



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Facultad de Ciencias Físicas

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Modificación del sistema de lubricación de la turbina
Francis de la Central Hidroeléctrica de MachuPicchu**

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Samuel David YARI FERNANDEZ

Lima, Perú

2022



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Yari, S. (2022). *Modificación del sistema de lubricación de la turbina Francis de la Central Hidroeléctrica de MachuPicchu*. [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	Samuel David Yari Fernandez.
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	76425325
URL de ORCID	https://orcid.org/0000-0003-1769-8022
Datos de asesor	
Nombres y apellidos	(Sin asesor)
Tipo de documento de identidad	(Sin asesor)
Número de documento de identidad	(Sin asesor)
URL de ORCID	(Sin asesor)
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	CESAR ALEJANDRO QUISPE GONZALES
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	10394420
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	DOUGLAS DONAL SARANGO JULCA
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	07136313
Miembro del jurado 2	
Nombres y apellidos	HENRY MANUEL PALA REYES
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	15860791
Miembro del jurado 3	
Nombres y apellidos	
Tipo de documento	DNI

Número de documento de identidad	
Datos de investigación	
Línea de investigación	A.2.5.1. Energética
Grupo de investigación	
Agencia de financiamiento	PROPIA
Ubicación geográfica de la investigación	País: Perú Departamento: Cusco Provincia: Urubamba Distrito: Machupicchu Latitud: 13°09'47" Longitud: 72°32'44"
Año o rango de años en que se realizó la investigación	2020
URL de disciplinas OCDE	Ingeniería mecánica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.01



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
(Universidad del PERÚ, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

XIII CAP DE LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

ACTA DE SUSTENTACIÓN VIRTUAL DE LA MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS, MODALIDAD DE
TITULACIÓN M-3 - POR SUFICIENCIA PROFESIONAL

Siendo las 14:00 horas del día viernes 18 de noviembre de 2022, en la Sala de Sesión Virtual de la Facultad de Ciencias Físicas, bajo la presidencia del Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES y con la asistencia de los miembros Dr. Ing. DOUGLAS DONAL SARANGO JULCA y Mg. Ing. HENRY MANUEL PALA REYES, se dio inicio a la Sesión Pública Virtual de Sustentación de la Monografía Técnica para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, mediante la Modalidad de Titulación M-3 Por Suficiencia Profesional, del Bachiller:

SAMUEL DAVID YARI FERNANDEZ

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente, e invitó al Bachiller SAMUEL DAVID YARI FERNANDEZ, a realizar la Exposición del trabajo de la Monografía Técnica titulada “MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DE LA TURBINA FRANCIS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE MACHUPICCHU”.

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado. Se procedió a promediar la nota final del curso de actualización y la nota de la sustentación para obtener la calificación final.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida por el Bachiller, la misma que fue:

...Dieciséis..... 16.....

El Presidente del Jurado Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller SAMUEL DAVID YARI FERNANDEZ Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las **15:08** horas, del mismo día, se levantó la sesión.

Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES
PRESIDENTE DEL JURADO

Dr Ing. DOUGLAS DONAL SARANGO JULCA
MIEMBRO DEL JURADO

Mg. Ing HENRY MANUEL PALA REY ES
MIEMBRO DEL JURADO



Firmado digitalmente por LOZANO
BARTRA Whualker Enrique FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 23.11.2022 20:02:35 -05:00

DR. WHUALKER ENRIQUE LOZANO BARTRA
VICEDECANO ACADÉMICO FCF

Datos de la plataforma virtual institucional del acto de sustentación:

<https://us06web.zoom.us/j/89000177237?pwd=RVRWanRTNU1lcUtaanNrcHNvNnN1UT09>

ID de reunión: 890 0017 7237

Código de acceso: 899469

Grabación archivada en el siguiente enlace:

https://drive.google.com/file/d/1GYZBZ357OoRhw7VTwsGxD_qae2u998eH/view?usp=sharing

Anexo 1

Informe de evaluación de Originalidad

1. Facultad de Ciencias Físicas
2. Escuela/Unidad de Posgrado
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos
3. Autoridad Académica que emite el informe de originalidad
El Director de la EPIMF
4. Apellidos y nombres de la autoridad académica
Sarango Julca Douglas Donal
5. Operador del programa Informático de similitudes
Dr. Ing. Douglas Sarango Julca
6. Documento evaluado (1)
"MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DE LA TURBINA FRANCIS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA DE MACHUPICCHU"
7. Autor del documento (2)
SAMUEL DAVID YARI FERNANDEZ
8. Fecha de recepción del documento 17/10/22
9. Fecha de aplicación del programa informático de similitudes 24/10/22
10. Software utilizado
 - Turnitin (X)
 - Ithenticate
 - Otro (especificar)
11. Configuración del programa detector de similitudes
 - Excluye textos entrecomillados
 - Incluye Bibliografía
 - Excluye cadenas menores a 40 palabras
12. Porcentaje de similitudes según programa detector de similitudes³
7%
13. Fuentes originales de las similitudes encontradas⁴
14. Observaciones
Ninguna
15. Calificación de originalidad
 - Documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones (X)
 - Documento cumple criterios de originalidad, con observaciones
 - Documento no cumple criterios de originalidad
16. Fecha del Informe 2/12/22



UNMSM

Firmado digitalmente por SARANGO
JULCA Douglas Donal FAU
20148092292 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 03.12.2022 06:40:19 -05:00

DR. ING. Douglas Sarango Julca
DIRECTOR (e) DE LA EPIMF

-
- 1 Otro (especificar) Monografía Técnica Modalidad de Titulación M-3
Suficiencia Profesional
 - 2 Apellidos y Nombres completos
 - 3 En letras y números
 - 4 Indicarlas en orden decreciente y su respectivo porcentaje

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPITULO 1: GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN	1
1.2. IMPORTANCIA DEL TEMA	2
1.3. ALCANCE	2
1.4. LIMITACIONES	2
1.5. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.6. PROPUESTA DE SOLUCIÓN	5
1.7. OBJETIVOS	6
1.7.1. Objetivos generales	6
1.7.2. Objetivos específicos	6
1.8. JUSTIFICACIÓN	6
CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO	7
2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	7
2.2. BASES TEÓRICAS FUNDAMENTALES.....	8
2.2.1. Turbina hidráulica	8
2.2.2. Turbomáquina	8
2.2.3. Turbina Francis	9
2.2.4. Extractor	9
2.2.5. Extractor de vapor	9
2.2.6. Extractor de vapor de aceite	9
2.2.7. Cojinete	9
2.2.8. Transferencia de calor	10

2.2.9.	Intercambiador de calor	10
2.2.10.	Intercambiador de calor de carcasa y tubos	10
2.2.11.	Intercambiador de calor tipo placas y armazón.....	11
2.2.12.	Intercambiador de calor tipo banco de tubos.....	11
2.2.13.	Separador de fluido.....	15
2.2.14.	Baffles	15
2.2.15.	Tubos	16
2.2.16.	Carcasa.....	17
2.2.17.	Cabezal fijo o anterior	18
2.2.18.	Cabezal movable.....	18
2.3.	BASES TEÓRICAS DE INGENIERÍA	21
2.3.1.	Método de la diferencia media logarítmica de temperatura	21
2.3.2.	Factor de corrección en intercambiadores de calor	23
2.3.3.	Velocidad de transferencia neta de calor o calor transferido (Q).....	23
2.3.4.	Número de Nusselt (Nu).....	24
2.3.5.	Número de Prandtl (Pr).....	25
2.3.6.	Número de Reynolds (Re).....	25
2.3.7.	Coefficiente de convección en los tubos (h_i)	26
2.3.8.	Coefficiente global de transferencia de calor (U)	26
2.3.9.	Longitud para un solo tubo (L).....	29
2.3.10.	Longitud de tubos corregida (L_i)	29
2.3.11.	Número de baffles (Nb)	30
2.3.12.	Coefficiente convectivo de la carcasa (h_o).....	30
2.3.13.	Diámetro equivalente a su paso del flujo por la carcasa	30

2.3.14.	Cálculo del número de Reynolds en la carcasa.....	31
2.3.15.	Cantidad de tubos, Nt	32
2.3.16.	Distancia entre los baffles, (B).	34
2.3.17.	Caída de presión en los tubos (ΔP_T).....	34
2.3.18.	Factor de fricción de Darcy (f)	34
2.3.19.	Flujo masico del agua por área superficial (G)	34
2.3.20.	Caída de presión en la carcasa (ΔP_s).....	35
2.3.21.	Flujo masico del aceite por área superficial (G_s)	35
2.3.22.	Caída de presión total (ΔP).....	35
3.1.	GLOSARIO.....	36
CAPITULO 3: METODOLOGÍA		37
3.1.	UBICACIÓN DEL PROYECTO.....	37
3.2.	DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES EXISTENTES Y PROYECTADAS	37
3.3.	ESTÁNDARES PARA TOMA DE DATOS Y/O INSTRUMENTOS, NORMATIVIDADES	39
3.4.	CONSIDERACIONES DE DISEÑO	39
3.5.	CÁLCULOS DE INGENIERÍA	40
CAPITULO 4: RESULTADOS Y DISCUSIÓN		41
4.1.	PRESENTACIÓN, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	41
4.1.1.	Diseño actual	42
4.1.2.	Modificación del diseño.....	48
4.1.3.	Diseño térmico	60
4.1.4.	Diseño hidráulico	73
4.1.5.	Diseño mecánico.....	75

4.2. TOMA DE DECISIONES	81
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	82
6. BIBLIOGRAFIA.....	84
7. ANEXOS Y OTROS	87
7.1. ANEXO 1.....	87
7.2. ANEXO 2.....	88
7.3. ANEXO 3.....	89
7.4. ANEXO 4.....	90
7.5. ANEXO 5.....	90
7.6. ANEXO 6.....	91
7.7. ANEXO 7.....	92
7.8. ANEXO 8.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Conductividad térmica de la pared del tubo	27
Tabla 2 Coeficientes de transferencia de calor típicos para intercambiadores de calor de carcasa y tubos.	28
Tabla 3 Mínima distancia entre los tubos.	31
Tabla 4 Máxima longitud del tubo sin soporte.	32
Tabla 5 Cantidad de tubos presentes en la carcasa.	33
Tabla 6 Densidad del aceite para motor	44
Tabla 7 Calor específico a presión constante del aceite.	44
Tabla 8 Calor específico del agua.....	45
Tabla 9 Densidad del agua.....	46
Tabla 10 Número de Prandtl del aceite	50
Tabla 11 Viscosidad absoluta del aceite.....	51
Tabla 12 Densidad del aceite.....	51
Tabla 13 Calor específico a presión constante del aceite	52
Tabla 14 Conductividad térmica del aceite	53
Tabla 15 Número de Prandtl del agua	54
Tabla 16 Viscosidad absoluta del agua.....	54
Tabla 17 Densidad del agua.....	55
Tabla 18 Calor específico a presión constante del agua	56
Tabla 19 Conductividad térmica del agua	56
Tabla 20 Dimensiones del diámetro interno de la carcasa para cabezales fijos	65
Tabla 21 Separación entre los tubos	68

Tabla 22 Número de tubos en la carcasa	73
Tabla 23 Propiedades de materiales para la fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos.....	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Partes de la turbina Francis	4
Figura 2 Partes de un intercambiador de calor	11
Figura 3 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo.	13
Figura 4 Presentaciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos	14
Figura 5 Tipos de baffles transversales.....	16
Figura 6 Tipos de cabezales y carcasas basado en la norma TEMA.....	20
Figura 7 Expresiones de las variaciones de temperatura en los intercambiadores de calor de flujo paralelo y contraflujo.....	22
Figura 8 Diagrama de factor de corrección F para intercambiadores de calor de carcasa y tubos de flujo cruzado.	63
Figura 9 Vista isométrica del intercambiador de calor de carcasa y tubos.	79
Figura 10 Parámetros de entrada y salida de los fluidos trabajados.....	80
Figura 11 Comportamiento del flujo de agua fría y aceite caliente en el intercambiador de calor de carcasa y tubos.....	80

CAPITULO 1: GENERALIDADES

1.1.Introducción

La energía hidráulica ha ido aumentando su aplicación en estos últimos años, prueba de ello podemos ver la gran cantidad de centrales hidroeléctricas presentes en el Perú y el mundo. Las centrales hidroeléctricas en el Perú y en el mundo son esenciales para el desarrollo de cada país, dado que abastecen a la población de energía eléctrica. Hoy en día, la energía eléctrica se transformó en un requerimiento básico que toda persona debe tener y el estado debe permitir el acceso a este tipo de energía.

Las centrales hidroeléctricas usan como recurso fundamental el agua, asimismo, tienen como elemento principal, las turbinas hidráulicas, como, por ejemplo, las turbinas Pelton y Francis, que son las más comunes, estas turbinas transforman la energía hidráulica en energía mecánica; de estas dos turbinas, la turbina Francis forma parte del segundo período de la central hidroeléctrica de Machu Picchu, entre sus componentes se encuentran: el propio rodete, los álabes, el tubo de aspiración o draft tube, el distribuidor, la cámara espiral, los cojinetes, el eje de la turbina que se conecta con el alternador y generador, además como accesorios presenta los extractores de vapor de aceite para cada uno de los cuatro cojinetes.

De esta manera, en la central hidroeléctrica de Machu Picchu fui testigo de un arreglo particular del extractor de vapor de aceite del cojinete de empuje de la turbina Francis, el cual consistió en que este extractor de vapor se encontró cubierto por una estructura cilíndrica, y al retirar esta estructura se presentaba una fuga de vapor de aceite, problema que lleva años y este precario arreglo va reteniendo el vapor de aceite dentro de la estructura cilíndrica.

1.2.Importancia del tema

El presente trabajo abordará un problema poco común en las casas de máquinas de las centrales hidroeléctricas, pero ello no es prueba de que acontezca lo mismo en las demás centrales, el cual consiste en que el vapor de aceite se escapa al exterior, luego de retirar la estructura que lo cubre, dado ello, realizaré un análisis y estudio sobre este sistema, empleando un dispositivo capaz de aliviar el problema descrito, de esta forma se obtendrá un ambiente libre de este vapor de aceite.

1.3.Alcance

El problema a resolver, de todo el sistema de extracción de vapor de aceite de la turbina Francis, se centra en el extractor de vapor de aceite del cojinete de empuje, pues es de este dispositivo que emana vapor de aceite al ambiente.

1.4.Limitaciones

El presente trabajo de investigación, durante su desarrollo, presentó los siguientes puntos que limitaron el acceso total y/o parcial al avance de la monografía técnica:

Escasos estudios previos del sistema de extracción de vapor de aceite, a pesar de ello, recopilé información general en base a lo conversado con el ingeniero, técnicos, y demás personal de trabajo de la hidroeléctrica.

Dado que este trabajo de investigación fue redactado en plena emergencia sanitaria, debido a ello, me restringieron el acceso a la hidroeléctrica, por ende, me fue imposible recopilar datos, como las temperaturas del cojinete de empuje, no obstante, conversé con el personal de trabajo para que me pueda brindar la información requerida, consiguiendo de esta manera los datos respectivos.

1.5. Identificación del problema

La turbina Francis, en toda su estructura, presenta cuatro cojinetes, los cuales paso a citar, del nivel inferior al nivel superior: cojinete guía turbina, guía inferior, guía superior y de empuje.

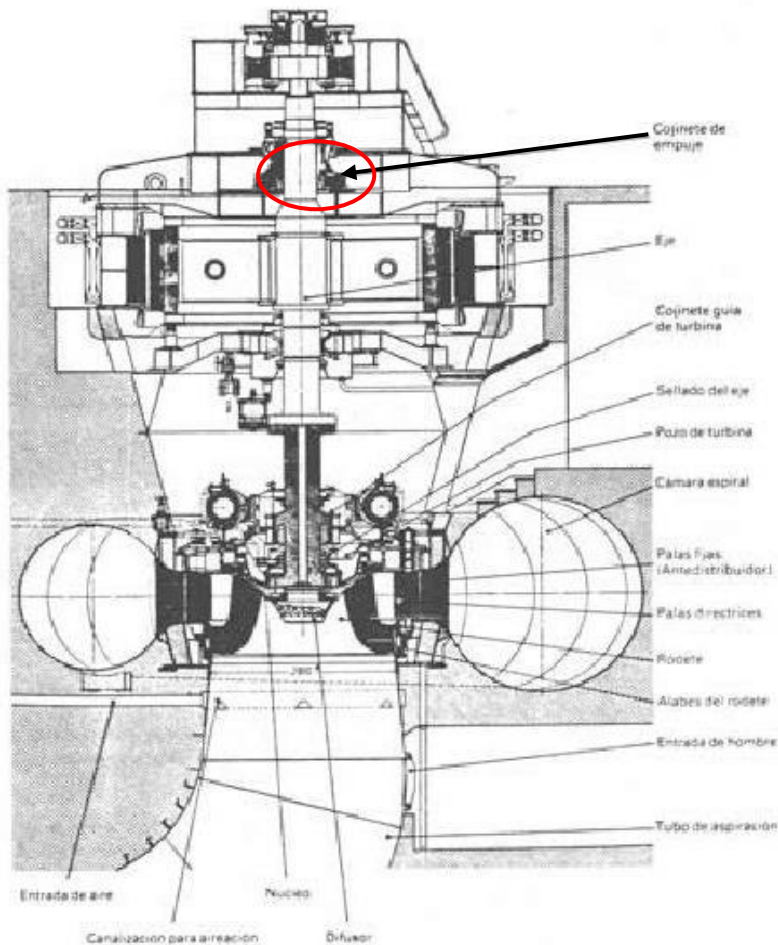
Cada cojinete no presenta un modelo como tal, siendo revestidos de metal Babbitt y refrigerados por serpentines de agua.

En la **Figura 1**

Partes de la turbina Francis se muestra la estructura de la turbina Francis, la cual se le hizo un corte longitudinal. Mostrando los componentes, entre ellos el cojinete de empuje (enmarcado en una elipse roja).

Figura 1

Partes de la turbina Francis



Nota. Adaptado de *Turbinas Francis por Ahorro de energía.* 2012. Faeitch.

(<https://faeitch2012.wordpress.com/2012/02/29/turbinas-francis/>)

El problema en la turbina Francis se puede observar en el sistema de lubricación del cojinete de empuje, los cual se manifiesta en un inadecuado enfriamiento del aceite, lo que conlleva a una emanación del vapor de aceite al ambiente, y esto genera contaminación en la casa de máquinas.

