

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**Diseño y selección de un intercambiador de calor para elevar la
temperatura de gas natural en la estación de regulación y medición
primaria de la empresa Econort Group S.A.C. - 2022**

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

Autor:

Bach. Rodriguez Culqui, Steev Bryan

Asesor:

M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

DNI 40149444

Código ORCID: 0000-0001-9175-5545

Nuevo Chimbote – Perú

2024

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

CONFORMIDAD DEL ASESOR

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

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

**Diseño y selección de un intercambiador de calor para elevar la temperatura de
gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa
Econort Group S.A.C. - 2022**

Autor : Bach. Rodriguez Culqui, Steev Bryan

M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

ASESOR

DNI 40149444

Código ORCID: 0000-0001-9175-5545

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



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

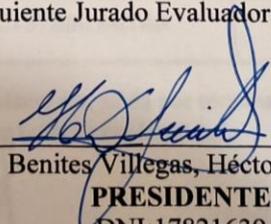
· HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

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

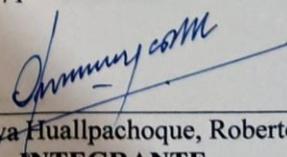
Diseño y selección de un intercambiador de calor para elevar la temperatura de gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa Econort Group S.A.C. - 2022

Autor: Bach. Rodriguez Culqui, Steev Bryan

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:


Dr. Benites Villegas, Héctor Domingo
PRESIDENTE
DNI:17821639
CÓD. ORCID:0000-0002-8809-6371


Mg. Guevara Chinchayan, Robert Fabian
SECRETARIO
DNI:32788460
CÓD. ORCID:0000-0002-3579-3771


M.Sc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos
INTEGRANTE
DNI: 40149444
CÓD. ORCID: 0000-0001-9175-5545

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

El día lunes 24 del mes de junio del año dos mil veinticuatro, siendo las 12:00 p.m. en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, en cumplimiento al Art. 68 del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado con Resolución N°337-2024-CU-R-UNS de fecha 12.04.24, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 267-2024-UNS-CFI de fecha 24.05.24, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. Héctor Domingo Benites Villegas : Presidente
- Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán : Secretario
- M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque : Integrante

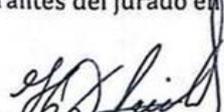
Y según la Resolución Decanal N°342-2024-UNS-FI de fecha 21.06.24., se **DECLARA EXPEDITO** al bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis, titulada: "DISEÑO Y SELECCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA ELEVAR LA TEMPERATURA DE GAS NATURAL EN LA ESTACIÓN DE REGULACIÓN Y MEDICIÓN PRIMARIA DE LA EMPRESA ECONORT GROUP S.A.C. - 2022", perteneciente al bachiller: **RODRÍGUEZ CULQUI STEEV BRYAN**, con código de matrícula N° 0201611048, teniendo como asesor al docente M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque, según Resolución Decanal N° 498-2022-UNS-FI de fecha 01.09.22.

Terminada la sustentación del bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
RODRÍGUEZ CULQUI STEEV BRYAN	17	BUENO

Siendo las 12:40 p.m. del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Dr. Héctor Domingo Benites Villegas
PRESIDENTE


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
SECRETARIO


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

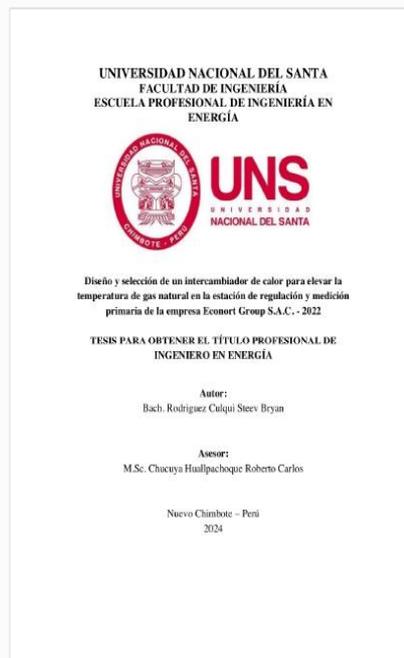


Recibo digital

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

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Steev Bryan Rodriguez Culqui
Título del ejercicio: Quick Submit
Título de la entrega: Diseño y selección de un intercambiador de calor para eleva...
Nombre del archivo: rcambiador_de_calor_para_elevar_la_temperatura_de_gas_n...
Tamaño del archivo: 3.47M
Total páginas: 68
Total de palabras: 11,450
Total de caracteres: 62,794
Fecha de entrega: 03-jul.-2024 02:33a. m. (UTC+0800)
Identificador de la entre... 2411730023



Diseño y selección de un intercambiador de calor para elevar la temperatura de gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa Econort Group S.A.C. - 2022

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%

INDICE DE SIMILITUD

23%

FUENTES DE INTERNET

10%

PUBLICACIONES

10%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
2	renati.sunedu.gob.pe Fuente de Internet	1%
3	bibdigital.epn.edu.ec Fuente de Internet	1%
4	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	1%
5	repositorio.usm.cl Fuente de Internet	1%
6	dspace.esPOCH.edu.ec Fuente de Internet	<1%
7	repositorio.itm.edu.co Fuente de Internet	<1%
8	www.repositorio.usac.edu.gt Fuente de Internet	<1%

Dedicatoria

Dedico este presente trabajo a mis padres, por todo su apoyo incondicional, a mis hermanos y familiares que me alentaron en todo momento, y a mis compañeros y maestros que me acompañaron a lo largo de mi etapa universitaria.

Agradecimiento

Quiero agradecer primeramente a Dios, por haberme permitido llegar hasta este momento gozando de una buena salud y rodeado de mis seres queridos.

A mis familiares y amigos, por todo el apoyo brindado.

A mi asesor de tesis el M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque por la orientación y dedicación para poder terminar el presente trabajo.

Índice

Dedicatoria	vii
Agradecimiento	viii
Resumen	xiii
Abstract.....	xiv
I. Introducción	15
1.1 Realidad problemática	15
1.2 Antecedentes	17
1.3 Justificación	20
1.4 Hipótesis	21
1.5 Objetivos.....	21
1.5.1 Objetivo general	21
1.5.2 Objetivos específicos.....	21
II. Marco Teórico.....	22
2.1 Gas natural	22
2.1.1 Generalidades	22
2.1.2 Reservas, transporte y distribución del gas natural en Perú	23
2.2 Estación de regulación y medición primaria.....	25
2.2.1 Filtros.....	26
2.2.2 Reguladores de presión.....	27
2.2.3 Calentadores	27
2.2.4 Medidor de volumen.....	29
2.2.5 Efecto Joule-Thomson.....	29
2.3 Formación de escarcha.....	31
2.4 Intercambiadores de calor	32
2.4.1 Definición	32
2.4.2 Intercambiador de calor de coraza y tubo.....	33
2.4.3 Intercambiador de calor de placas	36
2.4.4 Intercambiador de calor de flujo en paralelo	37

2.4.5	Intercambiadores de calor de flujo atravesado	38
2.4.6	Intercambiador de calor de flujo en contracorriente.....	38
III.	Materiales y Métodos	40
3.1	Material.....	40
3.1.1	Estación de Regulación y Medición Primaria	40
3.1.2	Agua caliente	40
3.1.3	Gas natural.....	41
3.2	Métodos	41
3.2.1	Metodología de la investigación.....	41
3.2.2	Diseño.....	41
3.2.3	Metodología de cálculo	42
IV.	Resultados y Discusión	53
4.1	Sistema energético actual del gas natural en la ERMP.....	53
4.2	Demanda y balance de energía en el intercambiador de calor.....	59
4.3	Parámetros para el diseño del intercambiador de calor	60
4.4	Diseño preliminar del intercambiador de calor.....	61
4.5	Selección y evaluación del intercambiador de calor.....	64
4.6	Mejoramiento del sistema energético del gas natural en la ERMP	71
4.7	Discusión de los resultados	73
V.	Conclusiones	75
VI.	Recomendaciones.....	76
	Referencias bibliográficas	77
	Anexos.....	82

Índice de Tablas

Tabla 1. Porcentaje de composición del gas natural de Camisea en el City Gate de Lurín.	22
Tabla 2. Especificaciones técnicas de la ERMP de Econort Group S.A.C.	40
Tabla 3. Propiedades del gas natural a condiciones estándar.	41
Tabla 4. Coeficientes para j_i	48
Tabla 5. Datos históricos climáticos del distrito de Sechura.	53
Tabla 6. Temperaturas del gas natural en la ERMP sin intercambiador de calor.....	56
Tabla 7. Temperatura del punto de rocío en la ERMP.	57
Tabla 8. Parámetros que determinan el diseño del intercambiador de calor.	61

Índice de Figuras

Figura 1. Concesiones del Transporte y Distribución de gas natural en Perú.	24
Figura 2. ERMP para una industria.	25
Figura 3. Filtro tipo cartucho con un solo elemento filtrante.	26
Figura 4. Regulador de presión operando en una ERMP.	27
Figura 5. Intercambiadores de calor en una estación de regulación de presión de gas natural.	28
Figura 6. Estrangulamiento de un fluido en una tubería.....	30
Figura 7. Fases de formación de escarcha.	32
Figura 8. Intercambiador de calor del tipo coraza y tubo.....	34
Figura 9. Designación de intercambiadores según TEMA.....	35
Figura 10. Intercambiador de calor del tipo placa.....	36
Figura 11. Diagrama de intercambiador de calor en paralelo.....	38
Figura 12. Esquema de intercambiador de calor en flujo cruzado.	38
Figura 13. Distribución del calor en un intercambiador de flujo en contracorriente.....	39
Figura 14. Distribución angular de los tubos en la coraza.....	45
Figura 15. Temperatura promedio del distrito de Sechura.	54
Figura 16. Humedad relativa del distrito de Sechura.	54
Figura 17. Temperaturas del gas natural y del ambiente en la ERMP sin el intercambiador de calor.	58
Figura 18. Temperaturas del gas natural y del ambiente en la ERMP con el intercambiador de calor.	72

Resumen

La presente investigación se orientó al diseño y selección de un intercambiador de calor (IC) para elevar la temperatura de gas natural en la estación de regulación y medición primaria (ERMP) de la empresa Econort Group S.A.C., con el propósito de evitar la formación de escarcha alrededor de la tubería, luego de la regulación.

Se realizó un análisis del sistema de energía del gas natural en la ERMP sin el IC, obteniéndose una caída de temperatura del gas natural de 23 °C post regulación. Se determinó la demanda de energía del IC, arrojando un valor de 10,886 kW. Posteriormente se establecieron los parámetros para el diseño y la selección del IC, el tipo escogido fue de coraza y tubos a contracorriente, un paso por la coraza (agua) y dos pasos por los tubos (gas natural).

Se realizó un análisis preliminar del IC, dando como resultado los siguientes datos geométricos: un diámetro interno de la coraza de 0,254 m, el diámetro interno de los tubos de 16 mm, el número de tubos de 26, el espacio entre deflectores de 0,100 m y el paso de los tubos de 0,02625 m. Seguidamente, se evaluaron los valores seleccionados para determinar si el diseño cumple con los requerimientos, se obtuvo un área y un coeficiente global de transferencia de calor bajo condiciones de “limpio” de 1,58 m² y 389,0 W/m². °C respectivamente.

Finalmente se demostró que, con la implementación del IC en la ERMP, el gas natural elevaría su temperatura, evitando así la formación de escarcha alrededor de la tubería.

Palabras clave: Intercambiador de calor, Gas natural, Estación de regulación de presión primaria.

Abstract

The present research is aimed at the design and selection of a heat exchanger (IC) to raise the temperature of natural gas in the primary regulation and measurement station (ERMP) of the company Econort Group S.A.C., with the purpose of avoiding the formation of frost around the pipe, after regulation.

An analysis of the natural gas energy system was carried out in the ERMP without the IC, obtaining a natural gas temperature drop of 23 °C post regulation. The energy demand of the IC is calculated, yielding a value of 10,886 kW. Subsequently, the parameters were prepared for the design and selection of the IC, the type chosen was heart and countercurrent tubes, one pass through the heart (water) and two passes through the tubes (natural gas).

A preliminary analysis of the IC was carried out, resulting in the following geometric data: an internal diameter of the heart of 0,254 m, the internal diameter of the tubes of 16 mm, the number of tubes of 26, the space between baffles of 0,100 m and the pitch of the tubes of 0,02625 m. Next, the selected values were evaluated to determine if the design meets the requirements, an area and a global heat transfer coefficient under “clean” conditions of 1,58 m² and 389,0 W/m². °C were obtained respectively.

Finally, it is demonstrated that, with the implementation of the IC in the ERMP, the natural gas would raise its temperature, thus preventing the formation of frost around the pipe.

Keywords: Heat exchanger, Natural gas, Primary pressure regulation station.

I. Introducción

1.1 Realidad problemática

En las estaciones de recepción de gas natural en la entrada de las ciudades (o también llamadas “city gate”) las cuales se crean y colocan para recibir el gas que proviene de un gaseoducto de alta presión con la finalidad de suministrar el gas a una ciudad o localidad. Estas instalaciones se encargan de modular la presión en función del nivel de consumo, reduciéndola desde valores tan elevados como 80 barg hasta aproximadamente 19 barg en el caso de ciudades importantes, donde el gas inicia su distribución a través de conductos principales de acero. Debido a esta reducción de presión, es que estas estaciones cuentan con un sistema para elevar la temperatura del gas, y así impedir la formación de hidratos del gas, lo que conllevaría en el taponamiento de los reguladores o de las tuberías y fuga de gas en las uniones debido a esto.

Un caso que se dio en las industrias es de la empresa minera Sayari en Bolivia, según Velásquez (2022) la empresa contaba con un problema de formación de escarcha alrededor de la tubería y el taponamiento por la formación de hidratos del gas en el trayecto hacia la planta, estos problemas conllevaron a la ruptura de la línea y por ende a la parada de producción de la planta. Durante años el trabajo de descongelación de las tuberías se desarrolló vertiendo agua caliente sobre ellas para luego golpear el hielo formado con un martillo de punta.

La empresa Econort Group S.A.C. dedicada a la fabricación de productos orgánicos a partir de pescado, y cuya planta de producción se encuentra ubicada en el distrito y provincia de Sechura, pertenecientes al departamento de Piura, precisa de un cambio de matriz energética para sus dos calderos de vapor, de 500 BHP y 300 BHP, los cuales viene operando con gas licuado de petróleo y desean optar por un combustible más económico, como es el gas natural, para reducir costos de operación y producción.

Para ello, Econort Group S.A.C. solicitó a la empresa concesionaria del sistema de distribución del gas natural por ducto en el departamento de Piura, Gases del Norte del Perú S.A.C. (Gasnorp), la factibilidad del suministro de gas natural, recibiendo la aprobación, requerimientos y datos técnicos para el diseño de la

instalación industrial, conformada por el Accesorio de Ingreso a la Estación (AIE), la Estación de Regulación y Medición Primaria (ERMP) y la Instalación Interna.

Dentro de los datos para el diseño de su instalación industrial se evidenció que, la presión de distribución tiene un valor máximo de 45 barg, y esta debe ser reducida hasta una presión regulada de 4 barg en la ERMP antes de ingresar a la instalación interna, lo cual conllevaría a una disminución de temperatura del gas natural que, obedece al efecto de Joule Thomson, originando la formación de escarcha alrededor de la tubería después de la regulación, esto genera problemas técnicos como lo son, daño a las tuberías, flujo inestable del gas natural y constantes mantenimientos correctivos que se deben realizar.

Es por eso que, surge la necesidad de elevar la temperatura del gas natural antes de la regulación, a través de un intercambiador de calor, con el propósito de poder compensar el decrecimiento en la temperatura y evitar la formación de escarcha en la tubería post regulación.

Formulamos el siguiente problema:

¿Es posible que mediante un diseño y selección de un intercambiador de calor se eleve la temperatura del gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa Econort Group S.A.C.?

1.2 Antecedentes

Se presentan los siguientes antecedentes en la tesis:

Para Aguilar, J. (2016), centró su investigación en el planteamiento y selección de un equipo para el intercambio de calor, y así poder mejorar de manera significativa la eficacia de una extrusora de película tubular. Esta labor se realizó aplicando la evaluación del sistema energético y el análisis de las propiedades, tanto del equipo en cuestión, como de la planta en general. En consecuencia, revelaron el esquema de un intercambiador de calor con un área de $0,27 \text{ m}^2$, que incorpora 50 aletas y 2 tubos por fila hechos de aluminio. Como consecuencia de la implementación de este intercambiador, se logró un notable incremento en la eficiencia de la extrusora, pasando del 15% al 33%.

De acuerdo con Alizadeh et al. (2022) centraron su investigación en el precalentamiento del gas natural, aprovechando los gases de la combustión producto del calentamiento del gas, compuesto por calentadores de baño maría. En su laboratorio lograron fabricar un intercambiador de calor utilizando el método del Número de Unidades de Transferencia (NUT), el cual cuenta con 150 tubos de cobre y un área de $3,2 \text{ m}^2$ para el intercambio de calor. Concluyeron que la introducción del intercambiador de calor conllevaría a una disminución del gasto de gas natural de los calentadores de baño maría, equivalente a 510 132 metro cúbicos estándar al año, además de evitar la emisión anual de 756 toneladas de CO_2 en una estación de entrada de la ciudad.

Según Cabrera et al. (2018) tuvieron como objetivo el diseño de una herramienta para el dimensionamiento preliminar de intercambiadores de calor del tipo coraza y tubos empleando diversas correlaciones empíricas para moldear el fluido circulante por la coraza. Como resultado obtuvieron un material de apoyo que desarrolla los cálculos del procedimiento de diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD), y así conseguir el bosquejo inicial del intercambiador de calor. Llegaron a concluir que, la distribución triangular de los tubos en la coraza es clave para minimizar el área para el intercambio de calor y brindar estabilidad a la estructura que sostiene todos los tubos.

Conforme a Farzaneh-Gord et al. (2015) estudiaron la propuesta de la aplicación de energía geotérmica para sustituir el proceso de calentamiento convencional del gas natural en el City Gate de Gonbad Kavoods en Irán. Llevaron a cabo un análisis termoeconómico exhaustivo del sistema propuesto, teniendo como principales resultados un sistema que comprende 8 pozos con 150 m de profundidad, separados 15 m cada uno y 0,15 m de diámetro cada uno es la configuración más eficiente para la estación. El agua fría ingresa a largos tubos verticales en los pozos geotérmicos y recibe el calor geotérmico mientras fluye a través de los pozos, para luego ingresar a un intercambiador de calor del tipo carcasa y tubos, cediendo calor al gas natural y aumentando su temperatura. Como conclusión recomendaron la implementación de su propuesta en este trabajo en todos los City Gate de Irán, siendo la mejor alternativa posible.

Como señalan Martínez y Cardona (2023) centraron su investigación en el diseño de una mejora energética al proceso de lavado del taller de desarme de la empresa Relianz CAT en Colombia, el cual consiste en el precalentamiento del agua del proceso de lavado. Propusieron implementar un intercambiador de calor compuesto por 246 tubos, una longitud de 1,80 metros y un diámetro de tubería y coraza de 19,05 y 540 mm respectivamente. Esto conllevó, al incremento de la temperatura de precalentamiento del agua en un valor que supera los 60 °C, resultando en un ahorro energético del sistema de lavado de 2653 kW y teniendo un intercambiador de calor capaz de operar eficientemente en diversos niveles operativos de la empresa.

