	610	665	735	780	810	850	860			
3/32	250	-	-	100	150	190	240	270	290	340	420	450	470	520	575	585	620	670	700	730	760		
82S & 22	5/16	15	570	850	1600	1900	2100																
	1/4	30	350	500	950	1380	1630	1800	1900	2050													
	3/16	70	250	420	785	950	1120	1260	1395	1500	1700	2000	2200										
	5/32	125	180	300	560	680	800	900	995	1070	1220	1440	1550	1650	1800	2000							
	1/8	200	100	180	325	465	505	575	650	710	805	980	1050	1105	1225	1375	1410	1500	1560	1600			
7/64	250	75	130	240	340	370	420	480	520	590	720	770	810	900	1010	1020	1100	1170	1230	1280	1300		
83S & 23	1/2	15	1410	1880	2900	3500	3900																
	3/8	30	990	1400	2300	2700	3300	3500	3800	4000													
	5/16	60	600	940	1730	2045	2510	2825	2995	3135	3800	4400											
	9/32	80	510	735	1350	1595	1960	2205	2340	2450	2880	3490	3800	4000									
	1/4	125	385	600	1100	1300	1600	1800	1910	2000	2350	2850	3100	3300	3600	3900							
	7/32	180	300	490	860	1165	1350	1595	1865	2085	2205	2510	2695	2820	3065	3185	3300	3500	3700				
3/16	250	255	400	700	950	1100	1300	1520	1700	1800	2050	2200	2300	2500	2600	2700	2800	3020	3200	3400	3500		
84 & 24	5/8	15	2160	2900	4800	5800	6500																
	1/2	30	1450	2250	3700	4750	5200	6000	6500	6800													
	3/8	60	1050	1750	2950	3550	4000	4700	5000	5400	5800	6800											
	11/32	80	800	1560	2500	2900	3200	3500	4000	4400	4850	5750	6000	6400									
5/16	125	660	1200	1950	2450	2750	3100	3250	3500	4000	4800	5250	5600	6200	6700								
9/32	180	550	950	1500	1900	2200	2350	2700	2900	3250	3800	4250	4500	4800	5500	5600	5700	6000					
1/4	250	350	580	1000	1250	1450	1800	2000	2200	2600	3150	3350	3500	3800	4300	4450	4700	5000	5300	5500	5700		
85 & 25	3/4	15	3100	4160	7600	9000	10000																
	9/16	30	1800	2900	5200	6400	7700	8500	9200	9800													
	7/16	60	1400	2200	3800	5000	6000	6600	7100	7600	8300	9500											
	3/8	100	1100	1700	3000	3600	4500	5200	5800	6100	7000	8500	9200	9700	10400								
	11/32	130	900	1500	2600	3200	3900	4500	5000	5400	6200	7500	8050	8500	9600	10900	11000						
	5/16	180	750	1200	2100	2600	3200	3700	4100	4500	5400	6600	7000	7257	8118	8979	9040.5	9500	10000				
9/32	225	600	970	1700	2100	2600	2950	3300	3600	4500	5400	5700	5900	6600	7300	7350	7850	8400	9200	9800			
1/4	250	400	700	1200	1500	1900	2100	2400	2600	3200	3800	4000	4150	4600	5100	5150	5500	5950	6350	6650	7000		
86 & 26	1-1/16	15	6240	8400	14500	17300	19200																
	7/8	25	4100	5490	10000	12930	15620	18500	20000														
	3/4	40	2900	4500	8200	10600	12800	15000	16700	18000	20000												
	5/8	60	2100	3500	6900	8700	10600	12100	13300	14250	16300	19800											
	9/16	80	1900	3095	6000	7600	9300	10600	11700	12500	14300	17300	18300	19000									
	1/2	125	1600	2600	5000	6400	7800	8900	9800	10500	12000	14500	15400	16300	18000	20000							
	7/16	180	1400	2210	4180	5530	6640	7500	8490	9230	10450	12420	13300	14150	15750	17400	17900	18500	20000				
3/8	250	1000	1800	3400	4500	5400	6100	6900	7500	8500	10100	10800	11500	12800	14200	14300	15600	16900	17500	18500	19000		