Desde el año 2014 el extractor de vapor de aceite fue contaminando el aire, primeramente, en el interior de la carcasa del generador y luego fuera de este. Ante este problema, se utilizó una

estructura metálica cilíndrica y unida a una plancha metálica en C, cuyo final contiene un paño absorbente, fue colocado, como caparazón, en el extractor de vapor de aceite, sobre la carcasa del generador y paños absorbentes, esta solución no fue efectiva, ya que al remover esta estructura metálica se puede sentir el vapor de aceite en forma de calor. La imagen se puede ver en el Anexo 5.

1.6. Propuesta de solución

La razón para desarrollarse la presente investigación es con el fin de reducir la temperatura del aceite y así estar libre de la contaminación presente en la casa de máquinas.

Ante la emanación del vapor de aceite, que sale del extractor de vapor, se empleará un dispositivo capaz de corregir este problema, el cual es el intercambiador de calor de tipo carcasa y tubos, su misión será reducir la temperatura del aceite caliente y de esta manera contribuir con el sistema de lubricación del cojinete. El extractor de vapor de aceite se puede apreciar en el anexo 2.

El establecimiento de un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos es una solución que involucra a los elementos que están dentro de la cuba del cojinete del extractor de vapor de aceite y con ayuda del agua fría que se obtiene del chiller, a través de la unidad manejadora de aire enfriado por agua, se busca reducir la temperatura del aceite caliente presente en la cuba.

Asimismo, la empresa representante se beneficiará de este cambio en el diseño del sistema de lubricación, además, los cambios o mejoras que presentará esta investigación beneficiarán en gran manera a la casa de máquinas de cualquier central hidroeléctrica, obteniendo un mejor funcionamiento de su sistema de lubricación, los beneficios secundarios serían un adecuado funcionamiento del extractor de vapor y reducir el tiempo de mantenimiento del mismo.

1.7.Objetivos

1.7.1. Objetivos generales

Conseguir un adecuado diseño del sistema de lubricación del cojinete de empuje de la turbina Francis por medio de una modificación de dicho sistema.

1.7.2. Objetivos específicos

- Diseñar un dispositivo de alivio para evitar la fuga de vapor de aceite del extractor de vapor.
- Disminuir la temperatura del aceite caliente en beneficio de la lubricación del cojinete.
- Comparar y analizar los valores de temperatura propuestos en la monografía con lo obtenido en SolidWorks.

1.8.Justificación

Por medio de un estudio y análisis de los fenómenos de fricción y desgaste, es posible plantear mejoras en el sistema de lubricación de la turbina Francis, en específico, el cojinete de empuje, estas mejoras buscan aliviar el problema planteado, al modificar el diseño del sistema de lubricación, al disminuir la alta temperatura que se produce en la cuba de aceite. No obstante, al no llevarse a cabo esta modificación, continuará los problemas de calentamiento, a su vez, la función del cojinete iría decreciendo, tal como soportar el peso de las partes rotatorias de la turbina, causando fallas y averías graves a la misma. Además, si se continúa teniendo este problema, las altas temperaturas influiría en el cambio de las propiedades del aceite, afecta la eficiencia del cojinete, y daños en los intercambiadores de calor expresado en la filtración de agua en el aceite, lo cual produciría una parada de la turbina, ocasionando pérdidas de producción, así como altos costos de mantenimiento.

CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación

Las centrales hidroeléctricas están gobernadas en su mayoría por turbinas Pelton y Francis, ambos casos tienen similares componentes, en específico, cada tipo de turbina tiene un sistema de lubricación, donde el aceite, aparte de lubricar, mantiene refrigerado los cojinetes, siendo, por lo general, tres para la turbina Pelton y cuatro para la turbina Francis.

“Las turbinas Francis presentan por lo general dos servomotores, los cuales son suministrados con aceite a presión, este aceite proviene del sistema de regulación de la unidad, el diseño de este sistema debe prever los volúmenes y capacidades necesarias para realizar esta operación. Los servomotores deben contar con un mecanismo de sincronización para evitar que el cuerpo obturador se incline y luego impida su funcionamiento” (ELECTRICIDAD, 2015, pág. 41). “Por otro lado, el mismo aceite con el que funcionan los servomotores, debe ser el mismo con el que trabaja el sistema de regulación de la unidad.” (ELECTRICIDAD, 2015, pág. 37)

“Las piezas móviles presentes en toda máquina experimentan fricción y desgaste, siguiendo con el enfoque, la tribología es la ciencia que se encarga del estudio de superficies en contacto y en movimiento relativo, de los fenómenos de fricción, desgaste y lubricación que se puede producir por la interacción de las mismas.” (Bhushan, 2013, pág. 1)

“Por otro lado, el aceite en las turbinas hidráulicas es un sistema combinado, que lubrica los engranajes cónicos y opera como aceite de control hidráulico. La turbina es el elemento más importante, puesto que genera la energía de la central. El sistema de lubricación principal suele ser el mayor sistema de aceite de la planta, es sensible al agua, oxidación y partículas contaminantes del aceite, por esta razón, el aceite en los sistemas de control y lubricación de las turbinas hidráulicas debe estar limpio y seco.” (JENSEN, s.f.)

“No obstante, cuando el aceite, en el sistema de control y lubricación de las turbinas hidráulicas, no se mantiene seco y limpio, se toma el riesgo de hacer reparaciones y tiempos de inactividad. La mejor forma de controlar la contaminación del aceite es obstruir el ingreso de contaminantes al sistema, además, el aceite debe estar completamente resguardado del medio ambiente con juntas y sellos.” (CJC, pág. 7)

El boceto del sistema de extracción de vapor de aceite estuvo a cargo de la empresa china Harbin Electric Corporation (HEC), respecto al extractor de vapor de aceite del cojinete de empuje, en el año 2015, fue colocado dentro de la carcasa del generador de la turbina Francis, de este modo, el vapor de aceite que emanaba de dicho extractor contaminaba la zona de excitatriz del generador, en específico los anillos rozantes; ante ello la propuesta por parte de dicha empresa china fue modificar la ubicación de dicho extractor, colocándolo fuera de la carcasa del generador, dado ello, toda la zona que comprendía el generador quedo libre de contaminación, sin embargo, surgió otro problema, el vapor de aceite empezó a filtrarse por el extractor de vapor.

2.2. Bases teóricas fundamentales

2.2.1. Turbina hidráulica

Son máquinas rotatorias que convierten la energía potencial en energía mecánica, este proceso se da en el rodete de la turbina, luego esta energía mecánica se transforma en energía eléctrica al pasar por el generador, siendo el fluido, con el que en su gran mayoría trabaja, el agua, vapor de agua o gas.

2.2.2. Turbomáquina

Llevan este nombre aquellas máquinas que presentan como parte principal un rodete, por el que circula un fluido de manera continua.

2.2.3. Turbina Francis

Es aquella turbina denominada turbina de reacción, presenta flujo mixto, radial y axial, están destinadas a trabajar para alturas y caudales medios. Fue desarrollada por James B. Francis.

2.2.4. Extractor

Es aquel tipo de ventilador cuya función es extraer el gas de un ambiente y retener las partículas no deseadas.

2.2.5. Extractor de vapor

Es un tipo de ventilador que funciona como un purificador, es decir, expulsa los gases tóxicos al ambiente.

2.2.6. Extractor de vapor de aceite

Se denomina así aquel elemento constitutivo del conjunto turbina generador de la turbina hidráulica Francis, la función del extractor de vapor de aceite es la de retener tal vapor. Por lo general, presenta las siguientes partes: carcasa, filtros, motor, ventilador, ducto que conecta la tapa de la cuba de aceite con el extractor de vapor de aceite.

2.2.7. Cojinete

Es aquel elemento que tiene la capacidad de sostener cargas de acuerdo al sentido del eje de rotación, existen dos tipos de cojinetes, los que soportan cargas de tipo axial y de tipo radial. Generalmente, están revestidos de metal Babbitt. Cada cojinete se localiza en una cuba de aceite.

Existen dos tipos de cojinetes válidos para las turbinas hidráulicas, los cojinetes de empuje o principal, son aquellos que resisten una carga axial, y los cojinetes de guía resisten una carga radial. “En los cojinetes de las turbinas hidráulicas, el tipo de aceite que mayormente se emplea, para la lubricación de aquellos, es el ISO VG 46. La temperatura óptima en la que deben

permanecer la cuba del aceite, varía en el rango entre 40 °C y 50 °C.” (MURRIETA, 2015, pág. 16)

“El sistema óptimo de funcionamiento en el sistema de lubricación, Terradillos (2003) menciona que la temperatura máxima del aceite a la salida de los cojinetes oscila entre los 55° y 70 °C, por otro lado, la temperatura máxima del aceite frío oscila entre los 44 y 45 °C a la salida del intercambiador, nunca debe estar por debajo de los 38 °C, puesto que la viscosidad aumentaría grandemente.” (Terradillos & Ciria, pág. 3)

2.2.8. Transferencia de calor

Es aquel desarrollo en el que la energía se transmite en forma de calor entre dos entes diferentes o entre las mismas secciones de un mismo cuerpo que presenta distinta temperatura. La petición primordial para que se realice la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas presentes entre dos cuerpos o superficies.

2.2.9. Intercambiador de calor

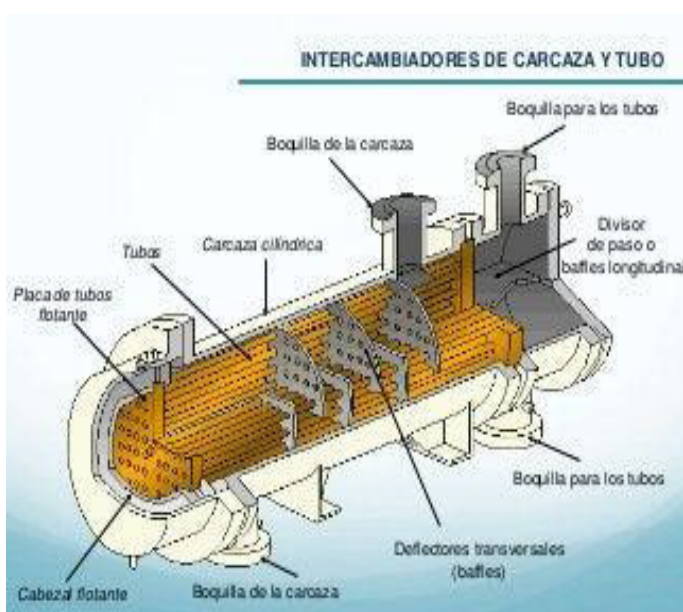
Este dispositivo es capaz de enfriar un fluido muy caliente, este proceso lo realiza mediante la transferencia de calor, se transmite el calor del fluido caliente al fluido frío. Además, realiza la función de calentar un fluido.

2.2.10. Intercambiador de calor de carcasa y tubos

Es una clase de intercambiador de calor que se usa vastamente en las industrias, donde el proceso de transferencia de calor ocurre en dos corrientes de fluidos que no concurren una con otra o exista un contacto entre ellos, su diseño se rige bajo la norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association), donde se describe los tipos de material, procedimiento de construcción, técnicas de diseño y sus extensiones.

Figura 2

Partes de un intercambiador de calor



Nota. Adaptado de *Intercambiadores de calor*, por Escuela Superior Politécnica del Chimborazo-Espoch, 2012, Slideshare. (<https://es.slideshare.net/Lidia1289/intercambiadores-de-calor-13021796>).

2.2.11. Intercambiador de calor tipo placas y armazón

Es conocido como intercambiador de calor de placas, como su propio nombre lo menciona, está formado por una serie de placas con pasos aplastados y corrugados, por donde circula el fluido. Ambos fluidos, frío y caliente, circulan de manera alternada.

2.2.12. Intercambiador de calor tipo banco de tubos

Este tipo de intercambiador consiste en una serie de placas pequeñas y tubos que cortan transversalmente a las placas, circulando el fluido por ambas partes. Presenta dos casos, uno es cuando el flujo es cruzado y mezclado con otro flujo en los tubos no mezclado, el segundo caso es cuando los dos flujos son no mezclados.

De acuerdo al movimiento de los fluidos, los intercambiadores de calor, se clasifican en:

- Flujo en paralelo

Se denomina así cuando se tiene dos flujos, uno interno y otro externo, fluyendo en la dirección y sentido semejantes. Ambos fluidos ingresan al intercambiador por el mismo extremo, en cuanto a su temperatura, el fluido caliente va disminuyendo, mientras que el fluido frío va aumentando hasta una temperatura de equilibrio, por lo tanto, no llega a ser igual a la temperatura del fluido caliente.

- Flujo en contracorriente

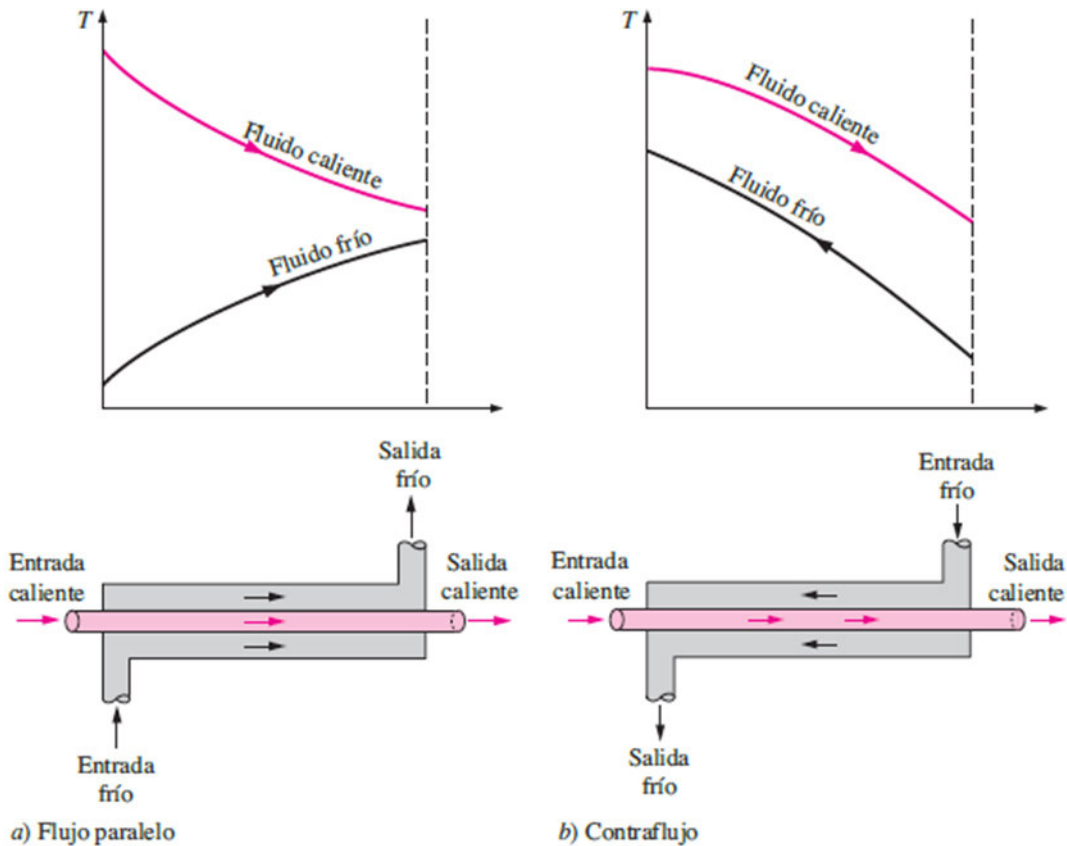
Llamado contraflujo, se visualiza cuando dos fluidos circulan en el mismo trayecto, pero en sentido opuesto. Los fluidos entran por ambos extremos, donde el fluido con menor temperatura sale, por el extremo opuesto, por donde ingresa el fluido caliente, luego del proceso de transferencia de calor, la temperatura del fluido frío se aproxima a la del fluido caliente y viceversa. Este tipo de intercambiador es el más eficaz que otros modos.

- Flujo cruzado

En este tipo, uno de los fluidos fluye de manera ortogonal al otro, en otras palabras, ambos fluidos forman un ángulo recto.

Figura 3

Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo.



Nota. Recuperado de *Transferencia de calor y masa*, (pág. 630). Por Yunus A. Cengel, Afshin Ghajar, 2011. Editorial Mc Graw Hill

- Paso simple y paso múltiple

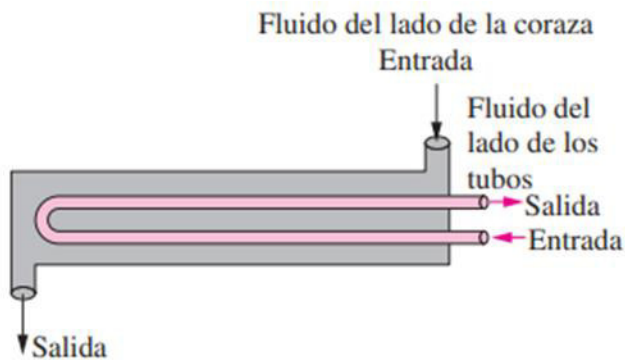
Cuando ambos fluidos permutan calor más de una vez, se denomina intercambiador de calor de paso múltiple, por otro lado, si intercambian calor una vez, se le llama intercambiador de calor de paso simple. Por lo mencionado, se puede tener dentro del intercambiador dos fluidos, que circulan más de una vez dentro de un intercambiador de calor de paso simple, esta modalidad

mejora la operación del intercambiador de calor a través de la combinación de atributos de dos o más intercambiadores.

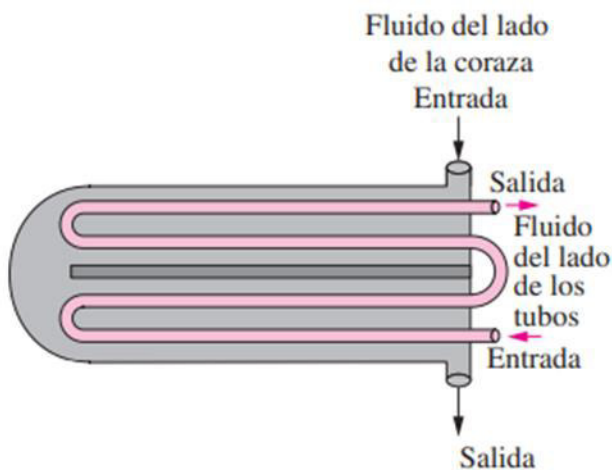
En el intercambiador de paso múltiple los fluidos giran de forma opuesta a su paso por los tubos, a través de las dobleces en U situados en los extremos, permitiendo que el fluido regrese y así aumenta el área de transferencia de calor. Otro método para obtener múltiples pasos es colocar deflectores a lo largo de la carcasa del intercambiador de calor.