Citando a Pérez, Pérez et al. (2019), realizaron el dimensionamiento de un intercambiador de calor con serpentín, para el enfriamiento de una manera eficiente de un flujo de acetona líquida. Durante el estudio, se obtuvo una cifra de 23,88 kcal/(m². °C) para el coeficiente total de transferencia de calor, un valor de 6,60 m² para la superficie de intercambio de calor, 53 vueltas de serpentín igual a 53 y midiendo 2,58 m de altura. Además, se realizó una observación detallada al impacto del incremento del caudal y la temperatura de ingreso de la corriente de acetona sobre los criterios para el dimensionamiento del intercambiador. Como resultado de esta investigación, se observó un aumento significativo de los criterios de dimensionamiento al incrementar

ambas variables mencionadas, lo que indica la influencia directa de estos factores en la realización del intercambiador de calor.

En atención a Pérez, Ranero et al. (2020), se encargaron de dimensionar un intercambiador de calor del tipo coraza y tubos, con el propósito de enfriar metanol, desde 60°C hasta 30°C, usando agua como medio enfriador. El diseño del intercambiador consistió en un equipo con un diámetro de coraza de 390 mm, una distancia entre los tubos de 25,4 mm, 26 deflectores con un espaciado de 186 cm, 124 tubos en total, una relación de sobre diseño (SSD) del 0,2625 y un largo calculado de los tubos (LC) de 3,71 m. Llegando a la conclusión que, el tipo de intercambiador de calor dimensionado cumplía adecuadamente con los requisitos del servicio demandado, es decir, lograba enfriar de manera eficiente la corriente de metanol al rango de temperatura deseado.

Para Sánchez et al. (2020) manifestaron como objetivo el diseño óptimo del sistema de agua en los intercambiadores de calor, para la mejora del intercambio térmico al disminuir la temperatura del sulfuro de hidrógeno, constituyendo así una solución eficiente para un problema industrial. Se llevó a cabo la mejora de las corrientes de agua mediante algoritmos genéticos, empleando un prototipo para representar los intercambiadores de calor siguiendo el procedimiento del NUT. En consecuencia, lograron incrementar el flujo de calor de 3695 a 10514 W y una reducción en la temperatura de salida del gas de 9,8 a 2,9 K. El aprovechamiento térmico varió en valores de 3,90 y 22,16 %, dando una media del 12,44 %.

Como afirman Villalón et al. (2023) presentó como interés elevar la temperatura del gas natural mediante el empleo de un conducto tipo vórtice y un precalentamiento geotérmico. Dentro de los resultados que obtuvo encontramos un aporte geotérmico necesario de 26,41 kW, una superficie de intercambio de calor de 6,77 m², una longitud del intercambiador de 72,44 m y un valor de 0,045 kW/m². K para el coeficiente de transferencia de calor. Concluyó que, el implemento del tubo vórtex y el uso de energía geotérmica como contribución resultan altamente factibles. No solo mejoran la eficiencia del sistema de descompresión de gas natural, sino que también permiten un ahorro energético de hasta un tercio en comparación con los sistemas usuales.

1.3 Justificación

Dentro de la Estación de Regulación y Medición Primaria en la industria ECONOR GROUP S.A.C. se tiene una reducción abrupta en la presión de entrada, en comparación con la presión de salida del gas natural. Al llevarse a cabo esta disminución de la presión, es que surge una caída de temperatura después de los equipos encargados de reducir la presión del gas natural (reguladores), obedeciendo al efecto Joule Thomson.

La justificación del presente trabajo se da que debido a la caída de temperatura post regulación del gas natural, se originarían diversos problemas al momento del uso del mismo. Por ejemplo, formación de escarcha alrededor de la tubería, aparición de hidratos del gas natural, constantes mantenimientos correctivos, taponamiento y ruptura de la tubería.

De esta manera, es que se forma el propósito del presente trabajo de investigación, diseñar y seleccionar un intercambiador de calor, antes que ingresen a los reguladores de presión, para así aumentar la temperatura del gas natural y evitar los distintos inconvenientes que se darían de no hacerlo.

Al final de todo, la empresa ECONORT GROUP S.A.C. tendría una instalación de gas natural operando de manera óptima, sin surgir de ningún contratiempo y siendo un modelo para diversas empresas, no solo del mismo sector de trabajo, sino para cualquier empresa que al momento de querer adquirir gas natural o que se encuentren consumiendo gas natural en condiciones similares, tomarían como una solución lo propuesto para este caso de estudio.

1.4 Hipótesis

Mediante un diseño y selección de un intercambiador de calor se elevará la temperatura del gas natural con el fin de prevenir la acumulación de escarcha en la Estación de Regulación y Medición Primaria en la empresa Econort Group S.A.C.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar y seleccionar un intercambiador de calor para elevar la temperatura del gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa Econort Group S.A.C. en el año 2022.

1.5.2 Objetivos específicos

- Definir la demanda de energía requerida en el diseño y selección del intercambiador de calor en la estación de regulación y medición primaria.
- Determinar los parámetros que definen el diseño y selección del intercambiador de calor en la estación de regulación y medición primaria.
- Diseñar y seleccionar el intercambiador de calor más óptimo para la demanda de energía en la estación de regulación y medición primaria.
- Determinar el mejoramiento del sistema de energía del gas natural en la estación de regulación y medición primaria.

II. Marco Teórico

2.1 Gas natural

2.1.1 Generalidades

Para Baltodano y Huamán (2012) el gas natural se trata de un combustible fósil compuesto por una combinación de compuestos orgánicos, formados mayormente por hidrocarburos, encontrándose en estado gaseoso en disolución con el petróleo, en reservorios. Cuando al gas natural se halla en yacimientos en conjunto con el petróleo, se le denomina gas natural asociado; pero cuando no, se le conoce como gas natural no asociado.

Tabla 1.

Porcentaje de composición del gas natural de Camisea en el City Gate de Lurín.

Componentes	Porcentaje de moles (%)
Nitrógeno	1,1549
Dióxido de carbono	0,1906
Metano	89,7598
Etano	8,8122
Propano	0,0797
i-Butano	0,0008
n-Butano	0,0013
i-Pentano	0,0003
n-Pentano	0,0003
Hexano +	0,0001
Sumatoria	100,00

Nota: Tomado de Pacheco (2018).

El gas natural en el Perú, que llega a los consumidores finales, está compuesto principalmente por metano, en un porcentaje aproximado de 90%. También cuenta con la presencia de otros componentes como el metano, propano, butano, etc. en menor proporción, según se puede apreciar en la Tabla 1.

La composición del gas, está en función del origen de cada yacimiento, según los datos proporcionados por el Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minas (OSINERGMIN, 2022), el gas natural proveniente de Camisea y que llega al City Gate en Lurín tiene la siguiente composición porcentual.

Entre las opciones de energía tradicionales, el gas natural destaca por ser la opción con la menor huella contaminante, genera entre un 25% y 30% menos emisiones de dióxido de carbono (CO₂) comparado con otros combustibles derivados del petróleo; asimismo produce un 40 a 50% de emisiones de CO₂ inferiores al carbón, siendo utilizado tanto en industrias como hogares (Becerra y Rodríguez, 2017).

2.1.2 Reservas, transporte y distribución del gas natural en Perú

Hasta el año 2021, se estima que las reservas confirmadas de gas natural en el Perú alcanzan los 9251 Gpc (Giga pies cúbicos), clasificándose en reservas desarrolladas (6426 Gpc) y no desarrolladas (2825 Gpc). Las reservas desarrolladas son las cantidades que serán recuperadas mediante pozos e instalaciones existentes, mientras que las reservas no desarrolladas, son las que se esperan recuperar en futuras inversiones (Promigas, 2022).

La responsabilidad del transporte de gas natural desde los yacimientos en Camisea en el Perú está a cargo de Transportadora de Gas del Perú S.A. (TGP), la cual gestiona el Sistema de Transporte de Gas Natural (GN) y Gas Licuado de Gas Natural (LGN) hacia la zona costera. El gasoducto destinado al transporte de Gas Natural (GN) tiene una longitud de aproximadamente 729 km. Su punto de origen se ubica dentro la región amazónica del río Malvinas, perteneciente al distrito de Echarate, provincia de La Convención, dentro del departamento de Cusco. Este gasoducto atraviesa los Andes y concluye en la costa del Pacífico, en un punto conocido como City Gate, situado en Lurín.

Actualmente, existen 5 concesiones de distribución en el Perú, la primera es Gas Natural de Lima y Callao (Cálidda), cuyo ámbito de actuación abarca Lima y Callao; la segunda es Contugas, operando en el departamento de Ica, la tercera es Gases del Pacífico (Quavii), encargado de las regiones de Ancash,

Cajamarca, La Libertad y Lambayeque; el cuarto es Gases del Norte del Perú (Gasnorp), responsable de las ciudades de la región Piura como Talara, Paita, Piura, Sullana y Sechura; y por último la empresa Petroperú, cuya concesión abarca los departamentos de Arequipa, Moquegua y Tacna (OSINERGMIN, 2022).



Figura 1.

Concesiones del Transporte y Distribución de gas natural en Perú.

Extraído desde: OSINERGMIN (2022).

2.2 Estación de regulación y medición primaria

Es un sistema de componentes diseñados principalmente para reducir los niveles de presión de suministro del gas natural hasta alcanzar un nivel regulado, cuyo valor es menor al de la presión de ingreso, con el propósito de cuantificar la cantidad de gas consumida durante un período específico.

La ERMP forma parte de la acometida de gas natural para clientes industriales, estando bajo responsabilidad del usuario y manejada por la empresa concesionaria. Generalmente la ERMP se encuentra ubicada dentro del predio del consumidor y en recintos destinados solamente para albergarla, estos recintos deben garantizar un buen acceso, una correcta ventilación, y otros elementos que cumplan con un funcionamiento seguro (Balarezo, 2021).

Dentro de sus principales componentes encontramos:

- Filtros.
- Calentadores.
- Reguladores de presión.
- Medidor de volumen.
- Válvulas de cierre y seguridad.



Figura 2.

ERMP para una industria.

Nota: Elaboración propia.

2.2.1 Filtros

Para Adama e Ipanaque (2019) los filtros tienen como objetivo primordial la depuración y segregación de impurezas del gas natural que se encuentran presentes, abarcando tanto partículas líquidas como sólidas, cuyo tamaño puede alcanzar o superar las 80 micras. Estos dispositivos filtrantes se instalan de manera previa en todas las estaciones, garantizando una capacidad de filtrado que engloba la totalidad del caudal del flujo.

La ERMP cuenta mayormente con dos filtros de tipo cartucho, los cuales están compuestos principalmente con una coraza que es de acero y un elemento filtrante, siendo este último, el responsable del filtrado de las partículas. La cantidad de elementos filtrantes se determina mediante el diseño y cálculo, pudiendo ser uno o más.

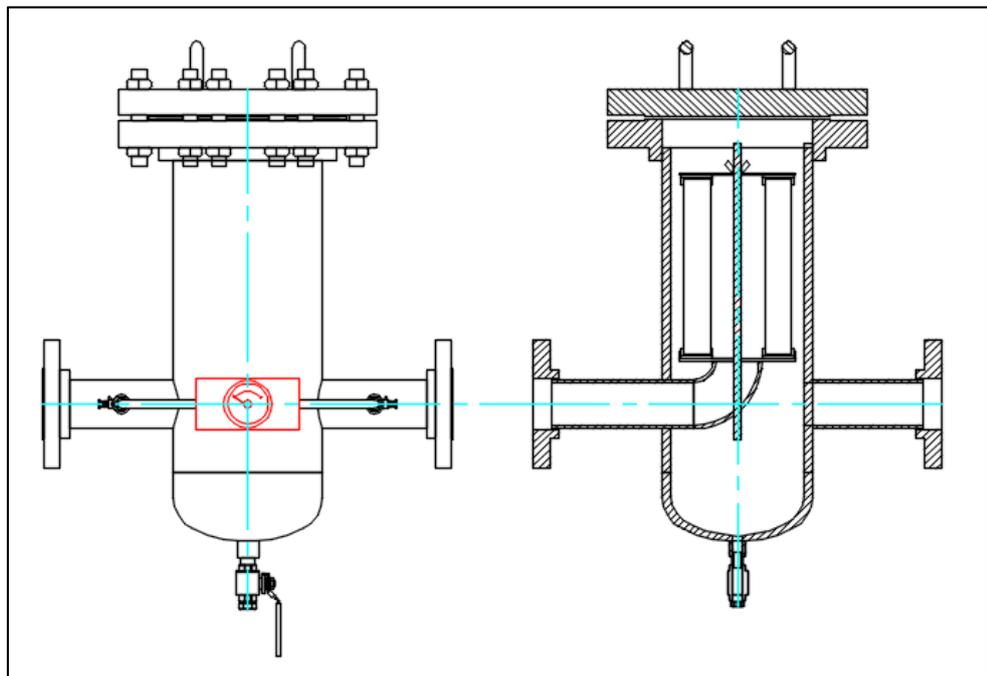


Figura 3.

Filtro tipo cartucho con un solo elemento filtrante.

Nota: Elaboración propia.

2.2.2 Reguladores de presión

Los equipos conocidos como "reguladores de presión" tienen la función de reducir la presión de ingreso al aparato hasta alcanzar una presión más baja al salir. Esto se logra mediante la generación de pérdida de carga al hacer que el flujo gaseoso pase a través de un orificio con una sección menor que al comienzo y término del dispositivo (Borras, 1987).

Los reguladores de presión se encargan de disminuir el valor de la presión de ingreso del gas natural hacia una presión menor, regulada y constante, este valor de presión alimenta al sistema de medición de la ERMP y a su vez a la red interna del usuario.



Figura 4.

Regulador de presión operando en una ERMP.

Nota: Elaboración propia.

2.2.3 Calentadores

El sistema de calentamiento tiene como principal función la de calentar el gas natural para así poder evitar el efecto Joule-Thomson que se produce después de pasar por los reguladores. Existen estaciones que requieren un sistema de calentamiento para el gas natural antes de su paso por los reguladores de

presión, esto se debe a que el gas se expande al atravesar los reguladores (Zegarra, 2019).



Figura 5.

Intercambiadores de calor en una estación de regulación de presión de gas natural.

Nota: Elaboración propia.

La ecuación siguiente determina el flujo de calor necesario para elevar la temperatura del gas natural en los calentadores de la ERMP:

$$\dot{Q} = q_{d,gn} * \rho_{gn} * C_{p,gn} * \Delta T_{gn,JT} * \frac{1}{3600} \dots (1)$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo de calor necesario para calentar el gas natural antes de su paso por los reguladores de presión, kW.

$q_{d,gn}$ = Caudal de diseño del gas natural a condiciones estándar, m³/h.

ρ_{gn} = Densidad gas natural a condiciones estándar, kg/m³.

Cp_{gn} = Calor específico del gas natural bajo condiciones estándar y presión invariable, kJ/kg. °C.

$\Delta T_{gn,JT}$ = Variación de temperatura por efecto Joule-Thomson del gas natural, °C.

2.2.4 Medidor de volumen

El medidor instalado contabiliza la cantidad de volumen de gas natural suministrado en metros cúbicos (m³), según datos de presión y temperatura durante el suministro, luego el volumen se transforma a unas condiciones de referencia a través de un computador de flujo y/o unidad correctora (Calderón, 2014). Como la presión y temperatura del gas natural que le llega al sistema de medición es distinto para cada usuario, se establece una condición de referencia para la medición en el Perú, el cual es el metro cúbico estándar (Sm³) medido a 15 grados centígrados (°C) y 1 atmósfera (atm).

2.2.5 Efecto Joule-Thomson

Este fenómeno se define como el fenómeno en el cual la temperatura de un sistema presenta cambios o fluctuaciones, pudiendo aumentar o disminuir, cuando este se expande o se estrangula isoentálpicamente de manera libre (Tafalla, 2021).

Cengel y Boles (2012) nos dicen que, en un estrangulamiento isoentálpico de un fluido, la variación de su temperatura se rige por el índice Joule-Thomson, siendo un indicador de cómo varía la temperatura en relación con la presión durante un proceso isoentálpico. Si el coeficiente es menor a cero, la temperatura aumenta, si es igual a cero, la temperatura permanece constante, y si es mayor a cero, la temperatura disminuye.

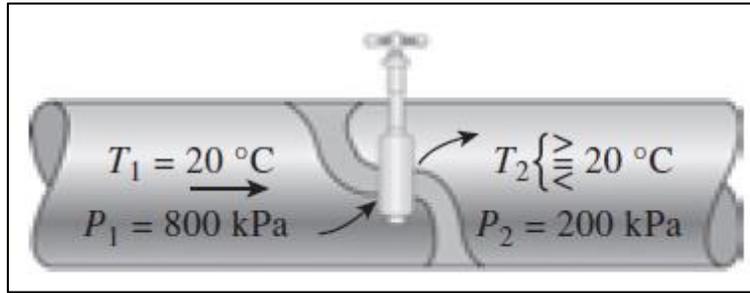


Figura 6.

Estrangulamiento de un fluido en una tubería.

Nota: Tomado de Cengel y Boles (2012).

En las estaciones donde se reduce la presión del gas natural, esta disminución de presión ocasiona una reducción de temperatura, según Villalón et al. (2023) el coeficiente Joule-Thomson para el gas natural es de 5.6 °C/MPa, este es un valor característico para procesos industriales.

La caída de temperatura por efecto Joule-Thomson en la ERMP es:

$$\Delta T_{gn,JT} = (P_{ent,gn} - P_{sal,gn}) * U_{gn,JT} \dots (2)$$

Donde:

$P_{ent,gn}$ = Presión de ingreso del gas natural a la ERMP, barg.

$P_{sal,gn}$ = Presión de salida del gas natural en la ERMP, barg.

$U_{gn,JT}$ = Coeficiente Joule-Thompson para el gas natural, barg/°C.

Entonces, la temperatura del gas natural al pasar por los reguladores de presión está gobernada por:

$$T_{sal,gn} = T_{ent,gn} - \Delta T_{gn,JT} \dots (3)$$

Donde:

$T_{ent,gn}$ = Temperatura del gas natural al ingreso de la ERMP, °C.

$T_{sal,gn}$ = Temperatura del gas natural al salir de la ERMP al pasar por los reguladores de presión, °C.

2.3 Formación de escarcha

La aparición de escarcha es un evento bastante frecuente que se produce cuando una superficie se encuentra a una temperatura baja en un entorno con una alta humedad del aire. Este proceso tiene lugar porque el vapor de agua presente en la atmósfera experimenta un cambio de estado, condensándose sobre la superficie fría (Ramírez, 2017).

Para Hayashi et al. (1997), el desarrollo del fenómeno conocido como formación de la escarcha puede ser desglosado en tres fases distintivas, que se describen a continuación:

- Fase de expansión del cristal: Esta etapa se distingue por la amalgama y solidificación de diminutas gotas de agua. En la parte superior del núcleo de hielo previamente conformado, emergen cristales que se elevan de forma constante en dirección vertical a una velocidad prácticamente invariable.
- Fase de desarrollo de la escarcha: Estas dos etapas son cruciales durante el proceso de transformación del manto de escarcha. Durante este período, este manto adquiere una estructura homogénea y porosa, formada por una combinación de hielo compacto y cavidades llenas de aire con humedad. El intercambio de materia en el manto de escarcha impulsa la expansión y consolidación de la estructura porosa.
- Fase de desarrollo intensivo: Esta fase se presenta cuando la temperatura en la superficie llega al punto de congelación del agua (0 °C), causado por el incremento de la capacidad del hielo para resistir cambios de temperatura. Después que el valor se transformó en líquido sobre la superficie de la escarcha, forma una capa líquida que satura la escarcha congelándose en las áreas más cercanas a la superficie fría. Como resultado, se inicia un ciclo repetitivo de derretimiento, congelación y expansión, que perdura cuando se llega a la estabilidad térmica en la escarcha.