For Kg/Hr Multiply by .454

Anexo A-24: Lista de costos de materiales y servicios terceros del proyecto

Costos de relación de materiales que se utilizaran en el proyecto

Uso	Material	Cantidad	Unidad	Precio x unidad \$	Costo total \$
Línea de alimentación de vapor en calderos	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 8"	52	metro	\$37.50	\$1,950.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 8"x90°	9	pieza	\$25.00	\$225.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 8"	6	pieza	\$31.00	\$186.00
	Perno hex Fo unc-8 5/8"x4-1/2"	72	pieza	\$2.25	\$162.00
	Arandela plana Fo 5/8"	72	pieza	\$0.20	\$14.26
	Arandela presion Fo 5/8"	72	pieza	\$0.20	\$14.26
	Tuerca hex Fo unc-8 5/8"	72	pieza	\$0.35	\$25.27
Manifold de vapor M-01	Valvula globo 12" 150 lb	1	pieza	\$2,500.00	\$2,500.00
	Valvula globo 10" 150 lb	1	pieza	\$2,000.00	\$2,000.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 12"	2	pieza	\$40.00	\$80.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 10"	2	pieza	\$38.00	\$76.00
	Perno hex Fo unc-8 7/8"x4-1/2"	48	pieza	\$2.50	\$120.00
	Arandela plana Fo 7/8"	48	pieza	\$0.22	\$10.56
	Arandela presion Fo 7/8"	48	pieza	\$0.22	\$10.56
	Tuerca hex Fo unc-8 7/8"	48	pieza	\$0.39	\$18.72
Línea de distribución cocinas	Codo acero a-234 SCH-40 sold 10"x90°	4	pieza	\$33.00	\$132.00
Línea de distribución secadores	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 12"	78	metro	\$45.00	\$3,510.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 12"x90°	4	pieza	\$30.00	\$120.00
Línea ramal de tubería de equipos secado	Válvula globo 3" 150 lb	1	pieza	\$600.00	\$600.00
	Válvula globo 8" 150 lb	1	pieza	\$1,200.00	\$1,200.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 4"	6	metro	\$20.00	\$120.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 3"	48	metro	\$25.00	\$1,200.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 5"	6	metro	\$29.00	\$174.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 8"	42	metro	\$35.00	\$1,470.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 4"x90°	4	pieza	\$18.00	\$72.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 3"x90°	13	pieza	\$13.00	\$169.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 5"x90°	4	pieza	\$20.00	\$80.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 8"x90°	3	pieza	\$29.00	\$87.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 3"	2	pieza	\$17.00	\$34.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 4"	2	pieza	\$20.00	\$40.00
	Aislamiento térmico tuberías	Lana de vidrio con foil fsk 2"x1.2mx15m	25	pieza	\$70.00
Plancha aluminio 3mmx1.2mx2.4		100	pieza	10	\$1,000.00
Sistema de trampeo de condensado	Trampa nicholson spence mod 83s 1"	2	pieza	350	\$700.00
	Trampa Nicholson spence mod 84 1"	1	pieza	400	\$400.00
	Trampa Nicholson NFT653 1-1/2"	1	pieza	600	\$600.00

en manifolds y pierna colectora	Filtro y spence mod 250y1 1"	3	pieza	100	\$300.00
	Filtro y spence mod 250y1 1-1/2"	1	pieza	130	\$130.00
	Visor condensado doble mirilla 1"	3	pieza	40	\$120.00
	Visor condensado doble mirilla 1-1/2"	1	pieza	46	\$46.00
	Válvula bola 3pc inox 1000 rosc 1"	9	pieza	25	\$225.00
	Valvula bola 3pc inox 1000 rosc 1-1/2"	3	pieza	20	\$60.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 1"	42	metro	7	\$294.00
	Tubo astm a-53 grado b s/c SCH-40 1-1/2"	18	metro	9	\$162.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 1"x90°	15	pieza	4	\$60.00
	Codo acero a-234 SCH-40 sold 1-1/2"x90°	5	pieza	5	\$25.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 1"	12	pieza	4	\$48.00
	Brida slip-on de acero ANSI 150 lb 2"	4	pieza	5	\$20.00
Sub-total					\$22,340.62
Igv					\$4,021.31
Total					\$26,361.94

