



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

“Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A.”

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE:
BACHILLER EN INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

AUTORES:

Víctor Ricardo Timaná Silva (ORCID: 0000-0003-0333-6768)

Jenry Jesse Díaz Ruíz (ORCID: 0000-0002-2515-8782)

ASESOR:

Mg. Luis Alberto Ramos Martínez (ORCID: 0000-0002-3318-2782)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

CHICLAYO - PERÚ

2019

Dedicatoria

Para todos los que día a día se esfuerzan por ser mejores, y colaboran a un mejor futuro del país.

Para mi pequeña Suheyli Yuriko

Autor: Víctor Ricardo Timana Silva

A las personas que durante todo este proceso me brindaron su esfuerzo y apoyo emocional para lograr mi objetivo.

A mi esposa y mi Hija.

Autor: Jenrry Jesse Díaz Ruíz

Agradecimiento

Al Dr. Fabián Hidalgo Lazo

A los integrantes del Grupo de mantenimiento
de Cítricos Peruanos S.A.

A nuestros docentes de Termodinámica y
Transferencia de Calor.

Los Autores

Página del jurado



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

ACTA DE SUSTENTACIÓN

En la ciudad de Chiclayo, siendo las 08:00 horas del 16 de diciembre de 2019, se procedió a dar inicio al acto protocolar de sustentación del trabajo de investigación denominado “DIMENSIONAMIENTO DE UN ENFRIADOR DE ACEITE PARA MEJORAR EL DESEMPEÑO EN PRENSA HIDRÁULICA DE EMPAQUE EN LA EMPRESA CÍTRICOS PERUANOS S.A.”, presentado por TIMANÁ SILVA, VÍCTOR RICARDO y DÍAZ RUÍZ, JENRRY JESSE.

Concluida la sustentación y la resolución de preguntas por los estudiantes, se les otorgó el calificativo de DIECISIETE (17).

Chiclayo, 16 de diciembre de 2019

Mg. Dante Omar Panta Carranza
Presidente

Mg. Deciderio Enrique Díaz Rubio
Secretario

Mg. Richard Hamilton Samillán Rivadeneira
Vocal

Declaratoria de autenticidad

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, **Víctor Ricardo Timaná Silva** con DNI N° 02866046, estudiante de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, con el trabajo de investigación titulada, "Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A."

Declaro bajo juramento que:

- 1) El trabajo de investigación es mi autoría propia.
- 2) Se ha respetado las normas internacionales de citas y referencias para las fuentes utilizadas. Por lo tanto, el trabajo de investigación no ha sido plagiada ni total ni parcialmente.
- 3) El trabajo de investigación no ha sido auto plagiado; es decir, no ha sido publicada ni presentada anteriormente para obtener algún grado académico previo o título profesional.
- 4) Los datos presentados en los resultados son reales, no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados y por lo tanto los resultados que se presentan en la tesis se constituirán en aportes a la realidad investigada.

De identificarse la falta de fraude (datos falsos), plagio (información sin citar autores), autoplagio (presentar como nuevo algún trabajo de investigación propio que ya ha sido publicado), piratería (uso ilegal de información ajena) o falsificación (representar falsamente las ideas de otro), asumo las consecuencias y sanciones que de mi acción se deriven, sometiéndome a la normalidad vigente de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 16 diciembre del 2019



Víctor Ricardo Timaná Silva

DNI 02866046

Declaratoria de autenticidad

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, **Jenrry Jesse Díaz Ruíz** con DNI 47364231, estudiante de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, con el trabajo de investigación titulada, "Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A."

Declaro bajo juramento que:

- 1) El trabajo de investigación es mi autoría propia.
- 2) Se ha respetado las normas internacionales de citas y referencias para las fuentes utilizadas. Por lo tanto, el trabajo de investigación no ha sido plagiado ni total ni parcialmente.
- 3) El trabajo de investigación no ha sido auto plagiado; es decir, no ha sido publicada ni presentada anteriormente para obtener algún grado académico previo o título profesional.
- 4) Los datos presentados en los resultados son reales, no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados y por lo tanto los resultados que se presentan en la tesis se constituirán en aportes a la realidad investigada.

De identificarse la falta de fraude (datos falsos), plagio (información sin citar autores), autoplagio (presentar como nuevo algún trabajo de investigación propio que ya ha sido publicado), piratería (uso ilegal de información ajena) o falsificación (representar falsamente las ideas de otro), asumo las consecuencias y sanciones que de mi acción se deriven, sometiéndome a la normalidad vigente de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 16 diciembre del 2019



Jenrry Jesse Díaz Ruíz

Índice

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Página del jurado.....	iv
Declaratoria de autenticidad	v
Índice	vii
Índice de figuras.....	ix
Índice de tablas	x
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MÉTODO	6
2.1. Tipo y diseño de investigación	6
2.2. Variables, Operacionalización.....	6
2.3. Población y muestra.....	8
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	9
2.5. Procedimiento	10
2.6. Método de análisis de datos.....	10
2.7. Aspecto Ético.....	11
III. RESULTADOS	12
3.1. Diagnóstico situación actual de la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.	12
3.2. Dimensionamiento y selección para el intercambiador de calor de la prensa hidráulica.....	13
3.4. Presupuesto para la instalación de un intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.	27

3.5. Evaluación de desempeño del intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.	28
IV. DISCUSIÓN	29
V. CONCLUSIONES	35
VI. RECOMENDACIONES	36
REFERENCIAS	37
ANEXOS	40
Acta de aprobación de originalidad del trabajo de investigación	61
Reporte de turnitin	62
Autorización de publicación de trabajo de investigación en repositorio institucional ucv	63
Autorización de la versión final del trabajo de investigación.....	65

Índice de figuras

Figura 1 Tipo de intercambiadores de calor	4
Figura 2:Histograma de frecuencias por rango de temperaturas.	12
Figura 3:Distribución de Temperaturas por día.	13
Figura 4:Diagrama de Flujo de temperaturas.	16
Figura 5:Plano de distribución de tubos para intercambiador de aceite.	18
Figura 6:Distribución de tubos para intercambiador de calor	22
Figura 7:Esquema de conexión de componentes del sistema hidráulico de la prensa	23
Figura 8:Modelos de intercambiadores de calor del Fabricante RISEN GOLD.	24
Figura 9:Plano de vistas del Intercambiador de calor AH1680-CA RISEN GOLD.....	25
Figura 10:Datos Técnicos del Intercambiador de calor.....	26
Figura 11:Realizando el diagnostico de funcionamiento del intercambiador de calor.	28
Figura 12:Retén nuevo vs retén usado.	29
Figura 13:Placa de identificación de la bomba hidráulica del sistema de la prensa en Cítricos Peruanos S.A.....	30
Figura 14:Medición de temperatura de los actuadores de la prensa hidráulica.	32
Figura 15:Intercambiador de calor instalado en la prensa hidráulica.	33
Figura 16:Temperatura de salida del aire forzado en pleno funcionamiento del intercambiador.	34

Índice de tablas

Tabla 1:Temperaturas del Sistema Hidráulico por segmentos del día.....	12
Tabla 2:Presupuesto para instalación de intercambiador de calor en prensa hidráulica Cítricos Peruanos S.A.....	27

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo principal dimensionar o calcular un intercambiador de calor para realizar una disipación adecuada de calor del aceite hidráulico en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A. Para tal propósito se llevó a cabo un diagnóstico previo de la situación a través de 213 tomas aleatorias de las temperaturas de trabajo con un pirómetro digital incidiendo sobre todo en las horas de calor de la zona.

Haciendo uso de los resultados, se realizó la revisión de la información pertinente a intercambiadores de calor, se utilizó la teoría de cálculo de la Temperatura media logarítmica y los conceptos de Intercambiadores de calor de flujo cruzado para poder determinar las dimensiones de un intercambiador compacto de tubos de aluminio rectangulares con aletas, enfriado con aire de tiro forzado. Este cálculo nos sirvió de base para seleccionar un intercambiador de fábrica que permita adecuarlo al sistema real de la prensa.

El trabajo concluye con la instalación real del intercambiador y el monitoreo del comportamiento del mismo.

Palabras Claves: Intercambiador de calor, aceite hidráulico, flujo cruzado

ABSTRACT

The main objective of this research work is to size or calculate a heat exchanger to perform an adequate heat dissipation of hydraulic oil in the hydraulic press of Cítricos Peruanos S.A. For this purpose, a previous diagnosis of the situation was carried out through 213 random shots of the working temperatures with a digital pyrometer, especially affecting the hot hours of the area.

Using the results, the review of the information relevant to heat exchangers was performed, the logarithmic average temperature calculation theory and the concepts of cross flow heat exchangers were used to determine the dimensions of a compact heat exchanger. rectangular aluminum tubes with fins, cooled with forced draft air. This calculation served as a basis for selecting a factory exchanger that allows it to be adapted to the real press system.

The work concludes with the actual installation of the exchanger and the monitoring of its behavior.

Keywords: Heat exchanger, hydraulic oil, cross flow

I. INTRODUCCIÓN

López, Medina, Escobar y Astorga (2009) indican “Los intercambiadores de calor se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones como: procesos químicos e industria alimenticia, electrónica, ingeniería ambiental, industria manufacturera y además diversas aplicaciones de tecnología espacial” (p.01).

A nivel **Internacional** La Oleo hidráulica, se encuentra presente en numerosas aplicaciones. En la aviación, por ejemplo, para Corral García (2012) “Los sistemas hidráulicos son responsables de un gran número de funciones, en particular del control de la aeronave en despegue, crucero y aterrizaje” (p.10). Para Gaspar (2018) “El océano proporciona una gran cantidad de energía de las olas, sin embargo, extraer esta energía es un desafío técnico y económico debido a los movimientos lentos, bidireccionales e irregulares de los cuerpos flotantes...Las toma de fuerza están hechas de diferentes tecnologías, entre ellas las tomas de fuerza hidráulicas de aceite son más adecuadas para soportar grandes fuerzas a bajas velocidades, es decir, picos de alta potencia y un enfoque simple para el almacenamiento de energía a corto plazo” (p.02).

Harding, J, et al (2016) manifiesta: “el 70–90% de las fallas del sistema hidráulico pueden atribuirse al aceite contaminado” (p.03). En los sistemas hidráulicos el calor se genera por el constante movimiento de los componentes del circuito, parte de este calor es aprovechado por la sustancia de trabajo para poder alcanzar la temperatura óptima, Solorzano (2016) manifiesta en su publicación: “El aceite frío presenta una viscosidad mayor al caliente, por lo que si se mantiene al aceite a 100°F en un sistema diseñado para 140°F implicaría una dinámica sacrificada (respuesta lenta)” (p.01). Sin embargo, si el calor excede de las condiciones de trabajo es muy probable que el aceite comience con una etapa de descomposición y con ello el deterioro de los sellos y componentes principales de la bomba hidráulica, sobretodo en instalaciones hidráulicas grandes el intercambiador de calor o comúnmente conocido como enfriador de aceite, cobra gran importancia y es decisivo para el correcto funcionamiento de la instalación.

Los intercambiadores de calor, son una necesidad en las aplicaciones termodinámicas de transferencia de calor y recuperación de energía, en el mundo se han investigado sus aplicaciones y las mejoras en sus configuraciones y materiales de fabricación. Hajatzadeh et al (2019) indica en su estudio la aplicación de los intercambiadores de calor para recuperar

energía de los nanos fluidos: “La conductividad térmica de los fluidos puede aumentarse agregando estos sólidos en nano escala al fluido base. Se utilizan varios intercambiadores de calor para transferir el calor entre diferentes fluidos en equipos industriales y de ingeniería. Muchos investigadores han intentado mejorar su rendimiento térmico agregando diferentes nano fluidos a varios intercambiadores de calor.” (p.06).

En el **Perú** el uso de los intercambiadores, forman parte de la solución de varias aplicaciones de ingeniería, como grúas hidráulicas, parque automotor, maquinaria de movimiento de tierras, maquinaria industrial diversa, entre ellas las prensas para todo tipo de uso industrial, los intercambiadores también están presente y se fabrican para aplicaciones de refrigeración y de concentración de sustancias líquidas, las tecnologías varían dependiendo de la necesidad. En su investigación sobre intercambiador de calor de flujo cruzado, Sotomayor (2014) explica el comportamiento de un fluido a través de un modelo matemático: “Las ecuaciones y modelos físicos aplicadas al modelo computacional se basan en la teoría de análisis diferencial de fluidos y sólidos, las cuales se utilizan para resolver las propiedades físicas que el subdominio gaseoso y el subdominio sólido presentan en cada nodo de sus respectivos enmallados” (p.53).

A nivel **Local**, Agromar Industrial es una empresa que inició sus operaciones en 1987 en Sullana y Tambogrande, se dedica al procesamiento de productos agrícolas como mango, limón y maracuyá. En sus operaciones de Tambogrande cuenta con una línea de procesamiento de aceite esencial de limón y cáscara deshidratada, el último de los productos se exporta en pacas prensadas de 50 Kg cada una; la operación de prensado es indispensable y se realiza mediante una prensa vertical con molde de 2000 PSI, la prensa se constituye como un equipo crítico en planta y trabaja el 80% del día realizando el prensado de las pacas. Uno de los problemas que se ha encontrado en la estación de prensado, es que, en las épocas de verano, en las que las temperaturas de trabajo llegan a 87°C, la prensa ha manifestado un bajo rendimiento de trabajo, al mismo tiempo que se han observado problemas de fugas de aceite por los retenes de los actuadores que conforman el equipo, dificultando de esta manera un trabajo continuo. Los problemas presentados han traído como consecuencia paros intempestivos del equipo para mitigación de fugas. De acuerdo a las observaciones realizadas al equipo, el sistema de la prensa carece de un sistema de refrigeración para el aceite hidráulico, esta omisión de un intercambiador de calor para regular la temperatura del aceite ha redundado en pérdida de eficiencia y daños en los componentes del sistema. La

prensa es un equipo antiguo y la continuidad de partes originales en el mercado no existe, por lo que tenemos la necesidad de diseñar o calcular cualquier componente si se requiere alargar el ciclo de vida de esta prensa.

Los siguientes trabajos previos a esta investigación sirven de base y sustento para encontrar una solución al problema encontrado:

Cabanzón, Jacobo. (2018), en su trabajo de fin de grado para optar el grado en ingeniería en tecnologías industriales. “Diseño y cálculo de un intercambiador de calor”, hace una memoria de la tecnología de intercambiadores y enfoca su diseño en uno de los más utilizados el intercambiador de carcasa, tubo y aplica las normas ideadas y aceptadas por TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association).