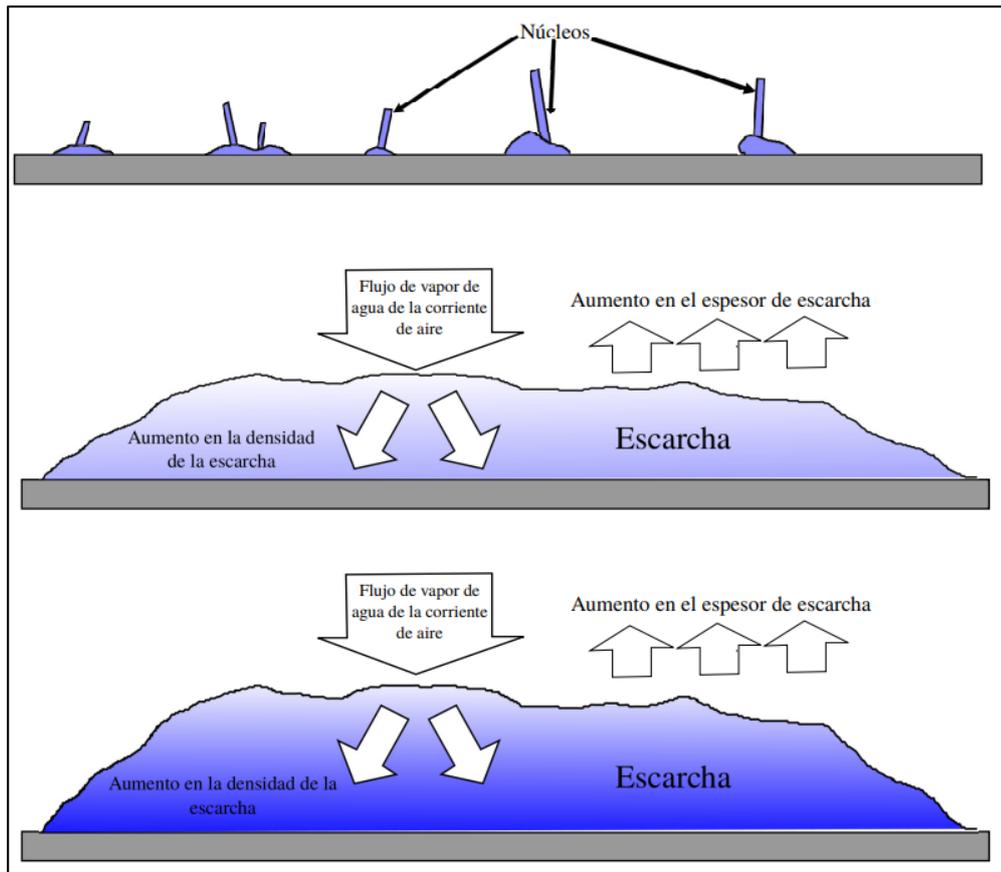


Figura 7.

Fases de formación de escarcha.

Nota: Tomado de Ramírez (2017).

2.4 Intercambiadores de calor

2.4.1 Definición

Son dispositivos en el cual un fluido caliente cede su calor a un fluido frío, la circulación de energía va del fluido caliente al frío, pues es este el que disminuye su temperatura mientras que, el frío aumenta, pudiendo o no estar en contacto directo.

Los intercambiadores de calor son equipos ampliamente utilizados en diversas industrias, como la petroquímica, energía, refrigeración, industria alimentaria, entre otras. Actualmente existe una creciente demanda en su diseño y construcción haciéndolos más eficientes térmicamente (Kakaç et al., 2012).

Según Cengel y Ghajar (2011) estos aparatos que contribuyen a que dos fluidos, con diferentes temperaturas cada uno, puedan intercambiar calor entre sí, siendo prácticamente de uso común en hogares e industrias.

Para Jaramillo (2007) los intercambiadores de calor se clasifican según como están contruidos, y como operan.

Según su construcción podemos encontrar las siguientes categorías:

- Carcaza y tubo.
- Placa.

Y según su operación se aprecian las siguientes categorías:

- Flujo paralelo.
- Contraflujo o contracorriente.
- Flujo cruzado.

2.4.2 Intercambiador de calor de coraza y tubo

Este tipo de intercambiador es el más utilizado, debiéndose a la mayor capacidad de transferencia de calor que pueden proporcionar en relación a su peso y volumen, su construcción y mantenimiento sencillos de realizar, su diseño versátil y satisface cualquier tipo de aplicación (Barrera, 2018). Estos intercambiadores, usan tubos más pequeños ubicados dentro de una carcasa de mayor diámetro.

The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) introduce un conjunto de reglas para identificar las categorías de intercambiadores, utilizando un código de tres letras que proporciona una descripción completa de cada dispositivo. La letra inicial identifica el modelo de cabezal estacionario utilizado, la letra siguiente caracteriza la clase de coraza, y la última letra señala el modelo de cabezal en la parte trasera.

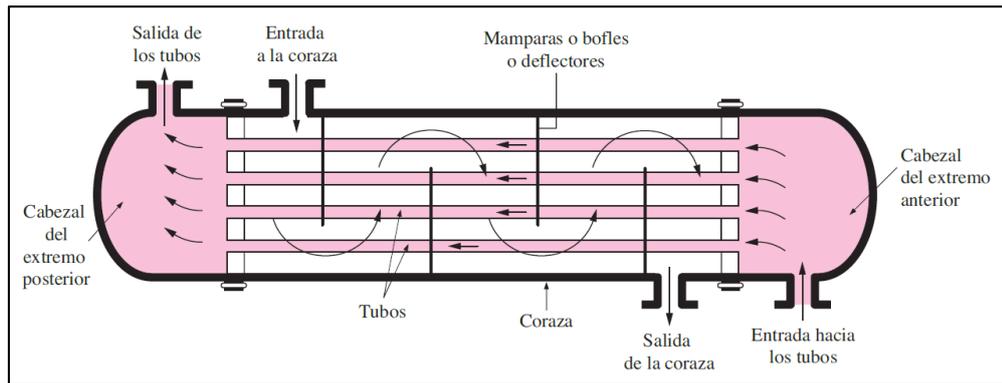


Figura 8.

Intercambiador de calor del tipo coraza y tubo.

Nota: Tomado de Cengel y Ghajar (2011).

Dentro de sus principales características de funcionamiento tenemos:

- Son capaces de soportar presiones que superan los 400 kg/cm^2 . Estos intercambiadores de calor pueden manejar una variedad de fluidos, que incluyen gases y líquidos, incluso cuando experimentan cambios de fase.
- Su capacidad de adaptación abarca fluidos limpios, contaminados y propensos a incrustaciones.
- Estos dispositivos están diseñados para cumplir con los requisitos más exigentes, como la recuperación de calor a partir de gases de escape generados por máquinas de combustión, como motores a gas, motores diésel o aceites pesados. Además, se emplean en situaciones con grandes diferencias de temperatura en la industria química y en refinerías. También se utilizan en procesos donde los fluidos en estado líquido son tratados térmicamente, procesos para enfriar gases o aire, y procesos para condensar vapores,
- Esta clase de intercambiadores son ideales para la refrigeración y calefacción de diversos medios a alta presión, y pueden servir, por ejemplo, como generadores de vapor.

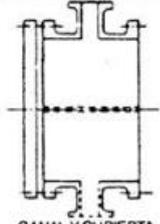
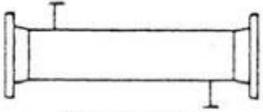
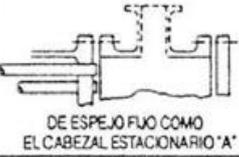
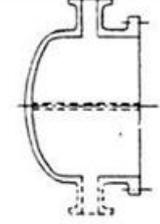
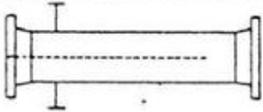
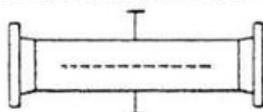
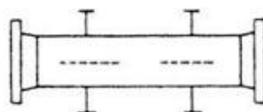
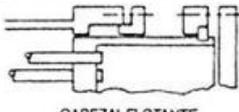
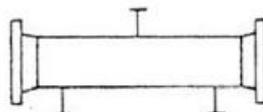
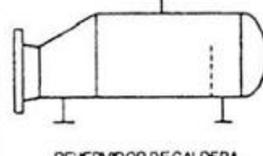
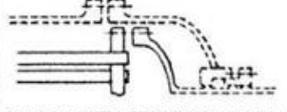
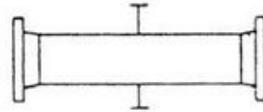
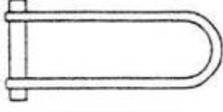
	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'A'
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'B'
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO 'N'
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHEVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 9.

Designación de intercambiadores según TEMA.

Nota: Tomado de TEMA (2007).

2.4.3 Intercambiador de calor de placas

Estos intercambiadores son una agrupación de placas lisas con resaltos de forma regular, una frente a otra, de tal manera que permita la circulación de fluidos entre ellas. Las placas se encuentran comprimidas y apoyadas por un bastidor, además, se encuentran selladas para evitar el escape y/o la mezcla de los fluidos (Ramón, 2012).

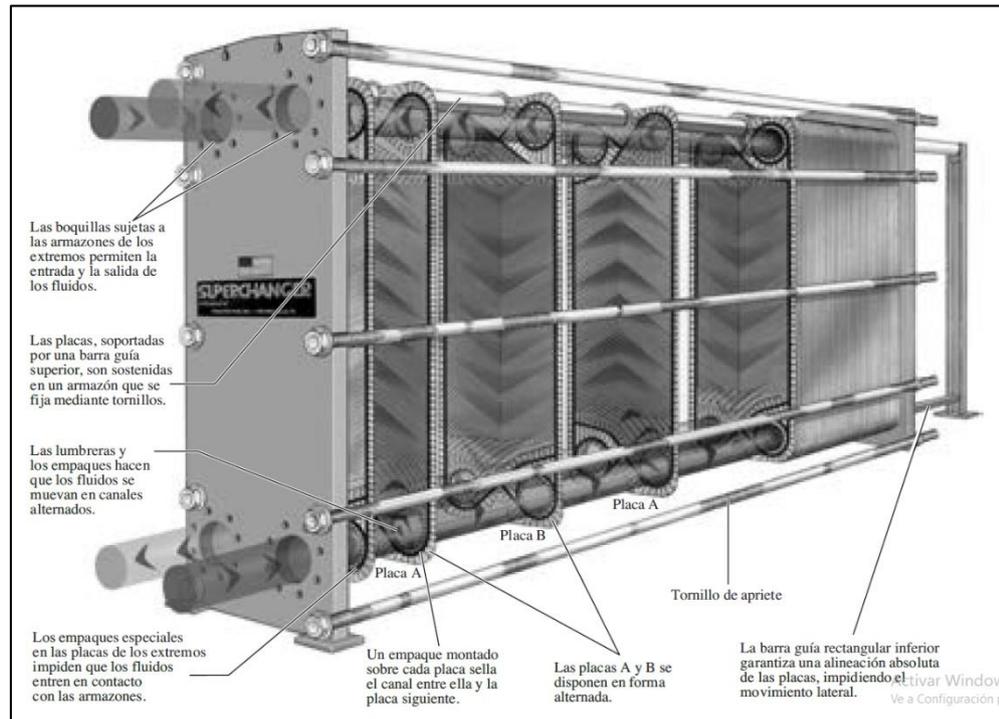


Figura 10.

Intercambiador de calor del tipo placa.

Nota: Tomado de Cengel y Ghajar (2011).

Para López y Trejo (2013) los intercambiadores de placa tienen las siguientes características:

- Sus componentes individuales se pueden desmontar con facilidad para llevar a cabo la limpieza, inspección y mantenimiento de manera separada.
- La superficie que facilita el intercambio de calor es modificada o reorganizada con gran facilidad, permitiendo adaptarse a tareas específicas o ajustarse a cambios anticipados en las cargas a través de la flexibilidad en los tamaños de las placas, los patrones de ondulación y la disposición de los arreglos.

- Las altas fuerzas de corte, la turbulencia en el flujo secundario y los patrones ondulantes en las placas disminuyen el ensuciamiento en un intercambiador de coraza y tubo entre un 10% y un 25%, al mismo tiempo que mejoran la transferencia de calor.
- Comparado con un intercambiador de coraza y tubo, un intercambiador de placas requiere entre la mitad y un tercio de la superficie, lo que reduce costos, volumen y espacio. Además, su peso es aproximadamente un sexto al de los intercambiadores convencionales de coraza y tubo.
- Una de las restricciones intrínsecas de los intercambiadores de calor de placas se origina en las propias placas y juntas. Aunque estos intercambiadores tienen la capacidad de soportar presiones máximas de alrededor de 3 MPa, normalmente operan a presiones por debajo de 1,0 MPa.
- Se debe limitar el uso de este tipo de intercambiadores en entornos corrosivos por las características de sus juntas, a excepción del revestimiento de politetrafluoroetileno. Además, restringen la temperatura máxima de funcionamiento a 260°C, aunque típicamente se operan a temperaturas inferiores a 150°C para evitar la necesidad de utilizar materiales de junta más costosos.

2.4.4 Intercambiador de calor de flujo en paralelo

En este tipo de equipos, el fluido caliente y el fluido frío, ingresan por el mismo lado del equipo y fluyen en la misma trayectoria, para posteriormente salir por el otro lado del intercambiador de calor. Cuando los fluidos ingresan al intercambiador, la diferencia de temperatura es considerable, pero decayendo de manera rápida conforme van recorriendo la unidad, sin que la temperatura al salir del fluido frío, supera o iguale la temperatura al salir del fluido caliente (Cabanzón, 2018).

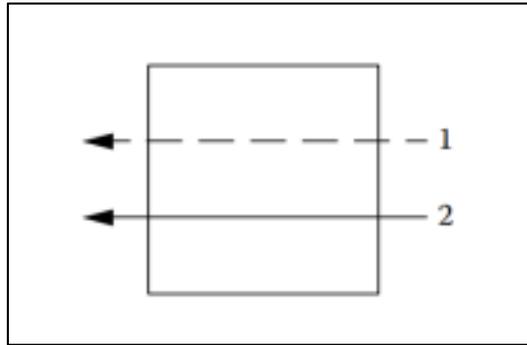


Figura 11.

Diagrama de intercambiador de calor en paralelo.

Tomado de: Reyes (2021).

2.4.5 Intercambiadores de calor de flujo atravesado

Los intercambiadores de flujo atravesado o también llamados radiadores, como se les suele llamar, son los más usuales para el calentamiento y enfriamiento de gases, en este tipo de intercambiador uno de los flujos pasa de manera perpendicular a un banco de tubos calentándolo o enfriándolo al atravesarlo, mientras que el otro flujo recorre el conjunto de tubos. La cantidad y tamaño de los tubos depende de la temperatura deseada al salir y la proporción de energía que se quiere transferir (Valiente, 2013).

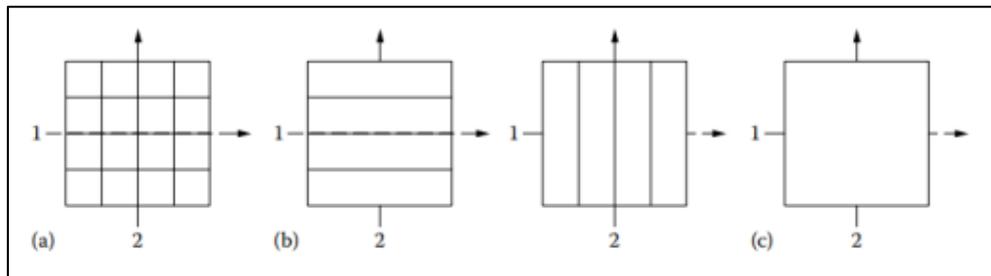


Figura 12.

Esquema de intercambiador de calor en flujo cruzado.

Notas: (a) no mezclado – no mezclado, (b) no mezclado – mezclado y (c) mezclado – mezclado. Tomado de Reyes (2021).

2.4.6 Intercambiador de calor de flujo en contracorriente

En los intercambiadores de calor de flujo en contracorriente o contraflujo, los fluidos circulan en diferente sentido, ingresando ambos por distintos extremos el uno del otro, y saliendo un fluido por un extremo donde entra el otro. Este tipo es mucho más eficiente que las demás clases de intercambiadores, puesto

que después de realizar el intercambio de calor, la temperatura superior se encuentra en el fluido más fresco, mientras que la temperatura inferior se registra en el fluido cálido. (Llangarí y Solís, 2012).

Gonzales (2007) nos indica que los intercambiadores de flujo en contracorriente aseguran un intercambio de calor entre las áreas calientes en un lado y las regiones álgidas en el otro.

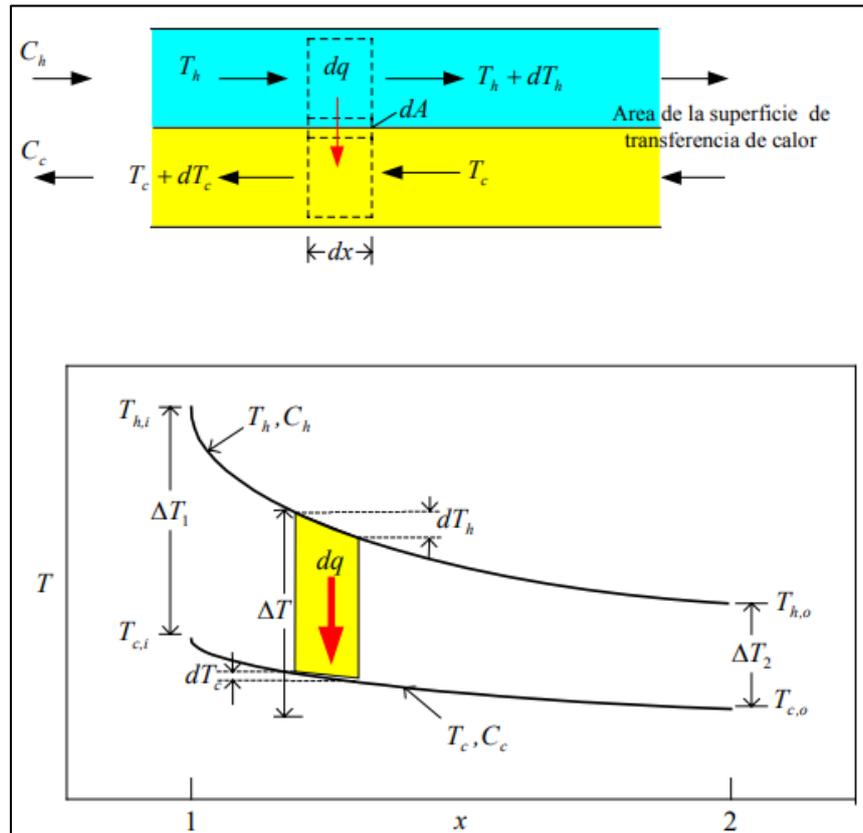


Figura 13.