Costos de servicio tercero de proyecto

Tipo de servicio tercero a ejecutar	Costo \$
Montaje de tuberías línea de alimentación de vapor a calderos	\$4,000.00
Fabricación y montaje de manifolds de vapor	\$1,800.00
Montaje de tuberías de vapor de alimentación de vapor a cocinas	\$4,000.00
Montaje de tuberías de alimentación de vapor a secadores	\$7,600.00
Montaje de ramales de tubería de vapor de secadores Rotadiscos	\$4,700.00
Montaje de ramales de tubería de vapor de secador rotatubos	\$3,200.00
Instalación de aislamiento térmico de sistema de distribución de vapor	\$16,000.00
Montaje de sistema de trampeo de sistema de distribución de vapor	\$2,500.00
Montaje línea de intercambiadores de tuberías PAMA y licor de separadora	\$1,200.00
Montaje de soportes de tuberías	\$2,000.00
Desmontaje de tuberías de vapor existentes en línea de vapor	\$10,000.00
Total	\$57,000.00

Anexo A-25: Porcentaje de recuperación de condensado de la empresa pesquera Vlacar Sac.

Porcentaje de recuperacion de condensado pesquera Vlacar SAC

Velocidad de planta **50 t/h (MP)**
12 t/h (HP)
 Flujo de vapor  **24,500 kg/h**

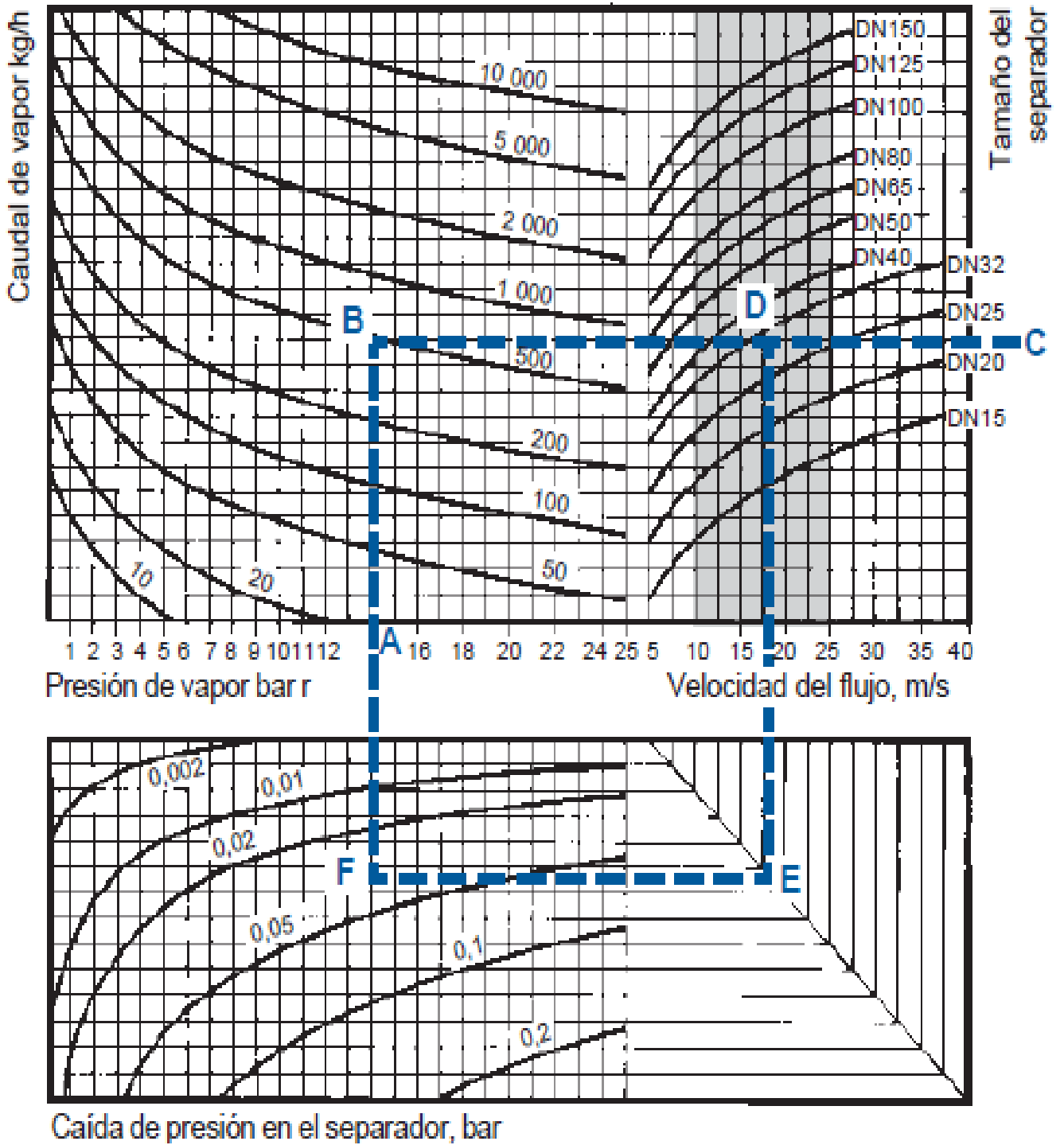
ESCENARIO IDEAL	
STD agua reposición (blanda)	806 ppm
STD agua de condensado	3 ppm
STD máximo en caldera	7,000 ppm
STD agua de alimentación	130 ppm