Peñaloza, Jairo y Urgiles, Fausto. (2009), en su tesis para optar el título de ingeniero mecánico. “Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la Facultad de Mecánica”, presenta el diseño de un intercambiador de calor del tipo de flujo cruzado, que es de interés para esta investigación y realiza un comparativo termodinámico entre uno de tubos aletados y uno sin aletas. Aplica las normas internacionales ASME, TEMA, ASRHA E y utiliza el método de diferencia de temperaturas media logarítmica para el dimensionamiento.

Amaro, Henderson y Fernández, Gary (2015), en su tesis para optar el título de ingeniero químico. “Evaluación de la eficiencia energética de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo en el laboratorio de operaciones y procesos unitarios de la FIQ UNCP”. Demuestra que un intercambiador de calor puede variar su eficiencia a diferentes condiciones de operación.

Nuestra investigación se base en el siguiente **marco conceptual**:

Según Yunus, A (2016) **Los intercambiadores de calor** son dispositivos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y evitan que se mezclen entre sí. Yunus, A (2016), menciona que existen los siguientes tipos de intercambiadores: De coraza y Tubo, los cuales se pueden dividir en intercambiadores de flujo paralelo y en contracorriente, ambos tipos son dispositivos de gran longitud; por otro lado se encuentran los Intercambiadores Compactos, que se caracterizan por ser muy eficientes en transferir energía, debido a su mayor área por unidad de volumen, son muy utilizados en sistemas en los que uno de los fluidos es un gas mientras que el otro puede ser un líquido. La figura 01 muestra los intercambiadores mencionados.

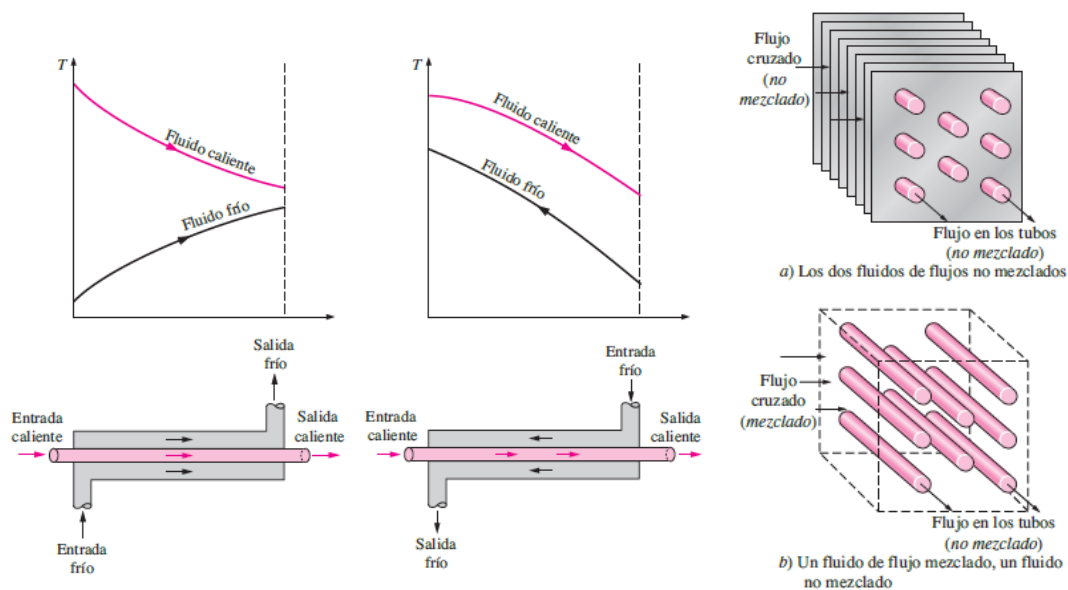


Figura 1 Tipo de intercambiadores de calor (a) de Coraza y Tubo de flujo paralelo y en contraflujo (b) intercambiadores compactos de flujo cruzado mezclado y de flujo cruzado sin mezclar.

Por las dimensiones de la instalación en la que se ubica la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos, se utilizará el tipo de intercambiador compacto, ya que este ocuparía menos espacio, de acuerdo a Morteau (2019) “Los intercambiadores de calor compactos...Caracterizados por su alta área de transferencia de calor y velocidad por unidad de volumen, se utilizan principalmente para aplicaciones donde el espacio es restringido” (p.750)

Las relaciones matemáticas que se emplearan para determinar el dimensionamiento del intercambiador son los que se presentan en el *Anexo 01*

Formulación Del Problema:

¿Cómo dimensionar un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A.?

Justificación

Desde el Aspecto Tecnológico el dimensionamiento de un intercambiador de calor, permitirá a la empresa Cítricos Peruanos, mejorar el desempeño de la prensa hidráulica, ya que evitará que el aceite se caliente hasta temperaturas que restan viscosidad en el aceite de trabajo. Al mismo tiempo el dimensionamiento de este elemento permitirá el desarrollo de conocimiento en nuestro personal técnico. En el aspecto Económico, el dimensionamiento y puesta en marcha de un enfriador, permitirá ahorrar costos de mantenimiento, al evitar que los retenes

y otros componentes del sistema se desgasten prematuramente, con el consiguiente prolongamiento de la vida útil. En el Aspecto Social, permitirá aumentar la productividad de la estación de trabajo de prensado, de esta manera se generan más bonos productivos por toneladas empacadas a los operarios, al mismo tiempo que se mejora el ambiente de trabajo al disminuir el calor de la estación. En el Aspecto Ambiental, el intercambiador de calor permitirá reducir la generación de residuos contaminantes al medio ambiente (aceite quemado).

Hipótesis: que se plantea en esta investigación se enuncia de la siguiente manera:

El dimensionamiento de un enfriador de aceite mejorará el desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A.

Planteamos:

Objetivo General:

Dimensionar un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A.

Objetivos Específicos:

1. Evaluar las condiciones de trabajo del aceite hidráulico de la prensa cómo causa principal del deterioro de los retenes de los actuadores y otros componentes del sistema.
2. Realizar el dimensionamiento y selección para el intercambiador de calor de la prensa hidráulica.
3. Realizar el presupuesto para la instalación del intercambiador de calor.
4. Evaluar el desempeño en funcionamiento del intercambiador de calor.

II. MÉTODO

2.1. Tipo y diseño de investigación

Nuestro trabajo se clasifica dentro de las Investigaciones No Experimentales, de acuerdo a Hernández (2010): “Estudios que se realizan sin la manipulación deliberada de variables y en los que sólo se observan los fenómenos en su ambiente natural para después analizarlos” (p.149).

Nuestra investigación es de naturaleza **APLICADA**, ya que utiliza los conocimientos existentes de la ciencia para solucionar un problema específico en este caso para dimensionar un intercambiador de calor para la prensa hidráulica en Cítricos Peruanos S.A. **DESCRIPTIVA**, porque tiene por objetivo la observación y descripción de las características, especificaciones y modo de funcionamiento de los intercambiadores de calor, además de realizar las observaciones de los fenómenos como temperatura y comportamiento del sistema hidráulico para poder plantear un diseño que cumpla con los requerimientos exigidos en el problema.

2.2. Variables, Operacionalización

Variable independiente:

Dimensionamiento de un enfriador de aceite

Variable dependiente:

Mejoramiento del desempeño en prensa hidráulica de empaque

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADOR	ESCALA DE MEDICIÓN	INSTRUMENTO
Variable Independiente: DIMENSIONAMIENTO DE UN ENFRIADOR DE ACEITE	Es una actividad analítica que se encuentra en todos los ámbitos; dentro de la ingeniería, tiene carácter reflexivo, sistemático, metódico y organizado, con la finalidad de crear y/o modificar un producto o servicio, involucrando dimensiones que superan el aspecto estético o de forma, para satisfacer las necesidades no cubiertas de los seres humanos	Para medir operativamente esta variable, se empleará la capacidad de transferencia de calor, flujo de aceite, presión de trabajo, potencia eléctrica de motor de tiro forzado, dimensiones físicas, y material de construcción	Dimensiones geométricas Capacidad de proceso Potencia Eléctrica Presión de trabajo Flujo	mm Kcal/ h Hp MPa L/ min	Ficha Técnica de la máquina Ficha Técnica de la máquina Ficha Técnica de la máquina Ficha Técnica de la máquina Ficha Técnica
Variable Dependiente: MEJORAMIENTO DEL DESEMPEÑO EN PRENSA HIDRÁULICA DE EMPAQUE	Es el estado de trabajo dentro de sus mejores condiciones de operación en la máquina o bien, que permite la obtención de productos y/o servicios	Operacionalmente se mide por la temperatura promedio en los componentes principales de la máquina y la presión de trabajo del sistema	Temperatura tanque Temperatura actuador Presión de trabajo	°C °C PSI	Registro de Temperatura de aceite hidráulico en Prensa de Empaque

2.3. Población y muestra

Población: Nuestro Objeto de estudio es el Intercambiador de calor, para su diseño y dimensionamiento, es necesario contar con una propiedad fundamental de su desempeño, la temperatura del fluido de trabajo en la instalación tal y cual se encuentra trabajando, este parámetro nos predecirá las condiciones adversas a las que estará sometida la máquina: De manera que la población de estudio será el universo de Temperaturas de trabajo que presenta la máquina en su rutina diaria.

Muestra: tomaremos la lectura de un conjunto de temperaturas del universo de las mismas con la finalidad de fijar la temperatura que describe el comportamiento del sistema, parámetro del cual se encontrará la manera de reducirlo a condiciones de trabajo adecuadas para el aceite hidráulico SAE 46. Para la determinación de la muestra, según García (2013) se utilizará la siguiente formula, para poblaciones infinitas:

$$n = \frac{Z_{\alpha/2}^2 pq}{E^2}$$

Dónde: n : Tamaño de la muestra
 Z : valor crítico normal que depende del nivel de confianza
 p : proporción de la población que tiene la característica deseada
 q : 1-p

Para un nivel de confianza de 95% y un margen de error de 5%, asumiendo que el valor más crítico de temperatura se encuentra en las 4 horas más soleadas y con mayor intensidad de radiación del día, que representa al 16.6 %, los datos de cálculo serían los siguientes:

Para un nivel de confianza de 95%, Z= 1.96

E = 5 % = 0.05

p = 0.166

q = 0.834

$$n = \frac{1.96^2(0.166)(0.834)}{0.05^2}$$

$$n = 212.73 = 213$$

Para los criterios de selección consideramos que es necesario encontrar el **valor crítico** de la temperatura de trabajo del aceite hidráulico de la prensa, con la finalidad de verificar las condiciones adversas de operación en el equipo, por lo que tendremos en consideración que los valores más altos se pueden estar originando entre el periodo de 12 am a 4:00 pm de cada día.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Las **Técnicas e instrumentos de recolección de datos** que utilizaremos en el presente trabajo de investigación consideramos los siguientes:

TÉCNICAS: utilizaremos

- a) Observación: Se realizará por medio de esta técnica, la recolección de datos a través de la percepción con un instrumento de medición de temperatura denominado PIROMETRO, los cuales serán anotados en un registro, estos datos nos servirán como diagnóstico de la situación actual de trabajo de la prensa hidráulica.
- b) Análisis de documentos: Nos permitirá captar información importante para complementar el diseño y selección de un intercambiador, así tenemos por ejemplo la revisión de la ficha técnica del aceite hidráulico que se utiliza en la prensa hidráulica, así mismo es importante contar con el valor de consulta de las temperaturas ambiente en la zona de estudio.

Los **Instrumentos de recolección de datos**, con su respectiva validación que se han establecido para este estudio, se adjuntan en los anexos 03 y 04

- a) Registro de Temperaturas de Aceite Hidráulico en prensa de Empaque: Es un instrumento específico de recolección de datos que se aplicará para, determinar la Temperatura crítica de trabajo del aceite hidráulico en condiciones previas a la propuesta de solución.

El instrumento consta de 3 partes, en la primera parte conformado por el encabezado, se ubica el título del instrumento y los parámetros a medir en el encabezado de la tabla.

La segunda parte o cuerpo se encuentran los espacios para poder registrar las temperaturas objeto de estudio.

Finalmente, en el instrumento se encuentra el pie de página que contiene la fecha de trabajo o de toma de datos y los datos del registrador o evaluador.

- b) Análisis de información documentaria: Es un formato que resume la información complementaria para el diseño del intercambiador de calor. Consta de 3 partes, el encabezado que contiene el título del instrumento, la fecha de toma, el nombre del evaluador y el objetivo de la revisión.

La parte de siguiente contiene el detalle de la revisión en donde se anotará la relevancia para la investigación.

El pie de página contiene la firma del evaluador

La **validación de los instrumentos** se llevó a cabo mediante la firma de un experto en la materia o tema a trabajar el desarrollo.

Como se ha venido manifestando, es necesario contar con los datos necesarios para poder diagnosticar la situación actual del sistema hidráulico en cuestión, ya que el valor de temperatura es un dato muy importante en el desempeño de todo el sistema. La manera de conseguirlo es haciendo las mediciones en pleno periodo de trabajo de la planta en segmentos determinados del día.

2.5. Procedimiento

Nuestra investigación seguirá el siguiente procedimiento:

- 1.- Segmentar el día de acuerdo a los turnos de trabajo en la planta industrial de Cítricos Peruanos, enfatizar las lecturas en el periodo comprendido entre las 12:00 am hasta 4:00 pm
- 2.- Con el pirómetro se apuntará a la parte media baja del tanque del aceite hidráulico y los actuadores, se leerá el valor del instrumento y se anotará en el registro correspondiente para las temperaturas.
- 3.- Se procesará la información para determinar el valor más crítico de trabajo del aceite hidráulico al que ha estado sometido.
- 4.- Se repetirá el procedimiento hasta concluir con el total de muestras asignadas.

2.6. Método de análisis de datos

Nos ayudarán a procesar la información obtenida, así se emplearán para este trabajo de investigación:

- Tablas de Frecuencia: para poder determinar los valores promedio por categorías del día
- Gráficos: especialmente los de barras que nos ayudarán a entender la magnitud de la temperatura en su valor pico.

2.7. Aspecto Ético

El trabajo de investigación se desarrollara manteniendo la veracidad de los valores que se obtengan sin ser alterado, los investigadores nos comprometemos a respetar los reglamentos internos de la empresa donde desarrollará la investigación, asimismo se respetará la reserva de los participantes que no requieran ser involucrados y se registrará los aportes de sus autores, se consideran los criterios de ética del Colegio de Ingenieros del Perú que en su código tecnológico y de ética establece que los ingenieros serán objetivos y veraces en sus informes y declaración o testimonios profesionales, así como que se esforzaran por ampliar el conocimiento del publico acerca de la ingeniería y de los servicios a la sociedad.