Distribución del calor en un intercambiador de flujo en contracorriente.

Tomado de: Gonzales (2007).

III. Materiales y Métodos

3.1 Material

Los materiales utilizados para la investigación son los siguientes:

3.1.1 Estación de Regulación y Medición Primaria

La ERMP perteneciente a Econort Group S.A.C. tiene las siguientes características:

Tabla 2.

Especificaciones técnicas de la ERMP de Econort Group S.A.C.

Detalle	Característica
Presión de diseño	45 barg
Presión máxima de suministro	45 barg
Presión mínima de suministro	5 barg
Presión regulada	4 barg
Caudal máximo autorizado	800 Sm ³ /h
Caudal de diseño	1125 Sm ³ /h
Material de la tubería	Acero ASTM A53
Diámetro de la tubería de entrada	2 1/2"
Diámetro de la tubería de salida	3"

Nota: Elaboración propia.

3.1.2 Agua caliente

Se utilizará agua caliente para calentar el gas natural a través del intercambiador de calor, esta será suministrada al intercambiador a una temperatura de 60 °C y un flujo de volumen de 21 l/min, proveniente de un sistema de calentamiento compuesto por: calentadores de agua, tanque de almacenamiento de agua y bombas de agua caliente.

3.1.3 Gas natural

Tomando en cuenta la composición porcentual mostrada en el Tabla 3, las propiedades del gas natural son las siguientes:

Tabla 3.

Propiedades del gas natural a condiciones estándar.

Propiedades	Unidades	Valor
Peso molecular	kg/kmol	17,49
Gravedad específica	-	0,604
Poder calorífico inferior	BTU/Sft ³	963,53
Poder calorífico superior	BTU/Sft ³	1059,64

Nota: Tomado de Pacheco (2018).

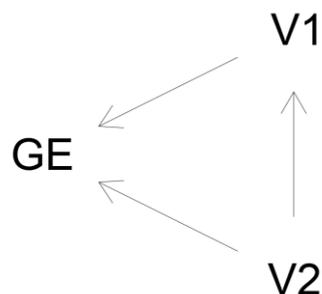
3.2 Métodos

3.2.1 Metodología de la investigación

El proyecto de investigación es descriptivo porque busca medir la temperatura del gas natural a través de sus indicadores, luego de pasar por los reguladores de presión, es explicativo porque expone como la temperatura del gas natural post regulación ocasiona la formación de escarcha en la tubería y como al diseñar y seleccionar un intercambiador de calor evitaría este efecto, finalmente es transversal porque las mediciones se realizan en un solo momento.

3.2.2 Diseño

El diseño de la investigación es descriptivo correlacional porque busca la relación existente entre las variables y como afecta una sobre la otra.



V1: Temperatura del gas natural post regulación.

V2: Diseño y selección de un intercambiador de calor.

GE: Estación de Regulación y Medición Primaria.

3.2.3 Metodología de cálculo

La metodología de cálculo para la obtención de los resultados fue la siguiente:

- a. Se definió el sistema de energía actual del gas natural en la ERMP sin el intercambiador de calor, Primeramente, se evaluó las temperaturas de formación de escarcha alrededor de la tubería, después del regulador, sin el intercambiador de calor en la ERMP. Esto se realizó a través de los datos de las condiciones climáticas en el distrito de Sechura (tomados de páginas con información de datos climáticos) y los datos de las especificaciones técnicas de la ERMP de la empresa.
- b. Se llevó a cabo el cálculo de la demanda de calor necesario para aumentar la temperatura del gas natural previo a su paso por los reguladores con la ecuación (1), para así evitar el fenómeno de formación de escarcha. Luego de ello, fue realizado una evaluación de energía y masa en el intercambiador de calor, que involucra al gas natural (fluido frío) y al agua (fluido caliente) mediante la siguiente ecuación:

$$m_a * Cp_a * (T_{e,a} - T_{s,a}) = q_{d,gn} * \rho_{gn} * Cp_{gn} * \Delta T_{gn,JT} * \frac{1}{3600} \dots (4)$$

Donde:

m_a = Flujo másico del agua, kg/s.

Cp_a = Calor específico del agua, kJ/kg. °C.

$T_{e,a}$ = Temperatura de entrada del agua, °C.

$T_{s,a}$ = Temperatura de salida del agua, °C.

Las unidades de $q_{d,gn}$, ρ_{gn} , Cp_{gn} y $\Delta T_{gn,JT}$ se definieron en la ecuación (1), la multiplicación entre estos junto con el cociente dan kW.

Reemplazando la ecuación (1) en (4):

$$\dot{Q} = m_a * C_{p,a} * (T_{e,a} - T_{s,a}) \dots (5)$$

El caudal de masa del agua se calcula con:

$$m_a = q_a * \rho_a * \frac{1}{1000} * \frac{1}{60} \dots (6)$$

Donde:

q_a = Flujo de volumen del agua, l/min.

ρ_a = Densidad del agua, kg/m³.

- c. Se determinaron los parámetros y criterios que definirán el diseño del intercambiador de calor, considerando información técnica y bibliográfica para seleccionar estos los parámetros. Siendo escogido el intercambiador del tipo coraza y tubos.
- d. Se realizó el diseño preliminar del intercambiador mediante las siguientes ecuaciones, obtenidas de Kakaç et al. (2012).

La transferencia de calor se calcula por medio de:

$$\dot{Q} = \frac{U_l * A_l * \Delta T_m}{1000} \dots (7)$$

Donde:

ΔT_m = Temperatura media corregida, °C.

A_l = Superficie de intercambio de calor en estado “limpio”, m².

U_l = Coeficiente de intercambio de calor en estado “limpio”, W/m². °C.

El coeficiente de intercambio de calor en estado de “suciedad” se determina con:

$$U_e = \left[\left(\frac{1}{U_l} \right) + R_e \right]^{-1} \dots (8)$$

Donde:

R_e = Resistencia por ensuciamiento, $m^2 \cdot ^\circ C/W$.

La diferencia de temperatura media logarítmica aplicando la siguiente ecuación sería:

$$\Delta T_{m,ln} = \frac{(T_{e,a} - T_{s,gn}) - (T_{s,a} - T_{e,gn})}{\ln \left(\frac{T_{e,a} - T_{s,gn}}{T_{s,a} - T_{e,gn}} \right)} \dots (9)$$

$T_{e,gn}$ = Temperatura de entrada del gas natural, $^\circ C$.

$T_{s,gn}$ = Temperatura de salida del gas natural, $^\circ C$.

La diferencia de temperatura verdadera se halla mediante:

$$\Delta T_m = \Delta T_{m,ln} * F \dots (10)$$

Donde:

F = Factor de corrección de temperatura.

La superficie de intercambio de calor en estado de “limpio” se calcula despejándola en la ecuación (7):

$$A_l = \frac{\dot{Q} * 1000}{U_l * \Delta T_m} \dots (11)$$

La superficie de intercambio de calor en estado de “suciedad” se determina sustituyendo U_l por U_e en (11):

$$A_e = \frac{\dot{Q} * 1000}{U_e * \Delta T_m} \dots (12)$$

La superficie de sobrediseño se halla con:

$$SSD = \left(\frac{A_e}{A_l} - 1 \right) * 100\% \dots (13)$$

El diámetro interior de la coraza por medio de la siguiente ecuación es:

$$D_{i,c} = 0,637 * \sqrt{\frac{CL}{CTP}} * \left[\frac{A_e * (PR)^2 * (d_{e,t})}{L_t} \right]^{\frac{1}{2}} \dots (14)$$

Donde:

$D_{i,c}$ = Diámetro interior de la coraza, m.

PR = Relación de paso entre los tubos.

L_t = Longitud de los tubos, m.

$d_{e,t}$ = Diámetro exterior de los tubos, m.

CTP = Coeficiente de paso por los tubos.

$CTP = 0,93$ (para un paso), $CTP = 0,90$ (para dos pasos) y $CTP = 0,85$ (para tres pasos).

CL = Coeficiente del arreglo de los tubos.

$CL = 1,00$ (para 90° y 45°) y $CL = 0,87$ (para 30° y 60°)

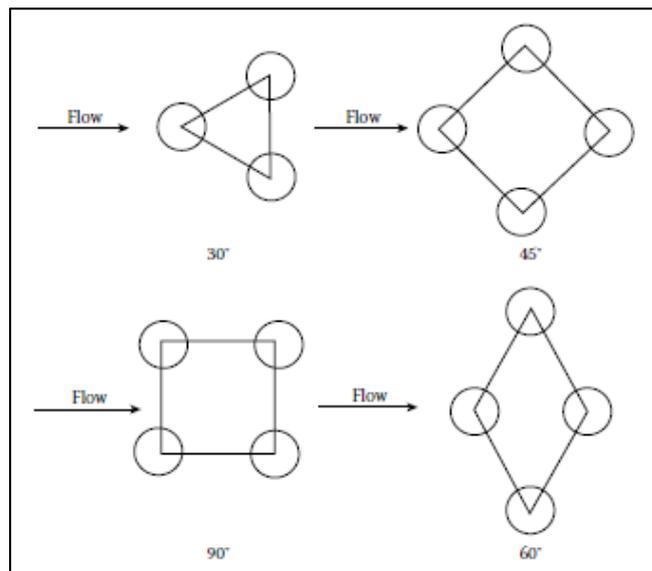


Figura 14.

Distribución angular de los tubos en la coraza.

Nota: Tomado de Kakaç et al (2012).

La cantidad de tubos se halla mediante la siguiente ecuación:

$$N_t = 0,785 * \left(\frac{CTP}{CL}\right) * \frac{(D_{i,c})^2}{(PR)^2 * (d_{e,t})^2} \dots (15)$$

El espacio entre los deflectores los calculamos por medio de:

$$B = 0,6 * D_{i,c} \dots (16)$$

A esta altura, se han definido las dimensiones iniciales del intercambiador de calor. Ahora, se ha iniciado la selección del intercambiador, este proceso implica considerar la cantidad de tubos más próximo que supere la cantidad determinada durante el diseño preliminar anterior (N_t). Además, en la etapa de selección, se tiene en cuenta el diámetro exterior de los tubos ($d_{e,t}$), la cantidad de pases por la coraza y la cantidad y distribución de los tubos.

- e. Se eligieron las medidas geométricas del intercambiador de calor, evaluándose mediante los cálculos si es que el diseño, cumple con los requerimientos establecidos. Para ello, se llevó a cabo el siguiente proceso de cálculo, tomando como referencia las ecuaciones propuestas por Sashi y Menon (2013) y Kakaç et al. (2012):

El coeficiente convectivo del lado de la coraza

Se calculan las propiedades físicas del agua a la temperatura promedio, tales como:

$$\rho_a = \text{Densidad del agua, kg/m}^3.$$

$$Cp_a = \text{Calor específico del agua, J/kg. } ^\circ\text{C}.$$

$$\mu_a = \text{Viscosidad dinámica del agua, kg/m. s.}$$

$$k_a = \text{Conductividad térmica del agua, W/m. } ^\circ\text{C}.$$

El área de la coraza se halla por medio de:

$$A_c = \left(D_{i,c} - \frac{D_{i,c}}{P_t} * d_{e,t} \right) * B \dots (17)$$

El número de Reynolds del lado de la coraza es:

$$Re_c = \frac{d_{e,t} * (m_a)}{\mu_a * A_c} \dots (18)$$

El coeficiente convectivo ideal se calcula por medio de:

$$h_{id} = j_i * Cp_a * \left(\frac{m_a}{A_c} \right) * \left(\frac{k_a}{Cp_a * \mu_a} \right)^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{\mu_a}{\mu_{a,s}} \right)^{0.14} \dots (19)$$

La viscosidad dinámica $\mu_{a,s}$ se obtiene con la temperatura superficial a la que estará el agua:

$$T_s = \frac{1}{2} * \left(\frac{T_{e,a} + T_{s,a}}{2} + \frac{T_{e,gn} + T_{s,gn}}{2} \right) \dots (20)$$

El coeficiente j_i se halla por medio de:

$$j_i = a_1 * \left(\frac{1,33}{P_t/d_{e,t}} \right)^a * Re_c^{a_2} \dots (21)$$

El coeficiente a se calcula:

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 * Re_c^{a_4}} \dots (22)$$

Los coeficientes a_1, a_2, a_3 y a_4 se obtienen de la Tabla 4.

El coeficiente convectivo del fluido que circula por la coraza se puede calcular por medio de:

$$h_c = h_{id} * 0,6 \dots (23)$$

Tabla 4.*Coefficientes para j_i .*

Ángulo de distribución	Número de Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519
	10 ⁴ - 10 ³	0,321	-0,388		
	10 ³ - 10 ²	0,593	-0,477		
	10 ² - 10	1,360	-0,657		
	<10	1,400	-0,667		
45°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500
	10 ⁴ - 10 ³	0,370	-0,396		
	10 ³ - 10 ²	0,730	-0,500		
	10 ² - 10	0,498	-0,656		
	<10	1,550	-0,667		
90°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370
	10 ⁴ - 10 ³	0,107	-0,266		
	10 ³ - 10 ²	0,408	-0,460		
	10 ² - 10	0,900	-0,631		
	<10	0,970	-0,667		

Nota: Datos tomados de Kakaç et al (2012).

El coeficiente convectivo del lado de los tubos

Se calculan las propiedades físicas del gas natural a la temperatura media, tales como:

P_{st} = Presión a condiciones estándar, kPa.

T_{st} = Temperatura a condiciones estándar, K.

μ_{gn} = Viscosidad dinámica del gas natural, P.

k_{gn} = Conductividad térmica del gas natural, W/m. °C.

Pr_{gn} = Número de Prandtl.

Calculamos el número de Reynolds del fluido que circula por los tubos:

$$Re_t = 0,5134 * \left(\frac{P_{st}}{T_{st}}\right) * \left[\frac{s * \left(\frac{q_{d,gn} * 24}{N_t}\right)}{\mu_{gn} * d_{i,t}} \right] \dots (24)$$

Donde:

s = densidad relativa del gas natural.

Hallamos número de Nusselt del lado de los tubos:

$$Nu_t = 5 + 0,012 * Re_t^{0,87} * (Pr_{gn} + 0,29) \dots (25)$$

Determinamos el coeficiente convectivo del lado de los tubos será:

$$h_t = Nu_t * \frac{k_{gn}}{d_{i,t}} \dots (26)$$

Lo siguiente es calcular el coeficiente de transferencia de calor en estado de “limpio”:

$$U_l = \left[\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_t} * \frac{d_{e,t}}{d_{i,t}} + \frac{d_{e,t} * \ln\left(\frac{d_{e,t}}{d_{i,t}}\right)}{2 * k_t} \right]^{-1} \dots (27)$$

Donde:

k_a = Conductividad térmica del material de los tubos, W/m. °C.

De igual manera, el coeficiente de transferencia de calor en estado de “suciedad”:

$$U_l = \left[\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_t} * \frac{d_{e,t}}{d_{i,t}} + \frac{d_{e,t} * \ln\left(\frac{d_{e,t}}{d_{i,t}}\right)}{2 * k_t} + R_{e,c} + R_{e,t} * \frac{d_{e,t}}{d_{i,t}} \right]^{-1} \dots (28)$$

Donde:

$R_{e,c}$ = Resistencia por ensuciamiento del lado de la coraza, $m^2 \cdot ^\circ C/W$.

$R_{e,t}$ = Resistencia por ensuciamiento del lado de los tubos, $m^2 \cdot ^\circ C/W$.

Las resistencias por ensuciamiento para ambos fluidos los podemos obtener de la siguiente tabla:

Calculamos el factor de corrección de temperatura:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} * \frac{d_{e,t}}{d_{i,t}} \frac{\ln \left[\frac{(1 - P_x)}{(1 - R * P_x)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1} \right)}{\left(\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1} \right)} \right]} \dots (29)$$

Los coeficientes R y S se halla por medio de:

$$R = \frac{(T_{e,a} - T_{s,a})}{(T_{s,gn} - T_{e,gn})} \dots (30)$$

$$S = \frac{(T_{s,gn} - T_{e,gn})}{(T_{e,a} - T_{e,gn})} \dots (31)$$

Y el coeficiente P_x :

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R * S - 1}{S - 1} \right)^{\frac{1}{N_c}}}{R - \left(\frac{R * S - 1}{S - 1} \right)^{\frac{1}{N_c}}} \dots (32)$$

Donde:

N_c = Número de veces que el fluido circula a través de la coraza.

Determinamos la variación verdadera de temperatura mediante la ecuación (9), para luego hallar las superficies de intercambio de calor en estado de “limpio” y “suciedad” con las ecuaciones (10) y (11) y calculando la superficie de sobrediseño con la ecuación (2).

Se halla la longitud calculada de los tubos:

$$L_{t,c} = \frac{A_e}{N_t * \pi * d_{e,t}} \dots (33)$$

Caída de presión del fluido del lado de la coraza

Determinamos coeficiente de fricción del fluido del lado de la coraza:

$$f_c = \exp(0,56 - 0,19 * \ln Re_c) \dots (34)$$

Para datos del número de Reynolds de 400 a 1×10^6 .

Calculamos la cantidad de deflectores:

$$N_d = \frac{L_t}{B} - 1 \dots (35)$$

Encontramos la velocidad másica superficial del fluido del lado de la coraza:

$$G_c = \frac{m_a}{A_c} \dots (36)$$

Hallamos el diámetro equivalente de la coraza, para una distribución cuadrangular de los tubos:

$$D_{eq,c} = \frac{4 * \left(P_t^2 - \frac{\pi * d_{e,t}^2}{4} \right)}{\pi * d_{e,t}} \dots (37)$$

Y si es una distribución triangular:

$$D_{eq,c} = \frac{4 * \left(\frac{P_t^2 * \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi * d_{e,t}^2}{8} \right)}{\pi * \frac{d_{e,t}}{2}} \dots (38)$$

La pérdida de presión del fluido del lado de la coraza se calcula por:

$$\Delta p_c = \frac{f_c * G_c^2 * (N_d + 1) * D_{i,c}}{2 * \rho_a * D_{eq,c} * \left(\frac{\mu_a}{\mu_{a,s}}\right)^{0,14}} \dots (39)$$

- f. Se evaluó el mejoramiento del sistema energético del gas natural en la ERMP con el intercambiador de calor seleccionado. Esto se realizó mediante la sustitución de la ecuación (2) en (1) y considerando que la temperatura del gas natural aumentará al pasar por el intercambiador de calor:

$$\dot{Q} = q_{d,gn} * \rho_{gn} * C_{p,gn} * (T_{s,ic} - T_{e,gn}) * \frac{1}{3600} \dots (40)$$

Donde:

$T_{s,ic}$ = Temperatura de salida del gas natural en el intercambiador de la ERMP, °C.

Luego de atravesar el intercambiador de calor, sigue el proceso de regulación de presión, que por el efecto Joule-Thompson, gobernado por la ecuación (2), reduciría su temperatura, pero con un valor diferente al calculado sin el intercambiador de calor.

IV. Resultados y Discusión

4.1 Sistema energético actual del gas natural en la ERMP

Para evaluar el sistema actual de la regulación del gas natural de la ERMP de ECONORT GROUP S.A.C., debemos tener como referencia las condiciones climáticas de su entorno. Estos datos nos permitirán evaluar el sistema energético y los podemos obtener a través de páginas web que publican informes climatológicos de diferentes lugares, para el caso del distrito de Sechura los datos que se obtuvieron se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 5.