ESCENARIO REAL	
STD agua reposición (blanda)	1,004 ppm
STD agua de condensado	3 ppm
STD máximo en caldera	7,000 ppm
STD agua de alimentación	284 ppm

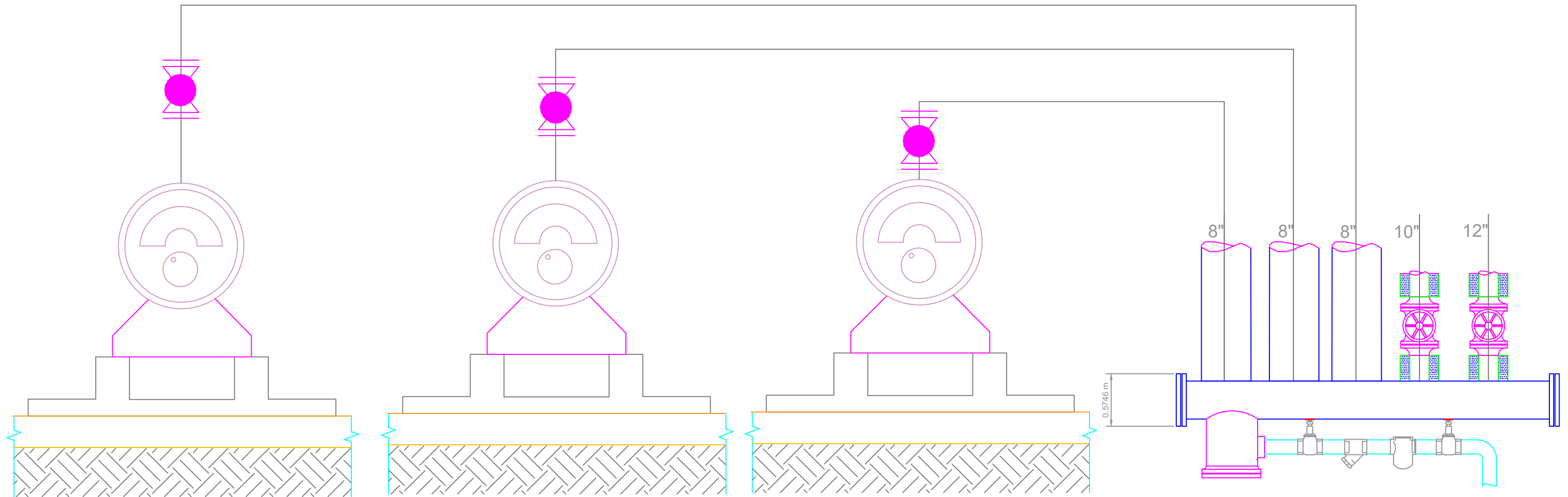
	%	Flujo kg/h
Agua de alimentación		24,964
Agua de reposición (blanda)	15.8%	3,948
Recuperación de condensado	85.8%	21,015
Purgas de Caldera	1.9%	464