III. RESULTADOS

3.1. Diagnóstico situación actual de la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

La lectura de temperaturas efectuada en el sitio de trabajo de la prensa hidráulica, durante los períodos de producción, arrojan los siguientes resultados después de ser procesados:

Tabla 1: Temperaturas del Sistema Hidráulico por segmentos del día

Rango del día	Temperatura (°C)		
	Mínima	Promedio	Máxima
08:00 am-10:30 am	59.00	64.00	70.00
11:00 am-12:30 am	61.00	66.03	84.00
12:31 am-01:30 pm	72.76	72.76	72.76
02:00 pm-04:00 pm	65.00	73.64	85.00
04:01 pm-05:00 pm	59.00	70.71	85.00
	59.00	70.36	85.00

Fuente: Elaboración propia.

Registros de Temperaturas del 17 de agosto al 03 de septiembre.

La temperatura mínima que soporta el sistema es de 59°C, mientras que existe una temperatura máxima de 85°C, que resulta nocivo para el sistema, el siguiente gráfico determinará la gravedad dependiendo de la frecuencia con que se presenta en el día los valores altos de temperatura en el aceite hidráulico.

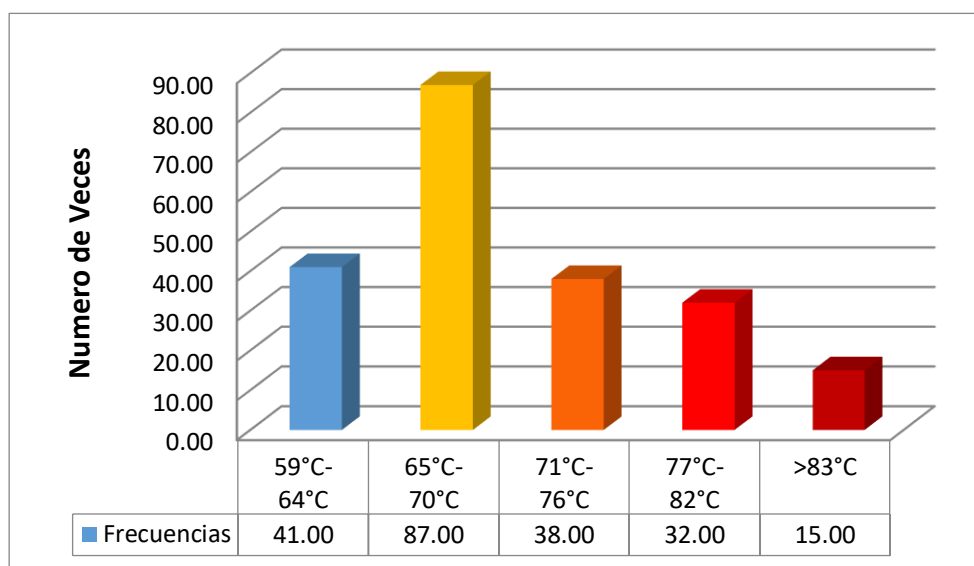


Figura 2: Histograma de frecuencias por rango de temperaturas. Elaboración propia

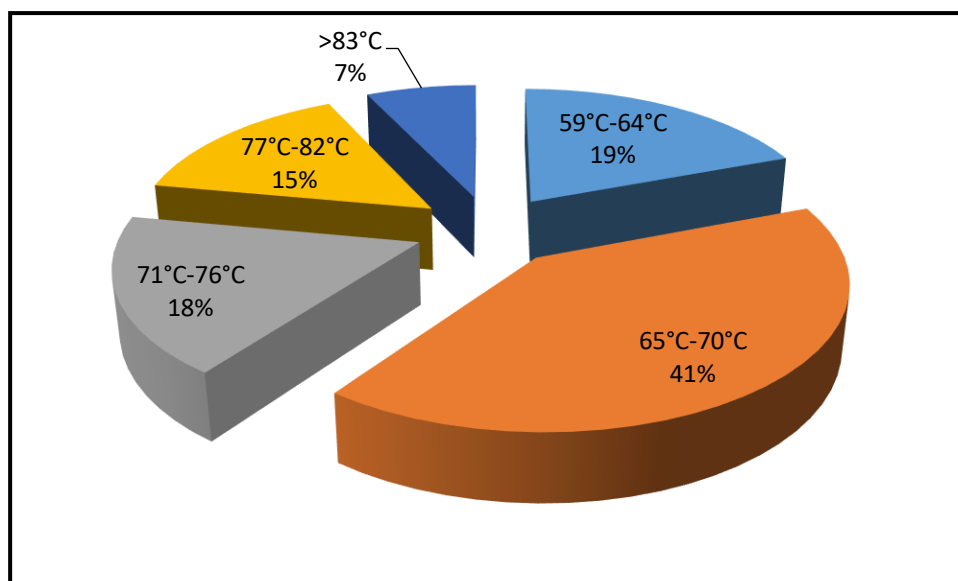


Figura 3: Distribución de Temperaturas por día. Elaboración propia

Casi el 40% del día la prensa trabaja con temperaturas superiores a 70°C, suficiente para poder ocasionar daño en el sistema, por lo que amerita que se instale un intercambiador de calor para regular la temperatura del sistema. En el Anexo 04 se puede apreciar el desarrollo de la actividad para la toma de temperaturas como diagnóstico inicial. Es necesario tomar en cuenta lo manifestado sobre las máquinas de prensado hidráulicas por Yan, Chen, Zhang, Wu, Luo (2019): “Desafortunadamente, también son conocidos por su alto consumo de energía y baja eficiencia energética. La falta de coincidencia entre la potencia instalada y la demanda es la causa principal de la baja eficiencia energética entre los HPM” (p.538).

3.2. Dimensionamiento y selección para el intercambiador de calor de la prensa hidráulica.

A continuación, realizaremos los cálculos para el Intercambiador de calor, asumiendo los debidos criterios para este análisis

Parámetros encontrados en el Aceite Hidráulico durante condiciones de trabajo

- Temperatura máxima deseada de aceite en condiciones adversas de operación ($T_{h,ent}$)

$T_{h,ent} = 60^{\circ}\text{C}$, se espera que el intercambiador evite superar esta barrera ya que por encima de este valor, el aceite comienza por un proceso de degradación prematuro.

- Temperatura óptima de trabajo en aceite hidráulico ($T_{h,sal}$)

$T_{(h,sal)} = 46^{\circ}\text{C}$, según especificación técnica del fabricante en Anexos

- Velocidad o caudal de aceite hidráulico en condiciones de operación

$$q_1 = 1.57 \text{ l/s} = 1.3632 \text{ kg/s} \text{ (Obtenido de placa de bomba hidráulica Anexo 14)}$$

- Densidad del aceite Hidráulico

$$\rho = 0.8683 \text{ kg/l}$$

- Calor específico del aceite hidráulico

$$c = 2.039 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

Parámetros fijados para el fluido frio (aire natural)

- Temperatura inicial de aire en condiciones adversas ($T_{c,ent}$) ciudad de Tambogrande

$$T_{(c,ent)} = 34^{\circ}\text{C} \text{ Para el mes de febrero entre 12 am – 03:00 pm, según anexo 05}$$

- Velocidad de caudal de aire en ventilador de tiro forzado

$$m_2 = 8.5 \text{ m/s}$$

$$\text{Área de conducto de aire} = 0.43 \text{ m} \times 0.45 \text{ m}$$

$$q_2 = 1.645 \text{ kg/s}$$

- Calor específico del aire ambiente

$$C_2 = 1.0 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

- Densidad del aire a 25°C

$$\rho = 1.29 \text{ kg/m}^3$$

Determinación de temperatura de salida del aire ($T_{c,sal}$)

$$m_1 c_1 (T_{h,ent} - T_{h,sal}) = m_2 c_2 (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

$$1.3632 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2.039 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} (60 - 46)^{\circ}\text{C} = 1.645 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} (T_{c,sal} - 34)$$

$$T_{c,sal} = 23.66 + 34$$

$$T_{c,sal} = 57.66^{\circ}\text{C}$$

Determinación de Temperatura Media Logarítmica ($\Delta T_{m,CF}$)

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

$$\Delta T_1 = 60^\circ C - 57.66^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 2.34^\circ C$$

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

$$\Delta T_2 = 46^\circ C - 34^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 12^\circ C$$

$$\Delta T_{m,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

$$\Delta T_{m,CF} = \frac{2.34 - 12}{\ln(2.34/12)}$$

$$\Delta T_{m,CF} = 5.909^\circ C$$

Determinación del Factor de Corrección (F)

Se determinará de tablas, haciendo el cálculo de los valores de P y R

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$P = \frac{46 - 60}{34 - 60} = 0.53$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R = \frac{34 - 57.66}{46 - 60} = 1.69$$

Del diagrama c) del *Anexo 06* con P=0.53 y R=1.69, el valor de F=0.69

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{m,CF}$$

$$\Delta T_{ml} = 0.69 \times 5.909^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = 4.07^\circ C$$

Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia (U)

Como consideraciones para el cálculo del coeficiente global de transferencia, tomaremos en cuenta que por razones de espacio y de simplicidad de instalación el Intercambiador compacto de flujo cruzado sin mezclar es el más adecuado para dar solución al problema. Tomaremos como referencia, las características de fabricación de una empresa peruana Radiadores Fortaleza, en cuyo website, contempla la disposición de los tubos en un intercambiador de calor para aceite y sus especificaciones técnicas, asimismo utilizaremos los datos termodinámicos proporcionados por Cengel (2015).

El diagrama de flujo de los fluidos participantes del sistema, se muestra en la siguiente figura:

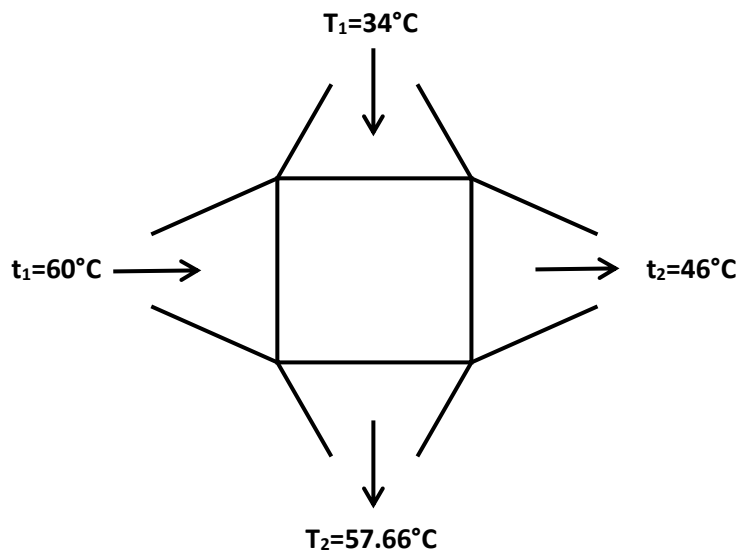


Figura 4: Diagrama de Flujo de temperaturas. Elaboración Propia

Los datos termodinámicos de los fluidos se consideran como siguen:

Se considera aire como fluido refrigerante, porque es abundante sin embargo su uso con técnicas recientemente investigadas puede llevar a conseguir un aumento en la eficiencia del intercambiador de calor según manifiesta Baqir, Mahood y Kareem (2019): “La inyección de burbujas de aire se ha confirmado recientemente como una técnica beneficiosa para mejorar el rendimiento térmico de un intercambiador de calor” (p.16)

Para el Aire a 46°C (Anexo 07)

ρ	=	1.103 kg/m ³
k	=	0.02699 W/m.K
ν	=	1.750 x 10 ⁻⁵ m ² /s
Pr	=	0.7241
Cp	=	1007 J/kg.K

Para el Aceite a 53°C (Anexo 08)

ρ	=	863.9 kg/m ³
k	=	0.1404 W/m.K
ν	=	3.565 x 10 ⁻⁵ m ² /s
Pr	=	1080
Cp	=	2048 J/kg.K

Se utilizará la siguiente disposición de los tubos de acuerdo a lo propuesto por Radiadores Fortaleza (Ver Anexo 09)

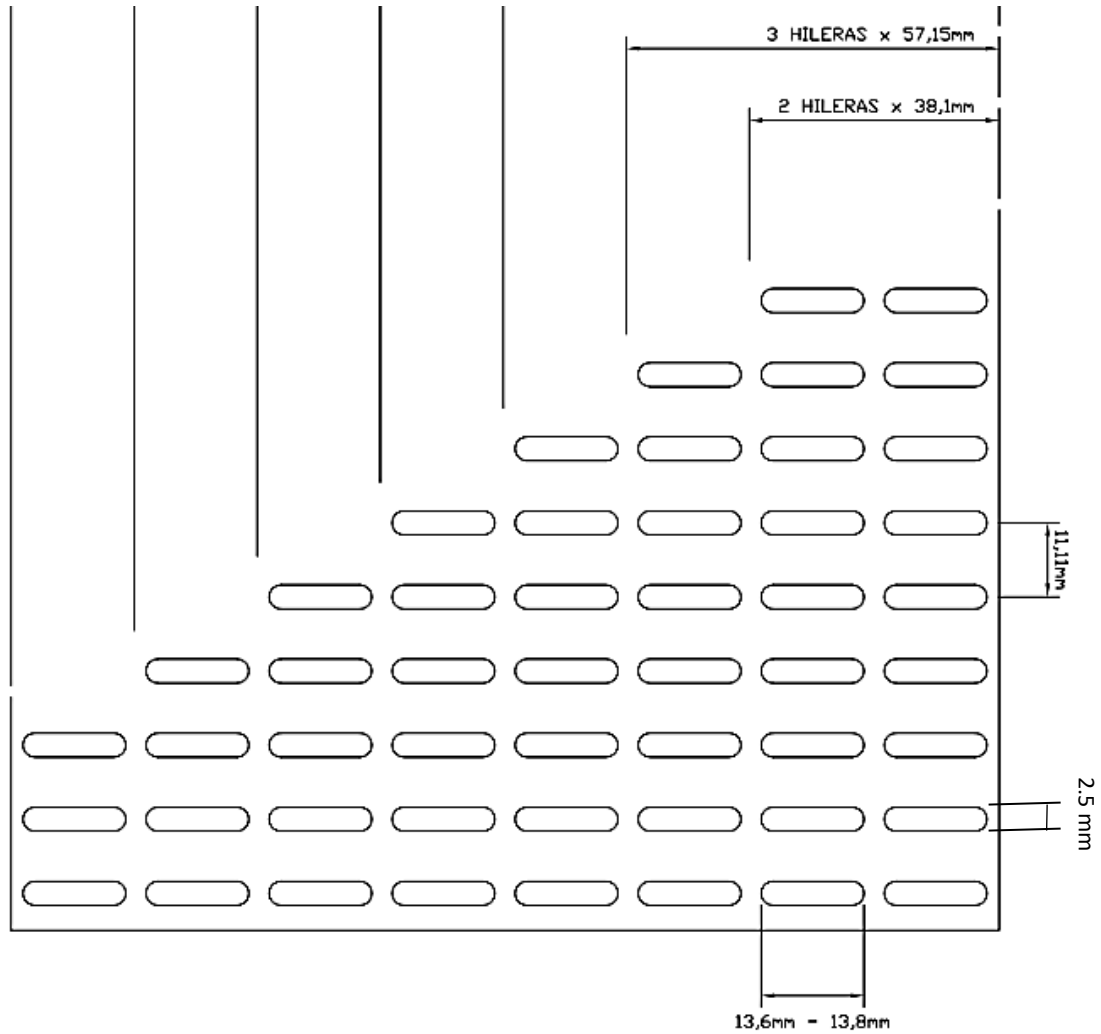


Figura 5: Plano de distribución de tubos para intercambiador de aceite. Fuente: Radiadores Fortaleza

Determinación de coeficiente de transferencia de calor por convección del aceite (h_i)

Espesor de tubo según ficha técnica (e)

$$e = 0.5625 \text{ mm}$$

Diámetro hidráulico interior de tubo por donde pasa el aceite:

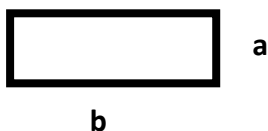
$$a_i = 2.5 - 2 \times 0.5625$$

$$a_i = 1.375 \text{ mm}$$

$$b_i = 13.6 - 2 \times 0.5625$$

$$b_i = 12.475 \text{ mm}$$

$$D_h = \frac{2ab}{(a + b)}$$



$$D_h = \frac{2(1.375)(12.475)}{(1.375 + 12.475)}$$

$$D_h = 2.476 \text{ mm}$$

Velocidad lineal dentro del tubo

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$V = \frac{1.3632 \text{ kg/s}}{863.9 \text{ kg/m}^3 (0.001375 \times 0.012475)}$$

$$V = 91.99 \text{ m/s}$$

Cálculo de Reynolds

$$Re = \frac{V \phi_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{91.99 \text{ m/s} \times 0.002476 \text{ m}}{3.565 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 6,388.98$$

Para un $Re < 2300$ el flujo es laminar, por lo tanto el flujo del aceite es turbulento.