Datos históricos climáticos del distrito de Sechura.

Mes	Temperatura promedio (°C)	Humedad relativa (%)
Enero	25	73%
Febrero	26	73%
Marzo	26	73%
Abril	24	72%
Mayo	22	73%
Junio	21	75%
Julio	20	76%
Agosto	19	76%
Setiembre	20	75%
Octubre	20	74%
Noviembre	21	74%
Diciembre	23	74%

Nota: Datos tomados de Weather Spark y Climate Data.

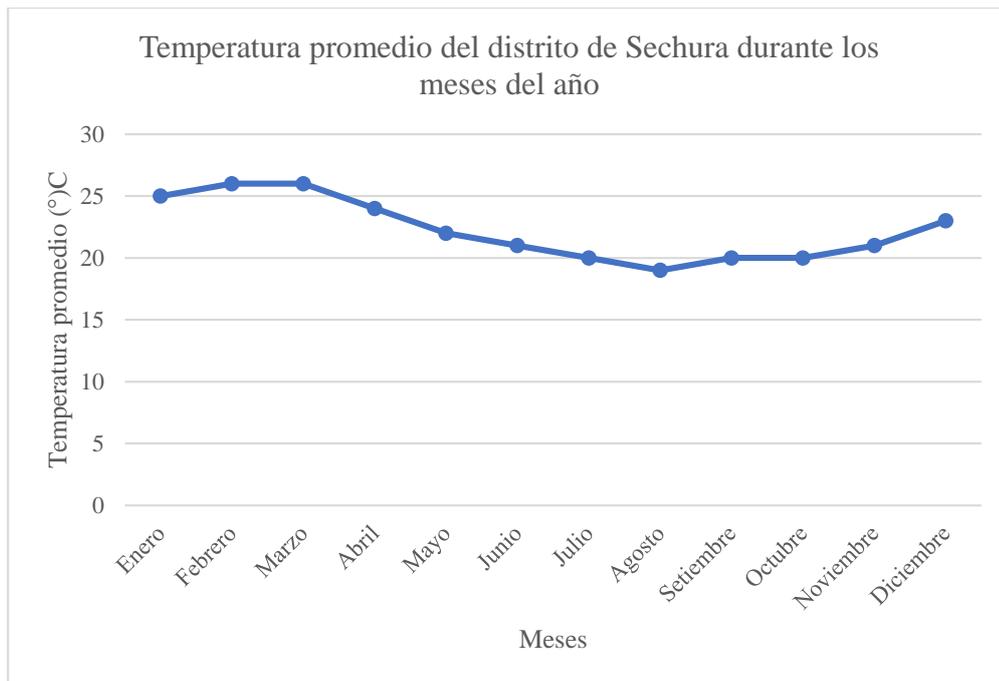


Figura 15.

Temperatura promedio del distrito de Sechura.

Nota: Elaboración propia.

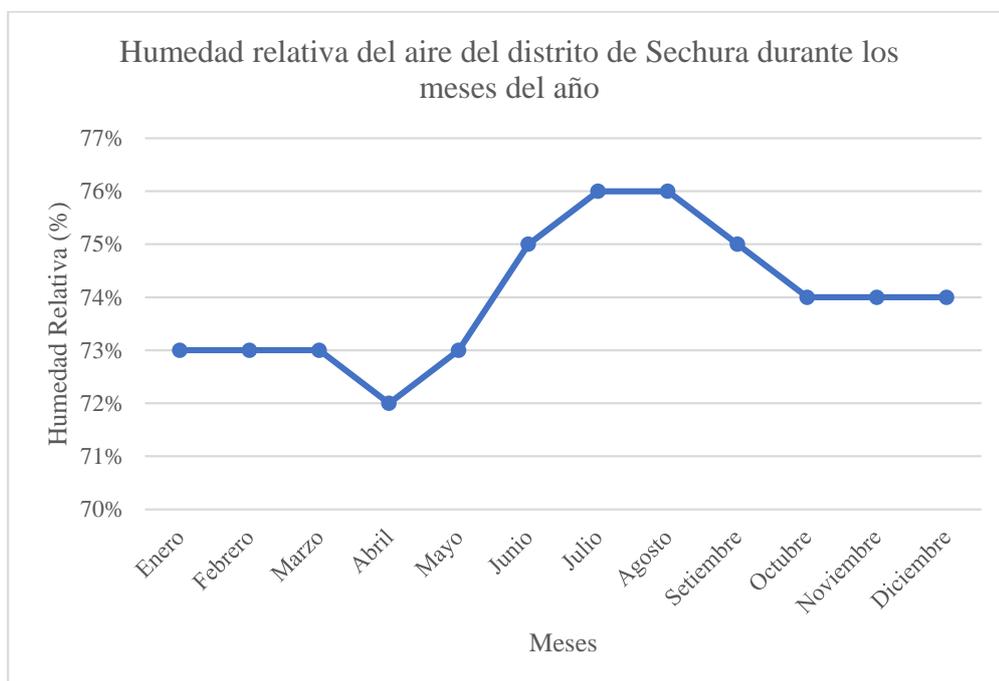


Figura 16.

Humedad relativa del distrito de Sechura.

Nota: Elaboración propia.

De la Figura 15, se observa que la menor temperatura promedio es en el mes de agosto con un valor de 19 °C, mientras que en la Figura 16, el porcentaje de humedad relativa más alto ocurre en los meses de julio y agosto con un valor de 76 %.

Considerando que, la máxima presión del gas natural al ingresar a la ERMP es de 45 barg, la presión regulada de la ERMP es 4 barg, podemos determinar la caída de temperatura del gas natural al pasar por los reguladores de la ERMP con la ecuación (2):

$$\Delta T_{gn,JT} = (45 - 4) * 0,56$$

$$\Delta T_{gn,JT} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con el valor de la caída de temperatura calculada, la temperatura inicial del gas a la ERMP, será cercana a la temperatura del ambiente; y usando la ecuación (3) podemos hallar la temperatura a la salida del gas en la ERMP sin el intercambiador de calor. Como ejemplo tenemos el valor mínimo de la temperatura de ingreso del gas natural:

$$T_{sal,gn} = 19 - 23$$

$$T_{sal,gn} = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora, hacemos esto con los demás valores de temperatura inicial del gas en los meses. Con esto obtenemos la siguiente tabla con las temperaturas al ingreso y salida del gas natural en la ERMP.

Tabla 6.

Temperaturas del gas natural en la ERMP sin intercambiador de calor.

Mes	Temperatura de entrada del gas natural (°C)	Temperatura de salida del gas natural (°C)
Enero	25	2,0
Febrero	26	3,0
Marzo	26	3,0
Abril	24	1,0
Mayo	22	-1,0
Junio	21	-2,0
Julio	20	-3,0
Agosto	19	-4,0
Setiembre	20	-3,0
Octubre	20	-3,0
Noviembre	21	-2,0
Diciembre	23	0,0

Nota: La menor temperatura de salida del gas natural sería de -4 °C.

Los resultados nos indican que la temperatura de salida del gas natural sería menor a 0 °C en los meses de mayo a noviembre, según nos muestra la Tabla 6, dando como resultado la formación de escarcha alrededor de la tubería.

De igual manera, debemos saber cuál es la temperatura del punto de rocío en la ERMP, para así realizar un análisis de la formación de condensado alrededor de la tubería. Se utilizó la carta psicrométrica (Anexo 1) en conjunto con los datos climáticos proporcionados en la Tabla 5 para elaborar la siguiente tabla.

Tabla 7.

Temperatura del punto de rocío en la ERMP.

Mes	Temperatura de saturación promedio del vapor de agua (°C)
Enero	20,7
Febrero	22,0
Marzo	22,0
Abril	20,6
Mayo	19,3
Junio	18,1
Julio	17,3
Agosto	16,8
Setiembre	16,9
Octubre	17,0
Noviembre	17,7
Diciembre	19,2

Nota: Elaboración propia.

La temperatura del punto de rocío más baja sería de 16,8 °C, en cambio, la temperatura máxima promedio de saturación del vapor de agua en el aire registra un valor de 22,0 °C.

Con los valores obtenidos de las Tablas 6 y 7, podemos analizar con mayor profundidad el sistema energético actual de la ERMP sin intercambiador de calor, para ello se elaboró la siguiente figura con los datos obtenidos.

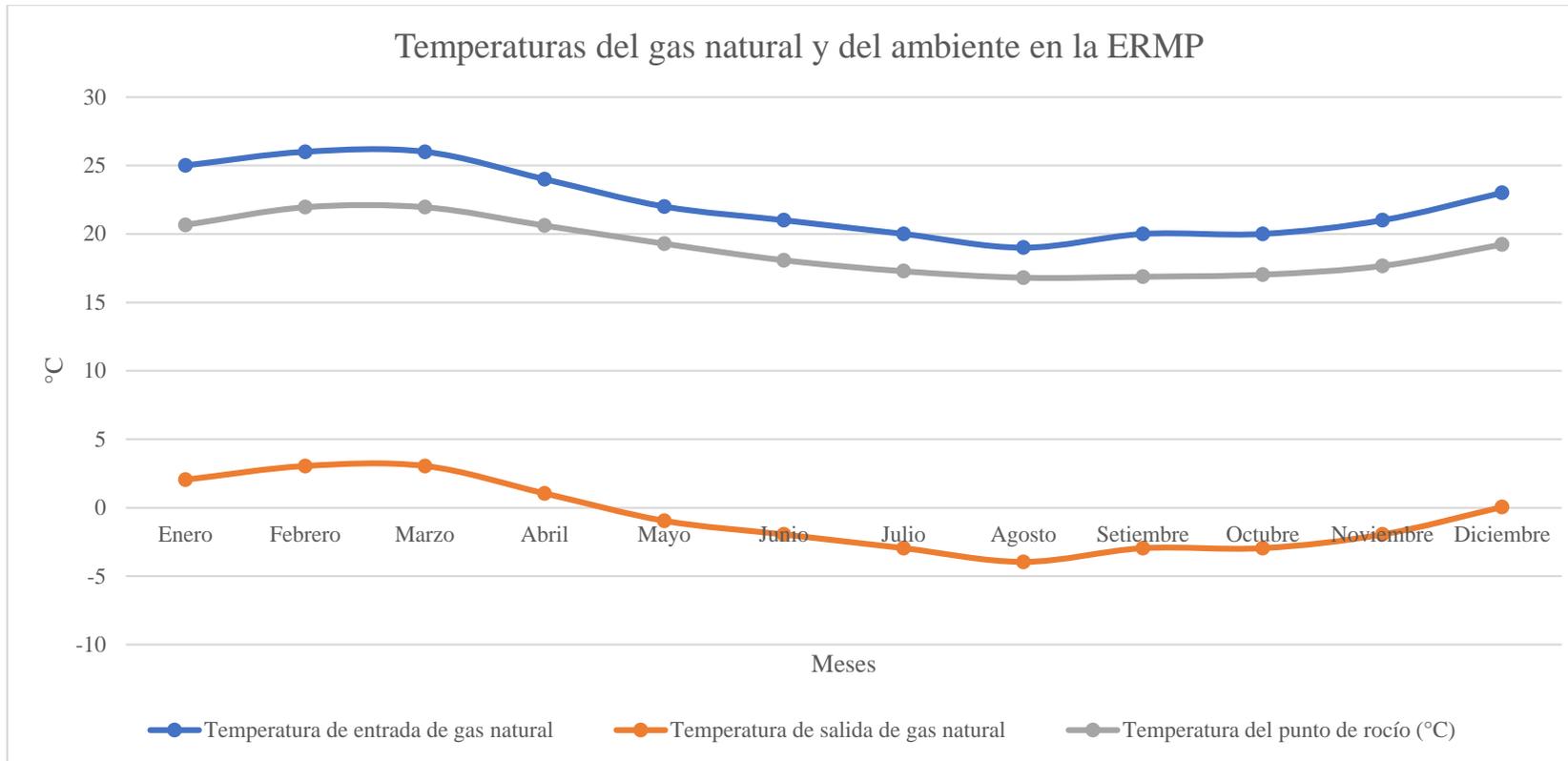


Figura 17.

Temperaturas del gas natural y del ambiente en la ERMP sin el intercambiador de calor.

Fuente: Elaboración propia.

De la Figura 18, notamos que la temperatura de salida del gas natural en todos los meses del año estaría por debajo de la temperatura del punto de rocío en la ERMP, lo que ocasionaría en la formación de condensador alrededor de la tubería, y en los meses de mayo a noviembre, escarcha.

4.2 Demanda y balance de energía en el intercambiador de calor

El cálculo de la demanda de energía en el intercambiador es igual a la cantidad de calor necesario para elevar la temperatura del gas natural en la ERMP.

Sabiendo que, la densidad del aire es $1,225 \text{ kg/m}^3$ y la densidad relativa del gas natural, de 0,604 aproximadamente (ambos valores a condiciones estándar), entonces la densidad del gas natural:

$$\rho_{gn} = 1,225 * 0,604 = 0,74 \text{ kg/Sm}^3$$

El calor específico del gas natural bajo condiciones de una presión invariable es $8,57 \text{ kcal/kmol. } ^\circ\text{C}$ y el peso molecular según la Tabla 3 es $17,49 \text{ kg/kmol}$, convirtiendo las unidades tenemos:

$$Cp_{gn} = 8,57 * \frac{1}{17,49}$$

$$Cp_{gn} = 0,49 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$Cp_{gn} = 0,49 * 4,185 = 2,05 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

La variación de temperatura del gas natural por el efecto Joule-Thompson es:

$$\Delta T_{gn,JT} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aplicando la ecuación (1) calculamos la cantidad de calor necesario para elevar la temperatura del gas natural:

$$\dot{Q} = 1125 * 0,74 * 2,05 * 23 * \frac{1}{3600}$$

$$\dot{Q} = 10,886 \text{ kW}$$

Con este valor calculado, podemos realizar un balance de energía y masa en el intercambiador. El calor que ganará el gas natural es, el calor que perderá el agua.

De la Figura 14 tenemos las propiedades del agua:

$$\rho_{m,a} = 985,2 \text{ kg/m}^3$$

$$Cp_{m,a} = 4,183 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

El caudal de masa del agua, lo calculamos con la ecuación (6):

$$m_a = 21 * 983,3 * \frac{1}{1000} * \frac{1}{60}$$

$$m_a = 0,344 \text{ kg/s}$$

Despejando la temperatura del agua al salir en la ecuación (5):

$$T_{s,a} = 60 - \frac{10,886 * 1000}{0,344 * 4,185}$$

$$T_{s,a} = 52,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3 Parámetros para el diseño del intercambiador de calor

Los parámetros que se establecieron para el diseño del intercambiador de calor fueron en base a recomendaciones de autores, requerimientos y especificaciones establecidas.

Se optó por el intercambiador de calor de coraza y tubos (1-2) en contraflujo debido a los valores de presiones que se manejarán, sobre todo por el lado del gas natural, el cual entrará a 45 barg. La selección del tipo de material de la coraza y los tubos, así también como el diámetro de los tubos estuvieron establecidos por parte del cliente y la concesionaria. Las dimensiones máximas de los tubos, la superficie excedente de diseño y las pérdidas de presión de los fluidos fueron establecidas según las especificaciones proporcionadas por el autor de este informe de trabajo.

Tabla 8.

Parámetros que determinan el diseño del intercambiador de calor.

Parámetro	Característica
Tipo de intercambiador de calor	Coraza y tubos
Número de pasos por la coraza-tubos	1 - 2
Flujo	Contracorriente
Fluido por los tubos	Gas natural
Fluido por la coraza	Agua
Material de la coraza	Acero ASTM A153
Material de los tubos	Acero ASTM A179
Diámetro exterior de los tubos	21 mm
Espesor de los tubos	2,5 mm
Longitud máxima de los tubos	1,00 m
Superficie máxima de sobrediseño	30%
Caída de presión del gas natural	Despreciable
Máxima pérdida de presión del agua	3 kPa

Nota: Elaboración propia.

4.4 Diseño preliminar del intercambiador de calor

Los tubos que son de acero, cuyo diámetro externo de 21 mm, espesor de 2,5 mm y diámetro interior de 16 mm; entonces para este material su conductividad es $k_t = 60 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ (Ver Anexo 2).

En este caso el gas natural irá por los tubos, y el agua caliente recorrerá la coraza del intercambiador, en el Anexo 2 y por recomendaciones de diseño escogemos el valor para el coeficiente de intercambio de calor en estado de “limpio”:

$$U_l = 350 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Considerando una resistencia por ensuciamiento de 0,000352 m². °C/W, se calcula el coeficiente de intercambio de calor en estado de “suciedad” con la ecuación (8):

$$U_e = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{350}\right) + 0,000352} \right]^{-1}$$

$$U_e = 311,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

La peor condición de la temperatura de ingreso del gas natural es de 19 °C y la diferencia de temperatura en el intercambiador es de 23 °C, entonces la temperatura de salida del gas natural es de 42 °C. Entonces, la diferencia de temperatura media logarítmica aplicando la ecuación (9) sería:

$$\Delta T_{m,ln} = \frac{(60 - 42) - (51,8 - 19)}{\ln \frac{60 - 42}{51,8 - 19}}$$

$$\Delta T_{m,ln} = 22,4 \text{ °C}$$

Asumiendo el factor de corrección de 0,9 hallamos la temperatura media corregida con la ecuación (10):

$$\Delta T_m = 22,4 * 0,9 = 20,1 \text{ °C}$$

Calculamos la superficie de intercambio de calor en estado de “limpio” con la ecuación (11):

$$A = \frac{10,886 * 1000}{(350 * 20,1)}$$

$$A = 1,54 \text{ m}^2$$

Calculamos la superficie de intercambio de calor en estado de “suciedad” con la ecuación (12):

$$A_e = \frac{11,80 * 1000}{(311,6 * 20,1)}$$

$$A_e = 1,73 \text{ m}^2$$

La superficie de sobre diseño por medio de la ecuación (13) es:

$$SSD = \left(\frac{1,73}{1,54} - 1 \right) * 100\%$$

$$SSD = 12,3 \%$$

El diámetro interior de la coraza lo podemos hallar con la ecuación (14), según Kakaç et al. (2012), la relación de paso entre los tubos debe ser 1,25 veces su diámetro y la disposición de los tubos, triangular (30°):

$$CTP = 0,9; CL = 0,87$$

$$D_{i,c} = 0,637 * \sqrt{\frac{1,00}{0,93} * \left[\frac{1,73 * (1,25)^2 * (0,021)}{1,00} \right]^{1/2}}$$

$$D_{i,c} = 0,149 \text{ m}$$

La cantidad de tubos con la ecuación (15):

$$N_t = 0,785 * \left(\frac{0,9}{0,87} \right) * \frac{(0,149)^2}{(1,25)^2 * (0,021)^2}$$

$$N_t = 26,3$$

Con la ecuación (16) espacio entre los deflectores:

$$B = 0,6 * 0,149$$

$$B = 0,090 \text{ m}$$

4.5 Selección y evaluación del intercambiador de calor

Según los parámetros establecidos para el intercambiador de calor del tipo coraza y tubos seleccionado, y consultando con la bibliografía, el intercambiador de calor tiene las siguientes dimensiones geométricas:

Diámetro nominal de la coraza $D_{n,c} = 10$ pulgadas SCH-40

Diámetro interior de la coraza $D_{i,c} = 0,254$ m

Diámetro externo de los tubos $d_{e,t} = 21$ mm

Diámetro interior de los tubos $d_{i,t} = 16$ mm

Número de tubos $N_t = 28$ tubos

Espacio entre los deflectores $B = 0,100$ m

Paso de los tubos $P_t = 0,02625$ m

Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la coraza.