	%	Flujo kg/h
Agua de alimentación		25,536
Agua de reposición (blanda)	28.1%	7,168
Recuperación de condensado	75.0%	18,368
Purgas de Caldera	4.1%	1,036

Anexo A-26: Gráfico de dimensionado del separador

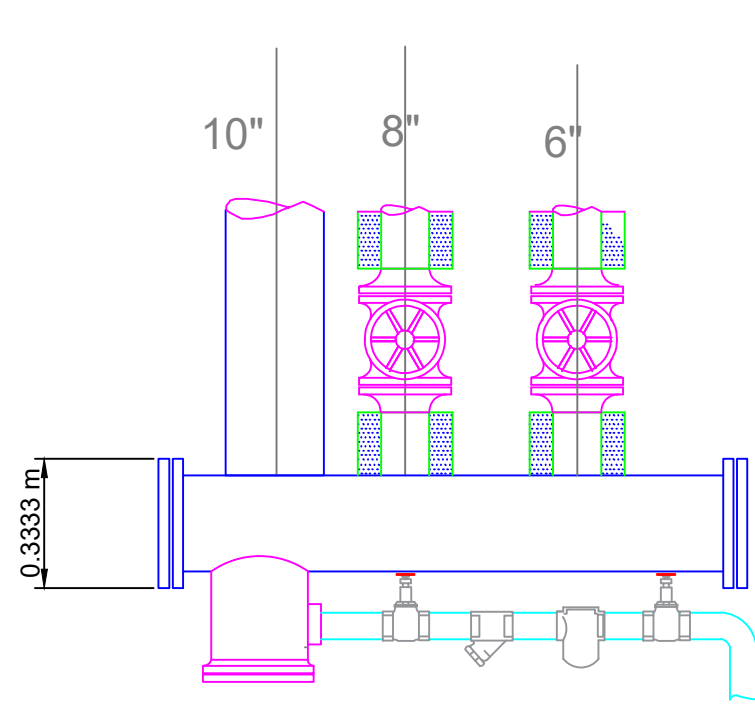


Anexo A-27: Planos de línea de distribución de vapor propuesto para la empresa pesquera Vlacar
Sac