Cálculo de Número de Nusselt

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

$$\frac{h_i D_h}{k} = 0.023 (6,388.98)^{0.8} (1080)^{0.3}$$

$$\frac{h_i D_h}{k} = 207.06$$

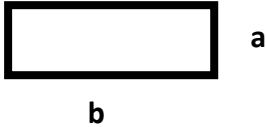
$$h_i = \frac{207.06 k}{D_h}$$

$$h_i = \frac{207.06 (0.1404 \text{ W/mK})}{2.476 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 11,741.21 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Determinación de coeficiente de transferencia de calor por convección del aire (h_e)

Diámetro hidráulico exterior de tubo por donde pasa aire:



$$a_e = 2.5 \text{ mm}$$

$$b_e = 13.60 \text{ mm}$$

$$D_h = \frac{2ab}{(a + b)}$$

$$D_h = \frac{2(2.50)(13.60)}{(2.50 + 13.60)}$$

$$D_h = 4.22 \text{ mm}$$

Cálculo de Reynolds

$$Re = \frac{V\phi_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{8.5 \text{ m/s} \times 0.00422 \text{ m}}{1.75 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 2,049.71$$

En el caso de gases $Re \leq 2 \times 10^5$ **Flujo es laminar**

Cálculo de Número de Nusselt

De la tabla del *Anexo 10* para

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k} = 0.228 Re^{0.731} Pr^{1/3}$$

$$\frac{h_e D_h}{k} = 0.228 (2049.71)^{0.731} (0.7241)^{1/3}$$

$$\frac{h_e D_h}{k} = 53.95$$

$$h_e = \frac{53.95k}{D_h}$$

$$h_e = \frac{53.95 (0.02699 W/mK)}{4.22 \times 10^{-3} m}$$

$$h_e = 345.05 W/m^2K$$

Determinación de resistencia térmica debida a la incrustación

De la tabla del Anexo 11 Se determina que $R_{fo} = 0.0004 m^2 \cdot ^\circ C/W$, solo se está considerando factor de incrustación por contaminación en la parte exterior del tubo.

Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia: Según Jeevanashankara, Madhusudana, y Kulkarni, (1990): “La conductancia de contacto térmico (TCC) es una característica de la interfaz entre dos materiales (tanto metálicos como no metálicos) y es una medida de su capacidad de transferencia de calor” (p.152)

Conductividad térmica del tubo de aluminio (k) = 209.3 W/m.K

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_{fo} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{11,741.21 W/m^2 K} + \frac{1}{345.05 W/m^2 K} + 0.0004 m^2 K/W + \frac{\ln\left(\frac{4.22}{2.746}\right)}{2\pi(209.3)1}}$$

$$U = \frac{1}{4.476 \times 10^{-3}}$$

$$U = 223.41 W/m^2K$$

Determinación del área mínima requerida para el enfriador

$$Q = \Delta T_{ml} UA$$

$$A = \frac{Q}{\Delta T_{ml} U}$$

$$A = \frac{38910 \text{ W}}{(4.07 + 273) \text{ K} \times 223.41 \text{ W/m}^2 \text{ K}}$$

$$A = 0.6285 \text{ m}^2$$

Para un tubo de 0.0322 m de perímetro se requerirá $A = L_1 \times L$

$$0.0322 \times L = 0.6285 \text{ m}^2 \Rightarrow L = 19.52 \text{ m}$$

Si al tubo se le divide en 4 filas cada tubo tendría una longitud de 4.88 m, además si a cada tubo se le divide en 12 columnas, tendríamos un bosque de tubos como el que se aprecia en la figura con una longitud de 0.41 m.

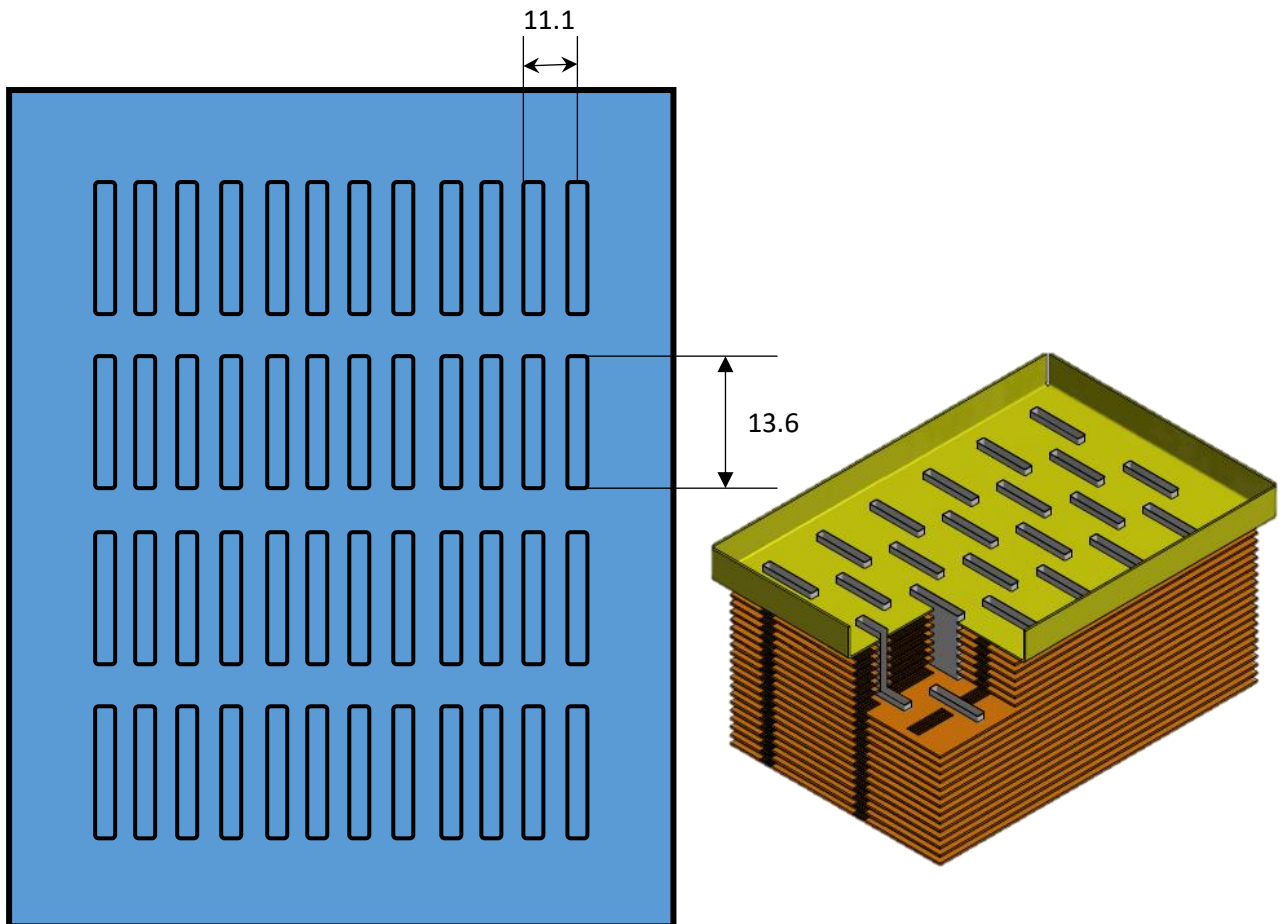
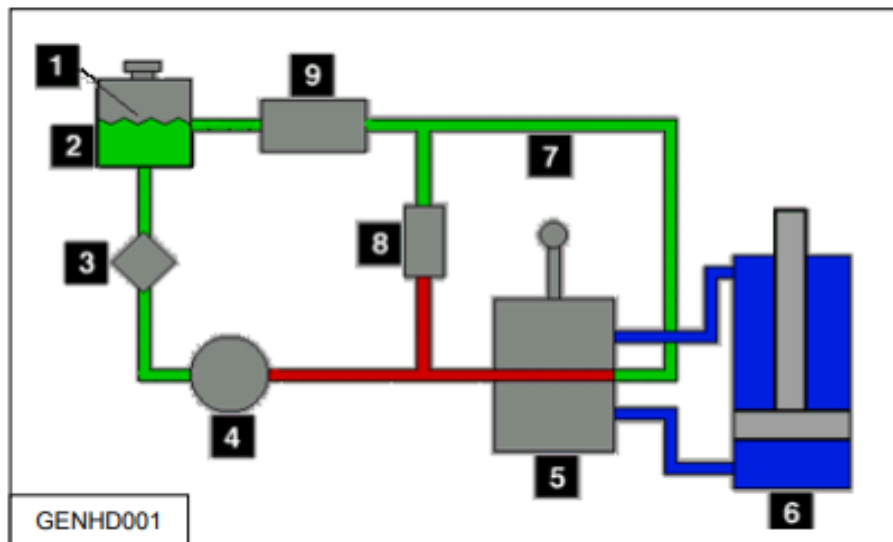


Figura 6: Distribución de tubos para intercambiador de calor, cada tubo con 265.20 mm de longitud:
Fuente: Elaboración propia

Cualquier intercambiador que tenga un área de enfriamiento mayor a 0.6285 m², podrá efectuar la disipación de calor que se requiere para esta prensa.

El esquema de conexión para el sistema hidráulico de la prensa, se puede realizar de acuerdo a la configuración básica de todo sistema hidráulico como el que se muestra en la siguiente figura.



Los componentes del sistema más comunes son:

- | | |
|------------------------|----------------------|
| 1. Fluido. | 6. Accionador. |
| 2. Tanque. | 7. Tuberías. |
| 3. Filtro. | 8. Válvula de Alivio |
| 4. Bomba. | 9. Enfriador. |
| 5. Válvula de Control. | |

Figura 7: Esquema de conexión de componentes del sistema hidráulico de la prensa

Selección de Intercambiador de Calor

Los intercambiadores de calor en las diferentes aplicaciones son dispositivos complicados, los resultados que se obtuvieron anteriormente, deben interpretarse con mucho cuidado. Para la solución específica de nuestro problema llevaremos nuestro cálculo como base para seleccionar uno de fábrica con todos los dispositivos necesarios para la disipación del calor. Resulta normal seleccionar un intercambiador en exceso para evitar sorpresas desagradables

Las consideraciones para la selección se enumeran como siguen.

- Consideraciones de espacio: El área donde trabaja la prensa es un espacio reducido que incluye una zona para paletizado del producto, por lo tanto, el intercambiador de calor tiene que ser compacto.

- b) Fluido para enfriamiento: El agua es buen enfriador de calor, sin embargo, no se cuenta con este elemento en abundancia dentro de la planta, por lo que el fluido más adecuado deberá ser el aire natural.
- c) Salida de descarga del cuerpo de válvulas: La salida de fábrica es 1-1/4"
- d) Alimentación de energía: Se dispone de una línea de 220 V 3Φ, por lo que la energización de un tiro forzado para el aire debe considerar esta tensión.
- e) Potencia de motor eléctrico: 25 HP
- f) Costos: La empresa viene invirtiendo en el mantenimiento de la prensa hidráulica por lo que el presupuesto es mínimo para tal inversión.

El Fabricante RISEN GOLD, presenta los siguientes dispositivos de intercambio de calor.

Model "AH"	Thread PT"	Working Pressure MPa	Capacity Kcal / h	Hydraulic HP	Dimension LxHxW mm	Weight kg
AH0608T-CA	3/4"	2	1500	2~3	305x200x115	4.2
AH0608LT-CA	3/4"	2	3600	3~5	405x200x115	6
AH1012-CA	1"	2	6000	5~7.5	417x360x200	10
AH1417-A	1"	2	10000	7.5~10	570x411x200	11
AH1418-CA	1"	2	12000	7.5~10	570x420x200	30
AH1470-A	1-1/4"	2	14000	10~15	570x407x225	13
AH1470-CA	1-1/4"	2	18000	15~20	520x475x320	25
AH1490-CA	1-1/2"	2	24000	20~25	520x640x300	30
AH1680-CA	1-1/2"	2	32000	25~40	520x640x320	35
AH1890-CA	1-1/2"	2	42000	30~50	650x800x380	52

Model "AW"	Thread PT"	Flow Rate l/min.	Working Pressure MPa	Capacity Kcal / h	Dimension LxHxW mm	Weight kg
AW0607-CA	1/2"	20	1.5	700	250x200x1108	3.3
AW0608-CA	1/2"	20	1.5	900	310x200x108	3.7
AW0608L-CA	1/2"	20	1.5	1500	410x200x108	5.2

Model "AL"	Thread PT"	Flow Rate l/min.	Working Pressure MPa	Capacity Kcal / h	Dimension LxHxW mm	Weight kg
AL404	1/2"	10	1	No fan	250x203x67	1
AL404-A	1/2"	10	1	1100	250x203x120	2.25
AL404-CA	1/2"	10	1	1200	250x203x120	2.85
AL404-4A	1/2"	10	1	800	250x203x98	1.75
AL608	3/8"	10	1	No fan	250x203x57	0.75
AL608-A	3/8"	10	1	800	250x203x110	2
AL608-CA	3/8"	10	1	900	250x203x110	2.6
AL608-4A	3/8"	10	1	600	250x203x88	1.5

Figura 8: Modelos de intercambiadores de calor del Fabricante RISEN GOLD.