Figura 4

Presentaciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos



a) Un paso por la coraza y dos pasos por los tubos



b) Dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos

Nota. Recuperado de *Transferencia de calor y masa*, (pág. 632). Por Yunus A. Cengel, Afshin Ghajar, 2011. Editorial Mc Graw Hill

Se describen las partes del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

2.2.13. Separador de fluido

Se le denomina también como espejo, es una placa metálica, generalmente es de forma circular, como su propio nombre lo prescribe, cumple la tarea de separar los fluidos, dividiendo el líquido o gas que circula por la carcasa, de la que se encuentra fluyendo en los cabezales, además, de ser un puente que une el fluido que ingresa por el cabezal fijo hacia los tubos. Este elemento presenta agujeros, que son diseñado de acuerdo a la configuración del haz de tubos.

En sus orificios son sostenidos los tubos al ser montados, luego se sueldan o expanden estos tubos a los espejos. Por lo general, se fabrica de acero inoxidable.

2.2.14. Baffles

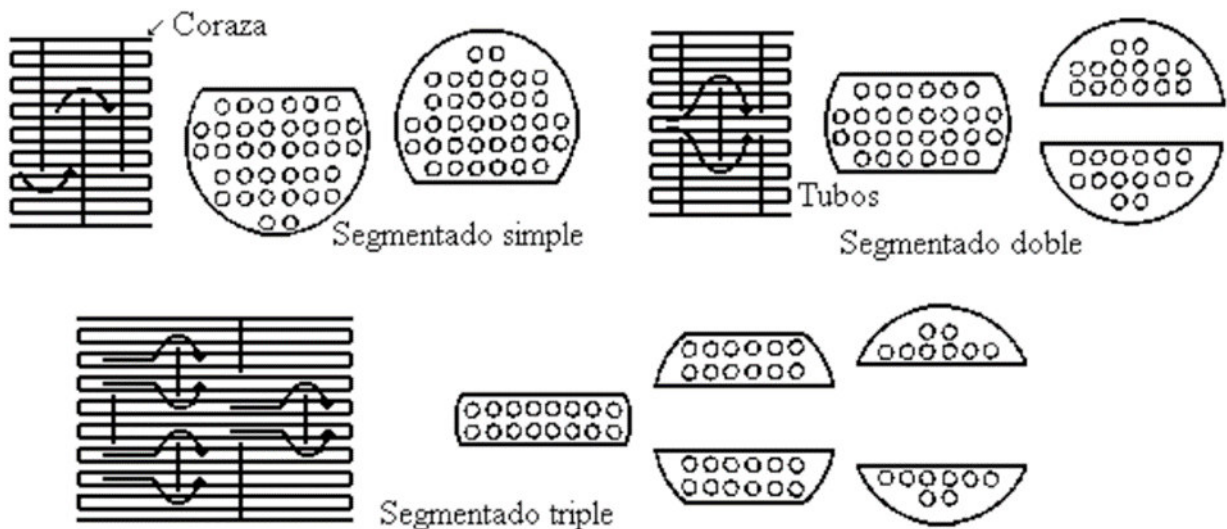
“Son llamados deflectores y se denominan divisores de paso, generalmente estos deflectores(placas) se colocan del lado de la carcasa de manera transversal o longitudinal. Los baffles de tipo longitudinal se emplean cuando exista dos o más pasos a través de la carcasa o también cuando se quiera sustituir dos carcasas tipo E en serie. En un intercambiador de pasos múltiples el orden de los divisores de paso es aleatorio, además debe calzar adecuadamente en los orificios de la placa de tubos y en el cabezal, para, de esta forma, reducir el riesgo de vertimiento de una parte a otra, de lo contrario, esto tendría como consecuencia un grave deterioro del funcionamiento del intercambiador de calor.” (González, pág. 30)

“Por otro lado, los baffles transversales realizan la función de soporte de los tubos evitando la inflexión y la vibración del haz de tubos, además se usan cuando se quiere aumentar el

coeficiente de transferencia de calor del fluido, por consiguiente, se induce la turbulencia variando la distancia entre los baffles y modificando la velocidad del fluido a su paso por la carcasa en ciertos intervalos.” (González, pág. 30)

Figura 5

Tipos de baffles transversales



Nota. Adaptado de *Tema 1. Intercambiadores de calor*, por Aaronalan, 2015. Slideshare.

(<https://es.slideshare.net/aaronalan/tema-1-intercambiadores-de-calor>)

2.2.15. Tubos

“Son los elementos principales, a través de su superficie se experimenta la transferencia de calor. Por lo general, el material de estos tubos es de cobre o aleaciones de acero, existen además tubos hechos de aleaciones de níquel, titanio o aluminio; por otro lado, se pueden fabricar en metales tales como el acero de bajo carbono, aluminio – bronce, aceros inoxidables, etc.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 36). “Los diámetros exteriores de los tubos para el diseño de los intercambiadores de calor son, comúnmente, de 3/4 y 1 pulgada. Estos diámetros deben estar en el rango permitido dentro de las tolerancias en cuanto a las dimensiones existentes

comercialmente, ya que estos son dados de acuerdo a los espesores de pared dados por la industria” (González, pág. 24). “Analizando el espaciado existente entre tubo y tubo, este no debe situarse tan cerca el uno del otro, pues afectaría de manera estructural los cabezales. Asimismo, el espaciado viene a ser la distancia que hay entre tubo y tubo adyacentes, y el espacio más corto que existe entre dos tubos adyacentes recibe el nombre de claro” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 37). Por otro lado, las configuraciones de los tubos son desnudos y con aletas.

2.2.16. Carcasa

Es llamada coraza o de manera vulgar “concha”, este elemento viene a ser el contenedor del fluido externo. “Por lo general, la geometría de la carcasa es circular, constituido por una placa de acero de geometría cilíndrica y soldado de manera longitudinal” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 37). El material de este elemento se elabora en acero, siendo el material más usado el acero al carbono, además pueden ser de otras aleaciones cuando se requiere que soporte altas temperaturas o corrosión; su espesor es establecido gracias al diámetro de la carcasa y la presión de trabajo. La carcasa presenta dos vías, una de entrada y otra de salida, estas vienen a ser las boquillas por donde el fluido entra y sale.

De acuerdo a la norma TEMA, la carcasa se clasifica en los tipos: E, F, G, H, J, K y X.

“La carcasa tipo E, de un paso, presenta una configuración común ya que es el más económico y eficiente si se requiere un buen diseño térmico, contiguas a la carcasa o en los extremos opuestos se encuentran las boquillas de entrada y de salida. Se usa este tipo de carcasa cuando se tiene una transposición de temperaturas y se quiere alcanzar una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y carcasa.” (Llangarí Lliguín & Solís Sánchez, 2012, pág. 16)

2.2.17. Cabezal fijo o anterior

Llamado también cabezal estacionario, por este cabezal ingresa el fluido, generalmente por la parte superior, y sale el fluido, por lo general a través de la parte inferior. Existen dos clases de cabezal fijo: uno es el sombrero y otro es de canal.

Según la norma TEMA, tenemos cabezales fijos tipo: A, B, C, D y N.

“El cabezal fijo tipo sombrero de tipo B, consiste en un barril donde presenta, por un lado, la forma de un sombrero en el fondo, en cambio por el otro lado, presenta una brida por donde se atornilla a la placa de tubos o a la carcasa. Este tipo de cabezal es el más ahorrativo, además luego de retirarlo, es posible la visualización del banco de tubos, una vez que se han desmontado las tuberías externas de las boquillas del cabezal, se usa cuando no es frecuente el saneamiento interno de los tubos.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 40)

2.2.18. Cabezal movable

Es llamado removible o posterior, es aquel elemento por donde circula el fluido. Estos cabezales son de tres tipos: fijos, flotantes y tubos en U.

De acuerdo a la norma TEMA, los cabezales movibles se clasifican en:

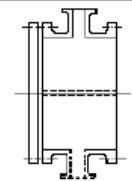
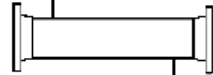
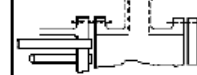
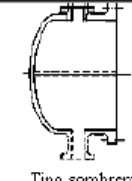
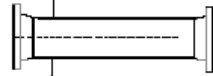

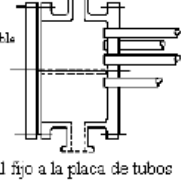
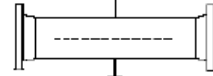

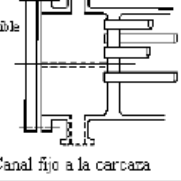



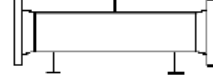

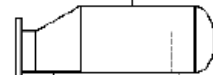
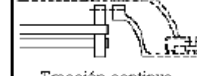
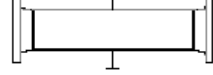
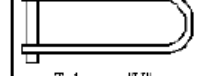

“Cabezales fijos tipos L, M y N, los cuales se conforma de un sistema rígido puesto que la placa de los tubos está unida a la carcasa, por ese motivo, a los intercambiadores de este tipo de cabezal se le llama tipo caja. El interior de los tubos es posible realizar su limpieza de manera mecánica, en cambio la limpieza externa de los mismos solo se puede llevar a cabo a través de medios químicos debido a que el banco de tubos no puede ser retirado sin perforar la carcasa.” (Llangarí Lliguín & Solís Sánchez, 2012, pág. 18)

“Se le llama cabezal flotante aquellos cabezales fijos que se encuentran unidos a la carcasa, además en este tipo es factible la extracción completa del banco de tubos pues el cabezal fijo se encuentra levitando de manera virtual dentro de la carcasa. Este cabezal es óptimo para funcionar en aquellos trabajos donde la temperatura es mayor a 65.6 °C (150 °F). Hay cuatro tipos: de anillos divididos, tipo S, tracción continua, tipo T, flotante empacado externamente, tipo P y flotante sellado externamente, tipo W.” (Llangarí Lliguín & Solís Sánchez, 2012, pág. 18)

La designación de los intercambiadores de calor de acuerdo a la nomenclatura TEMA está formada por tres letras las cuales delimitan completamente al equipo. La primera letra determina el tipo de cabezal fijo empleado, la segunda letra viene a ser el tipo de carcasa y la última letra nos indica el tipo de cabezal móvil. Cuando se trata de las medidas del intercambiador, existe una metodología de nominación de acuerdo al diámetro interno de la carcasa y la longitud nominal de los tubos, ambos en pulgadas.

Figura 6

Tipos de cabezales y carcasas basado en la norma TEMA

CABEZALES ANTERIORES: ESTACIONARIOS O FIJOS		TIPOS DE CARCASAS	CABEZALES POSTERIORES
A	 Canal y tapa removibles	E  Un solo paso	L  Cabezal fijo tipo 'L'
B	 Tipo sombrero	F  Dos pasos con deflector longitudinal	M  Cabezal fijo tipo 'M'
C	 Tapa removible Canal fijo a la placa de tubos	G  Flujo distribuido	N  Cabezal fijo tipo 'N'
N	 Tapa removible Canal fijo a la carcasa	H  Doble flujo distribuido	P  Flotante externo
D	 Especial para altas presiones	J  Flujo dividido	S  Anillos divididos
		K  Rehervidor tipo kettle	T  Tracción continua
		X  Flujo cruzado	U  Tubos en "U"
			W  Flotante sellado externamente

Nota. Adaptado de Norma TEMA, por VEFLOX. (<https://www.intercambiadores-calor.com/norma-tema>)

2.3. Bases teóricas de ingeniería

2.3.1. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura

“Conociendo que existe una diferencia de temperatura, de los fluidos frío y caliente, dentro del intercambiador de calor, es conveniente tener una diferencia de temperatura media, la cual se puede emplear en la siguiente relación”. (Cengel & Ghajar, 2011, pág. 641)

$$\dot{Q} = U \times A_s \times \Delta T_m \quad (1)$$

De esa manera se halla la razón de transferencia de calor.

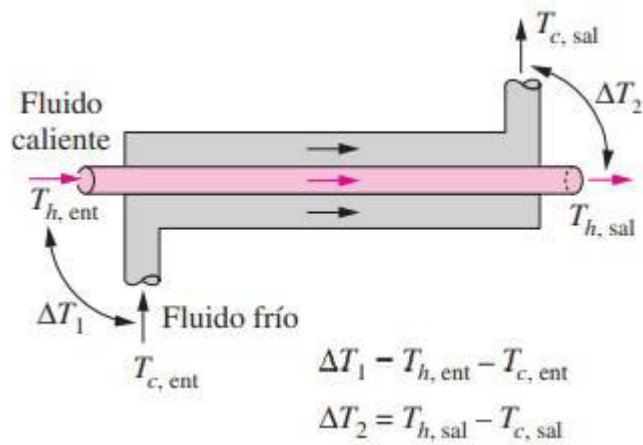
Donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2)$$

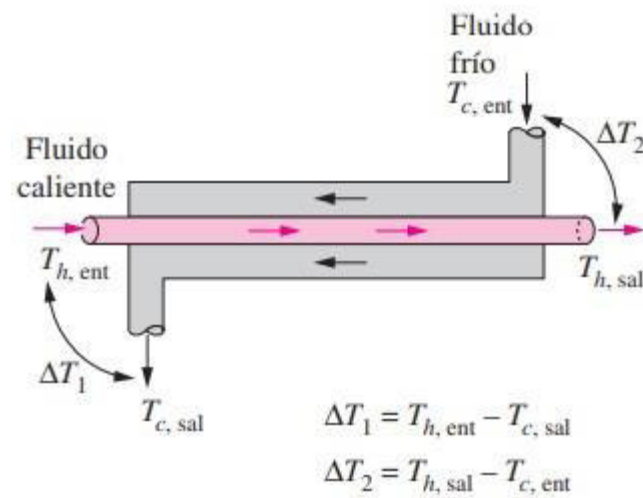
“El valor ΔT_{ml} , viene a ser la diferencia media logarítmica de temperatura, lo cual es la manera adecuada de la diferencia de temperatura promedio, que se emplea en el análisis de los intercambiadores de calor. Por otro lado, ΔT_1 y ΔT_2 , vienen a ser las diferencias de temperaturas en la entrada y salida del intercambiador, además, se expresan de dos maneras: para el caso en el que la dirección de los fluidos sea paralela se plantea según el grafico”. (Cengel & Ghajar, 2011, pág. 643)

Figura 7

Expresiones de las variaciones de temperatura en los intercambiadores de calor de flujo paralelo y contraflujo.



Para el caso en que la dirección de los fluidos sea contraflujo se usa la siguiente relación:



Nota. Adaptado de Transferencia de calor (pág. 643). Por Yunus A. Cengel, Afshin Ghajar,

2011. Editorial Mc Graw Hill

2.3.2. Factor de corrección en intercambiadores de calor

El factor de corrección se presenta en los intercambiadores de calor cuyas características son de pasos múltiples y de flujo cruzado. La fórmula planteada en el método de la diferencia media logarítmica de temperatura se limita para los intercambiadores de flujo paralelo o en contraflujo, en cambio para la configuración de flujo cruzado y de pasos múltiples por la carcasa y tubos, se emplea el factor de corrección, denotado con la letra F, lo cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Además, gracias a este factor de corrección se encuentra el valor corregido de la diferencia media logarítmica de temperatura. Expresado de la siguiente forma:

$$\Delta T_{ln} = F \times \Delta T_{ml} \quad (3)$$

2.3.3. Velocidad de transferencia neta de calor o calor transferido (Q)

Se define como el producto del flujo másico, el calor específico y la variación de temperatura del intercambiador de calor de carcasa y tubos. Además, se conoce que en la ganancia de calor la energía de las moléculas aumenta, por ende, el sistema, asimismo, cuando la energía del sistema disminuye, existe pérdida de calor.

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (4)$$

Donde Q es el calor transferido, \dot{m} es el flujo másico, C_p es el calor específico y ΔT es la variación de temperatura del mismo.

Otra manera de calcular el flujo másico es:

$$\dot{m} = v \times S \times \rho \quad (5)$$

Donde S es el área interna del tubo.

De esta ecuación se puede despejar la velocidad del fluido, v .

$$v = \frac{\dot{m}}{S \times \rho} \quad (6)$$

Las partes de un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos son los siguientes: separador de fluido, baffles o deflectores, tubos, carcasa, cabezal fijo, cabezal movable.

2.3.4. Número de Nusselt (Nu)

Es aquel número adimensional que cuantifica el incremento de la propagación de calor desde una superficie en la que el fluido circula, por convección, este parámetro es comparado respecto a la transferencia de calor por conducción, si fuera el caso. Se calcula usando la siguiente fórmula.

Para $Re > 10000$

Caso de calentamiento del fluido

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \quad (7)$$

Para $Re > 10000$

Caso de enfriamiento del fluido

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3} \quad (8)$$

Para $2300 < Re < 10000$. Correlación de Gnielinski.

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \times Re - 1000 \times Pr}{1 + 12.7 \times (f/2)^{0.5} \times (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (9)$$

“Donde f es el factor de fricción de Fanning y se halla en base al número de Reynolds basados entre los 2300 y 5000000 y valores entre los números Pr entre 0.5 y 2000.” (Barcamp, pág. 36)

$$f = (1.58 \times \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (10)$$

2.3.5. Número de Prandtl (Pr)

Es un número adimensional proporcional a la relación entre la difusividad del momento, fuerzas viscosas, y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k} \quad (11)$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido.

2.3.6. Número de Reynolds (Re)

Es un parámetro adimensional que relaciona las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas, se calcula de la siguiente manera.

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{v \times \rho \times D}{\mu} \quad (12)$$

Donde v es la velocidad del fluido, L es el diámetro del tubo y ν es la viscosidad cinemática del fluido, ρ , es la densidad del fluido y μ , es la viscosidad dinámica del fluido.

El número de Reynolds se clasifica según el régimen del flujo, para $Re < 30$ se llama lisa y sin ondas, para Re entre 450 y 1800, se le denomina flujo laminar y para $Re > 1800$ se le llama flujo turbulento.

2.3.7. Coeficiente de convección en los tubos (h_i)

El flujo anular está asociado con dos números de Nusselt, sobre la superficie interior y exterior del tubo, puesto que se relaciona con la transferencia de calor en ambas superficies. Hallado el número de Nusselt se puede hallar el coeficiente convectivo en el interior del tubo como el producto de la conductividad térmica del material por el número de Nusselt sobre el diámetro interno del tubo.

$$h_i = k \times \frac{Nu_t}{D_i} \quad (13)$$

2.3.8. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

Se define como la cantidad total de calor transferido por unidad de superficie ante la variación de un grado Celsius. Este valor es el más importante al momento de realizar el diseño térmico de un intercambiador de carcasa y tubos, puesto que es evaluado entre las dos corrientes fluidas. El coeficiente global de transferencia de calor entre un fluido caliente a temperatura T_1 y un fluido frío a temperatura T_2 , se puede obtener dos coeficientes, uno sin ensuciamiento y otro con ensuciamiento.