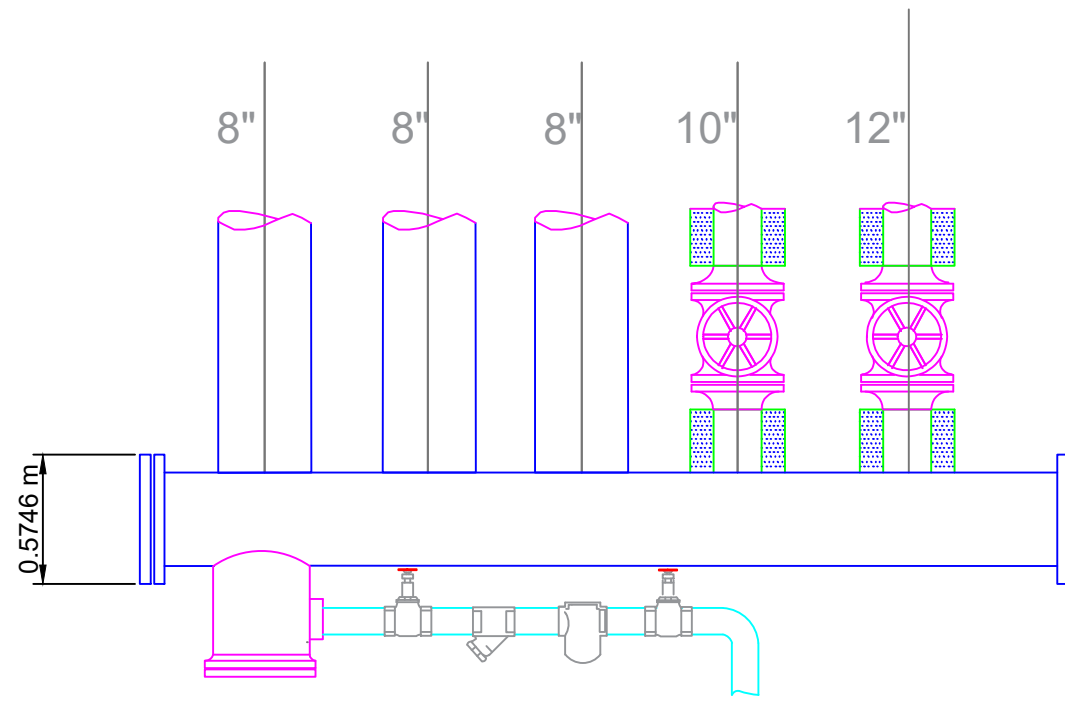


ÁREA DE PRODUCCIÓN DE VAPOR

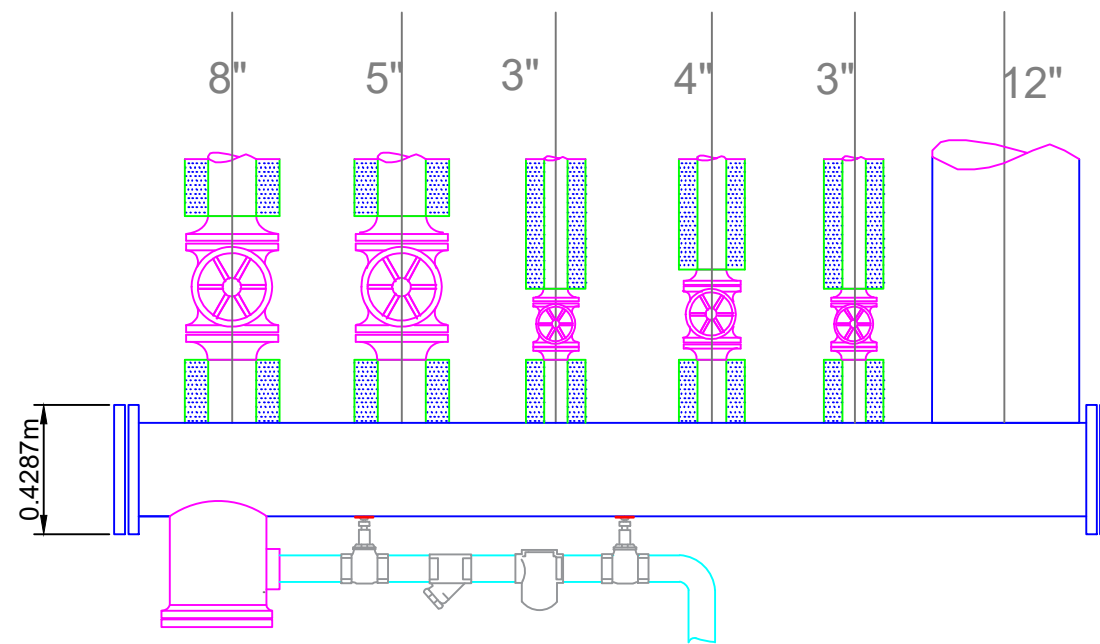
	NOMBRE	FECHA	PROYECTO:	
DISEÑÓ:	ALVARO ALBERTO RODRIGUEZ RUIZ	8/11/2022	DISEÑO DE LÍNEA DE GENERACIÓN DE VAPOR EN LA EMPRESA PESQUERA VLACAR S.A.C.	
APROBÓ:				
	SISTEMA DE PROYECCIÓN	MATERIAL	DIBUJO:	FORMATO A3
			LÍNEA DE GENERACIÓN DE VAPOR	
			ESCALA: 1:1	HOJA N° 1 DE 1