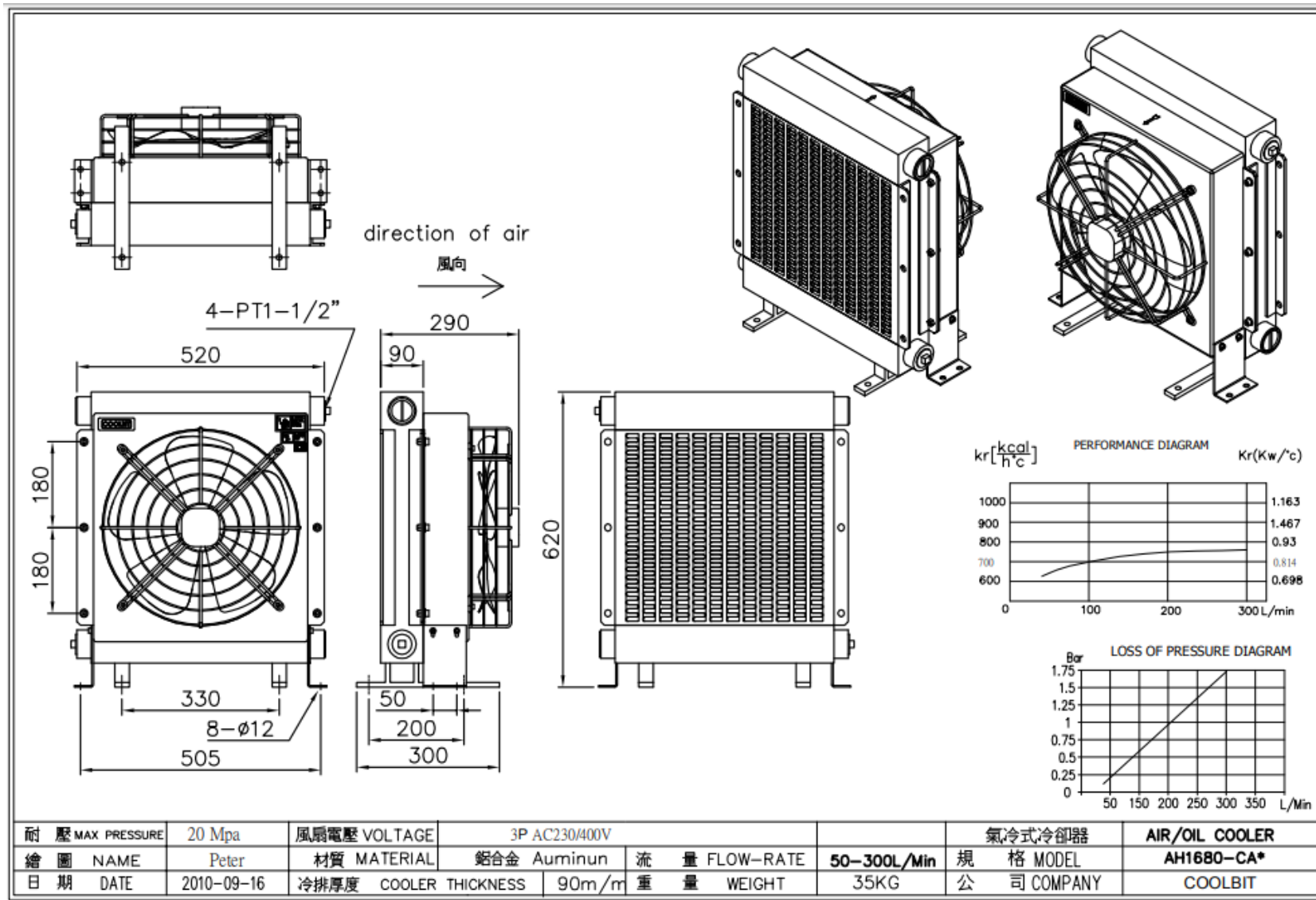


Figura 9: Plano de vistas del Intercambiador de calor AH1680-CA RISEN GOLD.

El modelo que se ajusta según las consideraciones básicas es el modelo AH1680-CA, con conectores de 1-1/2” y una capacidad de disipación de 32,000 Kcal/h (37.22 kW)

Pettern	型 式	AH1680T-CA
Rate of flow	流 量	300L/min
Working pressure	工作压力	≤20Bar
Fan power	风扇功率	380W
Cooling Capacity	冷却能力	(ΔT: 40℃) 32000Kcal/h
Weight	重 量	55KG
Fan voltage	风扇电压	AC220V-AC240V/AC380V/ DC12V/DC24V/50HZ/60HZ
(注: 若需要AC220V请致电业务查询。 If you need the AC220V, please contact the business)		



Figura 10: Datos Técnicos del Intercambiador de calor.

3.4. Presupuesto para la instalación de un intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

A continuación, realizaremos los cálculos de costos para la instalación del intercambiador de calor en la prensa hidráulica, el los anexo 12 y 13 se pueden observar los sustentos

Tabla 2: Presupuesto para instalación de intercambiador de calor en prensa hidráulica Cítricos Peruanos S.A.

Descripción	U.M	Cantidad	Precio Unit \$	Total US \$
Equipos y Materiales				
Intercambiador	und	1	590.00	590.00
Mangueras de 1-1/4	und	2	93.50	187.01
Adaptadores JIC 1 1/4	und	4	17.05	68.20
Adaptadores JIC 1 -1	und	2	9.94	19.87
Angulo Fe de 1 1/2"	und	1	19.40	19.40
Cable THW 90- 14AWG	m	22	1.19	26.27
Interruptor Termomagnéticos 6 A	und	1	10.45	10.45
Soldadura Cellocord 1/8"	Kg	2	3.73	7.46
Mano de Obra				
Soldadores	hh	8	2.84	22.69
Mecánico de Mntto	hh	18	2.84	51.04
Supervisión	hh	10	5.67	56.72
TOTAL DE INVERSION US				1,059.11

Fuente: Elaboración propia.

3.5. Evaluación de desempeño del intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

Después de haber realizado la instalación de calor se ha efectuado la evaluación de desempeño de funcionamiento del intercambiador de calor.

Para esta actividad se empleó un Pirómetro digital que nos permitió la medición de las temperaturas de en el tanque de almacenamiento de aceite y en los actuadores, se comprobó que la lectura esté en un rango adecuado de 40°-50°C



Figura 11: Realizando el diagnóstico de funcionamiento del intercambiador de calor.

IV. DISCUSIÓN

1. Sobre la situación actual de la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

Los resultados presentados demuestran que las altas temperaturas a las que han sido sometidos los elementos de la prensa, han originado consecuencia negativa en los elementos, el 40 % del tiempo estaba funcionando entre un rango de temperaturas que ocasiona degradación de aceite (70°C - 85°C), baja viscosidad del mismo y por lo tanto baja eficiencia de trabajo del sistema. De acuerdo a Lu, Zhang, Wang, Jin y Liu (2018), la temperatura influye significativamente en la estructura química de los retenes hidráulicos y sellos de nitrilo, su estudio determinó que en el rango de 70°C - 90°C , las influencias son significativas. En la figura siguiente se puede observar el estado de los retenes hidráulicos que se extrajeron de la prensa hidráulica en Cítricos Peruanos.



Figura 12: Retén nuevo vs retén usado con superficie endurecida con presencia de oxidación de elementos.

Por otro lado, la eficiencia de trabajo del aceite hidráulico, se ve afectada por la densidad que varía con la temperatura, según la ficha técnica del aceite hidráulico que es usado en la prensa a medida que se aleja de los 46°C , la densidad del aceite comienza a descender llegando a límites poco deseables para el trabajo (6.95 cst a los 100°C). El aceite puede llegar a fluir entre las juntas (presencia de fugas).

2. Dimensionamiento y selección para el intercambiador de calor de la prensa hidráulica.

Nuestro cálculo realizado en la parte 3, determinó el área mínima que se requiere con un tubo de aluminio con dimensiones de 13.6 x 2.5 mm de sección, el cual nos permitirá enfriar un caudal de aceite de 25 GPM (1.577 l/s), de acuerdo a la especificación de la bomba, cuyas características técnicas se pueden encontrar en el anexo 14



Figura 13: Placa de identificación de la bomba hidráulica del sistema de la prensa en Cítricos Peruanos S.A.

El intercambiador que deberíamos seleccionar debe tener la capacidad de enfriar una corriente de aceite de 1.577 l/s, mientras que el enfriador que hemos seleccionado tiene una capacidad de flujo de 300 l/min (5 l/s), es razonable ya que en nuestros cálculos hay suposiciones que pueden variar en la realidad como el hecho de que el coeficiente total de transferencia es constante a lo largo de todo el tubo y que los coeficientes de transferencia por convección se pueden predecir con las fórmulas que hemos aplicado, sin embargo se puede esperar que el U, puede variar hasta en 30%. Razón por la cual la selección nos asegura un correcto trabajo dentro de los rangos de temperatura que hemos fijado.

3. Presupuesto para la instalación de un intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

Considerando que:

Costo de Reparación Overhaul (según anexo)	US\$ 12,500.00	Costo de Overhaul
Duración Overhaul sin Enfriador	3 años	4,166.66 US\$ / año
Duración Overhaul con Enfriador	5 años	2,500.00 US\$ / año
Ahorro anual por mejora		1,666.66 US\$ / año

El tiempo de recuperación de la inversión será de:

$$t = \frac{\textit{Inversion a realizar}}{\textit{Ahorro anual}}$$

$$t = \frac{\textit{US$ 1,059.11}}{\textit{1,666.66 US\$/año}}$$

$$t = \textit{0.6354 años}$$

$$t = \textit{7.62 meses}$$

Consideramos que la inversión es oportuna y se puede recuperar en poco tiempo y los resultados permitirán generar otros beneficios indirectos como la reducción de tiempo en paradas de planta.

4. Evaluación de desempeño del intercambiador de calor en la prensa hidráulica de Cítricos Peruanos S.A.

Es notable la diferencia en el trabajo de la prensa, el fluido hidráulico alcanza una temperatura adecuada permitiendo tener elementos hidráulicos con menos calenturas, evitando generar accidentes de quemaduras, así también el ambiente de trabajo se encuentra más aceptable.



Figura 14: Medición de temperatura de los actuadores de la prensa hidráulica.

Por otro lado, la simplicidad, ha permitido una fácil instalación a un costo razonable, el fluido de enfriamiento es abundante y se puede regenerar naturalmente.



Figura 15: Intercambiador de calor instalado en la prensa hidráulica en Cítricos Peruanos S.A.

Al realizar la prueba de desempeño del intercambiador, se midió las condiciones de temperatura del medio ambiente, que registró 36°C del día 25 de septiembre a las 15:07, se utilizó un anemómetro digital con medidor de temperatura y humedad relativa,

Al encontrarse el fluido de trabajo a los 56°C de temperatura, el ventilador del intercambiador se activó y se pudo registrar la temperatura de salida del aire forzado en 48.4 °C a una HR de 20.4% con una velocidad de 8.37 m/s, decir el delta de temperatura entre la temperatura de ingreso del aceite ($T_{h,in}$) y la temperatura de salida del aire ($T_{c,sal}$) fue de $\Delta T_{REALI} = 7.6$ °C, si comparamos este resultado con el parámetro calculado $\Delta T_1 = 2.34$ °C, se puede apreciar que el intercambiador tiene gran poder de disipación de calor debido a su mayor capacidad de flujo de aceite frente al calculado. Así tenemos que la razón entre temperaturas real e ideal, es decir:

$$R_T = \frac{\Delta T_{REAL1}}{\Delta T_{IDEAL1}}$$

$$R_T = \frac{7.60^{\circ}C}{2.34^{\circ}C}$$

$$R_T = 3.24$$

Mientras que la relación de los caudales es:

$$R_Q = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}}$$

$$R_Q = \frac{5 \text{ l/s}}{1.57 \text{ l/s}}$$

$$R_Q = 3.18$$



Figura 16: Temperatura de salida del aire forzado en pleno funcionamiento del intercambiador.

V. CONCLUSIONES

1. La temperatura es un factor importante que influye en la vida útil de los elementos hidráulicos, especialmente de los retenes hidráulicos o elementos de nitrilo. La causa fundamental de las fugas de aceite en la prensa hidráulica se debió principalmente a la temperatura de trabajo del aceite hidráulico en la prensa de 70 °C - 85 °C en 40% de su desempeño diario.
2. La teoría de intercambiadores de calor nos ha permitido realizar el cálculo básico para poder seleccionar un modelo de fábrica compacto. Los resultados del cálculo pueden variar si no se consideran los coeficientes de incrustación de contaminantes y la resistencia de transferencia del material. La eficiencia de trabajo del intercambiador de calor seleccionado es 3 veces la eficiencia del calculado. Se garantiza el desempeño del intercambiador para las condiciones de trabajo de la prensa.
3. El costo de llevar a cabo el proyecto asciende a US\$ 1,059.11, representa menos del 10% del gasto para el over haul pero brinda un ahorro significativo a la empresa, pudiéndose recuperar en 8 meses aproximadamente
4. Queda demostrado que el uso del intercambiador de calor ha mejorado el régimen de trabajo de la prensa y las condiciones de operación en la zona para los trabajadores.

VI. RECOMENDACIONES

1. La instalación del intercambiador de calor no suprime el desgaste normal del aceite, especificado en la ficha del fabricante, por lo que es recomendable realizar el reemplazo total del aceite hidráulico a las 5,000 h de trabajo, se tendrá que instalar un horómetro para el control de las horas de trabajo en esta estación.
2. Se recomienda hacer mantenimiento periódico al intercambiador de calor cada 125 h, al encontrarse en un ambiente polvoriento que puede obstruir el flujo del aire forzado, se debe realizar una limpieza con aire comprimido a 20 PSI.
3. Es indispensable que el área del intercambiador permanezca libre de obstáculos, sobre todo en épocas de calor, para evitar reducir la eficiencia de trabajo del mismo.
4. Llevar un registro de temperaturas para hacer seguimiento y un plan de mantenimiento predictivo.

REFERENCIAS

AMARO, Henderson; **FERNANDEZ**, Gary. Evaluación de la eficiencia energética de un intercambiador de calor tipo coraza y tubo en el laboratorio de operaciones y procesos unitarios de la FIQ UNCP. Tesis para la obtención del Título de Ingeniero Químico. Huancayo: Universidad Nacional del Centro del Perú. Facultad de Ingeniería Química, 2015. 151 pp.