Las propiedades del agua a $T_{m,a} \approx 55$ °C son:

$$\rho_a = 985,2 \text{ kg/m}^3$$

$$Cp_a = 4,183 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_a = 5,04 \times 10^{-4} \text{ kg/m. s}$$

$$k_a = 0,649 \text{ W/m. } ^\circ\text{C}$$

El área de la coraza lo calculamos con la ecuación (17):

$$A_c = \left(0,254 - \frac{0,254}{0,021} * 0,02625 \right) * 0,100$$

$$A_c = 0,0051 \text{ m}^2$$

El número de Reynolds del lado de la coraza con la ecuación (18):

$$Re_c = \frac{0,021 * (0,344)}{0,000504 * 0,0051}$$

$$Re_c = 2817,7$$

Coefficiente j_i :

Con el número de Reynolds calculado determinamos los coeficientes a_1, a_2, a_3 y a_4 de la Tabla 4:

$$a_1 = 0,321$$

$$a_2 = -0,388$$

$$a_3 = 1,450$$

$$a_4 = 0,519$$

Entonces, con las ecuaciones (21) y (22) hallamos el coeficiente j_i y a :

$$a = \frac{1,450}{1 + 0,14 * 2715,2^{0,519}}$$

$$a = 0,153$$

$$j_i = 0,321 * \left(\frac{1,33}{0,0265/0,021} \right)^{0,153} * 2715,2^{-0,388}$$

$$j_i = 0,0151$$

La viscosidad dinámica del agua a la temperatura de la superficie:

$$T_s = \frac{1}{2} * \left(\frac{60 + 52,4}{2} + \frac{42 + 19}{2} \right)$$

$$T_s = 43,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{a,s} = 5,96 * 10^{-4} \text{ kg/m. s}$$

El coeficiente convectivo ideal con la ecuación (19) es:

$$h_{id} = 0,0151 * 4183 * \left(\frac{0,344}{0,0051}\right) * \left(\frac{0,649}{4183}\right)^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{5,04}{5,96}\right)^{0,14}$$

$$h_{id} = 1871,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Por lo tanto, el coeficiente convectivo del lado de la coraza con la ecuación (23) sería:

$$h_c = 1871,9 * 0,6$$

$$h_c = 1123,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos

Tomamos en cuenta las siguientes consideraciones:

$$P_{st} = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{st} = 288,15 \text{ K}$$

$$\mu_{gn} = 1,07 \times 10^{-4} \text{ P}$$

$$k_{gn} = 0,0381 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$$

$$Pr_{gn} = 0,7441$$

El número de Reynolds del lado de los tubos con la ecuación (24):

$$Re_t = 0,5134 * \left(\frac{101,325}{288,15}\right) * \left[\frac{0,604 * \left(\frac{1125}{2872}\right)}{0,000107 * 16}\right]$$

$$Re_t = 122978,8$$

El número de Nusselt del fluido del lado de la coraza con la ecuación (25):

$$Nu_t = 5 + 0,012 * 122978,8^{0,87} * (0,7441 + 0,29)$$

$$Nu_t = 337,58$$

En consecuencia, el coeficiente convectivo del lado de los tubos con la ecuación (26) será:

$$h_t = 337,58 * \frac{0,0381}{0,016}$$

$$h_t = 803,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Calculamos el coeficiente de intercambio de calor en estado de “limpio” con la ecuación (27):

$$U_l = \left[\frac{1}{1123,1} + \frac{1}{803,9} * \frac{21}{16} + \frac{0,021 * \ln\left(\frac{21}{16}\right)}{2 * 60} \right]^{-1}$$

$$U_l = 389,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Del Anexo 3 escogemos los valores de resistencia por suciedad para los fluidos que circulan la coraza (agua) y los tubos (gas natural).

$$R_{e,c} = 0,000176 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

$$R_{e,t} = 0,000176 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

Usando la ecuación (28), el coeficiente de intercambio de calor en estado de “suciedad” es:

$$U_e = \left[\frac{1}{1123,1} + \frac{1}{803,9} * \frac{21}{16} + \frac{0,021 * \ln\left(\frac{21}{16}\right)}{2 * 60} + 0,000176 + 0,000176 * \frac{21}{16} \right]^{-1}$$

$$U_e = 335,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Cálculo de la diferencia de temperatura verdadera.

Determinamos los coeficientes R , S y P_x a través de las ecuaciones (30), (31) y (32).

$$R = \frac{(60 - 52,4)}{(42 - 19)}$$

$$R = 0,33$$

$$S = \frac{(42 - 19)}{(60 - 19)}$$

$$S = 0,56$$

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{0,33 * 0,57 - 1}{0,57 - 1}\right)^{\frac{1}{2}}}{0,33 - \left(\frac{0,33 * 0,57 - 1}{0,57 - 1}\right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$P_x = 0,56$$

Hallamos el factor de corrección de temperatura con la ecuación (29).

$$F = \frac{\sqrt{0,33^2 + 1}}{0,33 - 1} * \frac{21}{16} \frac{\ln \left[\frac{(1 - 0,56)}{(1 - 0,33 * 0,56)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{0,56} - 1 - 0,33 + \sqrt{0,56^2 + 1} \right)}{\left(\frac{2}{0,56} - 1 - 0,33 - \sqrt{0,56^2 + 1} \right)} \right]}$$

$$F = 0,95$$

Encontramos la diferencia de temperatura verdadera con la ecuación (10).

$$\Delta T_m = 22,4 * 0,95$$

$$\Delta T_m = 21,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de las superficies de intercambio de calor

La superficie de intercambio de calor en estado de “limpio” y la superficie en estado de “suciedad” con las ecuaciones (10) y (11) son:

$$A_l = \frac{10,886 * 1000}{(389,0 * 21,3)}$$

$$A_l = 1,58 \text{ m}^2$$

$$A_e = \frac{10,886 * 1000}{(335,8 * 21,3)}$$

$$A_e = 1,83 \text{ m}^2$$

Con la ecuación (2) determinamos la superficie de sobre diseño es:

$$SSD = \left(\frac{1,83}{1,58} - 1 \right) * 100\%$$

$$SSD = 15,8 \% \text{ (Valor aceptable al ser menos al } 30 \% \text{)}$$

Cálculo de la longitud calculada de los tubos

Con la ecuación (33) la longitud calculada de los tubos es:

$$L_c = \frac{1,83}{26 * 3,14 * 0,021}$$

$$L_c = 0,990 \text{ m}$$

Cumple el diseño al ser $L_c = 1,00 \text{ m}$.

Cálculo de la pérdida de presión del fluido del lado de la coraza

El coeficiente de fricción del fluido que circula por la coraza con la ecuación (34) es:

$$f_c = \exp[0,56 - 0,19 * \ln(2817,7)]$$

$$f_c = 0,393$$

La cantidad de deflectores con la ecuación (35) es:

$$N_d = \frac{1,00}{0,100} - 1$$

$$N_d = 9 \text{ deflectores.}$$

La velocidad másica superficial del fluido que circula la coraza con la ecuación (36):

$$G_c = \frac{0,344}{0,0051}$$

$$G_c = 67,62 \text{ kg/s.m}^2$$

El diámetro equivalente de la coraza con la ecuación (38):

$$D_{eq,c} = \frac{4 * \left[\frac{0,0265^2 * \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi * 0,021^2}{8} \right]}{\pi * \frac{0,021}{2}}$$

$$D_{eq,c} = 0,0152 \text{ m}$$

Y con la ecuación (39), la pérdida de presión del fluido que circula la coraza es:

$$\Delta p_c = \frac{0,393 * 67,62^2 * (9 + 1) * 0,254}{2 * 985,2 * 0,0152 * \left(\frac{504}{596} \right)^{0,14}}$$

$$\Delta p_c = 156,6 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión del fluido que circula tubos es despreciable, según los parámetros establecidos.

4.6 Mejoramiento del sistema energético del gas natural en la ERMP

Con el intercambiador de calor diseñado y seleccionado, podemos analizar cuál es la influencia en las temperaturas del gas natural en la ERMP, para ello debemos considerar la ecuación (40) y los datos obtenidos en el cálculo de la demanda de energía en el intercambiador de calor. Tomando como referencia la menor temperatura de ingreso del gas natural de 19,6 °C; y sustituyendo y despejando los valores en la ecuación (40), obtenemos la temperatura a la salida del gas natural en el intercambiador:

$$T_{sal,ic} = 19 + \frac{10,886}{1125 * 0,74 * 2,05}$$

$$T_{sal,ic} = 42 \text{ °C}$$

Este incremento de temperatura del gas natural será reducido al pasar por los reguladores de presión, sustituyendo en la ecuación (3) $T_{sal,ic}$ por $T_{ent,gn}$, la temperatura de salida del gas natural en la ERMP sería:

$$T_{sal,gn} = 42 - 23$$

$$T_{sal,gn} = 19 \text{ °C}$$

El análisis de sistema energético del gas natural en la ERMP con el IC nos demuestra que, al pasar el gas natural por el IC, este aumentará su temperatura en 23 °C al recibir el calor proporcionado por el agua, luego de pasar los reguladores de presión, su temperatura caerá 23 °C de igual manera, esto es explicado por el efecto Joule – Thompson. Ahora, extendemos este procedimiento a los demás datos de temperatura de ingreso del gas natural durante los distintos meses. De este modo, elaboramos la siguiente figura como resultado de dicho análisis.

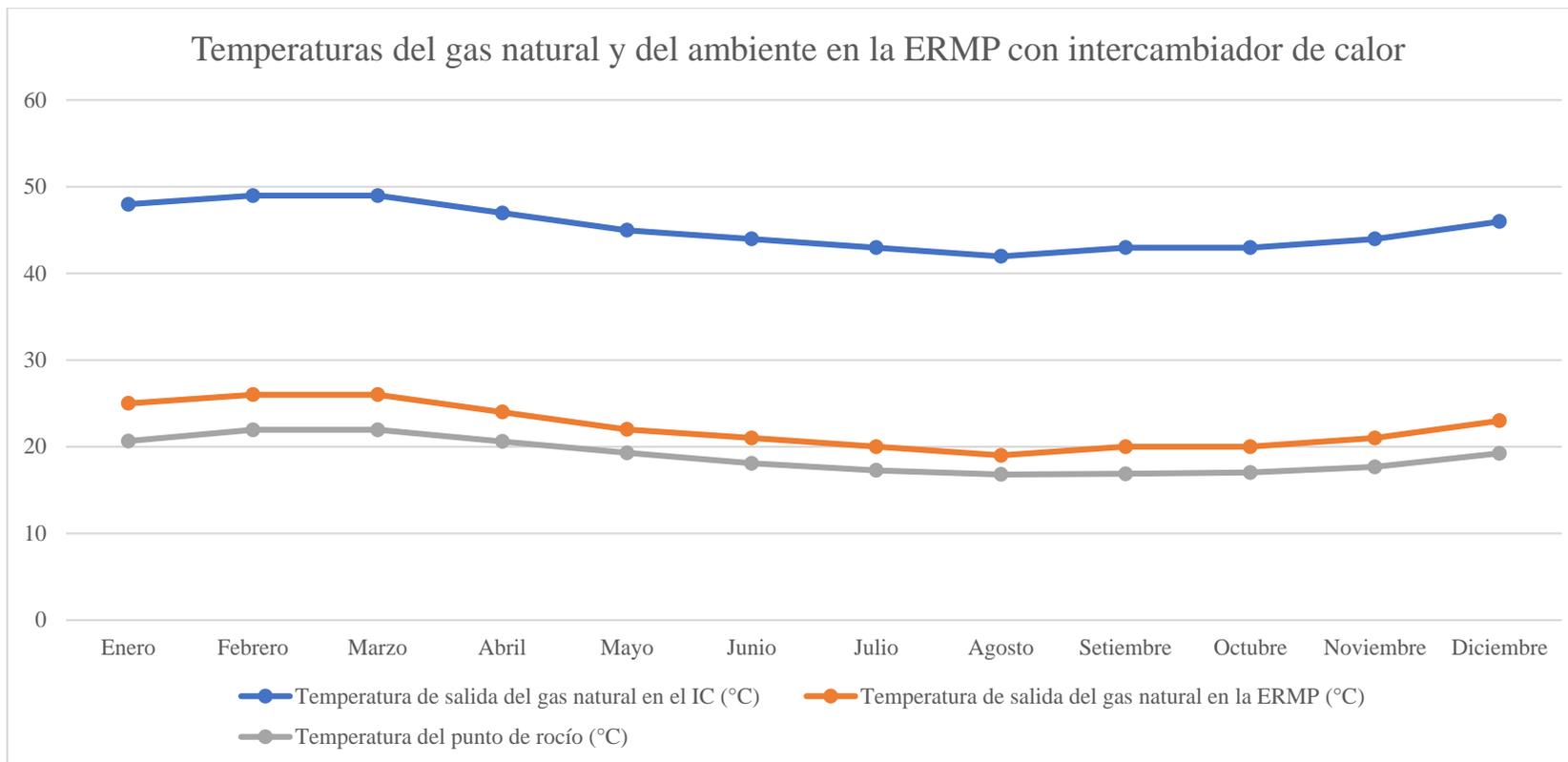


Figura 18.

Temperaturas del gas natural y del ambiente en la ERMP con el intercambiador de calor.

Nota: Elaboración propia.

De la Figura 19, se observa que la temperatura de salida del gas natural en la ERMP con el IC, es superior a la temperatura del punto de rocío, por lo que se evitaría la formación de condensado y escarcha alrededor de la tubería de gas natural.

4.7 Discusión de los resultados

- En la investigación de Villalón et al. (2023) el flujo de calor necesario para elevar la temperatura del gas natural en la tina de calentamiento es de 60,43 kW y el cambio de temperatura por el efecto Joule Thomson es de 127,1 °C. Mientras que, en la presente investigación la demanda energía calculada en el balance que involucra al gas natural y al agua, arrojó una cantidad de calor necesario de 10,886 kW y un cambio de temperatura al reducir su presión de 23 °C considerando el mismo valor para el coeficiente de Joule Thomson, esto se debe al tener condiciones diferentes de consumos y presiones del gas natural.
- En el estudio de Farzaneh-Gord et al. (2015) propusieron un sistema de calentamiento del gas natural a través de agua que se calentaba en pozos geotérmicos para luego recorrer los tubos del intercambiador de coraza y tubos y ceder su calor al gas natural. Esto concuerda con el tipo de intercambiador de calor escogido (coraza y tubos), número de pasos en el intercambiador (1 paso por la coraza y 2 por los tubos) y sentido de los flujos (contracorriente siendo el gas natural el que recorre los tubos y el agua la coraza). A demás, López y Trejo (2013) nos indican que para presiones superiores a 3 MPa se debe optar por el intercambiador del tipo coraza y tubos; mientras que, Cengel y Ghajar (2011) indican que el intercambiador de calor del tipo placas es recomendable para transferir calor entre fluidos líquidos y a presiones similares, este no es caso de estudio, puesto que el gas natural está en estado gaseoso y a 45 bar mientras que el agua, en un estado líquido.
- Cabrera et al. (2018) concluyó que la disposición triangular de los tubos en un intercambiador de calor del tipo coraza y tubos es la más óptima para minimizar el área de transferencia de calor. En la presente investigación esto se tomó en cuenta para el diseño del intercambiador de calor de coraza y tubos, dando como resultado una superficie de intercambio de calor en estado de “limpio” de 1,58 m² y 1,83 m² en estado de “suciedad”. A demás, se obtuvo una superficie de sobre diseño de 15,8 % y una longitud de los tubos calculada de 0,990 m, siendo estos valores menores a los requeridos; así pues. Estos resultados concuerdan con los obtenidos por Pérez, Ranero

et al. (2020), donde consiguieron una superficie de sobre diseño de 26,25 % y una longitud calculada de los tubos de 3,71 también menores a lo establecido en su estudio, debido a que se siguió la metodología establecida por Kakaç et al. (2012).

- Para Martínez y Cardona (2023) llegaron a mejorar el sistema energético del proceso de lavado del taller de una empresa con el diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos, al precalentar el agua antes de su uso. En la presente investigación se logró una mejora del sistema energético de la ERMP de la empresa Econort Group S.A.C. con el diseño de un intercambiador de calor del tipo coraza y tubos, pero en este caso para elevar la temperatura del gas natural antes de su paso por los reguladores de presión, evitando así la formación de hidratos y condensado en la tubería aguas debajo de los reguladores.

V. Conclusiones

- Se diseñó y seleccionó un intercambiador de calor de tipo coraza y tubo para elevar la temperatura del gas natural en la estación de regulación y medición primaria de la empresa Econort Group S.A.C.
- Se definió la demanda de energía requerida para el diseño del intercambiador de calor en la ERMP es de 10,886 kW, este valor es el necesario para elevar la temperatura de gas natural dentro de la ERMP.
- Se determinó los parámetros que definieron el diseño del intercambiador de calor fueron el tipo escogido de coraza y tubos a contracorriente, 1 paso por la coraza (agua) y 2 por los tubos (gas natural), el material de la coraza de acero ASTM A153, el material de los tubos de acero ASTM A179, el diámetro de 21 mm y espesor de 2,5 mm de los tubos, la longitud máxima de 1,00 m de los tubos, el máximo valor para la superficie de sobre diseño del IC de 30%, la caída de presión del gas natural despreciable y la máxima caída de presión del agua dentro del intercambiador de 3000 Pa.
- Se diseñó y seleccionó el intercambiador de calor más óptimo para la demanda de energía con las siguientes características: el diámetro interior de la coraza (0,254 m), la cantidad de tubos (26), la distribución de los tubos (30°), el paso de los tubos (0,02625 m), la longitud de los tubos (1,00 m), espacio entre deflectores (0,100 m), el número de deflectores (9), una superficie y un coeficiente de intercambio de calor en estado de “limpio” de $1,58 \text{ m}^2$ y $389,0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ respectivamente.
- Se determinó que, al diseñar y seleccionar un intercambiador de calor mejoraría el sistema energético de la ERMP, al evitar la formación de escarcha y condensado alrededor de la tubería de gas natural, esto se debe a que el IC eleva el mismo diferencial de temperatura del gas natural que perderá al pasar por los reguladores.

VI. Recomendaciones

- Se debe llevar a cabo un análisis de elementos finitos, en pro de validar que el diseño y la selección del intercambiador para el caso estudiado, cumplen con lo requerido.
- Para garantizar un correcto funcionamiento del intercambiador de calor dentro de la ERMP, este se debe acoplar junto con un sistema de calentamiento eficiente, para ello se deja como un posible tema de estudio el correcto dimensionamiento de este sistema.
- Se encarga para un futuro estudio la propuesta de un tipo de intercambiador de calor diferente al estudiado en este trabajo, siempre y cuando cumpla con los requisitos establecidos.
- En pro de incluir la implementación de las energías renovables, espero que se puede estudiar el uso de energía solar mediante alguna tecnología innovadora para el calentamiento del gas natural, creyendo que este tipo de energía sería el más adecuado dada las condiciones actuales.