MANIFOLD DE COCINAS



MANIFOLD DE CALDERAS



MANIFOLD DE SECADORES



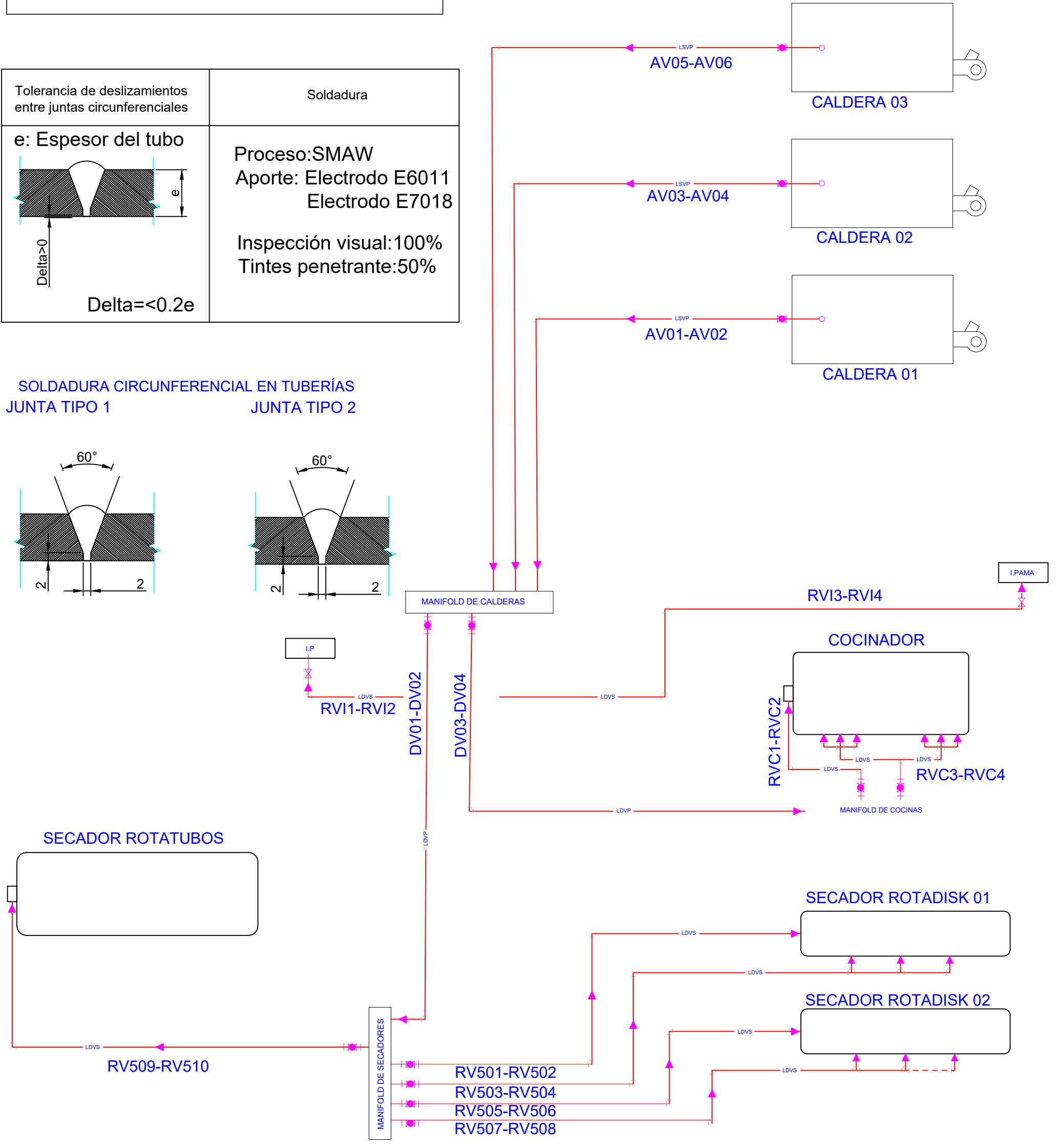
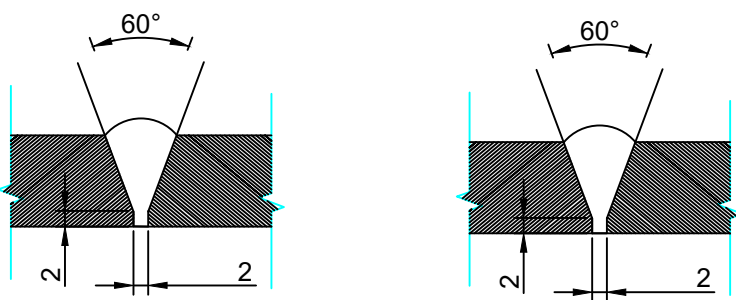
	NOMBRE	FECHA	PROYECTO:	
DISEÑO:	ALVARO ALBERTO RODRIGUEZ RUIZ	8/11/2022	DISEÑO DE MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO EN LA EMPRESA PESQUERA VLACAR S.A.C.	
APROBÓ:			DIBUJO:	FORMATO A3
	SISTEMA DE PROYECCIÓN	MATERIAL	MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	
				ESCALA: 1:1

LEYENDA

- LSVP- LÍNEA SUMINISTRO VAPOR PRINCIPAL
- LDVP- LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PRINCIPAL
- LDVS- LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SECUNDARIA
- VÁLVULA DE VAPOR

Tolerancia de deslizamientos entre juntas circunferenciales	Soldadura
e: Espesor del tubo Delta > 0 Delta = < 0.2e	Proceso: SMAW Aporte: Electrodo E6011 Electrodo E7018 Inspección visual: 100% Tintes penetrante: 50%

SOLDADURA CIRCUNFERENCIAL EN TUBERÍAS JUNTA TIPO 1 JUNTA TIPO 2



	NOMBRE	FECHA	PROYECTO:	
DISEÑO:	ALVARO ALBERTO RODRIGUEZ RUIZ	8/11/2022	DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SATURADO EN LA EMPRESA PESQUERA VLACAR S.A.C.	
APROBÓ:			DIBUJO:	FORMATO A3
		SISTEMA DE PROYECCIÓN	RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	
		MATERIAL	ESCALA: 1:1	
				HOJA N° 1 DE 1



DECLARACION JURADA DE ORIGINALIDAD

Yo Serapio Agapito Quillos Ruiz

Asesor(a) presidente de la Unidad de Investigación de la

Facultad:	Ciencias		Educación		Ingeniería	x
-----------	----------	--	-----------	--	------------	---

Escuela Profesional: Ingeniería Mecánica

Departamento Académico:

Escuela de Posgrado	Maestría		Doctorado	
---------------------	----------	--	-----------	--

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Asesor(a) / Unidad de Investigación revisora del trabajo de investigación intitulado:

Diseño de la red de distribución de vapor saturado para la producción de harina y aceite de pescado de la empresa pesquera Vlacar sac

Del estudiante / docente: Alvaro Alberto Rodriguez Ruiz

De la escuela / departamento académico: Ingeniería Mecánica

Constato que la investigación presentada por el bachiller es un trabajo propio, el cual se trabajó en conjunto con m persona asesorando en las observaciones que se obtuvieron durante su proceso. Quien suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote...15 de Marzo..... del 2023...

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/Presidente UIF: Serapio Agapito Quillos Ruiz

DNI: 08597503



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo / Nosotros(as): Alvaro Alberto Rodriguez Ruiz

estudiantes de la

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

Programa:

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

Diseño de la red de distribución de vapor saturado para la producción de harina y aceite de pescado de la empresa pesquera Vlacar sac

presentado en 162... folios, para la obtención del Grado académico: ()

Título profesional: (x) Investigación anual: ()

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

Nuevo Chimbote15 de...Marzo..... del 2023....

Firma:

Nombres y Apellidos: Alvaro Alberto Rodriguez Ruiz

DNI: 48003085

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