BAQIR, Ali; **MAHOOD**, Hameed; **KAREEM**, Ahmed. “Optimization and Evaluation of NTU and Effectiveness of a Helical Coil Tube Heat Exchanger with Air Injection”. Thermal Science and Engineering Progress. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. Disponible en <https://www.sciencedirect.com/journal/thermal-science-and-engineering-progress>. 2019. ISSN: 2451-9049

BERMAN, Theodore; **LAVINE**, Adrienne. Fundamental of Heat and mass Transfer. 8th ed. EE. UU: Elsevier. 2017. 1045 pp. ISBN 978-1-119-32042-5

CABANZON, Jacobo. Diseño y cálculo de un intercambiador de calor. Trabajo de investigación para la obtención el grado en ingeniería de tecnologías industriales. Catambria: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y Telecomunicación. Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2018. 73 pp.

CENGEL, Yunus; **GHAJAR**, Afshin. Heat and mass transfer: fundamentals and applications. 5th ed. EE. UU: McGraw-Hill. 2015. 1208 pp. ISBN 978-0-07-339818-1.

CORRAL, Roque. Introducción a los sistemas hidráulicos y neumáticos del avión. 1era ed. Madrid: Escuela técnica Superior de Ingenieros Aeronáuticos. 2012. 279 pp.

F. NG, ET AL. “Improving hydraulic excavator performance through in line hydraulic oil contamination monitoring”. Mech Syst Signal Process. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. 2016. ISSN: 0888-3270

GARCIA, José [et al]. “Cálculo del tamaño de la muestra en investigación en educación médica”. Investigación en Educación Médica. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. ISSN: 2007-5057

GASPAR, José; **CALVARIO**, Miguel y **KAMARLOUEI**, Mojtaba. Design tradeoffs of an oil-hydraulic Power Take-Off for Wave Energy Converters. Renewable Energy. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. ISSN: 0960-1481

HAJATZADEH, Ahmad [et al]. “An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy”. Energy Conversion and Management. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. Disponible en <https://www.journals.elsevier.com/energy-conversion-and-management>. 2019. ISSN: 0196-8904

HERNANDEZ, Roberto; **FERNANDEZ**, Carlos; **BAPTISTA**, María. Metodología de la investigación. 5ta ed. México: Mc Graw-Hill. 2010. 656 pp. ISBN: 978-607-15-0291-9 Principios Ingenieriles Básicos: Intercambiadores de Calor. Recursos internet. USA: Web comercial de hidráulica. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. Disponible en <https://www.hydraulicspneumatics.com/blog/principios-ingenieriles-b-sicos-intercambiadores-de-calor>

JEEVANASHANKAR, A; **MADHUSUDANA**, C; **KULKARNI**, B. “Thermal contact conductances of metallic contacts at low loads”. Applied Energy. Vol. 35. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. ISSN: 0959-6526

LOPEZ, Betty; **MEDINA**, Manuel; **ESCOBAR**, R, **ASTORGA**, C. “Diagnóstico de fallas en intercambiadores de calor: Enfoque multimodelos”. Congreso Anual 2009 de la Asociación de México de Control Automático. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. Disponible en http://amca.mx/memorias/amca2009/articulos/amca2009_90.pdf. 2009.

LOU, W; **ZHANG**, W; **WANG**, H; **JIN**, T; & **LIU**, X. “Influence of hydraulic oil on degradation behavior of nitrile rubber O-rings at elevated temperature”. Engineering Failure Analysis. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. 2018. ISSN: 1350-6307

MORTEAN, N; CISTERNA, L; PAIVA, K, MANTELLI, M. “Thermal and hydrodynamic analysis of a cross-flow compact heat exchanger”. Applied Thermal Engineering Vol. 150. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. 2019. ISSN: 1359-4311

MORTEAN, M; MANTELLI, M. “Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes”. Applied Thermal Engineering Vol. 151. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. ISSN: 1359-4311

NITSCHKE, Manfred; GBASAMOSI, R. Heat Exchanger Design Guide: A Practical Guide for planning, Selecting and Designing of shell and Tube Exchangers. 1ed ed. EE. UU: Elsevier. 2016. 266 pp. ISBN 978-0-12-803764-5

PEÑAZOLA, Jairo; URGILES, Fausto. Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis para la obtención del Título de Ingeniero Mecánico. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2009. 266 pp

YAN, Xiaopeng; CHEN, Baijin; ZHANG, Dongwei; WU, Chengxing; LUO, Wanxian. “An energy-saving method to reduce the installed power of hydraulic press machines”. Journal of Cleaner Production. Vol. 233. Fecha de consulta 17 de septiembre de 2019. Disponible en <https://www.sciencedirect.com/journal/applied-energy>. 1990. ISSN: 0306-2619.

ANEXOS

ANEXO 01.- Relaciones matemáticas para cálculo de intercambiador de calor.

De acuerdo a Nitsche (2016):

Determinación de área de intercambio de calor:

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T} (\text{m}^2) \quad (1)$$

Dónde: Q : Calor Absorbido ó cedido por la instalación (W)
U : Coeficiente Global de Transferencia (W/m²K)
ΔT : Gradiente de Temperatura (°C)

Además

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2)$$

Dónde: R_{fi}, R_{fo} : Factores de incrustación (m². °C/W)
A_i, A_o : Área de la superficie interior y exterior de la pared de los tubos
H_i, h_o : Coeficientes de transferencia de calor (W/m².°C)
K : Conductividad térmica del material (W/m°C)
L : Longitud del tubo (m)

Cengel (2015), indica que la velocidad de transferencia de calor de un fluido caliente hacia uno frío se da por la relación:

$$Q = m_c C_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (3)$$

$$Q = m_h C_{ph} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (4)$$

Dónde :

Los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente

m_c y m_p : gastos de masa
C_{pc}, C_{ph} : calores específicos
T_{c,sal}, T_{h,sal} : temperaturas de salida
T_{c,ent}, T_{h,ent} : temperaturas de entrada

En Berman y Lavinne (2017), se proporciona la información para analizar el enfriador utilizando el método de la Media Logarítmica de Temperatura. La ecuación (1), se expresa como sigue:

(5)

$$Q = UA\Delta T_m$$

Dónde:

ΔT_m : Diferencia de temperatura media

Además
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$
 (6)

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

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$
 (7)

$\Delta T_1, \Delta T_2$: diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (Entrada y salida del intercambiador) en intercambiador de flujo paralelo

Finalmente, para el análisis de Intercambiadores de Flujo Cruzado, se asume la misma diferencia de temperatura media que un intercambiador de flujo paralelo, pero afectado por un Factor de Corrección F.

La expresión de la temperatura media logarítmica queda expresada entonces como:

$$\Delta T_{ml} = F\Delta T_{ml,CF}$$
 (8)

Dónde:

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica en Flujo cruzado

F : Factor de corrección de tablas en anexos

$\Delta T_{ml,CF}$: Diferencia de temperatura media logarítmica en Contraflujo

Para los cálculos de coeficiente transferencia por convección se utilizarán las relaciones mencionadas por Cengel (2015)

Número de Reynolds

$$Re = \frac{V\phi_i}{\nu}$$

Dónde:

Re : Número de Reynolds

V : Velocidad del fluido (m/s)

Øi : diámetro hidráulico (m)

v : viscosidad cinemática en (m²/s)

Se tomará en cuenta que la transición de flujo laminar a turbulento puede ocurrir a menos de 2000 Reynolds de acuerdo a Morteau y Mantelli (2018) : “mostró que la transición de laminar a turbulento ocurrió durante 1600 <Re <2000” (p.11)

Número de Nusselt

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k}$$

Dónde:

Nu : Número de Nusselt

h_i : Coeficiente de transferencia por Convección (W/m²°C)

D_h : Diámetro hidráulico de tubería (m)

k : conductividad térmica (W/m°C)



VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO

Instrumento : Registro de temperaturas de aceite hidráulico en prensa de empaque

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y Nombres: CRISTIAN JESUS OCAÑA VELAZQUEZ

Profesión: INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

Actividad laboral actual : JEFE DE OPERACIONES

Estimado(a) experto(a), el instrumento a validar es un registro de observación de temperaturas de funcionamiento del equipo, objeto de estudio, por favor le pedimos responda las siguientes interrogantes:

a) Considera pertinente la aplicación de este registro de temperaturas del aceite hidráulico de la prensa hidráulica, para los fines establecidos en esta investigación:
Es pertinente Poco pertinente No es pertinente

b) Considera que el formato es adecuado para la recolección de datos
Es adecuado Poco adecuado No es adecuado


CHRISTIAN JESUS
OCAÑA VELÁSQUEZ
INGENIERO ELECTRICISTA
Reg. CIP N° 108942

Registro de Temperaturas de aceite hidraulico en Prensa de Empaque
(Anexo 03)

Item	Hora	Temperatura en tanque (°C)	Temperatura en Actuadores (°C)	presion de trabajo (PSI)	Item	Hora	Temperatura en tanque (°C)	Temperatura en Actuadores (°C)	presión de trabajo (PSI)

FECHA DE LECTURAS :

Evaluador :



**CHRISTIAN JESUS
OCAÑA VELÁSQUEZ**
INGENIERO ELECTRICISTA
Reg. CIP N° 108942

Fuente : Elaboración propia



VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO

FICHA DE VALIDACIÓN DE INSTRUMENTO

Instrumento : Análisis de Información documentaria

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y Nombres: CRISTIAN JESUS OCAÑA VELAZQUEZ

Profesión: INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

Actividad laboral actual : JEFE DE OPERACIONES

Estimado(a) experto(a), el instrumento a validar es análisis de documentos técnicos relacionados con el objeto de estudio, por favor le pedimos responda las siguientes interrogantes:

- a) Considera pertinente la aplicación de este Análisis de información documentaria, para los fines establecidos en esta investigación:

Es pertinente Poco pertinente No es pertinente

- b) Considera que el formato es adecuado para complementar la información de la investigación

Es adecuado Poco adecuado No es adecuado

**CHRISTIAN JESÚS
OCAÑA VELÁSQUEZ
INGENIERO ELECTRICISTA
Reg. CIP N° 108942**

"Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A"

ANÁLISIS DE INFORMACIÓN DOCUMENTARIA

(Anexo 04)

Fecha de Revisión documentaria:				
Diseñador:				
OBJETIVO DE REVISION				
<i>Resumen de especificaciones conceptuales</i>				
NOMBRE DE DOCUMENTO	TIPO	AUTOR	AÑO	Descripción de análisis

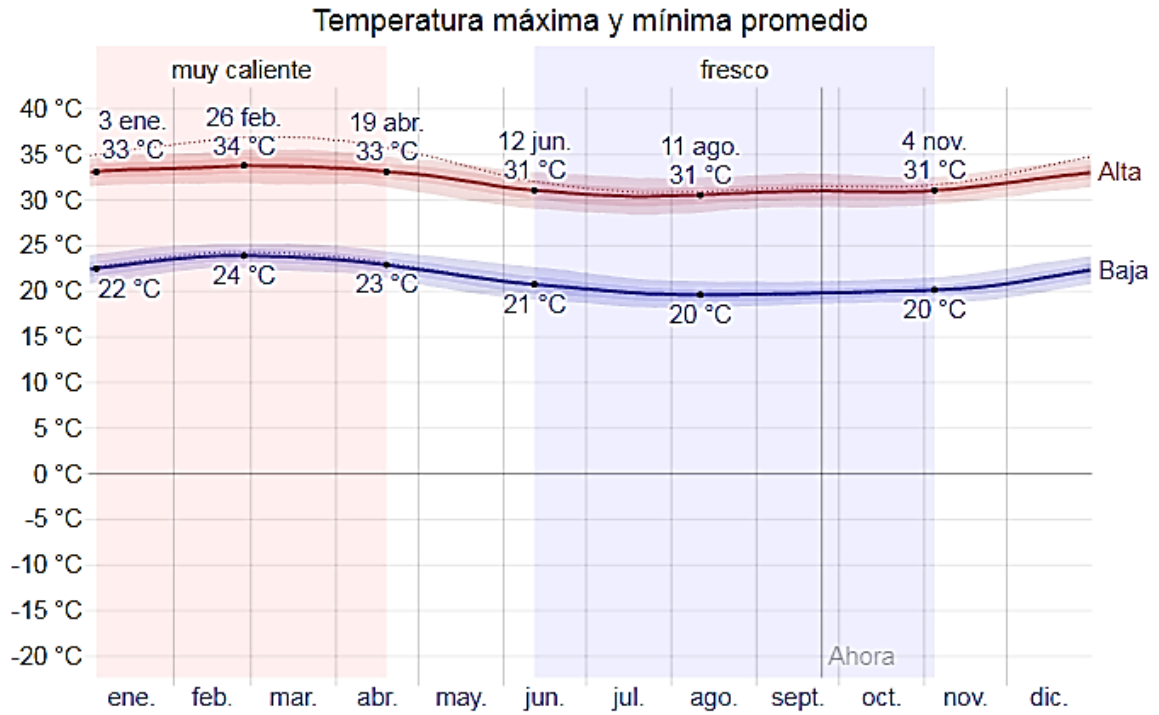


**CHRISTIAN JESUS
 OCAÑA VELÁSQUEZ**
 INGENIERO ELECTRICISTA
 Reg. CIP N° 108942

Anexo 04.- Registro fotográfico de diagnóstico de la prensa hidráulica del 17/08/2019 al 03/09/2019