La ecuación para calcular el valor de U sin ensuciamiento, U_L es:

$$U_L = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{d_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k} + \frac{1}{h_o}} \quad (14)$$

Si el intercambiador presenta factor de ensuciamiento, se le agrega a la ecuación anterior los factores de ensuciamiento de ambos fluidos.

$$U_s = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{d_o}{d_i} \times R_{fi} + \frac{d_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k} + R_{fs} + \frac{1}{h_o}} \quad (15)$$

“ U_s siempre será menor que U_L , es decir hay pésima transferencia de calor, por lo que se usa U_s para los cálculos.” (Barcamp, pág. 39)

Siendo k , la conductividad térmica del material del tubo, el cual será de cobre.

La conductividad térmica del tubo se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 1

Conductividad térmica de la pared del tubo

Material	Grado Industrial		Admiralty	Cu - Ni		Acero al carbono	Acero de baja aleación	Acero de alta aleación
	Cu	Al		90-10	70-30			
Conductividad térmica (λ_{TW}) W/m K	310	180	120	65	40	38	30	18

Nota. Se presentan de algunos materiales típicos de tubos. Fuente. Heat Exchanger design handbook (Hewitt)

$$k = 310 \frac{W}{m \times K}$$

Por otro lado, se elige un coeficiente global de transferencia de calor U , el cual se recalcula luego. De la siguiente tabla.

Tabla 2

Coefficientes de transferencia de calor típicos para intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

Condiciones del Fluido		Coefficiente de transferencia de calor	Resistencia por ensuciamiento
		(α) W/m ² °K ^{a,b}	(Rf) m ² °K/W ^a
Transferencia de calor sensible			
Agua ^c	Líquido	5000 – 7500	1x10 ⁻⁴ - 2.5x10 ⁻⁴
Amoniaco	Líquido	6000 – 8000	0 - 1x10 ⁻⁴
Orgánicos ligeros ^d	Líquido	1500 – 2000	1x10 ⁻⁴ - 2x10 ⁻⁴
Orgánicos medios ^e	Líquido	750 – 1500	1.5x10 ⁻⁴ - 4x10 ⁻⁴
Orgánicos pesados ^f	Líquido		
	Calentamiento	250 – 750	2x10 ⁻⁴ - 1x10 ⁻³
	Enfriamiento	150 – 400	2x10 ⁻⁴ - 1x10 ⁻³
Orgánicos muy pesados ^g	Líquido		
	Calentamiento	100 – 300	4x10 ⁻⁴ - 3x10 ⁻³
	Enfriamiento	60 – 150	4x10 ⁻⁴ - 3x10 ⁻³
Gas ^h	Presión 100-200 kN/m ² abs	80 – 125	0 - 1x10 ⁻⁴
Gas ^h	Presión 1 MN/m ² abs	250 – 400	0 - 1x10 ⁻⁴
Gas ^h	Presión 10 MN/m ² abs	500 – 800	0 - 1x10 ⁻⁴

Nota. El subíndice g indica para aquellos fluidos con viscosidad absoluta mayor a 50x10⁻³

Fuente. Heat Exchanger, design handbook (Hewitt G.F.)

Se afirma, según el valor de la viscosidad dinámica, tiene un valor mayor a 50x10⁻³ $\frac{N \cdot s}{m^2}$, lo cual, corresponde al superíndice g, luego, el aceite se denota como un orgánico muy pesado, además el aceite se somete a otro fluido que hará que provocará el enfriamiento del aceite.

Resumiendo, se encuentra el valor del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa.

$$U = 60 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Luego, se halla el coeficiente del factor de ensuciamiento en el lado de los tubos, que encuentra en el rango indicado en la tabla:

$$R_{fi} = 0.001 \frac{m^2 \times K}{W}$$

Luego, como se halló anteriormente, se estima un factor de ensuciamiento en el lado de la carcasa.

$$R_{fs} = 0.0001 \frac{m^2 \times K}{W}$$

2.3.9. Longitud para un solo tubo (L)

“La longitud se encuentra definida por la velocidad de transferencia de calor, sobre el producto entre pi, el diámetro de la tubería, el coeficiente global de transferencia de calor y la diferencia de temperatura media logarítmica.” (Burbano Rojas, 2014)

$$L = \frac{q_i}{\pi \times D_i \times U \times \Delta T_{ml}} \quad (16)$$

2.3.10. Longitud de tubos corregida (L_i)

Se usa la siguiente ecuación.

$$L_i = \frac{\dot{Q}_i}{\pi \times D_i \times U_i \times \Delta T_{ln}} \quad (17)$$

Donde \dot{Q} es la razón de transferencia de calor, D_i el diámetro interno del tubo, U_i coeficiente de transferencia de calor corregido y ΔT_{ln} , diferencia media logarítmica de temperatura corregida.

2.3.11. Número de baffles (N_b)

“La cantidad de baffles presentes en el intercambiador de calor se halla usando la siguiente fórmula.” (Barcamp, pág. 38)

$$N_b = \frac{L_i}{B} - 1 \quad (18)$$

Donde L_i es la longitud corregida del tubo y B es la distancia entre los baffles.

2.3.12. Coeficiente convectivo de la carcasa (h_o)

“Se calcula de la siguiente manera”. (Barcamp, pág. 38)

$$h_o = 0.36 \times \frac{k}{D_e} \times Re^{0.55} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (19)$$

“El valor del parámetro de correlación entre las viscosidades dinámicas, $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$, se considera igual a la unidad, porque en todo el proceso de transferencia de calor no habrá cambio de fase para ningún fluido.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014)

Luego:

$$h_o = 0.36 \times \frac{k}{D_e} \times Re^{0.55} \times Pr^{1/3} \quad (20)$$

Donde D_e es el diámetro equivalente para el flujo por la carcasa, k es la conductividad térmica del aceite.

2.3.13. Diámetro equivalente a su paso del flujo por la carcasa

“Se define como cuatro veces el área de flujo libre del perímetro mojado, para la disposición cuadrada, es decir 90° .” (Barcamp, pág. 37)

$$D_e = \frac{4 \times \left(P_T^2 - \frac{\pi}{4} \times d_o^2 \right)}{\pi \times d_o} \quad (21)$$

Donde P_T y d_o es la distancia entre los tubos y el diámetro externo del tubo respectivamente.

2.3.14. Cálculo del número de Reynolds en la carcasa

$$Re = \frac{\dot{m}_s \times D_e}{A_s \times \mu} \quad (22)$$

“Donde \dot{m}_s es el flujo másico del aceite y A_s es el área del flujo transversal respecto al haz de tubos.” (Barcamp, pág. 37)

También.

$$A_s = \left(D_s - \frac{D_s}{P_T} \times d_o \right) \times B \quad (23)$$

“Donde B es la separación entre los baffles y D_s es el diámetro interno de la carcasa.”
(Barcamp, pág. 37)

La separación entre los tubos, P_T , se calcula en base a la siguiente tabla.

Tabla 3

Mínima distancia entre los tubos.

Tube OD	Minimum pitch	
	Clean	Fouling
15.88 mm ($\frac{5}{8}$ in)	19.84 mm ($\frac{25}{32}$ in)	22.22 mm ($\frac{7}{8}$ in)
19.05 mm ($\frac{3}{4}$ in)	23.81 mm ($\frac{13}{16}$ in)	25.40 mm (1 in)
25.40 mm (1 in)	31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)
31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	39.69 mm ($1\frac{5}{8}$ in)	39.69 mm ($1\frac{5}{8}$ in)

Nota. Se elige la mínima distancia en base al diámetro del tubo. Fuente. Heat Exchanger, design handbook (Hewitt G.F.)

- ✓ Máxima distancia entre los tubos

Maximum unsupported tube length (MUTL)

Tabla 4

Máxima longitud del tubo sin soporte.

Tube OD	MUTL
15.88 mm ($\frac{5}{8}$ in)	1 321 mm (52 in)
19.05 mm ($\frac{3}{4}$ in)	1 524 mm (60 in)
25.40 mm (1 in)	1 880 mm (74 in)
31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	2 235 mm (88 in)

Nota. Se elige un valor de distancia óptimo en base al diámetro del tubo. Fuente. Heat Exchanger, design handbook (Hewitt G.F.)

El ángulo de 30° se elige para tubos sin aletas y 90° para tubos con aletas, dado el ángulo propuesto se elige 90°, se halla el valor mínimo de la separación entre los tubos tomando como base el diámetro externo del tubo.

2.3.15. Cantidad de tubos, Nt

Se halla en base a la siguiente tabla.

Tabla 5

Cantidad de tubos presentes en la carcasa.

Table 2a Tube counts for **fixed** tubesheet exchanged (Continued)

Shell ID, mm (in)	19.05-mm ($\frac{3}{4}$ -in) OD X 25.4-mm (1-in) pitch A								25.4-mm (1-in) OD X 31.75-mm ($1\frac{1}{4}$ -in) pitch A							
	1 pass		2 pass		4 pass		6 pass		1 pass		2 pass		4 pass		6 pass	
	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33
203 (8)	46	43	40	37	29	26	23	20	28	27	24	23	17	16	17	12
254 (10)	75	71	67	63	53	49	46	42	47	44	42	39	33	30	29	26
305 (12)	112	106	102	96	86	80	77	71	10	66	64	60	54	50	48	44
337 (13 $\frac{1}{2}$)	138	130	127	119	110	102	100	92	81	82	80	15	69	64	63	58
387 (15 $\frac{1}{2}$)	187	176	175	164	154	143	143	132	115	110	107	102	94	89	87	82
438 (17 $\frac{1}{2}$)	243	221	229	213	206	190	193	177	153	143	144	134	129	119	121	111
489 (19 $\frac{1}{2}$)	306	286	290	210	264	244	250	230	193	180	183	170	167	154	158	145
540 (21 $\frac{1}{2}$)	376	351	359	334	330	305	315	290	238	220	227	209	209	191	199	181
591 (23 $\frac{1}{2}$)	454	423	435	404	404	373	387	356	287	267	275	252	255	235	244	224
686 (25 $\frac{1}{2}$)	527	491	507	471	473	437	455	419	334	311	321	298	300	217	288	265
737 (27)	619	516	597	554	561	518	541	498	392	365	378	351	355	328	342	315
817 (29)	717	667	694	644	654	604	633	583	455	423	440	408	415	383	402	370
838 (31)	823	765	798	740	756	698	734	676	522	485	506	469	419	442	465	428
889 (33)	935	869	908	842	864	198	840	774	594	551	577	534	549	506	533	490
940 (35)	1 056	980	1028	952	980	904	955	879	671	622	653	604	623	514	607	558
991 (37)	1 183	1 098	1153	1 068	1103	1018	1016	991	752	697	734	678	701	646	684	629
1 067 (39)	1 318	1 222	1 286	1 190	1 234	1 138	1 206	1110	838	176	818	756	784	722	766	704
1 143 (42)	1533	1421	1499	1 387	1442	1 330	1412	1 300	975	903	953	881	917	845	897	825
1 219 (45)	1 765	1 635	1 729	1599	1 668	1538	1 635	1505	1123	1040	1100	1017	1061	978	1040	951
1 295 (48)	2014	1 864	1915	1 825	1911	1 761	1815	1725	1282	1186	1251	1161	1216	1120	1193	1097
1 372 (51)	2278	2 109	2231	2068	2168	1 999	2131	1962	1451	1342	1424	1315	1381	1272	1357	1248
	2559	2 368	2515	2324	2443	2252	2403	2212	1630	1508	1602	1480	1556	1434	1530	1408

Nota. Este valor se elige en base al diámetro interno de la carcasa. Fuente. Heat Exchanger, design handbook (Hewitt G.F.)

Dado que el diámetro externo del tubo es 20 mm, se encuentra en el rango de 0 a 25.4 mm. (tercera fila del encabezado) y la separación entre los tubos es de 30 mm. (25.4 mm – 31.75 mm), se elige la segunda columna, además, para un arreglo cuadrangular. Para un diámetro interno de la carcasa de 398 mm., se elige la cantidad de tubos.

2.3.16. Distancia entre los baffles, (B).

“El valor de la distancia entre los baffles es aceptable entre 0.4 y 0.6 veces el diámetro interno de la carcasa. Consideraciones especiales de diseño, puede llevar a que esto no se cumpla, en este caso, se tomará como el valor de B a 0.5 veces el diámetro interno de la carcasa.” (Barcamp, pág. 42)

$$B = 0.5 \times D_s \quad (24)$$

2.3.17. Caída de presión en los tubos (ΔP_T)

Se halla gracias a la siguiente ecuación.

$$\Delta P_T = \frac{f \times n \times L_i \times G^2}{7.5 \times 10^{12} \times D_i \times s \times \varphi} \quad (25)$$

“Donde n es el número de pasos, que es igual a 2, f es el factor de fricción de Darcy, s, es la densidad relativa del agua, G es el flujo másico del agua por área superficial, y φ es el factor de corrección de viscosidad, que es igual a la unidad por no existir cambio de fase.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 69)

2.3.18. Factor de fricción de Darcy (f)

“Se usa la siguiente ecuación.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 69)

$$f = 0.4137 \times Re_{ag}^{-0.2585} \quad (26)$$

2.3.19. Flujo masico del agua por área superficial (G)

“Se utiliza la ecuación siguiente.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014, pág. 69)

$$G = \frac{\dot{m}_{ag} \times \left(\frac{n}{N_t}\right)}{\frac{\pi}{4} \times D_i^2} \quad (27)$$

2.3.20. Caída de presión en la carcasa (ΔP_s)

“Se plantea de la manera siguiente.” (Barcamp, pág. 38)

$$\Delta P_s = f \times \left[\frac{D_s \times (N_b + 1)}{D_e} \right] \times \frac{G_s^2}{5.22 \times 10^{10} \times s \times \varphi} \quad (28)$$

Donde f es el factor de fricción de Darcy, N es el número de baffles, φ es igual a 1, G_s es la velocidad másica y s es la densidad relativa.

2.3.21. Flujo masico del aceite por área superficial (G_s)

$$G_s = \frac{\dot{m}_{ac}}{\frac{\pi}{4} \times D_n^2} \quad (29)$$

“Donde D_n es el diámetro de la boquilla de entrada, según el diseño, es igual a 70 mm.”

(Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014)

2.3.22. Caída de presión total (ΔP)

“Viene a ser la suma de la caída de presión en los tubos y en la carcasa.” (Galviz Diaz & Pacheco Zuñiga, 2014)

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_S \quad (30)$$

3.1. Glosario

TEMA: Es la agrupación de normas y estándares comúnmente utilizado por los diseñadores, usuarios y fabricantes con el fin de diseñar y fabricar intercambiadores de calor.

Metal Babbitt: Fue descubierto por Issac Babbitt (1799-1862, Estados Unidos), este metal es denominado como un metal antifricción, además, están compuesto principalmente por las aleaciones de cobre, plomo, antimonio, estaño y níquel.

Servomotor: Son generalmente dos servomotores, los cuales forman parte de la turbina hidráulica, es un dispositivo con la capacidad para transformar la energía eléctrica, neumática o hidráulica en la estimulación de un proceso. Asimismo, recibe la orden de un regulador o controlador para encender una válvula, por ejemplo.

Cojinete de empuje: Llamado soporte de suspensión, es aquel elemento indispensable en la estructura turbina generador de eje vertical, su función es impedir el desplazamiento del rotor en su eje.

Aceite ISO VG 46: Es un fluido hidráulico anti desgaste, diseñados para trabajar en sistemas donde se requiere altos niveles de anti desgaste y una película de protección fuerte. Según el símbolo de peligrosidad, bajo la norma NFPA 704, presenta un ligero riesgo en la salud e inflamabilidad y una mínima radioactividad.

Cuba de aceite: Recipiente grande el cual contiene un determinado volumen de aceite.

CAPITULO 3: METODOLOGÍA

3.1. Ubicación del proyecto

La central hidroeléctrica de Machu Picchu se localiza en el distrito del mismo nombre, provincia de Urubamba, departamento de Cusco.

La central hidroeléctrica se ubica se ubica en el Km. 123 de la línea férrea Cusco – Machu Picchu, hace uso de los recursos hídricos que le provee el río Vilcanota.

Las coordenadas UTM correspondientes a su ubicación son:

Este: 764350

Norte: 8542400

Altura: 1800 m.s.n.m.

3.2. Descripción de las instalaciones existentes y proyectadas

La central hidroeléctrica de Machupicchu consta de las siguientes instalaciones:

La represa, casa de máquinas, cámara de carga, el túnel de aducción, la tubería a presión, bocatoma, el patio de llaves, sistema de descarga, los servicios auxiliares y la subestación en caverna.

Represa

Se localiza en el distrito de Machupicchu, provincia de Urubamba, departamento de Cusco, en la zona correspondiente al km. 107 de la línea férrea Cusco – Machupicchu, alberga cuatro desarenadores y ocho naves.

Casa de máquinas

La casa de máquinas en caverna se ubica en el margen izquierdo del río Vilcanota.

Las dos salas de máquinas en caverna están comunicadas por una corta galería de transporte, tienen un pozo de acceso común a las dos centrales.

Es la casa de máquinas encontramos el sistema turbina - alternador - generador, el sistema de ventilación, climatización y aire acondicionado, los sistemas auxiliares, la sala de control, sistema de bombeo, intercambiador de calor tipo placas.

Tubería a presión

La tubería forzada para la segunda fase (turbina Francis), tiene un diámetro de 1.8 m., el caudal de diseño de esta tubería forzada es de 31 m³/s.

El extractor de vapor de aceite tiene a su vez las siguientes partes.

Carcasa: sirve como un envolvente que protege los componentes internos del extractor de vapor.

Filtros: como su nombre lo indica, cumple la función de filtrar las partículas de aceite y expulsa las partículas de aire, además retiene las partículas suspendidas de aceite e impide su salida al exterior.

Motor: Tiene una potencia de 0.28 kW o su equivalente de 0.38 HP y un voltaje de 380 V. Estos valores se aprecian en la placa del extractor de vapor de aceite, lo cual se adjunta en el anexo 5.

Ventilador: cumple el rol de extractor, es decir, al igual que el filtro, atrapa las partículas suspendidas del aceite impidiendo su salida al exterior.

Ducto: es un tubo que conecta la tapa de la cuba del cojinete con la entrada al extractor de vapor de aceite, por este ducto fluye el vapor de aceite.

3.3. Estándares para toma de datos y/o instrumentos, normatividades

En primer lugar, nos centraremos en el problema del extractor de vapor de aceite, para ello, nos enfocamos en eliminar la concentración de vapor presente en el ambiente, para cumplir con esta tarea, de acuerdo a la solución planteada, se utilizará un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos.

En segundo lugar, describiré el análisis al cual será tratado los datos recolectados en beneficio de la investigación. Tenemos de dato seis temperaturas tomadas en base a cada sensor ubicado alrededor de la zona del cojinete, con estos seis valores de temperatura vamos a realizar un promedio aritmético, obteniendo un valor promedio de temperatura del cojinete de empuje.

Se propone emplear ecuaciones de transferencia de calor, descritas en el marco teórico, siguiendo una serie de pasos para hallar el calor transferido, coeficiente global de transferencia de calor, diferencia media logarítmica de temperatura, entre otros.

3.4. Consideraciones de diseño

Para el bosquejo de los intercambiadores de calor existen dos importantes métodos: el LMTD (Log Mean Temperature Difference o Diferencia Media de Temperatura Logarítmica) y el NTU (Number of Transfer Units o Número de Unidades de Transferencia).

El método NTU es un método de estudio de intercambiadores de calor, por el cual se puede indagar el comportamiento de un intercambiador de calor propuesto (un equipo ya construido), bajo parámetros distintos a los de diseño. Por medio de este método se hacen uso de varias curvas para determinar la relación entre la efectividad y los NTU.

“Por otro lado, el LMTD es un procedimiento de diseño, en el que son requisitos los parámetros como las temperaturas de entrada y salida, los flujos máxicos de los fluidos,

conociendo esto es posible encontrar el área de transferencia de calor por medio de un proceso lógico” (Burbano Rojas, 2014, pág. 29). Teniendo en cuenta que se necesita mejorar el diseño del sistema de extracción de vapor, más no el análisis, se elige este método. Adicionalmente, una virtud de este método es el empleo de programas de diseño en computadora. Asimismo, se realizará tres diseños: primero el diseño térmico, haciendo uso del método LMTD, en donde se debe conocer las temperaturas de entrada y de salida a la carcasa, los flujos máxicos de los fluidos y así poder hallar el área de transferencia de calor, después se encuentra el valor del coeficiente global de transferencia de calor, el cual define en términos de la resistencia total a la transferencia de calor entre dos fluidos. En este diseño implican muchos factores, como son, las características y propiedades de los fluidos, dimensiones de los conductos, entre otros; por otro lado, el diseño hidráulico abordará el concepto de las variables, como la caída de presión que sufren los fluidos, asegurando que estos valores se encuentren en el adecuado rango de valores permisibles para el buen funcionamiento del equipo, y por último, el diseño mecánico en el que se ensamblará las partes del intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, para ello, se debe describir los materiales adecuados para un buen plan de construcción de los componentes del intercambiador de calor.

3.5. Cálculos de ingeniería

Los valores de los conceptos expresados en las bases teóricas de ingeniería en el marco teórico, se halla en el capítulo de Resultados e interpretación, acompañado de las tablas respectivas.

CAPITULO 4: RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Presentación, análisis e interpretación de resultados

A continuación, haremos uso de los datos de temperaturas obtenidos del software SCADA, dicho software rige todo el funcionamiento de la central hidroeléctrica a nivel electrónico, estas temperaturas fueron tomadas en base a seis sensores ubicados de manera aleatoria en la cuba del cojinete, cuya ubicación es entre el nivel -2 y -3 de la segunda fase. Estos datos se plasman en el Anexo 1. Las temperaturas son las siguientes:

$$T_1 = 58.8^{\circ}C$$

$$T_2 = 55.9^{\circ}C$$

$$T_3 = 58.8^{\circ}C$$

$$T_4 = 54.7^{\circ}C$$

$$T_5 = 55.3^{\circ}C$$

$$T_6 = 57.2^{\circ}C$$

Estas temperaturas nos brindan un panorama del estado en que se encuentran los segmentos del cojinete. La temperatura del cojinete en promedio, producto de la fricción que existe con el eje de la turbina alcanza un valor de $56.78^{\circ}C$ aproximadamente. Este calor generado se transmite al aceite por medio del proceso de convección.

El vapor generado es producto de la transferencia de calor que se da entre la fricción del eje con el cojinete de empuje, y este calor se transfiere al aceite, generando vapor de aceite, lo cual excede la capacidad de trabajo del extractor de vapor de aceite.

Indicando los datos obtenidos del software SCADA, gracias a los sensores de temperatura, en el sistema actual de extracción de vapor de aceite, tenemos los siguientes valores:

Temperatura del aceite frío del cojinete de empuje:

$$T_{acfrío} = 36.4^{\circ}C$$

Temperatura del aceite caliente del cojinete de empuje:

$$T_{accal} = 36.5^{\circ}C$$

Temperaturas del agua enfriada del cojinete de empuje:

$$T_{agenfri1} = 17.7^{\circ}C$$

$$T_{agenfri2} = 19.4^{\circ}C$$

Temperatura del agua enfriada:

$$T_{agenfri} = \frac{1}{2} * (17.7 + 19.4)$$

$$T_{agenfri} = 18.55^{\circ}C$$

Temperatura del agua fría que sale del intercambiador de calor tipo placas y armazón:

$$T_{agfriasal} = 12.22^{\circ}C$$

Este dato se obtiene del anexo 3.

4.1.1. Diseño actual

A continuación se describe el sistema de lubricación actual de la central hidroeléctrica, inicialmente, cuando entra en operación la turbina Francis, el cojinete de empuje, que viene a ser un metal cuyo material es el metal Babbitt, entra en contacto con el eje de la turbina, generando

calor por medio de la energía de rotación del eje, luego este calor generado es transferido al aceite, luego el calor del aceite es transferido al agua, finalmente, el agua caliente es dirigido a un intercambiador de calor tipo placas y armazón, donde se enfría, esta agua fría vuelve a la cuba del cojinete, donde ingresa a otro intercambiador de calor tipo banco de tubos, enfriando el aceite caliente, saliendo aceite frío, el cual va a refrigerar al cojinete de empuje. Además, el aceite lubrica al cojinete de empuje, y el agua caliente que sale del intercambiador de calor tipo banco y tubos se dirige al intercambiador de calor tipo placas y armazón donde se enfría y vuelve de nuevo al intercambiador de banco de tubos para enfriar el aceite caliente, repitiéndose el proceso.

De acuerdo a la información obtenida, el aceite con el que trabaja la central hidroeléctrica y en específico con el que opera la turbina Francis, es el aceite ISO VG 46, es decir, es el aceite cuyo grado de viscosidad es 46. El aceite es suministrado a presión, por medio de los dos servomotores, ubicados en el distribuidor de la turbina. Este aceite esta almacenado dentro de una cuba, junto con el cojinete de empuje y el intercambiador de banco de tubos.

Para el intercambiador de calor de banco de tubos, presente en la cuba de aceite de la turbina Francis, se tiene las temperaturas del aceite de entrada igual a 36.5 °C y de salida es de 36.4 °C. Se halla la transferencia de calor para este intercambiador, para ello, se hace uso de la ecuación (4).

$$Q_1 = C_p \times \dot{m}_1 \times \Delta T_1$$

Se halla el valor del calor específico a presión constante y densidad del aceite a la temperatura de 36.5° C, para ello se emplea el anexo 7, rotulado como Parámetros termodinámicos del aceite.

Tabla 6*Densidad del aceite para motor*

T (°C)	ρ (kg/m ³)
20	888.1
36.5	ρ_1
40	876

Fuente: Propia

Luego de interpolar se obtiene:

$$\frac{\rho_1 - 888.1}{36.5 - 20} = \frac{(876 - 888.1)}{(40 - 20)}$$

$$\rightarrow \rho_1 = \frac{-12.1}{20} \times (16.5) + 888.1$$

$$\rightarrow \rho_1 = 878.12 \frac{kg}{m^3} \times \frac{1000 g}{1 kg} \times \frac{1m^3}{10^6 cm^3}$$

$$\rightarrow \rho_1 = 0.878 \frac{g}{cm^3}$$

Tabla 7*Calor específico a presión constante del aceite.*

T (°C)	$C_p \left(\frac{KJ}{Kg, K} \right)$
20	1.881
36.5	C_{p1}
40	1.964

Fuente: Propia.

Luego de interpolar se obtiene:

$$\frac{Cp_1 - 1.881}{36.5 - 20} = \frac{(1.964 - 1.881)}{(40 - 20)}$$

$$\rightarrow Cp_1 = \frac{16.5}{20} \times (0.083) + 1.881$$

$$\rightarrow Cp_1 = 1.945 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Según los datos obtenidos de planos, las temperaturas de entrada y salida del agua al intercambiador de calor de placas presente son 22 °C y 26 °C, respectivamente. Según el anexo 2.

Se halla el calor específico del agua a temperatura 22 °C, la densidad y el flujo másico del agua. Usando la tabla de las propiedades termodinámicas del agua, la cual se adjunta en los anexos.

Tabla 8

Calor específico del agua.

T (°C)	$C_p \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$
20	4.182
22	a
25	4.18

Fuente: Propia.

Se interpola.

$$\frac{a - 4.182}{22 - 20} = \frac{(4.18 - 4.182)}{(25 - 20)}$$

$$\rightarrow a = \frac{-0.002}{5} \times (2) + 4.182$$

$$\rightarrow a = 4.181 \frac{kJ}{kg \times K}$$

Tabla 9

Densidad del agua

T (°C)	ρ (kg/m ³)
20	998
22	b
25	997

Fuente: Propia.

Se interpola.

$$\frac{b - 998}{22 - 20} = \frac{(997 - 998)}{(25 - 20)}$$

$$\rightarrow b = \frac{-1}{5} \times (2) + 998$$

$$\rightarrow b = 997.6 \frac{kg}{m^3}$$

A la salida del intercambiador hay un filtro automático que nos brinda el caudal del agua fría, según los planos obtenidos.

$$Q_c = 1.8 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600 s}$$

$$Q_c = 5 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

El flujo másico del agua presente en el intercambiador de calor de banco y tubos establecido en la central hidroeléctrica es:

$$\dot{m}_a = Q_c \times b$$

$$\dot{m}_a = 5 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times 997.6 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_a = 0.5 \frac{kg}{s}$$

Hallando el calor transferido del agua al aceite.

$$Q_a = a \times \dot{m}_a \times \Delta T_a$$

$$Q_a = 4.181 \frac{kJ}{kg \times K} \times 0.5 \frac{kg}{s} \times [(26 + 273) - (22 + 273)]K$$

$$Q_a = 8.36 \frac{kJ}{s}$$

Este calor que el agua gana es igual, en cantidad, al aceite que pierde calor.

$$Q_a = Q_1 = 8.36 \frac{kJ}{s}$$

De esta manera hallamos el flujo másico del aceite y se comparará con el nuevo flujo másico del aceite a diferente temperatura con la presencia del nuevo intercambiador de calor de carcasa y tubos.

$$Q_1 = C_p \times \dot{m}_1 \times \Delta T_1$$

$$8.36 \frac{kJ}{s} = 1.945 \frac{kJ}{kg \times K} \times \dot{m}_1 \times [(36.5 + 273) - (36.4 + 273)]$$

$$\dot{m}_1 = 42.98 \frac{kg}{s}$$

Hasta este punto, se calculó todo lo referente al intercambiador de calor de banco de tubos presente en la hidroeléctrica.

4.1.2. Modificación del diseño

A partir de ahora, se realiza los cálculos respectivos acerca del intercambiador de calor de carcasa y tubos que se plantea, por el cual circule agua fría que proviene del chiller, a través de la unidad manejadora de aire enfriado por agua y el aceite de la cuba, a su vez, el aceite que sale vuelve a la cuba para lubricar y refrigerar el cojinete de empuje.

De acuerdo a la teoría planteada, el valor de la temperatura de la cuba del aceite debe oscilar entre los 40 °C y 50 °C, esto implica que las temperaturas leídas por los sensores son elevadas, por este motivo, se plantea utilizar el intercambiador de calor de carcasa y tubos, con el fin de conseguir una menor temperatura del aceite para lograr una menor tasa de vapor de aceite. Por ello, se hará uso de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, operando a la par con el intercambiador de banco de tubos presente, usando como temperatura de entrada el aceite caliente producto de la fricción entre el cojinete y el eje de la turbina, por un extremo, además, por el otro extremo, ingresará el agua fría que proviene del chiller; el aceite caliente circulará por la carcasa, mientras que el agua fría fluirá por los tubos.

De los datos proporcionados, se conocen las temperaturas de ingreso al intercambiador de calor de carcasa y tubos, tanto del aceite caliente como del agua fría. Los cuales son los siguientes:

Temperatura de entrada del aceite caliente al intercambiador de calor, ($T_{ace\ ent}$):

$$T_{ace\ ent} = 56.78\ ^\circ C = 329.78\ K$$

Temperatura de entrada del agua fría al intercambiador de calor, ($T_{agua\ ent}$), tomamos la temperatura a la salida del intercambiador de calor de placas:

$$T_{agua\ ent} = 12.22\ ^\circ C = 285.22\ K$$

Las temperaturas de salida de cada uno de los fluidos, se calcula en base a la siguiente teoría:

La temperatura máxima a la que puede alcanzar el fluido frío tiene que ser menor a la temperatura de entrada del fluido caliente y viceversa, es decir, la temperatura mínima que puede llegar a ser el fluido caliente tiene que ser mayor a la temperatura de entrada del fluido frío.

Siguiendo esta observación, para el diseño térmico del intercambiador de calor de carcasa y tubos, se obtiene las temperaturas del agua y aceite a la salida del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Temperatura de salida del aceite caliente, ($T_{ace\ sal}$):

$$T_{ace\ sal} = 45\ ^\circ C = 318\ K$$

Temperatura de salida del agua fría, (T_{agsal}):

$$T_{agua\ sal} = 20\ ^\circ C = 293\ K$$

Estos valores son asumiendo, para de esta forma calcular el flujo másico del aceite, lo cual se halla más adelante.

Además, el calor específico del agua se obtiene de las tablas termodinámicas para agua saturada, la cual se adjunta en el anexo 6, tomando como parámetro el valor de la temperatura de entrada del agua fría. Este líquido entra por un extremo del intercambiador de calor.

De acuerdo a los valores que se tienen de dato, se procede a calcular los valores de estos parámetros para el aceite ISO VG 46, considerando que es un aceite para motor, se inyecta a presión por los servomotores.

Tomando como temperatura de ingreso al intercambiador de calor 56.78 °C.

Dado que esta temperatura no está explícitamente en la tabla, se recurre a la interpolación, de esta manera se halla los valores tales como la densidad (ρ), la viscosidad absoluta (μ), el número de Prandtl (Pr), el coeficiente de conductividad térmica (k) y el calor específico a presión constante (C_p).

Los valores presentados en la tabla se extraen de tablas termodinámicas, las cuales se adjuntan en el apartado de anexos. Anexo 7.

Tabla 10

Número de Prandtl del aceite

T (°C)	Pr
40	2962
56.78	v_1
60	1080

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{v_1 - 2962}{56.78 - 40} = \frac{(1080 - 2962)}{(60 - 40)}$$

$$\rightarrow v_1 = \frac{-1882}{20} \times (16.78) + 2962$$

$$\rightarrow v_1 = 1383.002$$

Tabla 11

Viscosidad absoluta del aceite

T (°C)	$\mu \left(\frac{kg}{m \times seg} \right)$
40	0.2177
56.78	w ₁
60	0.07399

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{w_1 - 0.2177}{56.78 - 40} = \frac{(0.07399 - 0.2177)}{(60 - 40)}$$

$$\rightarrow w_1 = \frac{-0.14371}{20} \times (16.78) + 0.2177$$

$$\rightarrow w_1 = 0.09713 \frac{kg}{m \times seg}$$

Tabla 12

Densidad del aceite

T (°C)	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$
40	876
56.78	x ₁
60	863.9

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{x_1 - 876}{56.78 - 40} = \frac{(863.9 - 876)}{(60 - 40)}$$

$$\rightarrow x_1 = \frac{-12.1}{20} \times (16.78) + 876$$

$$\rightarrow x_1 = 865.8481 \frac{kg}{m^3}$$

Tabla 13

Calor específico a presión constante del aceite

T (°C)	C _p ($\frac{KJ}{Kg \times K}$)
40	1.904
56.78	y ₁
60	2.048

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{y_1 - 1.904}{56.78 - 40} = \frac{(2.048 - 1.904)}{(60 - 40)}$$

$$\rightarrow y_1 = \frac{0.144}{20} \times (16.78) + 1.904$$

$$\rightarrow y_1 = 2.034 \frac{KJ}{Kg \times K}$$

Tabla 14

Conductividad térmica del aceite

T (°C)	$k \left(\frac{W}{m \times K} \right)$
40	0.1444
56.78	z_1
60	0.1404

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{z_1 - 0.1444}{56.78 - 40} = \frac{(0.1404 - 0.1444)}{(60 - 40)}$$

$$\rightarrow z_1 = \frac{-0.004}{20} \times (16.78) + 0.1444$$

$$\rightarrow z_1 = 0.1410 \frac{W}{m \times K}$$

Luego, hallaremos los mismos parámetros para el agua, tomando como temperatura de entrada 12.22 °C.

Convirtiendo a kelvin, tenemos.

$$T_{agua\ ent} = 12.22^\circ C + 273$$

$$\rightarrow T_{agua\ ent} = 285.22\ K$$

Tabla 15*Número de Prandtl del agua*

T (°C)	Pr
10	9.45
12.22	v_2
15	8.09

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{v_2 - 9.45}{12.22 - 10} = \frac{(8.09 - 9.45)}{(15 - 10)}$$

$$\rightarrow v_2 = \frac{-1.36}{5} \times (2.22) + 9.45$$

$$\rightarrow v_2 = 8.8462$$

Tabla 16*Viscosidad absoluta del agua*

T (°C)	$\mu \left(\frac{kg}{m \times seg} \right)$
10	1.307×10^{-3}
12.22	w_2
15	1.138×10^{-3}

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{w_2 - 1.307 \times 10^{-3}}{12.22 - 10} = \frac{(1.138 \times 10^{-3} - 1.307 \times 10^{-3})}{(15 - 10)}$$

$$\rightarrow w_2 = \frac{-0.169 \times 10^{-3}}{5} \times (1.67) + 1.519 \times 10^{-3}$$

$$\rightarrow w_2 = 1.4626 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \times seg}$$

Tabla 17

Densidad del agua

T (°C)	ρ (kg/m ³)
10	999.7
12.22	x_2
15	999.1

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{x_2 - 999.7}{12.22 - 10} = \frac{(999.1 - 999.7)}{(15 - 10)}$$

$$\rightarrow x_2 = \frac{-0.6}{5} \times (2.22) + 999.7$$

$$\rightarrow x_2 = 999.43 \frac{kg}{m^3}$$

Tabla 18*Calor específico a presión constante del agua*

T (°C)	$C_p \left(\frac{KJ}{kg \times K} \right)$
10	4.194
12.22	y_2
15	4.185

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{y_2 - 4.194}{12.22 - 10} = \frac{(4.185 - 4.194)}{(15 - 10)}$$

$$\rightarrow y_2 = \frac{-0.009}{5} \times (2.22) + 4.194$$

$$\rightarrow y_2 = 4.19 \frac{KJ}{kg \times K}$$

Tabla 19*Conductividad térmica del agua*

T (°C)	$k \left(\frac{W}{m \times K} \right)$
10	0.580
12.22	z_2
15	0.589

Fuente: Propia.

Se interpola:

$$\frac{z_2 - 0.580}{12.22 - 10} = \frac{(0.589 - 0.580)}{(15 - 10)}$$

$$\rightarrow z_2 = \frac{0.009}{5} \times (2.22) + 0.580$$

$$\rightarrow z_2 = 0.584 \frac{W}{m \times K}$$

Por el intercambiador de calor tipo carcasa y tubos va a ingresar agua fría que proviene del intercambiador de calor de placas, además, los filtros automáticos, por donde circula agua fría, se ubican a la entrada a la cuba de aceite.

Luego, calculamos el flujo másico del agua, teniendo de dato el caudal del flujo de agua, proporcionado de los planos, los cuales se adjuntan en el apartado de anexos.

Caudal del agua que viene del filtro y circula por el cojinete de empuje es de 1.8 m³/h.

$$Q_{agua} = 1.8 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600 s}$$

$$Q_{agua} = 5 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

La densidad del agua a 12.22 °C es 999.43 kg/m³.

Se encuentra el valor del flujo másico del agua fría.

$$\dot{m}_{agua} = Q_{agua} \times \rho_{agua}$$

$$\dot{m}_{agua} = 5 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times 999.43 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{agua} = 0.5 \frac{kg}{s}$$

Se concluye que el flujo másico del agua fría a la temperatura de 22 °C es igual a al flujo másico a la temperatura de 12.22 °C.

Se conoce la temperatura de salida del agua fría, de lo propuesto anteriormente, vamos a comprobar la veracidad de la temperatura de salida. Para lo cual, se usa la fórmula siguiente:

$$Q_{agua} = C_p \times \dot{m}_{agua} \times \Delta T_{agua}$$

$$Q_{agua} = 4.19 \frac{KJ}{kg \times K} \times 0.5 \frac{kg}{s} \times [(20 + 273) - (12.22 + 273)]K$$

Hallando el calor transferido del agua fría al aceite caliente:

$$Q_{agua} = 4.19 \frac{KJ}{kg \times K} \times 0.5 \frac{kg}{s} \times 7.78 K$$

$$\rightarrow Q_{agua} = 16.3 \frac{KJ}{s}$$

Luego, asumiendo que la superficie del intercambiador se encuentra bien aislada, de manera que cualquier transferencia de calor se manifiesta entre los dos fluidos y en base al balance de energía, descartando la energía cinética y potencial, se sabe que el calor transferido del agua es el mismo que el calor que se transfiere del aceite caliente al agua fría.

$$Q_{aceite} = Q_{agua} = 16.3 \frac{KJ}{s}$$

$$\rightarrow Q_{aceite} = 16.3 \frac{KJ}{s}$$

$$Q_{aceite} = C_p \times \dot{m}_{aceite} \times \Delta T_{aceite}$$

$$16.3 \frac{KJ}{s} = 2.034 \frac{KJ}{kg \times K} \times \dot{m}_{aceite} \times [(56.78 + 273) - (45 + 273)]K$$

Se encuentra el valor del flujo másico del aceite.

$$\dot{m}_{aceite} = \frac{16.3 \frac{KJ}{s}}{2.034 \frac{KJ}{kg \times K} \times 11.78 K}$$

$$\rightarrow \dot{m}_{aceite} = 0.7 \frac{kg}{s}$$

Se resume los parámetros encontrados para cada fluido de la siguiente manera.

Para el agua fría, tenemos:

Calor específico a presión constante (C_p).

$$C_p = 4.19 \frac{KJ}{kg \times K}$$

Flujo másico (\dot{m}_{agua})

$$\dot{m}_{agua} = 0.5 \frac{kg}{s}$$

Temperaturas de entrada y salida del agua fría al intercambiador de calor ($T_{agua\ ent}$, $T_{agua\ sal}$)

$$T_{agua\ ent} = 12.22 \text{ } ^\circ C = 285.22 K$$

$$T_{agua\ sal} = 20 \text{ } ^\circ C = 293 K$$

Para el aceite caliente, tenemos:

Calor específico a presión constante (C_p).

$$C_p = 2.034 \frac{KJ}{kg \times K}$$

Flujo másico (\dot{m}_{aceite})

$$\dot{m}_{aceite} = 0.7 \frac{kg}{s}$$

Temperaturas de entrada y salida del aceite caliente al intercambiador de calor ($T_{ace\ ent}$, $T_{ace\ sal}$)

$$T_{ace\ ent} = 56.78\ ^\circ C = 329.78\ K$$

$$T_{ace\ sal} = 45\ ^\circ C = 318\ K$$

4.1.3. Diseño térmico

Según este diseño, el aceite caliente circulará por el espacio anular entre los tubos con la carcasa, es decir, por el lado de la carcasa, en cambio, el agua fría circulará por los tubos, la configuración del recorrido de los fluidos será contraflujo, debido a que mientras la temperatura del aceite disminuye en su recorrido por el intercambiador de calor a tal punto que su temperatura de salida no debe ser menor a la temperatura de entrada del agua fría y viceversa.

✓ Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LTDM)

Se conoce que cada fluido presenta una temperatura, por este procedimiento, se realiza un balance de temperaturas, es decir, mientras que un fluido aumenta su temperatura, se tiene otra temperatura del fluido que disminuirá.

Luego, vamos a calcular la diferencia de temperatura media logarítmica (LTDM). De la ecuación (2).

$$LTDM = \Delta T_{ml}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Para el caso de intercambiadores de calor a contraflujo, se tiene:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

Estos valores se explican a continuación:

$T_{h,ent}$: es la temperatura de entrada del fluido caliente, en este caso, sería la temperatura de entrada del aceite caliente.

$T_{h,sal}$: es la temperatura de salida del fluido caliente, en este caso, sería la temperatura de salida del aceite caliente.

$T_{c,ent}$: es la temperatura de entrada del fluido frío, en este caso, sería la temperatura de entrada del agua fría.

$T_{c,sal}$: es la temperatura de salida del fluido frío, en este caso, sería la temperatura de salida del agua fría.

Indicando los valores encontrados y comparando, pasamos hallar el valor de LTDM.

$$T_{h,ent} = 56.78^\circ C = 329.78 K$$

$$T_{h,sal} = 45^\circ = 318 K$$

$$T_{c,ent} = 12.22^\circ C = 285.22 K$$

$$T_{c,sal} = 20^\circ = 293 K$$

Reemplazando en la fórmula para calcular el valor de LTDM (ΔT_{ml})

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,ent} - T_{c,sal}) - (T_{h,sal} - T_{c,ent})}{\ln\left(\frac{T_{h,ent} - T_{c,sal}}{T_{h,sal} - T_{c,ent}}\right)}$$

$$\rightarrow \Delta T_{ml} = \frac{(329.78 - 293) - (318 - 285.22)}{\ln\left(\frac{329.78 - 293}{318 - 285.22}\right)}$$

$$\rightarrow \Delta T_{ml} = 34.74 \text{ K}$$

Dado que el intercambiador de calor de carcasa y tubos será diseñado de manera tal que el aceite circule una vez por la carcasa y el agua haga lo mismo dos veces por los tubos, en otras palabras, el intercambiador de calor tendrá la disposición de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos; por lo tanto, se halla el factor de corrección, F, y así tener una nueva diferencia de temperatura media logarítmica, según la ecuación (3):

$$\Delta T_{ln} = F \times \Delta T_{ml}$$

El factor, F, se determina en base de los valores P y R, para los cuales se emplean la siguiente fórmula:

$$P = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}}$$

$$R = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{c,sal} - T_{c,ent}} = \frac{(\dot{m} \times C_p)_{\text{lado de tubos}}}{(\dot{m} \times C_p)_{\text{lado de carcasa}}}$$

Reemplazando los valores dados, se tiene:

$$P = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = \frac{293 \text{ K} - 285.22 \text{ K}}{329.78 \text{ K} - 285.22 \text{ K}}$$

$$\rightarrow P = 0.2$$

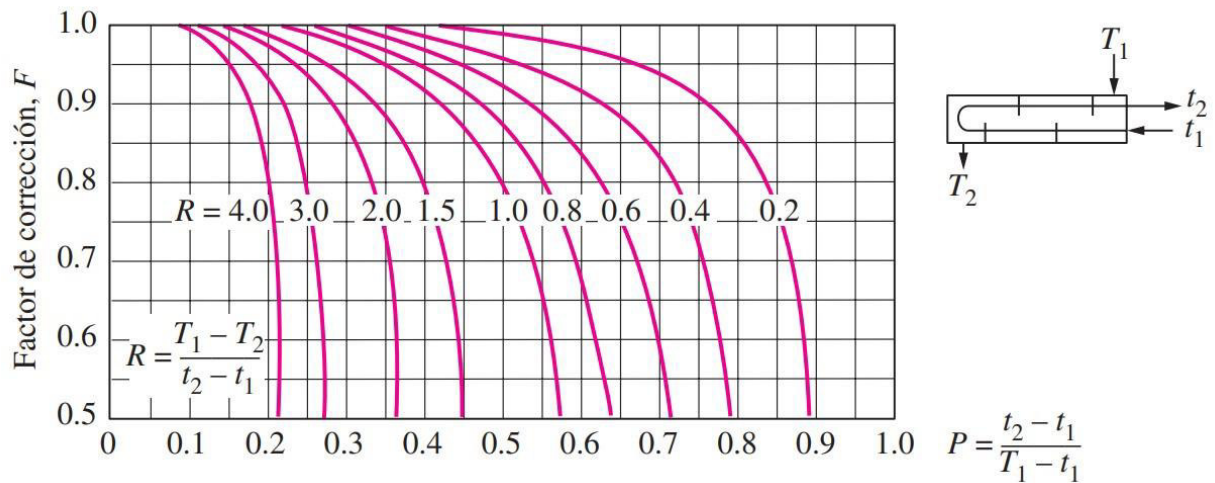
$$R = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{c,sal} - T_{c,ent}} = \frac{329.78 \text{ K} - 318 \text{ K}}{293 \text{ K} - 285.22 \text{ K}}$$

$$\rightarrow R = 1.5$$

Dado que se diseña un intercambiador de calor de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, se procede a calcular el valor del factor de corrección, F, a partir del siguiente gráfico:

Figura 8

Diagrama de factor de corrección F para intercambiadores de calor de carcasa y tubos de flujo cruzado.



Fuente. Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones. (Yunus Cengel, 4ta edición)

Del gráfico se tiene que el valor de F, aproximadamente es:

$$F=0.98$$

De esta manera, se calcula el valor de LMTD corregido (ΔT_{ln}).

$$\Delta T_{ln} = \Delta T_{ml} \times F$$

$$\rightarrow \Delta T_{ln} = (34.74 \text{ K}) \times 0.98$$

$$\rightarrow \Delta T_{ln} = 34 \text{ K}$$

Luego, se diseña el intercambiador de calor de carcasa y tubos, primero se empieza por las dimensiones de los tubos.

✓ Tubos:

El diámetro externo (d_o):

$$d_o = 20 \text{ mm.}$$

El diámetro interno (d_i):

$$d_i = 15 \text{ mm.}$$

Carcasa:

Para encontrar el diámetro externo e interno de la carcasa, existen dos maneras, uno es según los gráficos, como planos del intercambiador de calor, opción que no es viable, dada la carencia, y la otra forma es gracias a la siguiente tabla, de las cuales, se clasifican en dos, una es para cabezales fijos y otro para cabezales flotantes, dado el diseño del presente intercambiador de calor de carcasa y tubos, se elige para cabezales fijos.

Tabla 20*Dimensiones del diámetro interno de la carcasa para cabezales fijos*

Diámetro nominal de la coraza mm	Diámetro externo de la coraza mm	Espesor de la pared de la coraza Mm			Diámetro interno de la coraza (D _s) mm		
		Acero al carbono		Acero inoxidable	Acero al carbono		Acero inoxidable
		Tubo soldado	Coraza rolada		Tubo soldado	Coraza rolada	
150	168	4.5		4	159.0		160
200	219	5.9		4	207.2		211
250	273	6.3		4	260.4		265
300	324	7.1		4	309.8		316
350	355	8.0	6	4	339.0	343	347
400	406	8.8	6	4	388.4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1000	1000		10	6		980	988
1100	1100		12	7		1076	1086
1200	1200		12	7		1176	1186

Fuente. Heat Exchanger, design handbook (Hewitt G.F.)

De la tabla, se elige un diámetro nominal igual a 400 mm., el material de la carcasa del intercambiador de calor a diseñar será de acero inoxidable, para ello, se obtiene un diámetro interno de la carcasa igual a 398 mm.

$$\rightarrow D_s = 398 \text{ mm.}$$

✓ Coeficiente global de transferencia de calor

Primero se halla los parámetros para el agua fría a 12.22 °C.

Número de Reynolds

De la ecuación (12):

$$Re_{ag} = \frac{\rho_{ag} \times v_{ag} \times D_i}{\mu_{ag}}$$

La velocidad del agua fría, se halla usando la ecuación (6).

$$v_{ag} = \frac{\dot{m}_{ag}}{S \times \rho_{ag}}$$

La densidad del agua a 12.22 °C es 999.43 kg/m³ y S, es el área por donde circula el agua, de diámetro interno 15 mm.

$$v_{ag} = \frac{0.5 \text{ kg/s}}{\frac{\pi}{4} \times 0.015^2 \text{ m}^2 \times 999.43 \text{ kg/m}^3}$$

$$v_{ag} = 2.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Luego el número de Reynolds del agua fría con viscosidad dinámica de 1.4626x10⁻³ kg/(mxs), es:

$$Re_{ag} = \frac{999.43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.8 \text{ m/s} \times 0.015 \text{ m}}{1.4626 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{s}}}$$

$$Re_{ag} = 28699.62$$

✓ Cálculo del número de Prandtl para el agua fría. De la ecuación (11):

$$Pr_{ag} = \frac{Cp_{ag} \times \mu_{ag}}{k_{ag}}$$

$$Pr_{ag} = \frac{4.19 \times 10^3 \frac{J}{kg \times K} \times 1.4626 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \times s}}{0.584 \frac{W}{m \times K}}$$

$$Pr_{ag} = 10$$

✓ Cálculo del número de Nusselt

Dado que el agua fría se calienta a su paso por los tubos, se emplea la ecuación (7).

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 \times 28699.62^{0.8} \times 10^{0.4}$$

$$Nu = 212.83$$

Cálculo del coeficiente de convección de los tubos. De la ecuación (13):

$$h_i = k \times \frac{Nu_t}{D_i}$$

$$h_i = 0.584 \frac{W}{m \times K} \times \frac{212.83}{0.015 m}$$

$$h_i = 8286.2 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Luego se halla los parámetros para el aceite a 56.78 °C

Número de Reynolds

Se usa la ecuación (12):

$$Re = \frac{\frac{\dot{m}_s}{A_s} \times D_e}{\mu}$$

✓ Diámetro equivalente.

Se usa la ecuación (21):

$$D_e = \frac{4 \times \left(P_T^2 - \frac{\pi}{4} \times d_o^2 \right)}{\pi \times d_o}$$

Para el valor de la separación entre los tubos, P_T , se interpola según la tabla, para diámetro externo de 20 mm.

Tabla 21

Separación entre los tubos

Diámetro externo, d_o (mm)	Distancia mínima, P_{Tmin} (mm)
19.05	25.4
20	P_T
25.4	31.75

$$\frac{20 - 19.05}{25.4 - 19.05} = \frac{P_{Tmin} - 25.4}{31.75 - 25.4}$$

$$P_{Tmin} = 26.35 \text{ mm.}$$

Tomando el valor de la distancia entre los tubos, para un diseño didáctico se elige 30 mm.

$$P_T = 30 \text{ mm.}$$

La distancia entre los baffles, B , según la teoría, se toma como 0.5 veces el diámetro interno de la carcasa.

$$B = 0.5 \times D_s = 0.5 \times 398 \text{ mm}$$

$$B = 199 \text{ mm.}$$

Se halla el área del flujo transversal, A_s . Se emplea la ecuación (23):

$$A_s = \left(D_s - \frac{D_s}{P_T} \times d_o \right) \times B$$

$$A_s = \left(398 - \frac{398}{30} \times 20 \right) \times 199$$

$$A_s = 26400.67 \text{ mm}^2 = 0.0264 \text{ m}^2$$

Luego se halla el diámetro equivalente. Gracias a la ecuación (21):

$$D_e = \frac{4 \times \left(P_T^2 - \frac{\pi}{4} \times d_o^2 \right)}{\pi \times d_o} = \frac{4 \times \left(30^2 - \frac{\pi}{4} \times 20^2 \right)}{\pi \times 20}$$

$$D_e = 37.3 \text{ mm}$$

Finalmente hallamos el número de Reynolds del aceite, se conoce el flujo másico del aceite es

0.7 kg/s, que es igual 700 mm/s y la viscosidad del aceite es $0.09713 \frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{seg}}$, que es igual

$0.09713 \times 10^{-3} \text{ kg}/(\text{mmxs})$

$$Re_{ac} = \frac{\frac{\dot{m}_s}{A_s} \times D_e}{\mu}$$

$$Re_{ac} = \frac{\frac{0.7 \text{ kg/s}}{26400.67 \text{ mm}^2} \times 37.3 \text{ mm}}{0.09713 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mm} \times \text{seg}}}$$

$$Re_{ac} = 10.2$$

✓ Número de Prandtl del aceite (Pr_{ac})

Se utiliza la ecuación (11):

$$Pr_{ac} = \frac{Cp_{ac} \times \mu_{ac}}{k_{ac}}$$

Se conoce el calor específico a presión constante del aceite $2.034 \frac{kJ}{kg, K}$ y el valor de k es

$$0.1410 \frac{W}{m \times K}$$

$$Pr_{ac} = \frac{2034 \frac{J}{Kg \times K} \times 0.09713 \frac{kg}{m \times seg}}{0.1410 \frac{W}{m \times K}}$$

$$Pr_{ac} = 1401.2$$

Luego se halla el coeficiente de convección en la carcasa (h_o). Se usa la ecuación (20):

$$h_o = 0.36 \times \frac{k}{D_e} \times Re_{ac}^{0.55} \times Pr_{ac}^{1/3}$$

$$h_o = 0.36 \times \frac{0.141 \frac{W}{m \times K}}{37.3 \times 10^{-3} m} \times 10.2^{0.55} \times 1401.2^{1/3}$$

$$h_o = 54.6 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Ahora, se halla el coeficiente global de transferencia de calor, con ensuciamiento y sin ensuciamiento.

✓ Valor de U sin ensuciamiento.

De la ecuación (14).

$$U_L = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{d_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k} + \frac{1}{h_s}}$$

$$U_L = \frac{1}{\frac{20 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} \times \frac{1}{8286.2 \frac{W}{m^2 \times K}} + \frac{20 \times 10^{-3} m \times \ln\left(\frac{20}{15}\right)}{2 \times 310 \frac{W}{m \times K}} + \frac{1}{54.6 \frac{W}{m^2 \times K}}}$$

$$U_L = 54.1 \frac{W}{m^2 \times K}$$

✓ Valor de U con ensuciamiento.

De la ecuación (15).(15)

$$U_S = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{d_o}{d_i} \times R_{fi} + \frac{d_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k} + R_{fs} + \frac{1}{h_s}}$$

U_S

$$= \frac{1}{\frac{20}{15} \times \frac{1}{8286.2 \frac{W}{m^2 \times K}} + \frac{20}{15} \times 0.001 \frac{m^2 \times K}{W} + \frac{20 \times 10^{-3} m \times \ln\left(\frac{20}{15}\right)}{2 \times 310 \frac{W}{m \times K}} + 0.0001 \frac{m^2 \times K}{W} + \frac{1}{54.6 \frac{W}{m^2 \times K}}}$$

$$U_S = 50.2 \frac{W}{m^2 \times K}$$

Se observa que U_S es menor que U_L , así, se cumple la teoría. Se elige el valor de U_S como el coeficiente de transferencia de calor corregido.

$$U_i = U_S = 50.2 \frac{W}{m^2 \times K}$$

✓ Longitud de tubos corregida.

De la ecuación (17).

$$L_i = \frac{\dot{Q}_i}{\pi \times D_i \times U_i \times \Delta T_{ln}}$$

El flujo de calor transferido, \dot{Q}_i . De la ecuación (1).

$$\dot{Q}_i = U_i \times A_s \times \Delta T_{ln}$$

$$\dot{Q}_i = 50.2 \frac{W}{m^2 \times K} \times 26400.67 \text{ mm}^2 \times 10^{-6} \frac{m^2}{mm^2} \times 34 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_i = 45.1 \frac{J}{s}$$

De esta manera, la longitud corregida es:

$$L_i = \frac{45.1 \frac{J}{s}}{\pi \times 15 \times 10^{-3} m \times 50.2 \frac{W}{m^2 \times K} \times 34 \text{ K}}$$

$$L_i = 0.56 \text{ m} = 560 \text{ mm}$$

Luego, la cantidad de baffles en el intercambiador de calor, N_b , de la ecuación (18).

$$N_b = \frac{L_i}{B} - 1 = \frac{560 \text{ mm}}{199 \text{ mm}} - 1 = 1.8$$

Para fines didácticos se toma como cantidad de baffles igual a 2.

$$\rightarrow N_b = 2$$

Se halla la cantidad de tubos en la carcasa. Usando la tabla planteada en el marco teórico. Se toma como 2 el número de pasos. Se procede a interpolar.

Tabla 22*Número de tubos en la carcasa*

Diámetro interno de la carcasa (mm)	Número de tubos
387	107
398	N_t
438	144

Nota. Se halla para un diámetro interno de 398 mm. Fuente. Heat Exchanger design handbook (Hewitt)

$$\frac{398 - 387}{438 - 387} = \frac{N_t - 107}{144 - 107}$$

$$N_t = 115 \text{ tubos}$$

4.1.4. Diseño hidráulico

En esta sección se enfocará en la caída de presión que experimentan los fluidos y resguardar que estos valores se encuentren dentro de los rangos de tolerancia para la adecuada operación del intercambiador de calor.

- ✓ Caída de presión en los tubos (ΔP_T)

Se emplea la ecuación (25).

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_t = \frac{f \times n \times L_i \times G^2}{7.5 \times 10^{12} \times D_i \times s \times \varphi}$$

- ✓ El factor de fricción de Darcy, f .

Gracias a la ecuación (26).

$$f = 0.4137 \times Re_{ag}^{-0.2585}$$

$$f = 0.4137 \times 28699.62^{-0.2585}$$

$$f = 0.03$$

✓ Flujo másico del agua por unidad de superficie, G.

De la ecuación (27):

$$G = \frac{\dot{m}_{ag} \times \left(\frac{n}{N_t}\right)}{\frac{\pi}{4} \times D_i^2} = \frac{28699.62 \frac{kg}{s} \times \left(\frac{2}{115}\right)}{\frac{\pi}{4} \times 15^2 mm^2}$$

$$G = 2.82 \frac{kg}{mm^2 \times s}$$

Luego, la caída de presión en los tubos es.

$$\Delta P_T = \frac{f \times n \times L_i \times G^2}{7.5 \times 10^{12} \times D_i \times s \times \varphi}$$

$$\Delta P_T = \frac{0.03 \times 2 \times 560 \text{ mm} \times 2.82^2 \frac{kg^2}{mm^4 \times s^2}}{5.22 \times 10^{10} \times 15 \text{ mm} \times \frac{997.43 \frac{kg}{m^3}}{1000} \times 1}$$

$$\Delta P_T = 3.42 \times 10^{-10} \frac{kg \times kg \times \frac{m}{m}}{mm^4 \times s^2 \times \frac{1m^4}{10^{12}mm^4}} = 342 \frac{kg \times \frac{m}{s^2}}{m \times m^4} = 342 \frac{kg \times N}{m^3 \times m^2 \times \frac{kg}{m^3}}$$

$$\Delta P_T = 342 \text{ Pa}$$

✓ Caída de presión en la carcasa (ΔP_S).

De la ecuación (28):

$$\Delta P_S = f \times \left[\frac{D_s \times (N_b + 1)}{D_e} \right] \times \frac{G_s^2}{5.22 \times 10^{10} \times s \times \varphi}$$

- ✓ Flujo másico del aceite por unidad de superficie, G_s .

De la ecuación (29):

$$G_s = \frac{\dot{m}_{ac}}{\frac{\pi}{4} \times D_n^2}$$

$$G_s = \frac{0.7 \frac{kg}{s}}{\frac{\pi}{4} \times 70^2 mm^2 \times \frac{1m^2}{10^6 mm^2}} = 181.9 \frac{kg}{m^2 \times s}$$

Luego la caída de presión en la carcasa.

$$\Delta P_s = 0.03 \times \left[\frac{398 mm \times (2 + 1)}{37.3 mm} \right] \times \frac{181.9^2 \frac{kg^2}{m^4 \times s^2}}{5.22 \times 10^{10} \times \frac{865.8481 \frac{kg}{m^3}}{885} \times 1}$$

$$\Delta P_s = 6.22 \times 10^{-7} \frac{kg}{m \times s^2} = 6.22 \times 10^{-7} Pa$$

- ✓ Caída de presión total (ΔP)

De la ecuación (30):

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_s$$

$$\Delta P = 342 Pa + 6.22 \times 10^{-7} Pa$$

$$\Delta P = 342 Pa$$

4.1.5. Diseño mecánico

En este tipo de diseño se definen los tipos de materiales de cada componente del intercambiador de calor de carcasa y tubos. Para fabricar el intercambiador de calor se puede usar una variedad de materiales, estos dependen de los parámetros de trabajo, como temperatura del

fluido, las presiones internas, flujos másicos, así como factores de tamaño o peso; a su vez, depende del motivo por el cual se usará el equipo.

Ahora, se describen los materiales, mayormente utilizados en la fabricación, que pertenece a la estructura del intercambiador de calor.

- Acero al carbono

“Este material viene a ser una aleación de carbono y hierro, teniendo el primero un porcentaje entre el 0.05% y 2%, por otro lado, contiene elementos como el níquel, magnesio, cromo, azufre, silicio, entre otros. El tipo de material depende de su aplicación. Por otro lado, un incremento del contenido de carbono en el acero, conlleva a elevar, este último, la resistencia a la tracción, no obstante, el índice de fragilidad en frío aumenta, lo que produce una disminución de la tenacidad y ductilidad, además aumenta la resistencia a la corrosión.” (Cruz, 2014, pág. 28)

- Acero inoxidable

“Son una presentación de aleaciones, conformadas primordialmente de una base de hierro con un cierto porcentaje de 12 a 30% de cromo, 0% a 22% de níquel, y los demás elementos, como molibdeno, tantalio, selenio, en menor cantidad. Presentan una alta resistencia a la corrosión gracias a que los demás elementos forman una película, lo cual conlleva a dejar, un espacio, protegida a reacciones químicas. Tienen una alta resistencia mecánica, como mínimo dos veces que al del acero al carbono. Por otro lado, con este material se resiste temperaturas elevadas y criogénicas; se pueden moldear, fácilmente, en una gran variedad de productos, sin embargo, es necesario emplear un tratamiento térmico dado que se maneja varios elementos, este proceso se realiza con el fin de mejorar sus propiedades y elevando lo costos.” (Cruz, 2014, pág. 28)

Existen tres grupos de aleaciones de acero inoxidable:

“Aceros inoxidables martensíticos: Presentan entre un 12% y 20% de cromo, además de tener elevada dureza, gracias al contenido de carbono entre 0.2% y 1.2%. Como ejemplos, se emplea en la fabricación de cuchillos y herramientas quirúrgicas.” (Cruz, 2014, pág. 28)

“Acero inoxidable ferríticos: Poseen entre un 15% y 30% de cromo y un bajo contenido de carbono, es decir, 0.1%, tienen buena ductilidad y resistencia a la corrosión. Como ejemplo, se emplea en las obras arquitectónicas.” (Cruz, 2014, pág. 29)

“Acero inoxidable austeníticos: Contiene entre un 16% y 26% de cromo y entre un 8% y 22% de níquel con presencia máxima de carbono de 0.08%. Este tipo de acero inoxidable son los de mejor resistencia a corrosión y con excelentes propiedades mecánicas.” (Cruz, 2014, pág. 29)

- Aluminio

“Es aquel metal no ferroso y muy ligero. Dadas sus excelentes características físicas, como la conductividad térmica y eléctrica, es uno de los elementos más empleados después del acero inoxidable. Gracias a sus propiedades mecánicas, como ductilidad y maleabilidad, se le considera de fácil mecanizado. Además, es un material altamente resistente a la corrosión, a condiciones ambientales, cuando trabaja en diferentes fluidos, vapores y ácidos. Sin embargo, al someterse a cambios bruscos de temperatura, pierde resistencia mecánica, por ello, es recomendable usar aleaciones con otros metales para mejorar sus propiedades.” (Cruz, 2014, pág. 29)

- Cobre

“Este metal es de color rojizo brillante, al igual que el aluminio, tiene una excelente conductividad térmica y eléctrica, siendo superado solo por la plata. Es el elemento más usado en la industria, bajo las aleaciones de latón y bronce, utilizados mayormente para la conducción de calor y electricidad. A bajas temperaturas, el cobre presenta excelentes propiedades térmicas,

siendo su temperatura límite de trabajo 200°C, al exceder este valor, el cobre pierde resistencia mecánica, tiene buena soldabilidad y resistente a la oxidación, en condiciones ambientales.”

(Cruz, 2014, pág. 29)

En la siguiente tabla, se muestra algunos atributos de los materiales que son importantes para la fabricación de intercambiador de calor.

Tabla 23

Propiedades de materiales para la fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos

Propiedades	Acero al Carbono		Acero Inoxidable		Aluminio 6061	Cobre B-88
	ASTM A53	ASTM A106	AISI 304	AISI 316		
Conductividad térmica a 20°C (W/m °C)	47	52	15	15	200	338
Densidad (kg/m ³)	7850	7830	7930	7960	2740	7160
Coefficiente de expansión térmica a 20°C (°C-1)	15x10-6	15x10-6	18x10-6	18x10-6	23x10-6	17x10-6
Temperatura de fusión (°C)	1200	1250	1450	1400	657	955
Resistencia a la tensión a 20°C (Mpa)	330	400	460	460	214	303
Resistencia a la corrosión	Baja	Baja	Alta	Alta	Alta	Media

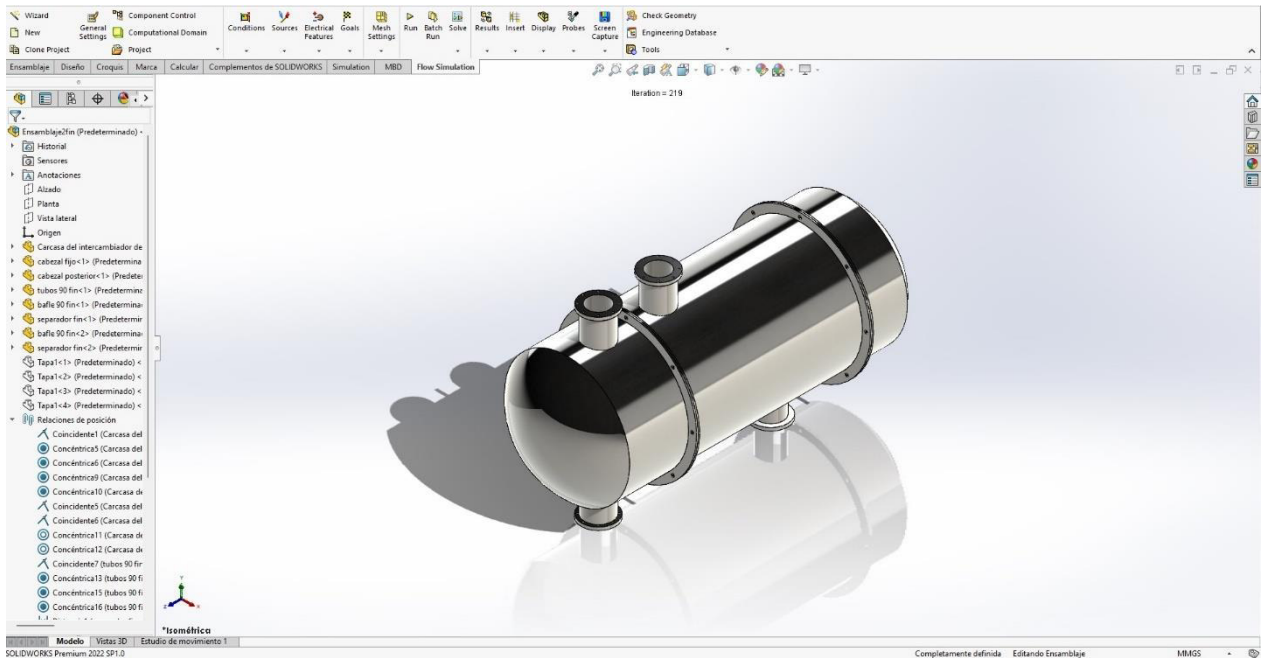
Fuente: J. Holman, Transferencia de Calor 8va ed., Madrid, McGraw Hill, 1998.

Por lo descrito, el material de los tubos será de cobre al igual que los baffles, por último, la carcasa se fabricará de acero inoxidable con bajo nivel de carbono al igual que los dos cabezales y los separadores de fluidos. Además, las boquillas de los cabezales y de la carcasa será de acero inoxidable.

De aquí en adelante se presentan imágenes del diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos, llevado a cabo en SolidWorks.

Figura 9

Vista isométrica del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

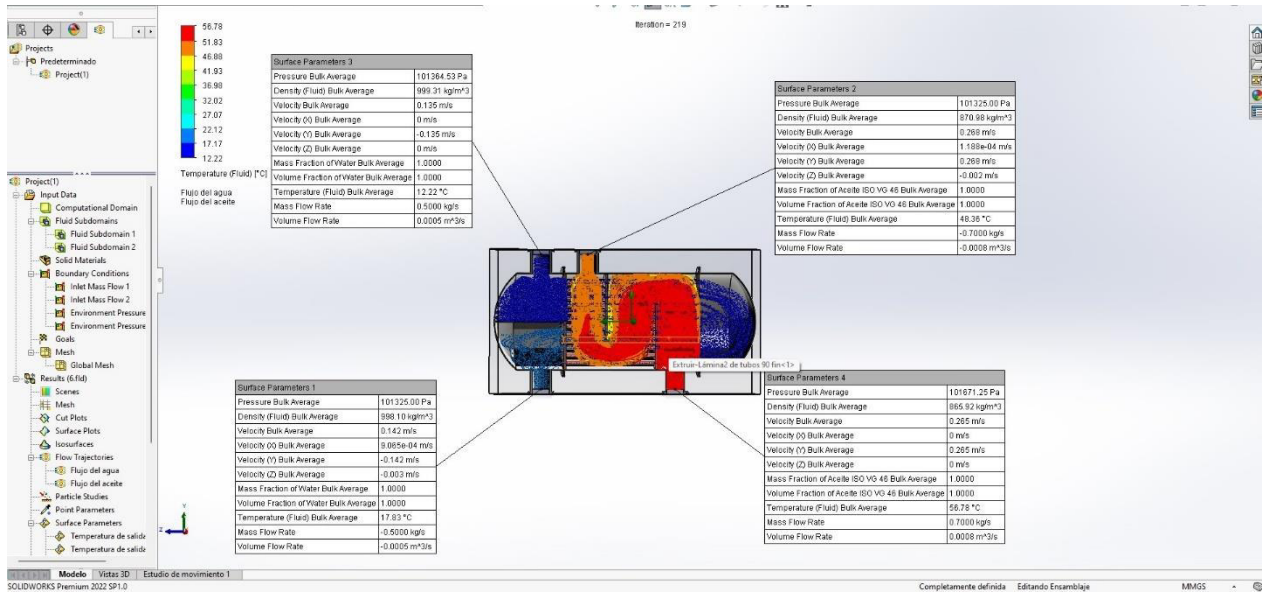


Fuente: Propia.

Además, se muestran los resultados obtenidos luego de la simulación, en SolidWorks, del intercambiador de calor de carcasa y tubos. Cabe destacar, que la malla por defecto en la sección de simulación del flujo es cuadrangular y el software realizó 219 iteraciones. Las dimensiones del intercambiador de calor se pueden ver en el anexo 8.

Figura 10

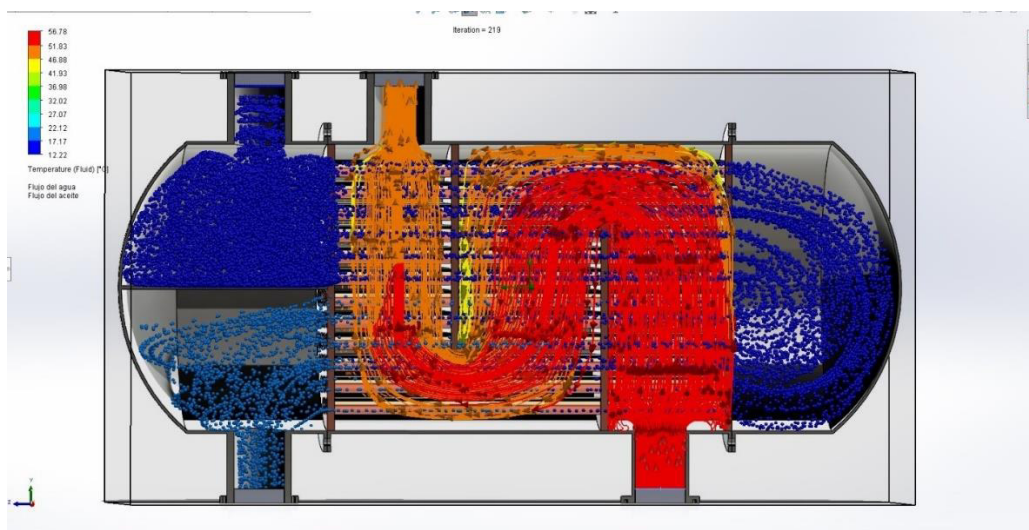
Parámetros de entrada y salida de los fluidos trabajados.



Fuente propia.

Figura 11

Comportamiento del flujo de agua fría y aceite caliente en el intercambiador de calor de carcasa y tubos.



Fuente propia.

Según los valores obtenidos en la simulación, se tiene lo siguiente:

La temperatura de salida del agua fría es 17.83°C , es decir, 290.83 K y del aceite caliente es de 48.36°C , es decir, 321.36 K , ambas temperaturas son en promedio. Este resultado nos demuestra que lo planteado si es viable, además de cumplir con lo establecido en la teoría, trabajando el cojinete entre 40 y 50°C . Todo el diseño fue realizado en SolidWorks.

4.2. Toma de decisiones

En base a lo hallado en el subcapítulo: Presentación, análisis e interpretación de resultados, se toman las siguientes medidas para el adecuado funcionamiento del sistema de lubricación del cojinete de empuje.

- Implementar en el diseño del sistema de lubricación un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, denominado, según la norma TEMA como intercambiador de calor de carcasa tipo BEM. Por otro lado, el flujo masico del agua es de 0.5 kg/s y del aceite es 0.7 kg/s .
- Cotizar el nuevo intercambiador de calor con las distintas empresas proveedoras de estos equipos.
- Colocar una nueva red de tuberías que van conectados al intercambiador de calor de carcasa y tubos.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En base a la investigación realizada, se tienen las siguientes conclusiones:

- ✓ El dispositivo de alivio que se diseñó, es el intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, denominado, de acuerdo a la norma TEMA, tipo BEM, es decir de un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, dado la relación entre el diámetro interno de la carcasa y la cantidad de pasos en los tubos; para diseñar el intercambiador de calor, según lo planteado, se tiene un diámetro interno de la carcasa de 398 mm. y el número de pasos máximo en los tubos es de 2. Asimismo, este intercambiador de calor se ubicará en un ambiente abierto, dada su longitud de aproximadamente 1 m de largo.
- ✓ Con el nuevo diseño que se realizó, se plantea colocar un segundo serpentín, por donde circule agua fría a 12.22°C, que proviene del chiller, el mismo que disminuirá la temperatura del aceite, que es de 56.78 °C, produciendo otra corriente de aceite, que circule por el intercambiador de calor de carcasa y tubos, cuya temperatura de salida es 48.36 °C, según el diseño en SolidWorks, de esta manera, la temperatura óptima de trabajo del cojinete es entre 40 y 50 °C, cumpliendo con lo establecido.
- ✓ Según lo diseñado en SolidWorks, las temperaturas de salida obtenida son, para el agua 17.83 °C y para el aceite, se obtuvo 48.36°C, alcanzando lo deseado, sin embargo, según lo propuesto la temperatura del aceite es 45 °C y del agua es 20 °C. Utilizando la ecuación (4), se concluye que con los valores de temperaturas de salida brindados por el SolidWorks se obtiene un diferencia de temperatura de agua y aceite iguales a 5.61 °C y 8.42 °C, respectivamente, estos valores comparados con las diferencias de temperatura propuestas en la monografía, 7.78 °C para el agua y 16.78 °C para el aceite, se concluye que se produce una menor velocidad de transferencia de

calor, con los datos proporcionados por el software, por consiguiente una menor razón de transferencia de calor.

Asimismo, paso a citar las siguientes recomendaciones:

- ✓ Realizar de manera periódica el mantenimiento del extractor de vapor de aceite, no solo del cojinete de empuje, sino del extractor de vapor del cojinete guía superior.
- ✓ Llevar a cabo un mantenimiento predictivo, como es el caso de una inspección de la calidad del aceite hidráulico con el que trabaja la turbina Francis, y un monitoreo del nivel de impureza de acuerdo a norma ISO 4406.
- ✓ Colocar nuevos sensores a los alrededores de la cuba de aceite para tener nuevos valores de temperatura del aceite en dicha cuba.
- ✓ Realizar un mantenimiento preventivo del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

6. BIBLIOGRAFIA

- Barcamp, A. (s.f.). *Diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para sistema propanol-agua*. Obtenido de DOCUMENTO 1: MEMORIA Y ANEXOS:
https://www.academia.edu/42996932/Dise%C3%B1o_de_un_intercambiador_de_calor_de_carcasa_y_tubos_para_sistema_propanol_agua
- Bhushan, B. (2013). *INTRODUCTION TO TRIBOLOGY*. John Willey & Sons.
- Burbano Rojas, S. P. (2014). *DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS*. Obtenido de
<https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/719/Diseno%20de%20un%20modulo%20de%20intercambiador%20de%20calor%20de%20coraza%20y%20tubos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa-Fundamentos y Aplicaciones, 4ta edición*. McGraw Hill.
- CJC. (s.f.). *GUIA DEL ACEITE LIMPIO*. Obtenido de La importancia del mantenimiento del aceite:
https://www.cjc.dk/fileadmin/root/File_Admin_Filter/doc_Brochures/Spanish/Guia_del_Aceite_Limpio_ES.pdf
- Cruz, E. F. (2014). *Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los Laboratorios de Termofluidos de la Universidad de Santo Tomás*. Obtenido de
Diseño y fabricación de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para los Laboratorios de Termofluidos de la Universidad de Santo Tomás:
<https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/2863/Guillenedinson2015.pdf>

Díaz, O. M. (Marzo de 2018). *Archibo digital UPM*. Obtenido de Diseño de un intercambiador de calor de tubos y carcasa (1-2) para una planta química asociada a una fundición pirometalúrgica: https://oa.upm.es/52916/1/TFG_Oscar_Marino_Diaz.pdf

ELECTRICIDAD, C. F. (Junio de 2015). *TURBINA HIDRAULICA TIPO FRANCIS DE EJE VERTICAL*. Obtenido de <https://lapem.cfe.gob.mx/normas/pdfs/u/W8300-11.pdf>

Galviz Díaz, A., & Pacheco Zuñiga, D. D. (2014). *Repositorio Institucional Universidad de San Buenaventura*. Obtenido de Diseño de un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen de refinación en la unidad de destilación combinada de la refinería de Cartagena (RCSA): <https://bibliotecadigital.usb.edu.co/server/api/core/bitstreams/26ac4643-198d-46c7-b03d-0541bcfe0d03/content>

González, M. A. (s.f.). *UNIDAD N° 4 INTERCAMBIADORES DE CALOR*. Obtenido de <https://operacionesunitarias1.files.wordpress.com/2011/07/unidad-iv-intercambiadores-de-calor.pdf>

Hewitt, G., Schlunder, E., Bell, K., Chisholm, D., Schmidt, F., Spalding, D., . . . Gnielinski, V. (1976). *HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK*. United States of America: Hemisphere Publishing Corporation.

JENSEN, C. C. (s.f.). *Aceite de control y lubricante de la turbina hidráulica*. Obtenido de <https://www.cjc.dk/es/soluciones-para-sistemas/energia/aceite-de-control-y-lubricante-de-la-turbina-hidraulica/>

Llangarí Lliguín, V. P., & Solís Sánchez, G. E. (2012). *"DISEÑO TÉRMICO E HIDRÁULICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS"*. Obtenido de "DISEÑO

TÉRMICO E HIDRÁULICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS":

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2355/1/15T00517.pdf>

MURRIETA, C. Y. (Marzo de 2015). *Universidad Veracruzana Repositorio Institucional*.

Obtenido de Estudio de fricción y desgaste de un cojinete combinado para proponer mejoras de eficiencia energética de una turbina hidráulica:

<https://cdigital.uv.mx/bitstream/handle/123456789/41978/RojasMurrietaCarmen.pdf?sequence=2&isAllowed=y>

Rojas, S. P. (2014). *UNIVERSIDAD SANTO TOMAS Primer Claustro Universitario de*

Colombia. Obtenido de DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS:

<https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/719/Diseno%20de%20un%20modulo%20de%20intercambiador%20de%20calor%20de%20coraza%20y%20tubos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

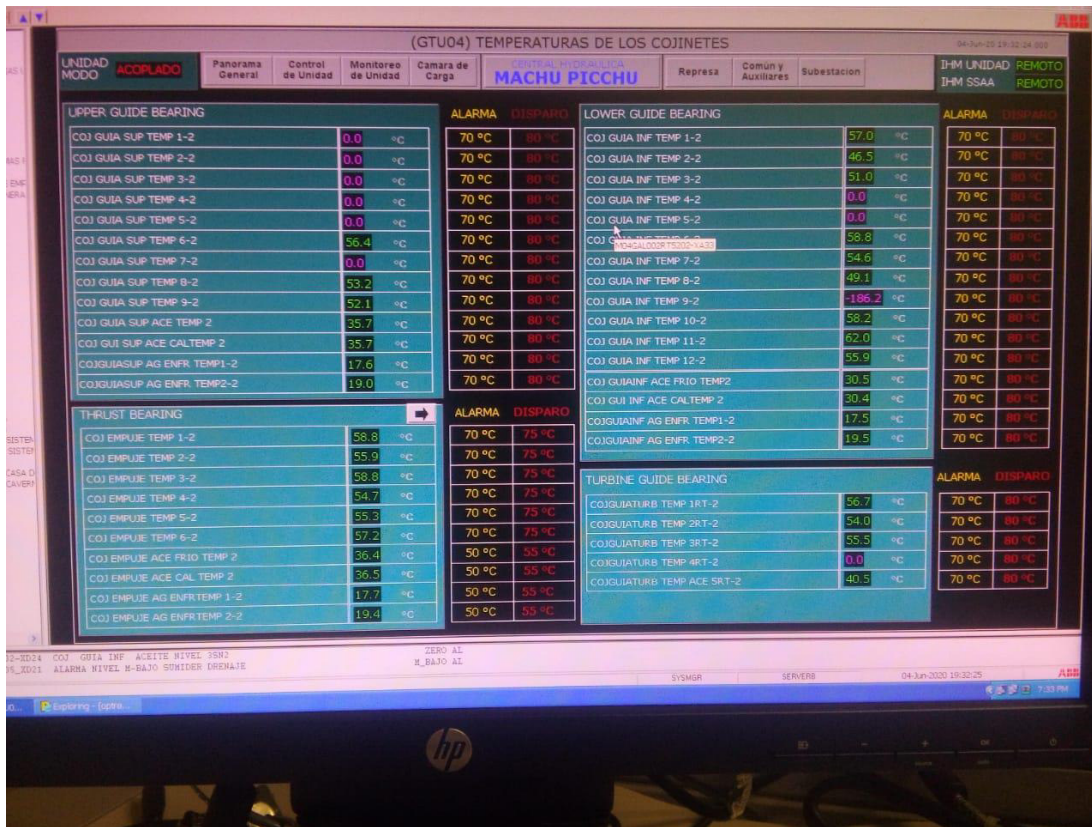
Terradillos, J., & Ciria, J. I. (s.f.). *Lubrication management IK4-TEKNIKER*. Obtenido de Todo sobre la lubricación de las turbinas y su mantenimiento a través del análisis del aceite:

https://lubrication-management.com/wp-content/uploads/sites/3/2014/07/An%C3%A1lisis_aceite_turbinas_ES.pdf

7. ANEXOS Y OTROS

7.1. Anexo 1

Mediciones de temperaturas de los sensores localizados alrededor de la cuba de aceite, expresados en grados centígrados.



7.3. Anexo 3

Plano del sistema de ventilación y climatización.

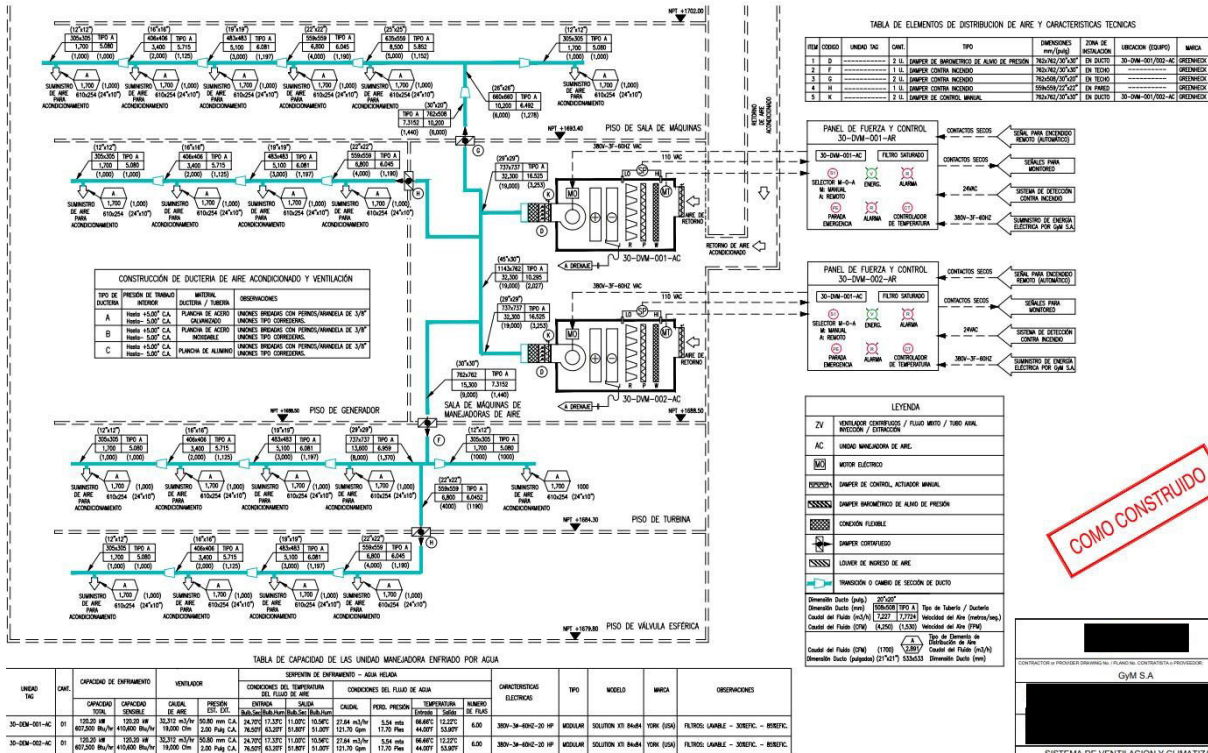


TABLA DE CAPACIDAD DE LAS UNIDAD MANGEADORA ENFRADO POR AGUA

UNIDAD TIPO	CANT.	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO		CONDICIONES DEL FLUIDO DE AGUA		CONDICIONES DEL FLUIDO DE AIRE		CONDICIONES DEL FLUIDO DE AIRE		CARACTERÍSTICAS ELECTRICAS	TIPO	MODELO	MARCAS	OBSERVACIONES
		REFRIGERACION	CALEFACCION	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA					
30-DAM-001-AC	01	150.00 m³/h	150.00 m³/h	12.000	11.000	22.000	11.000	22.000	11.000	2.2 kW	300V-3F-4W	VI 844-6	VOR (USA)	FILTROS LAMINAR - BORECIC - BORECIC
30-DAM-002-AC	01	150.00 m³/h	150.00 m³/h	12.000	11.000	22.000	11.000	22.000	11.000	2.2 kW	300V-3F-4W	VI 844-6	VOR (USA)	FILTROS LAMINAR - BORECIC - BORECIC

COMO CONSTRUIDO

CONTRACTOR Y PROVEEDOR OBRAS: [REDACTED]
 GYM S.A.
 SISTEMA DE VENTILACION Y CLIMATIZACION

7.4. Anexo 4

Estado en el que se encuentra el extractor de vapor de aceite del cojinete de empuje.



7.5. Anexo 5

Extractor de vapor de aceite



7.6. Anexo 6

Parámetros termodinámicos del agua

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

7.7. Anexo 7

Parámetros termodinámicos del aceite

Aceite para motor (no usado)									
Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr	Coeficiente de expansión volumétrica, β , 1/K	
0	899.0	1 797	0.1469	9.097×10^{-8}	3.814	4.242×10^{-3}	46 636	0.00070	
20	888.1	1 881	0.1450	8.680×10^{-8}	0.8374	9.429×10^{-4}	10 863	0.00070	
40	876.0	1 964	0.1444	8.391×10^{-8}	0.2177	2.485×10^{-4}	2 962	0.00070	
60	863.9	2 048	0.1404	7.934×10^{-8}	0.07399	8.565×10^{-5}	1 080	0.00070	
80	852.0	2 132	0.1380	7.599×10^{-8}	0.03232	3.794×10^{-5}	499.3	0.00070	
100	840.0	2 220	0.1367	7.330×10^{-8}	0.01718	2.046×10^{-5}	279.1	0.00070	
120	828.9	2 308	0.1347	7.042×10^{-8}	0.01029	1.241×10^{-5}	176.3	0.00070	
140	816.8	2 395	0.1330	6.798×10^{-8}	0.006558	8.029×10^{-6}	118.1	0.00070	
150	810.3	2 441	0.1327	6.708×10^{-8}	0.005344	6.595×10^{-6}	98.31	0.00070	

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente basados en varias fuentes.

7.8. Anexo 8

Plano del diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos.