Referencias bibliográficas

Adama, J. e Ipanaque, V. (2019). *Diseño de un sistema de alimentación de gas natural para cuatro calderas pirotubulares de 400 BHP*. [Tesis de grado, Universidad Tecnológica del Perú]. Repositorio Institucional de la Universidad Tecnológica del Perú. <https://hdl.handle.net/20.500.12867/3000>

Aguilar, J. (2016). *Diseño de un intercambiador de calor en una turbina para aumentar la eficiencia y calidad de una extrusora en el proceso de extrusión en la empresa Polytec, S.A.* [Trabajo de título profesional, Universidad de San Carlos de Guatemala]. Repositorio Institucional USAC. <http://www.repositorio.usac.edu.gt/5446/>

Alizadeh, A., Ghadamian, H., Aminy, M., Hoseinzadeh, A., Khodayar, H. y Sohani A. (2022). An experimental investigation on using heat pipe heat exchanger to improve energy performance in gas city gate station. *Energy*, 252, 123959 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123959>.

Balarezo, C. (2021) *Diseño de un sistema de tuberías para la instalación interna industrial de gas natural seco*. [Tesis de título, Universidad Nacional de Trujillo]. Repositorio Institucional de la Universidad Nacional de Trujillo. <http://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/16695>

Baltodano, M. y Huamán, M. (2012). *Estudio técnico-económico para la implementación de gasocentros virtuales de GNV desde Lima a Chimbote*. [Tesis de título profesional, Universidad Nacional del Santa]. Repositorio Institucional de la Universidad Nacional del Santa. <https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/2293>

Barrera, C. (2018). *Intercambiador de calor*. Disponible en: <http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/INTERCAMBIADOR%201%202018.pdf>

Becerra, M. y Rodriguez, R. (2017). Selection of alternatives for the natural gas supply in Colombia using the analytic hierarchy process. *Ingeniería*, 22(2), 190-210. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.reving.2017.2.a02>

Borras, E. (1987). *Gas Natural: Características, distribución y aplicaciones industriales*. Editores Técnicos Asociados SA.

Cabanzón, J. (2018). *Diseño y cálculo de un intercambiador de calor*. [Trabajo de grado, Universidad de Cantabria]. Repositorio Abierto de la Universidad de Cantabria. <http://hdl.handle.net/10902/13702>

Cabrera et al. (2018). Desarrollo de una interfaz didáctica para diseño de intercambiadores de calor tipo tubo y coraza. *Journal of Energy, Engineering, Optimization and Sustainability*, 2(3), 27-60. <https://doi.org/10.19136/jeeos.a2n3.2852>.

Calderón, B. (2014). *Diseño de un Sistema de Medición y Supervisión de Gas Natural para Cuantificar, Controlar y Registrar el Consumo de una Planta Generadora de Ciclo Combinado*. [Tesis de título profesional, Universidad Privada Antenor Orrego]. Repositorio Digital de la Universidad Privada Antenor Orrego. <https://repositorio.upao.edu.pe/handle/20.500.12759/603>

Cengel, Y. y Boles, M. (2012). *Termodinámica*. (7ª edición). McGraw Hill.

Cengel, Y. y Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa*. (4ª edición). MacGraw Hill.

Farzaneh-Gord, M., Ghezelbash, R., Arabkoohsar, A., Pilevari, L., Machado, L. y Koury, R. (2015). Employing geothermal heat exchanger in natural gas pressure drop station in order to decrease fuel consumption. *Energy*, 83, 164-176. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.093>.

Gonzales, E. (2007). Estudio comparativo de los intercambiadores de calor de coraza-tubos y los de placas planas. [Tesis de título profesional, Universidad Nacional Mayor de San Marcos]. Repositorio Institucional de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos. <https://hdl.handle.net/20.500.12672/549>.

Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S. y Hori, K. (1977). Study of Frost Properties Correlating With Frost Formation Types. *Journal of heat transfer*, 99(2), 239 – 245. <https://doi.org/10.1115/1.3450675>.

Jaramillo, A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. Universidad Nacional Autónoma de México. <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>.

Kakaç, S., Liu, H. y Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. (3ª edición). CRC Press.

Llangarí, V. y Solís, G. (2012). *Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos*. [Tesis de título, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. Repositorio de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/2355>.

López, C. y Trejo, L. (2013). *Diseño y construcción de un intercambiador de calor directo para horno cubilote*. [Tesis de título, Escuela Politécnica Nacional]. Repositorio Digital Institucional de la Escuela Politécnica Nacional. <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/6647>.

Martínez, V. y Cardona, L. (2023). Aprovechamiento energético del lavado industrial de la empresa Relians CAT. *Ciencia y Academia*, (4), 57-77. <https://doi.org/10.21501/2744838X.4421>.

OSINERGMIN (2022). *Boletín estadístico: Procesamiento, producción y transporte del gas natural – 3er Trimestre 2022*. Disponible en: https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/3899498/Bolet%C3%ADn%20Estad%C3%ADstico%202022-T3_VF.pdf.pdf?v=1669934638.

Pérez, A., Pérez, E., Heredia, A. y Pazos, L. (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona. *Nexo Revista Científica*, 32(1), 61-74. <https://doi.org/10.5377/nexo.v32i01.7988>.

Pérez, A., Ranero, E., Pérez, E., Liaño, N. y Gastamiza, C. (2020). Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de etanol. *Nexo Revista Científica*, 32(2), 753-776. <https://doi.org/10.5377/nexo.v33i02.10807>.

PROMIGAS (2022). *Informe del sector gas natural Perú: Cifras 2021*. Disponible en: http://52.247.87.160:52345/Documents/Copia%20de%20REPORTE_Promigas%20ISGN%20PERU%202022_ESP_V4%20sin%20intro.pdf?csf=1&e=rH1qtj.

Ramírez, H. (2017). *Transferencia de calor y masa durante la formación de escarcha en superficies horizontales con flujo paralelo*. [Tesis de maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León]. Repositorio Institucional de la Universidad Autónoma de Nuevo León. <http://eprints.uanl.mx/id/eprint/17885>.

Ramón, J. (2012). *Efecto del diseño de intercambiadores de placas basado en la eficiencia de transmisión de calor en la simulación de procesos de pasteurización de jugos y bebidas de frutas*. [Tesis de título profesional, Universidad Nacional de Trujillo]. Repositorio Institucional de la Universidad Nacional de Trujillo. <https://hdl.handle.net/20.500.14414/3374>.

Reyes, B. (2021). *Diseño de un intercambiador de calor (condensador) para el sistema de la Bomba de Vapor Desalinizadora Solar de Alta Potencia del proyecto Walfisch*. [Memoria de título, Universidad Técnica Federico Santa María]. Repositorio USM - Universidad Técnica Federico Santa María. <https://repositorio.usm.cl/handle/11673/53417>

Sashi, E. y Menon, P. (2013). *Gas pipeline hydraulics*. Trafford Publishing.

Sánchez et al. (2020). Incremento de la termotransferencia en un sistema de enfriadores encaquetados, optimizando los flujos de agua. *Enfoque UTE*, 11(4), 71-86. <https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v11n4.663>.

Tafalla, A. (2021). *Estudio de un sistema de almacenamiento de gases para una hidrogenera*. [Trabajo de fin de grado, Universidad de Zaragoza]. Repositorio Institucional de Documentos ZAGUAN. <https://zaguan.unizar.es/record/106912>.

Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC. (2007). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*.

Valiente, A. (2013). *Ingeniería del calor*. Universidad Nacional Autónoma de México. <https://librosdrvaliente.files.wordpress.com/2015/09/ingenierc3ada-de-calor-dr-antonio-valiente.pdf>.

Velásquez, R. (2022). *Control de hidratos del gas natural mediante un sistema de precalentamiento catalítico en la Compañía Minera Sayari S.A. (SAYARISA) de Cochabamba – Bolivia*. [Proyecto de grado, Universidad Mayor de San Andrés].

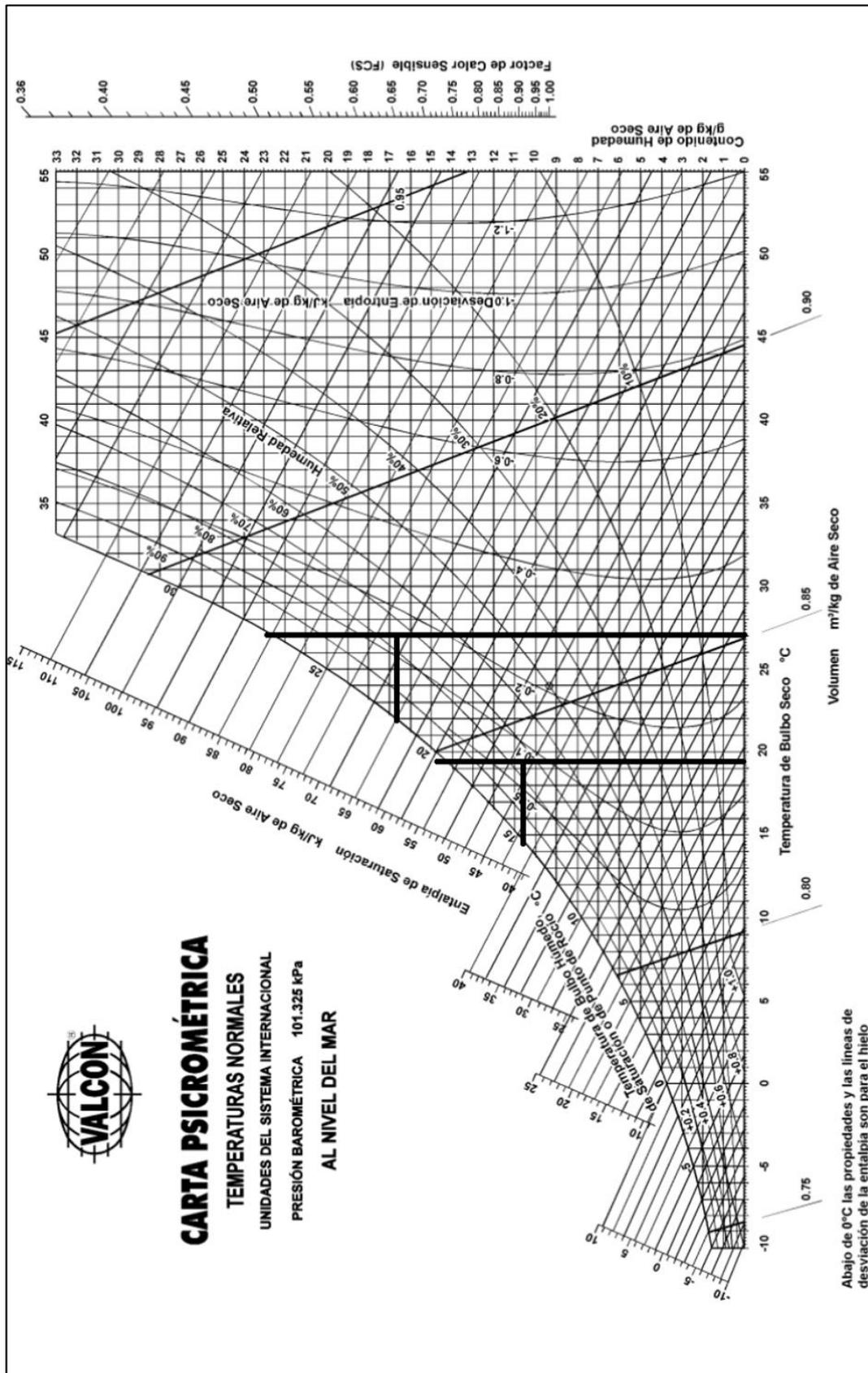
Repositorio Institucional de la Universidad Mayor de San Andrés.
<http://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/31000>.

Villalón, L., Rubio, C. y Ambriz, V. (2023). Análisis termodinámico del proceso de descompresión del gas natural, implementando un tubo vórtex y energía geotérmica. *Ciencia Nicolaita*, 89(695), 114-127. <https://doi.org/10.35830/cn.vi89.695>.

Zegarra, H. (2019). *Implementación de un plan de mantenimiento integral para el sistema de calentamiento del gas natural en las estaciones de regulación de presión. Sistema de distribución de Lima y Callao*. [Trabajo de suficiencia profesional, Universidad Nacional del Callao]. Repositorio Institucional Digital de la Universidad Nacional del Callao. <https://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/5693>.

Anexos

Anexo 1. Carta Psicrométrica.



Anexo 2. Coeficientes globales de transferencia de calor entre fluidos.

Approximate Overall Heat Transfer Coefficients for Preliminary Analysis	
Fluids	U (W/m ² · K)
Water to water	1300–2500
Ammonia to water	1000–2500
Gases to water	10–250
Water to compressed air	50–170
Water to lubricating oil	110–340
Light organics ($\mu < 5 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to water	370–750
Medium organics ($5 \times 10^{-4} < \mu < 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to water	240–650
Heavy organics ($\mu > 10 \times 10^{-4}$ Ns/m ²) to lubricating oil	25–400
Steam to water	2200–3500
Steam to ammonia	1000–3400
Water to condensing ammonia	850–1500
Water to boiling Freon-12	280–1000
Steam to gases	25–240
Steam to light organics	490–1000
Steam to medium organics	250–500
Steam to heavy organics	30–300
Light organics to light organics	200–350
Medium organics to medium organics	100–300
Heavy organics to heavy organics	50–200
Light organics to heavy organics	50–200
Heavy organics to light organics	150–300
Crude oil to gas oil	130–320
Plate heat exchangers: water to water	3000–4000
Evaporators: steam/water	1500–6000
Evaporators: steam/other fluids	300–2000
Evaporators of refrigeration	300–1000
Condensers: steam/water	1000–4000
Condensers: steam/other fluids	300–1000
Gas boiler	10–50
Oil bath for heating	30–550

Nota: Tomado de Kakaç et al. (2012).

Anexo 3. Resistencias por ensuciamiento para el gas natural en un intercambiador de calor.

Fouling Resistances for Natural Gas–Gasoline Processing Streams	
Streams	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
<i>Gases and vapors</i>	
Natural gas	0.000176–0.000352
Overhead products	0.000176–0.000352
<i>Liquids</i>	
Lean oil	0.000352
Rich oil	0.000176–0.000352
Natural gasoline and liquefied petroleum gases	0.000176–0.000352
<i>Source: From Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988. With permission. ©1988 Tubular Exchanger Manufacturers Association.</i>	

Nota: Tomado de Kakaç et al. (2012).

Anexo 4. Resistencias por ensuciamiento para el agua en un intercambiador de calor.

Fouling Resistances for Water				
Temperature of Heating Medium				
Temperature of Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R_f ($m^2 \cdot K/W$) 115°C to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
350.000176	0.000528	0.000352	Cooling tower and artificial spray pond	Treated make up 0.052
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352
<i>Source: From Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988. With permission. ©1988 Tubular Exchanger Manufacturers Association.</i>				

Nota: Tomado de Kakaç et al. (2012).

Anexo 5. Propiedades del agua saturada.

Propiedades del agua saturada													
Temp., T, °F	Presión de saturación, P _{sat} , psia	Densidad, ρ, lbm/ft ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , Btu/lbm	Calor específico, c _p , Btu/lbm · °F		Conductividad térmica, k, Btu/h · ft · °F		Viscosidad dinámica, μ, lbm/ft · h		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β, 1/R
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
32.02	0.0887	62.41	0.00030	1 075	1.010	0.446	0.324	0.0099	1.204 × 10 ⁻³	6.194 × 10 ⁻⁶	13.5	1.00	-0.038 × 10 ⁻³
40	0.1217	62.42	0.00034	1 071	1.004	0.447	0.329	0.0100	1.308 × 10 ⁻³	6.278 × 10 ⁻⁶	11.4	1.01	0.003 × 10 ⁻³
50	0.1780	62.41	0.00059	1 065	1.000	0.448	0.335	0.0102	8.781 × 10 ⁻⁴	6.361 × 10 ⁻⁶	9.44	1.01	0.047 × 10 ⁻³
60	0.2563	62.36	0.00083	1 060	0.999	0.449	0.341	0.0104	7.536 × 10 ⁻⁴	6.444 × 10 ⁻⁶	7.95	1.00	0.080 × 10 ⁻³
70	0.3632	62.30	0.00115	1 054	0.999	0.450	0.347	0.0106	6.556 × 10 ⁻⁴	6.556 × 10 ⁻⁶	6.79	1.00	0.115 × 10 ⁻³
80	0.5073	62.22	0.00158	1 048	0.999	0.451	0.352	0.0108	5.764 × 10 ⁻⁴	6.667 × 10 ⁻⁶	5.89	1.00	0.145 × 10 ⁻³
90	0.6988	62.12	0.00214	1 043	0.999	0.453	0.358	0.0110	5.117 × 10 ⁻⁴	6.778 × 10 ⁻⁶	5.14	1.00	0.174 × 10 ⁻³
100	0.9503	62.00	0.00286	1 037	0.999	0.454	0.363	0.0112	4.578 × 10 ⁻⁴	6.889 × 10 ⁻⁶	4.54	1.01	0.200 × 10 ⁻³
110	1.2763	61.86	0.00377	1 031	0.999	0.456	0.367	0.0115	4.128 × 10 ⁻⁴	7.000 × 10 ⁻⁶	4.05	1.00	0.224 × 10 ⁻³
120	1.6945	61.71	0.00493	1 026	0.999	0.458	0.371	0.0117	3.744 × 10 ⁻⁴	7.111 × 10 ⁻⁶	3.63	1.00	0.246 × 10 ⁻³
130	2.225	61.55	0.00636	1 020	0.999	0.460	0.375	0.0120	3.417 × 10 ⁻⁴	7.222 × 10 ⁻⁶	3.28	1.00	0.267 × 10 ⁻³
140	2.892	61.38	0.00814	1 014	0.999	0.463	0.378	0.0122	3.136 × 10 ⁻⁴	7.333 × 10 ⁻⁶	2.98	1.00	0.287 × 10 ⁻³
150	3.722	61.19	0.0103	1 008	1.000	0.465	0.381	0.0125	2.889 × 10 ⁻⁴	7.472 × 10 ⁻⁶	2.73	1.00	0.306 × 10 ⁻³
160	4.745	60.99	0.0129	1 002	1.000	0.468	0.384	0.0128	2.675 × 10 ⁻⁴	7.583 × 10 ⁻⁶	2.51	1.00	0.325 × 10 ⁻³
170	5.996	60.79	0.0161	996	1.001	0.472	0.386	0.0131	2.483 × 10 ⁻⁴	7.722 × 10 ⁻⁶	2.90	1.00	0.346 × 10 ⁻³
180	7.515	60.57	0.0199	990	1.002	0.475	0.388	0.0134	2.317 × 10 ⁻⁴	7.833 × 10 ⁻⁶	2.15	1.00	0.367 × 10 ⁻³
190	9.343	60.35	0.0244	984	1.004	0.479	0.390	0.0137	2.169 × 10 ⁻⁴	7.972 × 10 ⁻⁶	2.01	1.00	0.382 × 10 ⁻³
200	11.53	60.12	0.0297	978	1.005	0.483	0.391	0.0141	2.036 × 10 ⁻⁴	8.083 × 10 ⁻⁶	1.88	1.00	0.395 × 10 ⁻³
210	14.125	59.87	0.0359	972	1.007	0.487	0.392	0.0144	1.917 × 10 ⁻⁴	8.222 × 10 ⁻⁶	1.77	1.00	0.412 × 10 ⁻³
212	14.698	59.82	0.0373	970	1.007	0.488	0.392	0.0145	1.894 × 10 ⁻⁴	8.250 × 10 ⁻⁶	1.75	1.00	0.417 × 10 ⁻³
220	17.19	59.62	0.0432	965	1.009	0.492	0.393	0.0148	1.808 × 10 ⁻⁴	8.333 × 10 ⁻⁶	1.67	1.00	0.429 × 10 ⁻³
230	20.78	59.36	0.0516	959	1.011	0.497	0.394	0.0152	1.711 × 10 ⁻⁴	8.472 × 10 ⁻⁶	1.58	1.00	0.443 × 10 ⁻³
240	24.97	59.09	0.0612	952	1.013	0.503	0.394	0.0156	1.625 × 10 ⁻⁴	8.611 × 10 ⁻⁶	1.50	1.00	0.462 × 10 ⁻³
250	29.82	58.82	0.0723	946	1.015	0.509	0.395	0.0160	1.544 × 10 ⁻⁴	8.611 × 10 ⁻⁶	1.43	1.00	0.480 × 10 ⁻³
260	35.42	58.53	0.0850	939	1.018	0.516	0.395	0.0164	1.472 × 10 ⁻⁴	8.861 × 10 ⁻⁶	1.37	1.00	0.497 × 10 ⁻³
270	41.85	58.24	0.0993	932	1.020	0.523	0.395	0.0168	1.406 × 10 ⁻⁴	9.000 × 10 ⁻⁶	1.31	1.01	0.514 × 10 ⁻³
280	49.18	57.94	0.1156	925	1.023	0.530	0.395	0.0172	1.344 × 10 ⁻⁴	9.111 × 10 ⁻⁶	1.25	1.01	0.532 × 10 ⁻³
290	57.53	57.63	0.1390	918	1.026	0.538	0.395	0.0177	1.289 × 10 ⁻⁴	9.250 × 10 ⁻⁶	1.21	1.01	0.549 × 10 ⁻³
300	66.98	57.31	0.1545	910	1.029	0.547	0.394	0.0182	1.236 × 10 ⁻⁴	9.389 × 10 ⁻⁶	1.16	1.02	0.566 × 10 ⁻³
320	89.60	56.65	0.2033	895	1.036	0.567	0.393	0.0191	1.144 × 10 ⁻⁴	9.639 × 10 ⁻⁶	1.09	1.03	0.636 × 10 ⁻³
340	117.93	55.95	0.2637	880	1.044	0.590	0.391	0.0202	1.063 × 10 ⁻⁴	9.889 × 10 ⁻⁶	1.02	1.04	0.656 × 10 ⁻³
360	152.92	55.22	0.3377	863	1.054	0.617	0.389	0.0213	9.972 × 10 ⁻⁵	1.013 × 10 ⁻⁵	0.973	1.06	0.681 × 10 ⁻³
380	195.60	54.46	0.4275	845	1.065	0.647	0.385	0.0224	9.361 × 10 ⁻⁵	1.041 × 10 ⁻⁵	0.932	1.08	0.720 × 10 ⁻³
400	241.1	53.65	0.5359	827	1.078	0.683	0.382	0.0237	8.833 × 10 ⁻⁵	1.066 × 10 ⁻⁵	0.893	1.11	0.771 × 10 ⁻³
450	422.1	51.46	0.9082	775	1.121	0.799	0.370	0.0271	7.722 × 10 ⁻⁵	1.130 × 10 ⁻⁵	0.842	1.20	0.912 × 10 ⁻³
500	680.0	48.95	1.479	715	1.188	0.972	0.352	0.0312	6.833 × 10 ⁻⁵	1.200 × 10 ⁻⁵	0.830	1.35	1.111 × 10 ⁻³
550	1 046.7	45.96	4.268	641	1.298	1.247	0.329	0.0368	6.083 × 10 ⁻⁵	1.280 × 10 ⁻⁵	0.864	1.56	1.445 × 10 ⁻³
600	1 541	42.32	3.736	550	1.509	1.759	0.299	0.0461	5.389 × 10 ⁻⁵	1.380 × 10 ⁻⁵	0.979	1.90	1.883 × 10 ⁻³
650	2 210	37.31	6.152	422	2.086	3.103	0.267	0.0677	4.639 × 10 ⁻⁵	1.542 × 10 ⁻⁵	1.30	2.54	—
700	3 090	27.28	13.44	168	13.80	25.90	0.254	0.1964	3.417 × 10 ⁻⁵	2.044 × 10 ⁻⁵	6.68	9.71	—
705.44	3 204	19.79	19.79	0	—	—	—	—	2.897 × 10 ⁻⁵	2.897 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota: Tomado de Cengel y Ghajar (2011).

Anexo 6. Propiedades de ciertos metales sólidos.

Propiedades de metales sólidos											
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

Nota: Tomado de Cengel y Ghajar (2011).

Anexo 7. Ficha técnica de tubería de acero ASTM A179.

GENERAL CHARACTERISTICS

This specification of [ASTM SA 179 tube](#) covers minimum-wall-thickness, seamless cold-drawn low-carbon steel tubes for tubular heat exchangers, condensers, and similar heat transfer apparatus. This specification covers tubes 1/8 to 3 in. [3.2 to 76.2 mm], inclusive, in outside diameter. Tubing smaller in outside diameter and having a thinner wall than indicated in this specification is available. Mechanical property requirements do not apply to tubing smaller than 1/8 in. [3.2 mm] in outside diameter or with a wall thickness under 0.015 in. [0.4 mm].

ASTM SA 179 CHEMICAL COMPOSITION FOR TUBE:

Designation		%C	%Mn	%S	%P	%Si
ASTM A179 Tube	Min	0.06	0.27	--	--	--
	Max	0.18	0.63	0.035	0.035	--

MECHANICAL PROPERTIES OF ASME SA 179 TUBE:

Mechanical properties	UTS ksi (MPa)	YS ksi (MPa)	%EL	Hardness (HRB)
ASME SA 179	325	180	35	≤ 72

HEAT TREATMENT:

Tubes shall be heat treated after the final cold draw pass at a temperature of 1200°F [650°C] or higher.

For more details visit: [ASME SA 179 Tube Supplier](#)

Anexo 8. Ficha técnica de tubería de acero ASTM A53.

NORMA TÉCNICA	
ASTM A53/A106/API 5L	
PRESENTACIÓN	
En largos de 6 metros, de extremos biselados con recubrimiento negro.	
USO	
Conducción de fluidos a alta presión, agua, gases, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos en la industria.	

CARACTERÍSTICAS

Tubos de acero, de calidad estructural de sección circular, laminados en caliente.

TUBO SCH80				
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior		Espesor de pared (mm)	Peso (Kg/m)
	(plg)	(mm)		
1/2"	0,840	21,34	3,73	1,62
3/4"	1,050	26,67	3,91	2,19
1"	1,315	33,40	4,55	3,23
1 1/4"	1,660	42,16	4,85	4,46
1 1/2"	1,900	48,26	5,08	5,40
2"	2,375	60,33	5,54	7,47
2 1/2"	2,875	73,03	7,01	11,40
3"	3,500	88,90	7,62	15,25
4"	4,500	114,30	8,56	22,29
5"	5,563	141,30	9,52	30,92
6"	6,625	168,28	11,00	42,53
8"	8,625	219,08	12,70	64,57
10"	10,750	273,05	15,10	95,84
12"	12,750	323,85	17,40	131,81

TUBO ESTÁNDAR				
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior		Espesor de pared (mm)	Peso (Kg/m)
	(plg)	(mm)		
12"	12,75	323,85	9,52	73,76
14"	14"	355,60	9,52	81,33
16"	16"	406,40	9,52	93,17

TUBO SCH40				
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior		Espesor de pared (mm)	Peso (Kg/m)
	(plg)	(mm)		
1/2"	0,840	21,34	2,77	1,26
3/4"	1,050	26,67	2,87	1,68
1"	1,315	33,40	3,38	2,50
1 1/4"	1,660	42,16	3,56	3,38
1 1/2"	1,900	48,26	3,68	4,05
2"	2,375	60,33	3,91	5,43
2 1/2"	2,875	73,03	5,16	8,62
3"	3,500	88,90	5,49	11,28
4"	4,500	114,30	6,02	16,06
5"	5,563	141,30	6,56	21,76
6"	6,625	168,28	7,11	28,23
8"	8,625	219,08	8,18	42,49
10"	10,750	273,05	9,27	60,24
12"	12,750	323,85	10,30	79,71
14"	14"	355,60	11,13	94,55
16"	16"	406,40	12,70	123,31
18"	18"	457,20	14,27	155,88

Composición Química	
Carbono (%)	0,300
Manganeso (%)	1,250
Fósforo (%)	0,050
Azufre (%)	0,045
Cobre (%)	0,400
Níquel (%)	0,400
Cromo (%)	0,400
Molibdeno (%)	0,150
Vanadio (%)	0,080

Tolerancia Dimensional:			
Peso: +/- 10% del valor nominal			
Diámetro: -Diámetros menores a 1 1/2": +/- 1/64"			
-Diámetros mayores a 2": +/- 1% del valor nominal			
Espesor mínimo: -12,5% del espesor nominal			
Prueba hidrostática: 1000 psi			

Propiedades Mecánicas	
Límite de Fluencia (mín.)	2450 Kg/cm ² (240 Mpa)
Resistencia a la Tracción (mín.)	4230 kg/cm ² (415 Mpa)
Alargamiento mínimo en 50mm	23%

9	Submitted to Universidad de Almeria Trabajo del estudiante	<1 %
10	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1 %
11	Submitted to Pontificia Universidad Catolica del Peru Trabajo del estudiante	<1 %
12	repositorio.utp.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
13	qdoc.tips Fuente de Internet	<1 %
14	ebin.pub Fuente de Internet	<1 %
15	Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Ranero González, Eddy Pérez Sánchez, Norlem Liaño Abascal, Cosette Gastamiza Sicilia. "Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de metanol", Nexa Revista Científica, 2021 Publicación	<1 %
16	dspace.unitru.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
17	dspace.ups.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
18	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %

		<1 %
19	issuu.com Fuente de Internet	<1 %
20	repositorio.uts.edu.co:8080 Fuente de Internet	<1 %
21	repositoriotec.tec.ac.cr Fuente de Internet	<1 %
22	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
23	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
24	Kourosh Esfandiari, Parinaz Soleimani, Ehsan Hakimi. "Investigation of Operational Scenarios to Mitigate CO2 Emission and Natural Gas Consumption in City Gate Stations (CGSs)", Process Integration and Optimization for Sustainability, 2020 Publicación	<1 %
25	earsiv.hitit.edu.tr Fuente de Internet	<1 %
26	www.defensoria.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
27	Submitted to ITESM: Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey Trabajo del estudiante	<1 %

28	revistas.udistrital.edu.co Fuente de Internet	<1 %
29	www.grafiati.com Fuente de Internet	<1 %
30	Submitted to Universidad Politécnica de Madrid Trabajo del estudiante	<1 %
31	www.scribd.com Fuente de Internet	<1 %
32	www.cic.cn.umich.mx Fuente de Internet	<1 %
33	1library.co Fuente de Internet	<1 %
34	core.ac.uk Fuente de Internet	<1 %
35	eprints.uanl.mx Fuente de Internet	<1 %
36	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	<1 %
37	livrosdeamor.com.br Fuente de Internet	<1 %
38	worldwidescience.org Fuente de Internet	<1 %

39	Submitted to Consorcio CIXUG Trabajo del estudiante	<1 %
40	Submitted to Universidad Continental Trabajo del estudiante	<1 %
41	Submitted to Universidad San Francisco de Quito Trabajo del estudiante	<1 %
42	nportal0.urv.cat:18080 Fuente de Internet	<1 %
43	revistas.ujat.mx Fuente de Internet	<1 %
44	Hugo F. Zuñiga-Puebla, E. C. Vallejo-Coral, Jose Ramon Vega Galaz. "Análisis termodinámico de un chiller de absorción de 1 y 2 etapas de una planta de cogeneración", Ingenius, 2018 Publicación	<1 %
45	repositorio.umsa.bo Fuente de Internet	<1 %
46	repositorioacademico.upc.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
47	ECOLOGIA Y TECNOLOGIA AMBIENTAL S.A.C. "ITS del Proyecto de Conexión de una Línea de Gas Natural a la Planta de Fabricación de Productos Farmacéuticos IQFARMA - Ate-	<1 %

IGA0012350", R.D. N° 119-2019-
PRODUCE/DVMYPE-I/DGAAMI, 2020

Publicación

48	Submitted to Escuela Politecnica Nacional Trabajo del estudiante	<1 %
49	es.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
50	de.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
51	Submitted to unsaac Trabajo del estudiante	<1 %
52	fdocumentos.com Fuente de Internet	<1 %
53	fr.slideshare.net Fuente de Internet	<1 %
54	repositorio.unsch.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
55	Submitted to uncedu Trabajo del estudiante	<1 %
56	patents.google.com Fuente de Internet	<1 %
57	redi.ufasta.edu.ar Fuente de Internet	<1 %
58	revistas.uncu.edu.ar Fuente de Internet	<1 %

59	ri.ues.edu.sv Fuente de Internet	<1 %
60	Submitted to Universidad de Guadalajara Trabajo del estudiante	<1 %
61	vsip.info Fuente de Internet	<1 %
62	Submitted to Universidad Nacional Santiago Antunez de Mayolo Trabajo del estudiante	<1 %
63	repositorio.up.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
64	revistas.ulima.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
65	Submitted to Washington State University System Trabajo del estudiante	<1 %
66	bib.us.es Fuente de Internet	<1 %
67	A. Pérez Sánchez, E.J. Pérez Sánchez, A. Heredia Sánchez, L. Pazos Amayuela. "Diseño de un intercambiador de calor de serpentín para el enfriamiento de acetona", Nexo Revista Científica, 2019 Publicación	<1 %
68	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	

		<1 %
69	Submitted to Universidad de Salamanca Trabajo del estudiante	<1 %
70	cdn.www.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
71	prezi.com Fuente de Internet	<1 %
72	doczz.es Fuente de Internet	<1 %
73	repositorio.upao.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
74	rraae.cedia.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
75	vdoc.pub Fuente de Internet	<1 %
76	www.lamjol.info Fuente de Internet	<1 %
77	Submitted to Universidad Nacional Abierta y a Distancia, UNAD,UNAD Trabajo del estudiante	<1 %
78	idoc.pub Fuente de Internet	<1 %
79	www.conafran.gob.pe Fuente de Internet	

		<1 %
80	Submitted to Universidad ESAN -- Escuela de Administración de Negocios para Graduados Trabajo del estudiante	<1 %
81	Submitted to Universidad Técnica Nacional de Costa Rica Trabajo del estudiante	<1 %
82	cybertesis.unmsm.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
83	datospdf.com Fuente de Internet	<1 %
84	ria.utn.edu.ar Fuente de Internet	<1 %
85	tesis.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
86	CASTILLO CARDENAS VICTOR ELEAZAR. "DIA para la Instalación de una Estación de Servicios para la Venta al Público de Combustibles Líquidos, GLP y GNV-IGA0008151", R.D. N° 083-2016-MEM/DGAAE, 2021 Publicación	<1 %
87	Sergio Juárez Vázquez, Alfonso Flores Meza, Lizbeth Contreras Romero, Sandro Acevedo Zapata. "Herramienta educativa: software	<1 %

didáctico en la enseñanza de ingeniería en intercambiadores de calor", Revista de Investigación en Tecnologías de la Información, 2023

Publicación

88	alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
89	ingenieria.ute.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
90	lic-public.wto.org Fuente de Internet	<1 %
91	pesquisa.bvsalud.org Fuente de Internet	<1 %
92	red.uao.edu.co Fuente de Internet	<1 %
93	repositorio.unsm.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
94	repository.ucatolica.edu.co Fuente de Internet	<1 %
95	vbn.aau.dk Fuente de Internet	<1 %
96	www.armeria-alvarez.es Fuente de Internet	<1 %
97	www.ecorfan.org Fuente de Internet	<1 %

98	www.eurotec.cl Fuente de Internet	<1 %
99	www.mtas.es Fuente de Internet	<1 %
100	Antonio García Barberá. "Study of the Degradation of New Lubricant Oil Formulations with the Design and Demands of Current and Future Engines", Universitat Politecnica de Valencia, 2022 Publicación	<1 %
101	Submitted to Universidad Nacional de San Cristóbal de Huamanga Trabajo del estudiante	<1 %
102	pdfslide.tips Fuente de Internet	<1 %
103	repositorio.autonoma.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
104	repositorio.uvg.edu.gt Fuente de Internet	<1 %
105	repository.usta.edu.co Fuente de Internet	<1 %
106	www.fema.gov Fuente de Internet	<1 %
107	www.researchgate.net Fuente de Internet	<1 %

108	<p>ECOCONSULT PERU SAC. "DAP de la Planta Dedicada al Lavado, Limpieza y Teñido de Prendas en Crudo de la Empresa Lavandería Nevados-IGA0014899", Oficio N° 0788-2010-PRODUCE/DVMYPE-I/DGI-DAAI, 2021</p> <p>Publicación</p>	<1 %
109	<p>Fernando Toapanta-Ramos, Luis González-Rojas, Elmo Calero, Bryan Calderón, William Quitiaquez. "Numerical Study of a Helical Heat Exchanger for Wort Cooling in the Artisanal Beer Production Process", Revista Facultad de Ingeniería, 2020</p> <p>Publicación</p>	<1 %
110	<p>INGENIERIA Y SOLUCIONES PRACTICAS SRL ISOPRAC. "Actualización del Plan de Manejo Ambiental del EIA de la Planta Industrial de Fabricación de Cintas y Etiquetas Autoadhesivas de la Empresa Kuresa-IGA0012613", R.D. N° 814-2019-PRODUCE/DVMYPE-I/DGAAMI, 2021</p> <p>Publicación</p>	<1 %
111	<p>Submitted to Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente</p> <p>Trabajo del estudiante</p>	<1 %
112	<p>creativecommons.org</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %
113	<p>doku.pub</p> <p>Fuente de Internet</p>	<1 %

		<1 %
114	dokumen.pub Fuente de Internet	<1 %
115	es.unionpedia.org Fuente de Internet	<1 %
116	grupomontevideo.org Fuente de Internet	<1 %
117	infoagro.com Fuente de Internet	<1 %
118	repo.sibdi.ucr.ac.cr:8080 Fuente de Internet	<1 %
119	repositorio.upn.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
120	rinacional.tecnm.mx Fuente de Internet	<1 %
121	www.clubensayos.com Fuente de Internet	<1 %
122	www.mrt.com Fuente de Internet	<1 %
123	www.ptolomeo.unam.mx:8080 Fuente de Internet	<1 %
124	C. Cicutti. "Transferencia de calor en la colada continua de aceros. I parte. El molde", Revista	<1 %

de Metalurgia, 2010

Publicación

125

TORRES LOPEZ ALDO JESUS. "DIA para la Modificación y/o Ampliación de una Estación de Servicios para la Instalación de un Establecimiento de Venta al Público de Gas Natural Vehicular (GNV)-IGA0008977", R.D. N° 146-2011-MEM/AAE, 2022

Publicación

<1 %

126

WALSH PERU S.A.. "EIA del Proyecto Sistemas de Transporte de Gas Natural y Transporte de los Líquidos de Gas Camisea-IGA0005694", R.D. N° 073-2002-EM-DGAA, 2020

Publicación

<1 %

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias

Apagado

Excluir bibliografía

Apagado