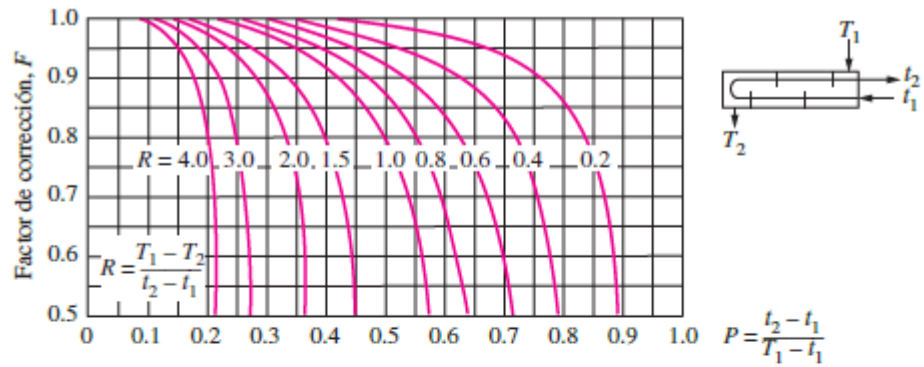


Anexo 05. Temperaturas promedio mensuales en el distrito de Tambogrande Piura

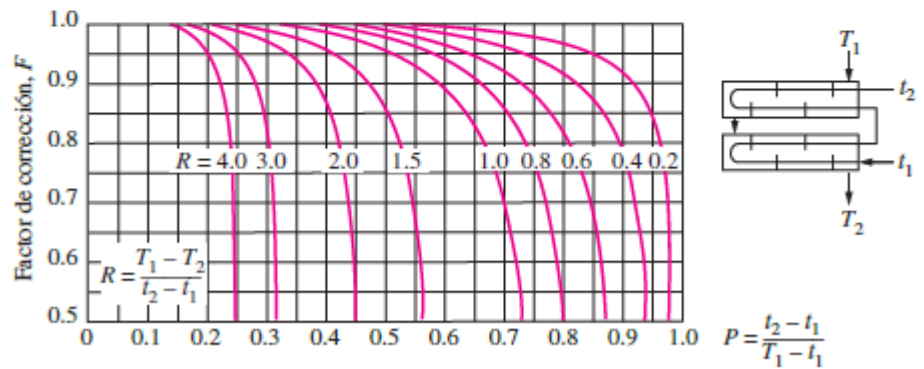


Fuente: <https://es.weatherspark.com/y/18264/Clima-promedio-en-Tambo-Grande-Per%C3%BA-durante-todo-el-a%C3%B1o>

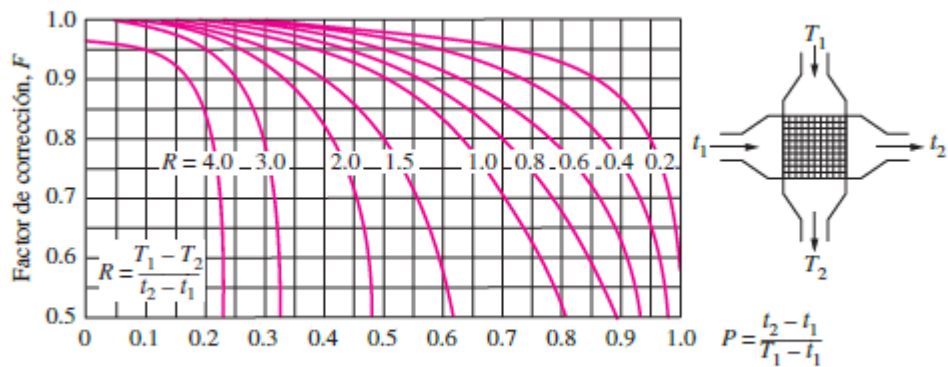
Anexo 06.- Diagramas del Factor de Corrección F, para intercambiadores de calor comunes de Flujo Cruzado. (Tomada de Bowman, Mueller y Nagle, 1940.)



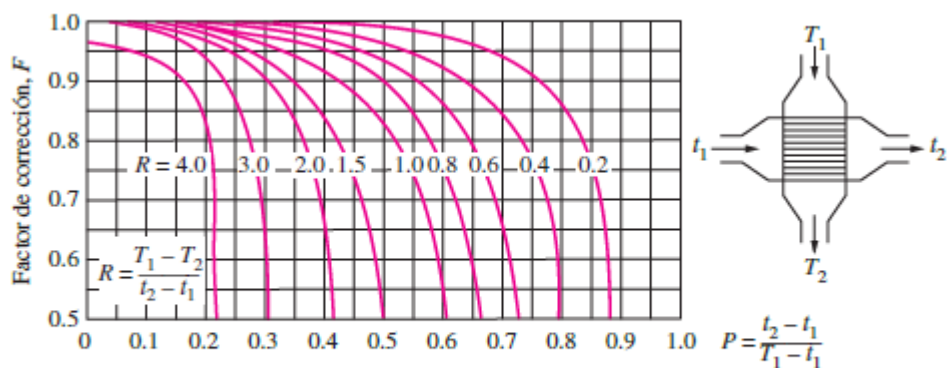
a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos



b) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos



c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no *mezclado*



d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo *mezclado* y el otro no *mezclado*

Anexo 07.- Propiedades Termodinámicas del aire a diferentes temperaturas

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Kayes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFVPlenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

Anexo 08.- Propiedades Termodinámicas del aceite a diferentes temperaturas

TABLA A-13

Propiedades de líquidos

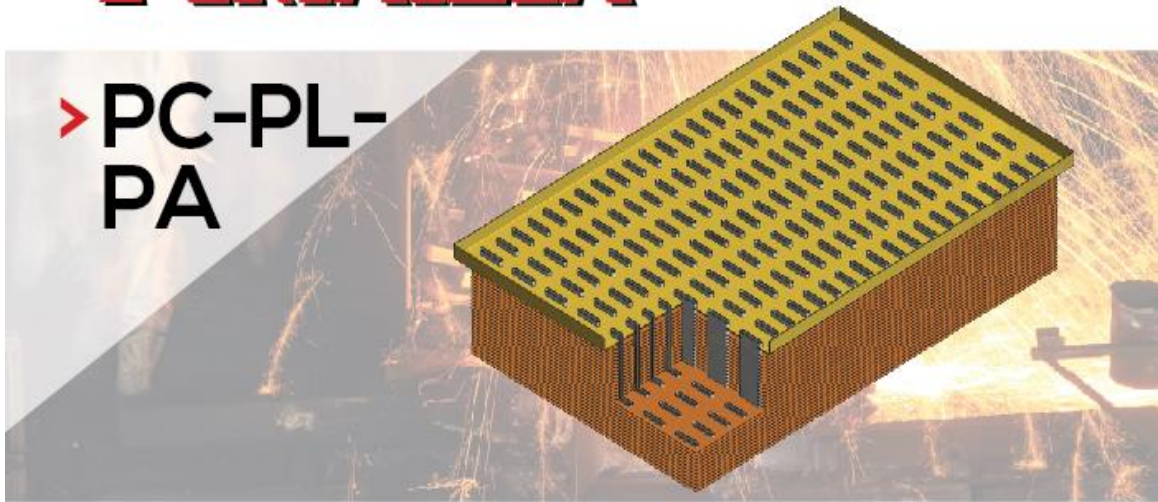
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr	Coefficiente de expansión volumétrica, $\beta,$ 1/K
<i>Metano (CH₄)</i>								
-160	420.2	3 492	0.1863	1.270×10^{-7}	1.133×10^{-4}	2.699×10^{-7}	2.126	0.00352
-150	405.0	3 580	0.1703	1.174×10^{-7}	9.169×10^{-5}	2.264×10^{-7}	1.927	0.00391
-140	388.8	3 700	0.1550	1.077×10^{-7}	7.551×10^{-5}	1.942×10^{-7}	1.803	0.00444
-130	371.1	3 875	0.1402	9.749×10^{-8}	6.288×10^{-5}	1.694×10^{-7}	1.738	0.00520
-120	351.4	4 146	0.1258	8.634×10^{-8}	5.257×10^{-5}	1.496×10^{-7}	1.732	0.00637
-110	328.8	4 611	0.1115	7.356×10^{-8}	4.377×10^{-5}	1.331×10^{-7}	1.810	0.00841
-100	301.0	5 578	0.0967	5.761×10^{-8}	3.577×10^{-5}	1.188×10^{-7}	2.063	0.01282
-90	261.7	8 902	0.0797	3.423×10^{-8}	2.761×10^{-5}	1.055×10^{-7}	3.082	0.02922
<i>Metanol (C₂H₅(OH))</i>								
20	788.4	2 515	0.1987	1.002×10^{-7}	5.857×10^{-4}	7.429×10^{-7}	7.414	0.00118
30	779.1	2 577	0.1980	9.862×10^{-8}	5.088×10^{-4}	6.531×10^{-7}	6.622	0.00120
40	769.6	2 644	0.1972	9.690×10^{-8}	4.460×10^{-4}	5.795×10^{-7}	5.980	0.00123
50	760.1	2 718	0.1965	9.509×10^{-8}	3.942×10^{-4}	5.185×10^{-7}	5.453	0.00127
60	750.4	2 798	0.1957	9.320×10^{-8}	3.510×10^{-4}	4.677×10^{-7}	5.018	0.00132
70	740.4	2 885	0.1950	9.128×10^{-8}	3.146×10^{-4}	4.250×10^{-7}	4.655	0.00137
<i>Isobutano (R600a)</i>								
-100	683.8	1 881	0.1383	1.075×10^{-7}	9.305×10^{-4}	1.360×10^{-6}	12.65	0.00142
-75	659.3	1 970	0.1357	1.044×10^{-7}	5.624×10^{-4}	8.531×10^{-7}	8.167	0.00150
-50	634.3	2 069	0.1283	9.773×10^{-8}	3.769×10^{-4}	5.942×10^{-7}	6.079	0.00161
-25	608.2	2 180	0.1181	8.906×10^{-8}	2.688×10^{-4}	4.420×10^{-7}	4.963	0.00177
0	580.6	2 306	0.1068	7.974×10^{-8}	1.993×10^{-4}	3.432×10^{-7}	4.304	0.00199
25	550.7	2 455	0.0956	7.069×10^{-8}	1.510×10^{-4}	2.743×10^{-7}	3.880	0.00232
50	517.3	2 640	0.0851	6.233×10^{-8}	1.155×10^{-4}	2.233×10^{-7}	3.582	0.00286
75	478.5	2 896	0.0757	5.460×10^{-8}	8.785×10^{-5}	1.836×10^{-7}	3.363	0.00385
100	429.6	3 361	0.0669	4.634×10^{-8}	6.483×10^{-5}	1.509×10^{-7}	3.256	0.00628
<i>Glicerina</i>								
0	1 276	2 262	0.2820	9.773×10^{-8}	10.49	8.219×10^{-3}	84 101	
5	1 273	2 288	0.2835	9.732×10^{-8}	6.730	5.287×10^{-3}	54 327	
10	1 270	2 320	0.2846	9.662×10^{-8}	4.241	3.339×10^{-3}	34 561	
15	1 267	2 354	0.2856	9.576×10^{-8}	2.496	1.970×10^{-3}	20 570	
20	1 264	2 386	0.2860	9.484×10^{-8}	1.519	1.201×10^{-3}	12 671	
25	1 261	2 416	0.2860	9.388×10^{-8}	0.9934	7.878×10^{-4}	8 392	
30	1 258	2 447	0.2860	9.291×10^{-8}	0.6582	5.232×10^{-4}	5 631	
35	1 255	2 478	0.2860	9.195×10^{-8}	0.4347	3.464×10^{-4}	3 767	
40	1 252	2 513	0.2863	9.101×10^{-8}	0.3073	2.455×10^{-4}	2 697	
<i>Aceite para motor (no usado)</i>								
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.

PC-PL
-PA

RADIADORES **FORTALEZA**

> **PC-PL-
PA**



Panels para alta presión de aceite. Tiene aletas planas, se dispone de 7 espesores de panel con una distribución de tubos de sección rectangular de 9/16" nominal sin costura dispuestos en línea con un paso de 11.11 mm.

Las aletas pueden ser de cobre (PC) y de acero con baño electrolítico de plomo estaño (PA) con parrillas de hasta 1/8" de latón o planchas LAC ASTM A569.

- ✓ **Tamaño nominal de tubo**
9/16"
- ✓ **Distribución y paso de tubos**
En línea 11,11mm
- ✓ **Material y Tipo de tubo**
Cobre sin costura
- ✓ **Tipo de Aleta**
Plana
- ✓ **Material de Aleta**
Cobre / Acero
- ✓ **Elementos Disipadores Adicionales**
Ninguno
- ✓ **Material y espesor de Parrillas**
Acero-latón Hasta 1/8"
- ✓ **Tipo de unión con parrillas**
Soldada Sn/Pb o Plata

TIPO	ESPESOR DEL PANAL (mm)	ESPESOR DEL PANAL (pulgadas) aprox	NºHILERAS
2	38.10	1 1/2"	2
3	57.15	2 1/4"	3
4	76.20	3"	4
5	95.25	3 3/4"	5
6	114.30	4 1/2"	6
7	133.35	5 1/4"	7
8	152.40	6"	8

Anexo 10.- Correlaciones para cálculo de Número de Nusselt.

Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (tomada de Zukauskas, 1972, y Jakob, 1949)

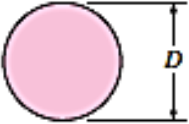

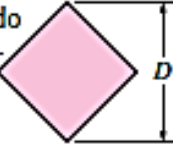
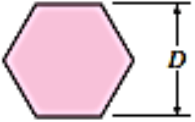
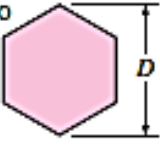
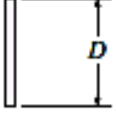

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
<p>Placa vertical</p> 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
<p>Elipse</p> 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

TABLA 11-2

Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas: Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

(Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

Anexo 12. Factura de compra de intercambiador de calor.

Hydraulicks.SAC

<http://www.hydraulicksac.com>

AV. ARGENTINA NRO. 523 INT. 1-7 OTR. CENTRO COMERCIAL ACDPROM (PASAJE 7) LIMA - LIMA - LIMA
 AV. C MZA. 3 LOTE. 14 URB. VIRGEN DEL ROSARIO LIMA - LIMA - SAN MARTIN DE PORRES
 Telefonos : (51-1) 4558727 Movistar: 959484514 Entel: 947206608
 Email: hydraulicksac@gmail.com / ventas@hydraulicksac.com

RUC: 20557681451

FACTURA ELECTRÓNICA

Nº F002-0000092

Fecha: **17 DE AGOSTO DEL 2019**

SEÑOR (ES): AGROMAR INDUSTRIAL S.A.
 RUC: 20110378956 N° DE OC:
 DIRECCIÓN : AV. PSEO DE LA REPUBLICA NRO. 3195 INT. 902 URB. CORPAC LIMA - LIMA - SAN ISIDRO

MONEDA : DOLARES
 TIPO DE CAMBIO : 3.42
 FORMA DE PAGO : Contado/Efectivo
 Nº GUIA : 002-001290
 VENDEDOR : Silvia Contreras

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	MARCA	CANT.	U.M.	P.UNIT.	SUBTOTAL
160040	FAN COOLER AC220V/200L	HYDRAULICKS	1	NIU	500.00	500.00
110050	D1VW020BNJW 24DC VALVE DIRECTIONAL	PARKER	1	NIU	127.12	127.12
110004	D1VW004CNUJW 24DC VALVE DIRECTIONAL	PARKER	1	NIU	211.86	211.86

Anexo 13. Factura de compra de accesorios para el intercambiador de calor.



DYSMAR EIRL
 Av. Sanchez Cerro N. 2141 - Piura.
 ventas@dysmareirl.com
 073303441
 PRINCIPAL: Av. Sanchez Cerro Nro. 2141 Piura. Tlf: 073-303441
 SUCURSAL PAITA: Av. Victor R. Haya de la Torre Mza.H.2 Lt. 18 A.H.
 Ciudad B. del Pesca Tlf: 073-211512
 SUCURSAL LIMA / LURIN: PARQUE INDUSTRIAL U.C. 10798 - UNIDAD
 5 SUB LOTE 1
 www.dysmareirl.com

RUC: 20197316269
**FACTURA DE VENTA
 ELECTRÓNICA
 F002 - 9009**

Señor(es)	CITRICOS PERUANOS S.A.	Moneda	DOLAR AMERICANO
RUC	20110366516	F. Emisión	12-09-2019
Dirección	AV. PASEO DE LA REPUBLICA NRO. 3195 URB. CORPAC INTERIOR 902 LIMA - LIMA - SAN ISIDRO	F. Vencimiento	12-09-2019
Moneda	DOLAR AMERICANO	Guia Remisión	T001-3181
Orden de Compra	3154		

CODIGO	DESCRIPCIÓN	UNI	CANT	V. VENTA \$	IMPORTE \$
	MANGUERA SAE 100R12-1 1/4 X 0.90 MT PRENSADA CON H GIR JIC AMBOS EXTREMOS	Uni	2	79.24	158.48
32.10.20.2020	ADAPTADOR A 90 M.NPT - M.JIC 1 1/4 X 1 1/4 STR	Uni	4	14.45	57.80
32.10.20.1616	ADAPTADOR A 90 M.NPT - M.JIC 1 X 1	Uni	2	8.42	16.84
OP. GRAVADA \$					233.12
IGV \$					41.96
TOTAL \$					275.08

SON DOSCIENTOS SETENTA Y CINCO CON 08/100 DOLAR AMERICANO

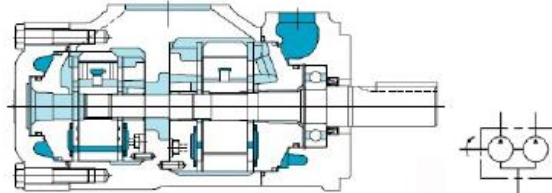
DESCRIPCIÓN	BANCO	MON	CUENTA	CCI
CUENTA CORRIENTE BCP MN	BANCO DE CREDITO	S/	475-2061192-0-99	
CUENTA CORRIENTE SCOTIABANK ME	BANCO SCOTIABANK	\$	000-4464953	
CUENTA CORRIENTE BCP ME	BANCO DE CREDITO	\$	475-2037580-1-04	
CUENTA CORRIENTE SCOTIABANK MN	BANCO SCOTIABANK	S/	000-2155397	
CUENTA CORRIENTE BBVA MN	BANCO CONTINENTAL	S/	667-38-0100001702	
CUENTA CORRIENTE BBVA ME	BANCO CONTINENTAL	\$	667-31-0100001710	
CUENTA DETRACCIÓN BANCO DE LA NACION	BANCO DE LA NACION	S/	00638-009684	

Resumen: Z4Zfn6j4Z+2RTGLCKcCFPjrj8WY=
 Representación impresa de la FACTURA Electrónica F002-9009.

Para consultar sus comprobantes electrónicos, puede ingresar al portal: fac.gestionx.com?e=1.46



Anexo 14. Características de Bomba hidráulica del sistema de la prensa



Double vane pump ordering code:

3525	VQ	38	A	21	- 1	AA	22	L	V
Model: 2520, 3520, 4520, 3525, 4525, 4535	Series: V=industrial VQ=mobile	Displacement code of shaft end pump	Port connections: A=SAE 4-bolt flange	Displacement code of cover end pump	Shaft type: 1=standard keyed 86=heavy duty keyed 11=splined	Outlet position* see below marked	Design number	Rotation: Viewed from shaft end R=clockwise (blank) L=anti-clockwise	Seal: Blank=buna V=viton

Vickers Vane pump	Displacement	A=opposite inlet port	B=- 90° CCW from inlet	C=inline with inlet	D=- 90° CW from inlet	
Vickers 20VQ pump	5 GPM	20VQ5A1A22R	20VQ5A1B22R	20VQ5A1C22R	20VQ5A1D22R	
	8 GPM	20VQ8A1A22R	20VQ8A1B22R	20VQ8A1C22R	20VQ8A1D22R	
	9 GPM	20VQ9A1A22R	20VQ9A1B22R	20VQ9A1C22R	20VQ9A1D22R	
	11 GPM	20VQ11A1A22R	20VQ11A1B22R	20VQ11A1C22R	20VQ11A1D22R	
	12 GPM	20VQ12A1A22R	20VQ12A1B22R	20VQ12A1C22R	20VQ12A1D22R	
Vickers 25VQ pump	14 GPM	20VQ14A1A22R	20VQ14A1B22R	20VQ14A1C22R	20VQ14A1D22R	
	10 GPM	25VQ10A1A22R	25VQ10A1B22R	25VQ10A1C22R	25VQ10A1D22R	
	12 GPM	25VQ12A1A22R	25VQ12A1B22R	25VQ12A1C22R	25VQ12A1D22R	
	14 GPM	25VQ14A1A22R	25VQ14A1B22R	25VQ14A1C22R	25VQ14A1D22R	
	17 GPM	25VQ17A1A22R	25VQ17A1B22R	25VQ17A1C22R	25VQ17A1D22R	
Vickers 35VQ pump	19 GPM	25VQ19A1A22R	25VQ19A1B22R	25VQ19A1C22R	25VQ19A1D22R	
	21 GPM	25VQ21A1A22R	25VQ21A1B22R	25VQ21A1C22R	25VQ21A1D22R	
	25 GPM	35VQ25A1A22R	35VQ25A1B22R	35VQ25A1C22R	35VQ25A1D22R	
	30 GPM	35VQ30A1A22R	35VQ30A1B22R	35VQ30A1C22R	35VQ30A1D22R	
	35 GPM	35VQ35A1A22R	35VQ35A1B22R	35VQ35A1C22R	35VQ35A1D22R	
Vickers 45VQ pump	38 GPM	35VQ38A1A22R	35VQ38A1B22R	35VQ38A1C22R	35VQ38A1D22R	
	42 GPM	45VQ42A1A22R	45VQ42A1B22R	45VQ42A1A22R	45VQ42A1D22R	
	45 GPM	45VQ45A1A22R	45VQ45A1B22R	45VQ45A1A22R	45VQ45A1D22R	
	50 GPM	45VQ50A1A22R	45VQ50A1B22R	45VQ50A1A22R	45VQ50A1D22R	
Vickers Vane pump	57 GPM	45VQ57A1A22R	45VQ57A1B22R	45VQ57A1A22R	45VQ57A1D22R	
	60 GPM	45VQ60A1A22R	45VQ60A1B22R	45VQ60A1A22R	45VQ60A1D22R	
	Vickers 2520VQ pump	Displacement	A=opposite inlet port	B=- 90° CCW from inlet	C=inline with inlet	D=- 90° CW from inlet
		Front and rear 5, 8,9, 11,12, 14, 17, 19, 21	2520VQ10A51CC22R	2520VQ12A51CC22R	2520VQ14A51CC22R	2520VQ17A51CC22R
			2520VQ10A81CC22R	2520VQ12A81CC22R	2520VQ14A81CC22R	2520VQ17A81CC22R
			2520VQ10A91CC22R	2520VQ12A91CC22R	2520VQ14A91CC22R	2520VQ17A91CC22R
2520VQ10A111CC22R			2520VQ12A111CC22R	2520VQ14A111CC22R	2520VQ17A111CC22R	
2520VQ10A121CC22R	2520VQ12A121CC22R		2520VQ14A121CC22R	2520VQ17A121CC22R		
Vickers 3520VQ pump	2520VQ10A141CC22R	2520VQ12A141CC22R	2520VQ14A141CC22R	2520VQ17A141CC22R		
	Front and rear 5, 8,9, 11,12, 14, 21,25, 30, 35, 38	3520VQ25A51CC22R	3520VQ30A51CC22R	3520VQ35A51CC22R	3520VQ38A51CC22R	
		3520VQ25A81CC22R	3520VQ30A81CC22R	3520VQ35A81CC22R	3520VQ38A81CC22R	
		3520VQ25A91CC22R	3520VQ30A91CC22R	3520VQ35A91CC22R	3520VQ38A91CC22R	
		3520VQ25A111CC22R	3520VQ30A111CC22R	3520VQ35A111CC22R	3520VQ38A111CC22R	
		3520VQ25A121CC22R	3520VQ30A121CC22R	3520VQ35A121CC22R	3520VQ38A121CC22R	
3520VQ25A141CC22R		3520VQ30A141CC22R	3520VQ35A141CC22R	3520VQ38A141CC22R		

Anexo 15. Registro fotográfico de temperaturas post instalación





LUBRITEK HYDRAULIC

46 AW
Lubricante Hidráulico
Anti Desgaste R&O
Mineral Premium

55 Gal / 208 Litros

LUBRITEK HYDRAULIC

Lubritek 46AW

Fluidos Hidráulicos Anti Desgaste R&O, proporcionan una mayor filtración que minimiza el mantenimiento debido al filtro de bloqueo. También ofrecen una resistencia extra a la descomposición térmica y proporcionan una protección superior contra la oxidación y la formación de depósitos mientras que previenen la formación de ácido para una protección superior contra la herrumbre y la corrosión.

PROPIEDADES Y BENEFICIOS:

- La protección excepcional contra el desgaste de los contaminantes y las altas temperaturas y presiones operativas asegura una mayor vida útil del equipo.
- Mantiene la viscosidad, incluso a temperaturas de funcionamiento más altas, y tiene suficiente reserva de aditivos principales, lo que resulta en la vida más larga del fluido y reducir los costos operativos
- Reducción de la formación de espuma garantiza un funcionamiento suave, eficiente y una lubricación adecuada de todas las partes en él.

APLICACIONES

Denison HF-0, HF-1, HF-2
 Vickers I-286-S y M-2950-S
 Cincinnati Machine P-68, P-69, P-70
 EEUU. de acero 127, 136
 DIN 51524, Parte 2
 General Motors LS-2
 JCMAS

ESPECIFICACIONES FÍSICAS

Gravedad específica @ 60° F (15,6 °C)	ASTM D4052	0,8683
Viscosidad a 40° C cSt	ASTM D445	46,03
Viscosidad @ 100° C cSt	ASTM D445	6,95
Punto de fluidez °C (°F)	ASTM D5950	-33 °C (-28 ° F)
Índice de viscosidad	ASTM D2270	105
Color	ASTM D-1500	0,5
El zinc, en peso. %	ASTM D 5185	0,041
El fósforo, en peso. %	ASTM D 5185	0,033
El calcio, en peso. %	ASTM D 5185	0,003
El azufre, en peso. %	ASTM D 4951	0,065
Gravedad, ° API	ASTM D287	31,46
Horas de oxidación	ASTM D943	5000

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

MG42464P	466	4	1gl (3,78 litre)
MG424622	462	2	2,5gl (9,4 litre)
MG42465G	465	5	L5G (18,9 litre)
MG424655	468	55	Galones



Acta de aprobación de originalidad del trabajo de investigación



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

Yo, Mg. Deciderio Enrique Díaz Rubio, docente de la facultad de ingeniería y escuela Profesional Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo-Chiclayo, revisor (a) del trabajo de investigación denominado: "Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A." de los estudiantes : Díaz Ruíz Jenny Jesse; Víctor Ricardo Timaná Silva, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 11% verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin.

El/la suscrito (a) analizo dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituye plagio. A mi leal saber y entender la tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas para la Universidad César Vallejo.

Pimentel, 20 Febrero del 2020



Mg. Deciderio Enrique Díaz Rubio
DNI 16728343

Reporte de turnitin

Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A.


INFORME DE ORIGINALIDAD

11 %	8 %	1 %	8 %
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	3 %
2	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1 %
3	tesis.pucp.edu.pe Fuente de Internet	1 %
4	www.scribd.com Fuente de Internet	1 %
5	Submitted to Systems Link Trabajo del estudiante	1 %
6	amca.mx Fuente de Internet	<1 %
7	alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
8	Submitted to Universidad Nacional de Colombia Trabajo del estudiante	<1 %

**Autorización de publicación de trabajo de investigación en repositorio institucional
UCV**

 UCV UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO	AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV	Código : F08-PP-PR-02.02 Versión : 09 Fecha : 10-06-2018 Página : 1 de 1
--	---	---

Yo **Jenny Jesse Díaz Ruíz**, identificado con **DNI N° 47364231**, egresado de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, autorizo () , No autorizo () la divulgación y comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado "Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A."; en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....



FIRMA

DNI: 47364231

FECHA: 16 de diciembre del 2019



**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE
TRABAJO DE INVESTIGACIÓN EN
REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV**

Código : F08-PP-PR-02.02
Versión : 09
Fecha : 10-06-2018
Página : 1 de 1

Yo **Victor Ricardo Timaná Silva**, identificado con **DNI N° 02866046**, egresado de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, autorizo () , No autorizo () la divulgación y comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado "Dimensionamiento de un enfriador de aceite para mejorar desempeño en prensa hidráulica de empaque en la empresa Cítricos Peruanos S.A."; en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

FIRMA

DNI: 02866046

FECHA: 16 de diciembre del 2019

Autorización de la versión final del trabajo de investigación



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

AUTORIZACIÓN DE LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

CONSTE POR EL PRESENTE EL VISTO BUENO QUE OTORGA EL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN DE

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

A LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA:

DÍAZ RUÍZ, JENRRY JESSE

INFORME TÍTULADO:

“DIMENSIONAMIENTO DE UN ENFRIADOR DE ACEITE PARA MEJORAR DESEMPEÑO EN PRENSA HIDRÁULICA DE EMPAQUE EN LA EMPRESA CÍTRICOS PERUANOS S.A”

PARA OBTENER EL TÍTULO O GRADO DE:

BACHILLER EN INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

SUSTENTADO EN FECHA : **16 de diciembre del 2019**

NOTA O MENCIÓN : **DIECISIETE (17)**



FIRMA DEL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

AUTORIZACIÓN DE LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

CONSTE POR EL PRESENTE EL VISTO BUENO QUE OTORGA EL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN DE

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

A LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA:

TIMANÁ SILVA, VÍCTOR RICARDO

INFORME TITULADO:

“DIMENSIONAMIENTO DE UN ENFRIADOR DE ACEITE PARA MEJORAR DESEMPEÑO EN PRENSA HIDRÁULICA DE EMPAQUE EN LA EMPRESA CÍTRICOS PERUANOS S.A”

PARA OBTENER EL TÍTULO O GRADO DE:

BACHILLER EN INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

SUSTENTADO EN FECHA : **16 de diciembre del 2019**

NOTA O MENCIÓN : **DIECISIETE (17)**



FIRMA DEL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN