

**TECNOLÓGICO DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE COACALCO**

***"REINGENIERÍA EN EL SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO EN CENTRAL
HIDRÁULICA"***

Proyecto Desarrollo Tecnológico

PARA OBTENER EL TÍTULO DE

**INGENIERO ELECTROMECAÁNICO
CON ESPECIALIDAD AUTOMATIZACIÓN
INDUSTRIAL**

PRESENTA

SERGIO GABRIEL MIRAFUENTES SEGURA.

201310198

ASESOR GABRIEL VARGAS CABALLERO.

COACALCO DE BERRIOZABAL, MÉX. AGOSTO, 2024

Agradecimientos

El presente trabajo está dedicado a mis padres Guillermo Mirafuentes Pérez y María Guadalupe Segura Perea por todo su apoyo y cariño durante toda mi carrera profesional, así como mis Hermanas que está presente en todo momento.

También quiero dedicar este trabajo mis profesores de la Universidad quienes me formaron profesionalmente, en especial a mi asesor ING. Gabriel Vargas Caballero quién me apoyó notablemente en la realización del presente trabajo.

ÍNDICE

Agradecimientos	2
CAPITULO I. GENERALIDADES DEL PROYECTO	4
1.1 Introducción	4
1.2 Problemática a resolver o necesidad o requerimiento del mercado	5
1.3 Objetivos	6
1.3.1 Objetivos General	6
1.3.2 Objetivos Específicos.....	6
1.4 Alcances y limitantes	7
CAPITULO II. MARCO TEÓRICO	8
2.0 Definiciones	8
2.1 Transferencia de energías	10
2.1.1 Formas de energías	10
2.2 Transferencia de calor tipos:.....	13
2.2.1 Transferencia de calor por conducción	13
2.2.2 Transferencia de calor por convección	15
2.2.3 Transferencia de calor por radiación.....	18
2.2.3.1 Tipos de flujo de radiación	19
2.3 Intercambiadores de calor	21
2.3.1 Clasificación de equipos de transferencia de calor	21
2.3.1.1 Según el tipo de servicio	21
2.3.2.1 De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor	24
2.3.2.2 De Acuerdo al Número de Fluidos Involucrados	24
2.3.2.3 De Acuerdo a la Disposición de los Fluidos	24
2.3.2.4 De Acuerdo a la Compactación de la Superficie	27
2.3.2.5 De Acuerdo al Tipo de Construcción.....	27
2.3.2.6 Intercambiador de Doble Tubo	27
2.3.2.7 Intercambiadores de Tubo y Carcaza o de Tubo y Coraza	28
2.3.2.8 Intercambiadores Enfriados por Aire y Radiadores.....	29
2.3.2.9 Intercambiadores de Placas Empacadas (PHE)	30
2.3.2.10 Intercambiadores en Espiral (SHE)	31
2.3.3 El coeficiente total de transferencia de calor	32
2.4 Análisis de los intercambiadores de calor.....	34
2.5 Selección de los intercambiadores de calor	39
2.5.1 Razón de transferencia del calor	39
2.5.2 Costo	40
2.5.3 Potencia para el bombeo	40
2.5.4 Tamaño y peso	40
2.5.5 Tipo	41
2.5.6 Materiales.....	41
2.5.7 Otras consideraciones	41
CAPITULO III. DESARROLLO DE METODOLOGÍA, PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS	42
3.1. Investigación de la falla	42
3.1 Se realiza un análisis de causa de la problemática del evento	42

3.1.1 Diagrama Ishikawa	52
3.1.2 Metodología 5 PORQUÉS	54
3.1.3 Diagrama Árbol de causa	57
3.1.4 Plan de acciones	58
3.2 Análisis de mejora para sistema de enfriamiento	59
3.3 Elección de intercambiador y de materiales para la instalación	62
3.3.1 Calculo	63
3.3.5 Simulator parker solutions.azuewebsites.net/calculation	67
3.4 Instalación de componentes	72
3.5 Pruebas en el sistema	75
3.6 Modificación de planos	81
3.7 Conclusiones	82
3.8 Recomendaciones	83
4. Bibliografía	84
5. Anexos	85
5.1 Catalogo HY10-1700/AMERICAS intercambiador de placas Parker	85
5.2. Catálogo de perfiles estructurales Gerdau Corsa.	92
5.3. Catalogo Tubinox tubería acero inoxidable	93
5.4 Catalogo Tubinox codos soldables tipo socket	94
5.5 Catalogo Tubinox tuerca unión H-H acero inoxidable.	95
5.6. Catalogo conexiones hidráulicas EATON.	96
5.7. Catalogo abrazaderas para tubo Parker.	97
5.8. Catalogo sensor de presión PN2094 IFM	98
5.9 Catalogo sensor caudalímetro magnético-inductivo SM900 IFM	99

CAPITULO I. GENERALIDADES DEL PROYECTO

1.1 Introducción

En el documento se desarrolla la investigación de una problemática común en la industria, durante el proceso de mantenimiento se resolvió una falla en un equipo, donde las modificaciones realizadas, se llevaron con una mala gestión ocasionando falta de información, referente a planos, especificaciones y proveedores adecuados.

La investigación surge a partir de una demora no programada de un equipo en la industria acerera, el cual, por una mala decisión del personal de mantenimiento, y desconocimiento de las modificaciones realizadas en los equipos hidráulicos, provocó mayores daños en el sistema.

El documento esta direccionado a para todo el personal que se dedique al proceso de producción y mantenimiento que desee saber cómo es el proceso de solución de un problema a base de una serie de pasos e investigaciones de todos los elementos que se relacionan en un proceso.

También se pretende determinar con facilidad todas la herramientas y metodologías que pueden facilitar la solución de problemas en varios sectores de la industria y puntos clave que debe seguir una investigación de este tipo, para no dejar puntos que se puedan perder durante a la solución de fallas.

1.2 Problemática a resolver o necesidad o requerimiento del mercado

Dentro del ramo siderúrgico, específicamente para la producción de varilla y perfiles de acero, se requieren de varios procesos y equipos. Entre ellos se pueden contar con un horno de arco eléctrico, una máquina de colada continua y un proceso de palanquilla.

En el proceso se tiene diferentes tipos de equipos que se trabajan con distintos tipos de energías, eléctricas, mecánicas, hidráulicas, neumáticas, entre otras.

Para generar la energía hidráulica se requiere de centrales hidráulica que alimenta a varios componentes y equipos. La energía hidráulica es muy importante en estos procesos por la fuerza y potencia que se requiere durante los procesos

Los paros no programados en el proceso, debidos a fallas ocasionadas por sobrecalentamientos, cuya causa se puede deber a un diseño mal elaborado ocasionando una sobrepresión en el equipo intercambiador de calor. De una central hidráulica en el área de Mcc.

Personal de mantenimiento al ver un pequeño lagrimeo en un intercambiador de calor tipo (enfriando con aire forzado). y al mitigar esa pequeña fuga se manipula unas válvulas de cierre el sistema del intercambiador provocando una sobre presión en el sistema y teniendo ruptura del intercambiador de calor (grieta) y que se dañe una tubería hidráulica que se encontraba dañada por las condiciones ambientales y antigüedad de la instalación la cual no había sido cambiada a su respectivo tiempo de vida.

La sobre presión se generó al cerrar las válvulas del intercambiador de calor el cual era una instalación fuera de especificación de plano original. el cual fue realizada por necesidad de disminuir la alta temperatura del sistema. anexando un intercambiador de calor en la línea de retorno a tanque de la central hidráulica y colocando un bypass manual para poder trabajar sin el intercambiador en caso de ser necesario

La falta de procedimientos de bloqueo de energías hidráulica, y la mala práctica de modificación de equipos y no tener un análisis del correcto funcionamiento del equipo y falta de actualización de planos para su correcta lectura y capacitación de personal nuevo que ingresa al departamento mantenimiento.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivos General

Rediseñar el sistema de enfriamiento en la central hidráulica para garantizar un funcionamiento óptimo del equipo.

1.3.2 Objetivos Específicos

Rediseñar un sistema simple y efectivo para su correcto funcionamiento del sistema y práctico para su fácil intervención al realizar algún mantenimiento necesario

Reubicar la trayectoria de fluido hidráulico del intercambiador de temperatura para evitar posibles sobre presiones en el sistema cuando se realice el mantenimiento del mismo.

Modificar planos hidráulicos para garantizar que personal de mantenimiento pueda identificar las modificaciones que se ha realizado al sistema y evitar posibles situaciones de riesgo al personal al manipular le equipo.

1.4 Alcances y limitantes

En la realización del proyecto se tiene como alcances la reingeniería del sistema de enfriamiento de una central hidráulica, realizando una instalación de un intercambiador de placas en el sistema de recirculación original de la central hidráulica para evitar posibles daños al manipular la central hidráulica en funcionamiento.

Se elimina el funcionamiento de un intercambiador tipo (aire forzado) el cual no está calculado para la capacidad de la central hidráulica y está instalado incorrectamente en el sistema.

La actualización de planos con las modificaciones que se realizaron a la central hidráulica.

Instalación de tubería y base para la instalación del intercambiador de placas para su correcto funcionamiento y fácil acceso correcto mantenimiento futuro.

Cambio de tubería dañada referente a diseño original causada por los daños que se tiene condiciones de trabajo y la antigüedad la que fue instalada en el 2008 y estaba con demasiado oxido y no tenía el suficiente grosor para un correcto funcionamiento.

El nombre de la empresa se mantendrá anónimo por cuestiones de confidencialidad, así como los logotipos de los planos y membretes se ocultarán.

CAPITULO II. MARCO TEÓRICO

2.0 Definiciones

El calor

El Calor (Q) es la energía térmica que se transfiere de un sistema y su entorno debida únicamente a una diferencia de temperatura entre dicho sistema y alguna parte de su entorno y se mide en la unidad joule (J)

Esa transferencia o propagación del calor entre un sistema y su entorno o entre dos sistemas puede llevarse a cabo mediante tres mecanismos diferentes: conducción, convección y radiación.

La temperatura

La temperatura (T) es una medida de qué tan “frío” o “caliente” está una sustancia. Con base en esto se podría concluir que entre más “calor” tenga un cuerpo su temperatura será mayor y viceversa.

Está íntimamente relacionado con el estado de equilibrio térmico entre dos sistemas. Así, dos sistemas en equilibrio térmico tienen la misma temperatura. Si dos sistemas se ponen en contacto y, al hacerlo, sus variables termodinámicas comienzan a cambiar, entonces los sistemas no estaban a la misma temperatura; sin embargo, llegarán a estar a una temperatura común cuando se alcance el equilibrio térmico. El principio cero es la base de las medidas termométricas. Dos cuerpos A y B están a igual temperatura cuando puestos por separado en contacto con un termómetro C, éste indica valores iguales en su escala.

“Un *termómetro* es cualquier dispositivo o sistema que se utiliza para conectar el valor de una de sus variables observables con la temperatura”.

Se puede medir en grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$), Kelvin ($^{\circ}\text{K}$), Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$) y Rankine (R)

La conducción

Es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos tales como acero, madera, corcho, plástico, claro que todos ellos a temperaturas de estado sólido. Cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura debido al contacto directo entre las moléculas del medio. Otro mecanismo de transferencia de calor por conducción es por medio de electrones “libres”. El mecanismo de los electrones libres es importante, principalmente en los sólidos puramente metálicos; la concentración de electrones libres varía considerablemente en las aleaciones y baja mucho en los sólidos no metálicos, es por ello que los metales puros son los mejores conductores de calor. La conducción puede aparecer en los sólidos, líquidos y gases. Sin embargo, en el caso de los líquidos y gases que puedan estar en circulación, la conducción se encuentra normalmente en combinación con el proceso de convección. Por consiguiente, la conducción pura tiene lugar fundamentalmente en los sólidos opacos, en donde el movimiento de masa se encuentra impedido.

La Presión

La presión se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el *esfuerzo normal*. Sin embargo, hay que destacar que la presión es una cantidad escalar mientras que la tensión es un tensor. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad los Newton por metro cuadrado (N/m²), también conocida como pascal (Pa). Es decir

$$1 Pa = 1 N/m^2$$

2.1

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para las presiones que se suscitan en la práctica. De ahí que sus múltiplos *kilopascal* ($1 KPa = 10^3 Pa$) y *Megapascal* ($1 Mpa = 10^6 Pa$). Se use más comúnmente. Otras tres unidades de presión de uso extendido principalmente en Europa, son *Bar*, *atmosfera estándar* y *kilogramo fuerza por centímetro cuadrado*.

La presión real en una determinada posición se llama presión absoluta, y se mide respecto al vacío absoluto (es decir, presión cero absoluta). Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera, por lo que indican la diferencia entre la presión absoluta y la atmosfera local; esta diferencia es la presión manométrica. La *P* manométrica puede ser positiva o negativa pero las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como presiones de vacío y se miden mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosférica y absoluta. Las presiones absolutas, manométrica y de vacío se relacionan entre sí mediante

$$P_{manométrica} = P_{abs} - P_{atm}$$

2. 2

$$P_{vacío} = P_{atm} - P_{abs}$$

2. 3

2.1 Transferencia de energías

2.1.1 Formas de energías

La energía puede existir en varias formas: térmicas, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, cuya suma conforma **la energía total** E de un sistema, la cual se denota por la *unidad de masa* mediante e y se expresa como

$$e = \frac{E}{m} \quad (\text{kJ/kg})$$

2. 4

La termodinámica no proporciona información acerca del valor absoluto de la energía total, sólo trata con el *cambio* de ésta, que es lo importante en los problemas de ingeniería. Así, a la energía total de un sistema se le puede asignar un valor de cero ($E=0$) en algún punto de referencia que resulte. El cambio de energía total de un sistema es independiente del punto de referencia seleccionado.

En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar dos grupos para las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: *macroscópicas* y *microscópicas*. las formas macroscópicas de energías las que posee un sistema como un todo en relación con cierto marco de referencia exterior, como las son las energías cinética y potencial. Las formas **microscópicas** de energía son las que se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de actividad molecular, y son independientes de los marcos de referencia externos. La suma de todas las formas microscópicas de energía se denomina **energía interna** de un sistema y se denota mediante U .

La energía macroscópica de un sistema se relaciona con el movimiento y la influencia de algunos factores externos como la gravedad, el magnetismo, la electricidad y la tensión superficial. La energía que posee un sistema como resultado de un movimiento en relación con cierto marco de

referencia se llama **energía cinética** (EC). Cuando todas las partes de un sistema se mueven con la misma velocidad, la energía. La cinética se expresa como

$$EC = m \frac{V^2}{2} \quad (kJ)$$

2. 5

O bien, por su unidad de masa.

$$ec = \frac{V^2}{2} \quad (kJ/kg)$$

2. 6

Donde V denota la velocidad del sistema con respecto a algún marco de referencia fijo. La energía cinética de un cuerpo sólido que gira se determina mediante $\frac{1}{2}I\omega^2$, donde I es el momento de inercia del cuerpo y ω es la velocidad angular.

La energía que posee un sistema como resultado de su incremento de altura en un campo gravitacional se le llama **energía potencial** (EP) y se expresa como

$$EP = mgz \quad (kj)$$

2. 7

O, por unidad de masa,

$$ep = gz \quad \left(\frac{kJ}{Kg}\right)$$

2. 8

Donde g es la aceleración gravitacional y z es la altura del centro de gravedad de un sistema con respecto a algún nivel de referencia elegido arbitrariamente.

Los efectos magnéticos, eléctricos y de tensión superficial son significativos sólo en casos especiales y en general se ignoran. En ausencia de esta clase de efectos, la energía total de un sistema consta sólo de la energías cinética, potencial e interna, y se expresa como

$$E = U + EC + EP = U + m \frac{v^2}{2} + mgz \quad (kj)$$

2. 9

O bien, por su unidad de masa,

$$e = u + ec + ep = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

2. 10

La mayor parte de los sistemas cerrados permanecen estacionarios durante un proceso y, por lo tanto, no experimentan cambios en sus energías cinética y potencial. Los sistemas cerrados cuya velocidad permanecen constantes durante un proceso generalmente se denominan **sistemas estacionarios**. El cambio en la energía total ΔE de un sistema fijo es idéntico al cambio en su energía interna ΔU .

Los volúmenes de control en general están relacionados con el flujo de un fluido durante largos periodos, y es conveniente expresar en forma de tasa del flujo de energía asociado al flujo de un fluido. Esto se consigue al incorporar el **flujo másico** $\dot{m}$, que es la cantidad de masa que fluye por un sección transversal por unidad de tiempos; y se relaciona con el **flujo volumétrico** $\dot{V}$, definido como el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante

$$\text{flujo másico} \quad \dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_t V_{prom} \quad \left(\frac{kg}{s}\right)$$

2. 11

Que es análogo a $m = \rho V$, donde ρ es la densidad del fluido, A_t el área de sección transversal de flujo y V_{prom} es a velocidad media de flujo normal a A_t . El punto sobre el símbolo se usa para indicar *tasa de cambio respecto al tiempo*. Entonces, el flujo de energía asociado con un fluido que fluye a una tasa de $\dot{m}$ es

$$\text{Flujo de energía:} \quad \dot{E} = \dot{m} e \quad \left(\frac{kJ}{s} \text{ o } KW\right)$$

2. 12

Lo que es análogo a $E = me$

2. 13

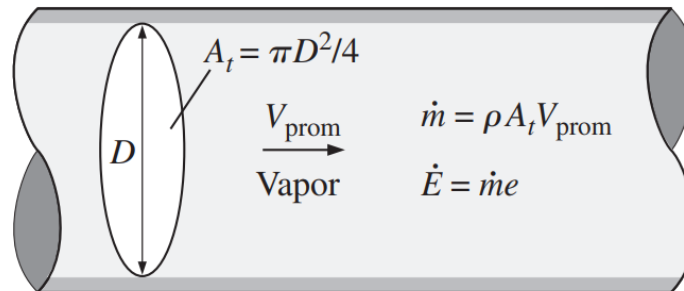


Ilustración 1 Tasa de flujo de masa y energía asociados a un flujo de vapor en un tubería de diámetro interno D con una velocidad promedio de V_{prom} .

2.2 Transferencia de calor tipos:

2.2.1 Transferencia de calor por conducción

La conducción es un proceso de propagación de la energía térmica que se realiza por contacto directo entre las partículas de una sustancia o entre dos cuerpos diferentes. Al igual que los metales; los gases también pueden conducir el calor por contacto directo; esta conducción es más rápida, puesto que es ayudada por la tendencia a la difusión de los gases. Algo parecido sucede en la conducción entre líquidos. En el estado sólido, la transferencia de calor obedece principalmente a la vibración estructural de los cristales que lo componen.

Encontrar la ecuaciones al fenómeno de la conducción, equivale a establecer la relación que existe entre una variación en la temperatura, el espacio en donde se efectúa (x, y, z), la cantidad de calor transferida y el tiempo (θ) en que tiene lugar la conducción; esto es;

$$T = F(x, y, z, \theta)$$

2. 14

Si consideramos varios puntos de un cuerpo que sufre un proceso de conducción, notaremos que estos están a diferentes temperaturas y dependiendo el sentido de la conducción la temperatura bajará o se incrementará a lo largo de esos puntos, si en el transcurso del tiempo, la temperatura

permanece constante en un punto, estaremos hablando de un régimen de conducción estacionario que se define para un determinado punto por;

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0$$

2. 15

Si, por lo contrario, la temperatura en este punto sufre una variación, ya se dé aumento o disminución, tendremos un régimen de conducción transitorio.

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} \neq 0$$

2. 16

El punto referido podrá también calentarse y enfriarse sucesivamente, con lo que el régimen transitorio se convierte también en alternativo.

En un cuerpo determinado es posible encontrar que un gran número de puntos poseen la misma temperatura. El lugar geométrico que agrupa a todos estos puntos es llamado isoterma.

Al hablar de conducción de calor en la maquinas térmicas, suponemos siempre que el material de construcción a través del cual se efectúa la transferencia será homogéneo en lo que a composición química se refiere. La ecuación matemática que nos permite relacionar la cantidad de calor que fluye a través de este tipo de materiales es la ecuación de Fourier y se aplica al paso del calor a través de cuerpo planos como son placas, paredes, etcétera, y está definida por la siguiente expresión:

$$Q = \frac{K A (T_2 - T_1)}{L} \theta \quad [Kcal]$$

2. 17

En Donde $(T_2 - T_1)$ representa el incremento de temperatura entre ambas superficies del cuerpo en cuestión; (K) es el coeficiente de conducción térmica que varía dependiendo de la composición química del material; (A) representaría el área a través de la cual se propaga el calor; (L) será la distancia entre la superficie del material y (θ) será el tiempo requerido en la transmisión del calor.

El calor se expande en forma vectorial, esto es, en cuatro dimensiones; tres de ellas correspondientes al espacio común y la cuarta correspondiente al tiempo. El calor es difícilmente

almacenable y se diluye incesantemente, por lo que es muy importante tener en cuenta que el calor que posee un cuerpo, al igual que todas las energías, están dado en función del tiempo.

2.2.2 Transferencia de calor por convección

En la convección siempre interviene un fluido en movimiento que será el agente de transporte de calor. De hecho, la convección es un caso particular de conducción entre un sólido y un líquido. Aquí también tenemos dos casos dependiendo de si el flujo de calor va desde el sólido hacia el fluido o viceversa. En ambos casos, las ecuaciones matemáticas que definen el transporte de calor son iguales y sólo cambiará el signo característico de la dirección de la energía.

La convección puede ser clasificada en convección libre o natural y la forzada.

La convección libre sólo conlleva el movimiento natural de las partículas fluidas debido a la diferencia del peso específico de las moléculas por razones de temperatura. La convección forzada toma ventaja del incremento de energía cinética que puede ser inducido por el movimiento de otro fluido que viene a crear una diferencia de potencial cinético, lo que se traduce en el proceso de convección. Generalmente unos dispositivos llamados toberas o eyectores mismos que debido a su particular diseño logran incrementar las velocidades de los fluidos mediante una estrangulación en el paso del fluido, o bien, una disminución de la velocidad de flujo a la ampliación del área del flujo.

En la convección existe un fluido transmisor que con su movimiento lleva el calor entre dos sólidos más o menos cercanos. Por otra parte, la convección incluye suyo, otros dos fenómenos de conducción, la cual se efectúa entre el sólido más caliente y el fluido transmisor y la que hay entre éste y el cuerpo frío.

Por lo anterior, se desprende que para calcular la cantidad de calor que se transmite en el fenómeno de convección, habrá de emplear una ecuación de conducción entre dos medios diferentes, un sólido y un fluido de movimiento.

Tal ecuación debemos al ingeniero prolífico de Newton y cuyo planteamiento matemático se expresa como:

$$Q = \alpha (T_s - T_f) A \theta$$

2. 18

En donde (Q) es la cantidad de calor transmitida entre las dos fases, (A) es el área del sólido que transmite o recibe el calor, (T_s) es la temperatura del sólido, (T_f) es la temperatura del fluido, (θ) es el tiempo en el que se transcurre el calor y (α) es un coeficiente de transmisión, cuyo valor se encuentra empíricamente y que varía dependiendo del tipo de sólido y la clase de gas que intervienen en el intercambio calorífico.

Despejando el valor del coeficiente (α) en nuestra anterior ecuación, tenemos que;

$$\alpha = \left(\frac{1}{(T_s - T_f)} \right) \left(\frac{Q}{\theta A} \right) \left[\frac{Kcal}{m^2} * hora ^\circ C \right]$$

2. 19

La temperatura de un tubo que transporta un fluido caliente en su interior, varía con la distancia, estando más caliente en la zona más cercana a la estrada del fluido caliente. Al avanzar el fluido comunica su calor a las paredes del tubo lo que hace que pierda temperatura al seguir su curso, y así su “poder calorífico” va menguando con la distancia. En tubo mismo, hay una conducción de calor directa, pues las moléculas más calientes del tubo en cuestión, es decir, de mayor energía cinética, comunicarán a ésta con la más frías y lentas. La dirección de esta conducción metal-metal será igual a la del fluido. De la misma manera, en la parte exterior del tubo, hay otra conducción de calor del metal del tubo hacia el medio que lo rodea. En este caso, también se utiliza la ecuación anterior y varía el coeficiente (α) dependiendo de las sustancias que intervienen en el fenómeno. Podemos indicar también que (α) varía a través del tubo ya que la diferencia ($T_s - T_f$) no es constante a lo largo del mismo y aquí puede usarse una ecuación diferencial derivada de la anterior:

$$\alpha = \left(\frac{1}{(T_s - T_f)} \right) \left(\frac{dQ}{dA} \right)$$

2. 20

(α) depende también de la velocidad del fluido, de sus condiciones de dirección, de la forma del sólido, de la temperatura, entre otros.

La determinación de este coeficiente se lleva a cabo en forma práctica y para ello habrá que tener en cuenta una serie de factores tales como: el lugar geométrico del sólido en cuestión, los calores específicos del sólido y del fluido, la velocidad del flujo, etc. De acuerdo a este último se puede establecer la ecuación diferencial de la transmisión del calor por circulación, es decir la ecuación del intercambio de calor en los límites de contacto entre el fluido y la pared, para una capa elemental en función de las fórmulas de Fourier y Newton, con $\theta = 1 \text{ hora}$. Así el calor es transmitido a través de la capa límite del fluido por conducción, de acuerdo con la fórmula de Fourier

$$dQ = -KdA\left(\frac{dT}{dL}\right)$$

2. 21

En esta relación $\left(\frac{dT}{dL}\right)$ es el gradiente de temperatura en la dirección perpendicular a la pared.

Por otra parte, la transmisión del calor por convección está expresada según la Ley de Newton de la siguiente forma:

$$dQ = \alpha \Delta T dA$$

2. 22

A velocidades medias y temperaturas no muy altas, ambas cantidades son iguales, por lo que tenemos:

$$\alpha = \left(\frac{K}{\Delta T}\right)\left(\frac{dT}{dL}\right)$$

2. 23

Así podemos calcular en función de (k) los valores de (α) ;

En la convección natural, el fluido permanece estático y puede haber dos tipos de esta convección no dinámica: que es el fluido que rodee al sólido –que bien puede ser otro fluido estático-, o bien, que el primer esté circunscrito o limitado por el segundo. Hacia el fluido o viceversa, dependiendo de cuál de ellos se encuentre con mayor contenido de calor. En ambos casos también se usa la misma ecuación para calcular el calor transferido entre las fases que compone del sistema. Nos referimos a la ecuación de Newton

$$Q = (T_c - T_f)A\theta$$

2. 24

Este fenómeno de transmisión de calor estático, aunque aparece constante en la práctica ingenieril, su medición es totalmente práctica y sólo rara vez se llega a preciar del empleo de la ecuación de Newton. Por lo demás, el tiempo que tarda en enfriar.

Esto no sucede al referirnos a la convección forzada en donde si se hace necesario el concurso de la matemática para lograr el diseño de cambiadores de calor de tal o cual tamaño, con tal o cual material para lograr una determinada transmisión calorífica entre las sustancias en cuestión.

Aquí tampoco la ecuación de Newton tiene una precisión suficiente ya que el factor (α) estaría también en función de masas en movimiento relativo, con lo que en la totalidad de los casos habría que hacer la determinación del mismo y las cualidades de inferencia que nos brinda las matemáticas que darían reducidas prácticamente a cero.

En la convección forzada de los fluidos, son los líquidos los que mayor posibilidad tienen en la transmisión de calor, ya que su densidad es mayor, aunque por ello mismo, las velocidades de trabajo de esto son más limitadas –menores- que para el caso de los gases.

2.2.3 Transferencia de calor por radiación

Aunque todas las moléculas de una sustancia que ha logrado adquirir cierta temperatura, son capaces de poseer ese movimiento oscilatorio que se crea la onda electromagnética, el fenómeno de transferencia de calor por radiación se limita a una capa muy superficial de la sustancia aludida, ya que bien las moléculas internas de la sustancia emiten radiaciones térmicas, estas son absorbidas nuevamente por las moléculas vecinas sin que se logren atravesar hasta la superficie de las sustancias. De hecho, la capa de transmisión radiante que, si logra enviar las radiaciones hacia el exterior de dicha sustancia, es en el caso de los buenos conductores, una película no mayor de un micrón de espesor.

La transmisión térmica por radiación tiene una extensa aplicación en varios campos de la ingeniería moderna, en particular, ingeniería nuclear, desecación, iluminación, metalúrgica, tecnología del Helio, satélites artificiales, entre otros.

El fenómeno de la radiación térmica se refiere a la propagación de la energía interna que posee una sustancia gaseosa, líquida o sólida. Esta propagación se efectúa por medio de ondas electromagnéticas que se transmiten en el vacío a la velocidad de las interacciones de la energía (300,000 km/Seg).

Cuando un cuerpo emisor o radiante emite estas ondas electromagnéticas y otro circundante las absorbe, este último las convierte nuevamente en energía térmica. Además, posee propiedades corpusculares, dando que la energía térmica es emitida y absorbida en cantidades discretas a través de cuantos de luz o fotones. Es conveniente recordar aquí que el fotón es una partícula de materia que posee energía, cantidad de movimiento y masa electromagnética. De esta manera, podemos decir que hasta hoy la radiación térmica es considerada como una dispersión de un gas de fotones.

La radiación es de este modo un fenómeno de naturaleza doble, dando que posee las propiedades de continuidad de las ondas electromagnéticas y las discretas típicas de los fotones, podemos decir que la síntesis de ambas propiedades en el concepto de que la energía y la cantidad de

movimiento se atribuye a los fotones y de que la probabilidad de encontrarla en determinada parte del espacio se atribuye a las ondas. La radiación térmica sólo se diferencia de la radiación electromagnética o de cualquier otra naturaleza por la longitud de onda.

La mayor parte de las sustancias sólidas o fluidas poseen un aspecto continuo, es decir, la energía que son capaces de emitir la irradian en longitudes de onda que van desde cero hasta infinito. Solo los gases y algunos materiales emiten energía en su espectro discontinuo –dentro de cierto intervalo de longitud de onda-.

La radiación térmica es un fenómeno que está en función de la temperatura y de la topografía de la superficie emisora (los gases también del volumen y de la presión). La radiación térmica, como hemos señalado anteriormente, es por esta razón, que los gases poseen muy poca capacidad de radiación.

La radiación térmica desprende fundamentalmente de la temperatura, es decir, es una función exponencial de la temperatura que guarda una relación directamente proporcional. Esta condición es quizá la diferencia más importante entre la radiación térmica y los procesos de conducción y convección, por lo tanto, a bajas temperaturas predominan las dos últimas y a altas temperaturas la radiación térmica es la principal forma de transferencia de calor.

2.2.3.1 Tipos de flujo de radiación

Dentro de diferentes intervalos de longitudes de onda la radiación puede clasificarse en monocromática y espectral u homogénea. Para los efectos de esta obra nos referimos a la radiación definida por la siguiente expresión.

$$E = \frac{dQ}{dA} \quad [\text{K cal /kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{hr}]$$

2. 25

Donde (dQ) es el flujo de calor radiante emitido por una superficie elemental (dA) y (E) el flujo total emitido por unidad de área. lo que podemos decir que:

$$Q = \int E \, dA \quad [\text{Kcal}]$$

2. 26

En el fenómeno de la radiación calorífica, la energía interna irradiada por el cuerpo emisor no es en su totalidad absorbida por el cuerpo receptor (Q_a) sino que la parte es reflejada (Q_r) y en partes atraviesa (Q_c) a este cuerpo. Por lo que podemos escribir la siguiente ecuación:

$$Q_{tot} = Q_a + Q_r + Q_c$$

2. 27

Si llamamos a:

$$\frac{Q_a}{Q_{tot}} = A = \text{Poder de absorción}$$

2. 28

$$\frac{Q_r}{Q_{tot}} = R = \text{Poder de reflexión}$$

2. 29

$$\frac{Q_c}{Q_{tot}} = C = \text{Poder de trnasporencia}$$

2. 30

Podemos escribir la siguiente relación

$$A + R + C = 1$$

2. 31

La sustancia que dentro de cierto intervalo de longitud de onda absorbe la totalidad de la energía incidente se llama cuerpo negro ($A = 1$).

La sustancia que reflejan totalmente la energía radiante se llama espejos perfectos o cuerpos absolutamente blancos ($R = 1$).

Las sustancias que son atravesadas completamente por la energía radiante se llaman cuerpos perfectamente transparentemente o diatérmanos ($C = 1$).

Los valores de A , R y C desprenden para cada cuerpo de su temperatura, de la longitud de onda de la radiación y obviamente de la naturaleza de los mismos.

2.3 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender **convección** en cada fluido y **conducción a través** de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un **coeficiente total de transferencia de calor U** que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un punto dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador

2.3.1 Clasificación de equipos de transferencia de calor

2.3.1.1 Según el tipo de servicio

- **Enfriador:**

Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase.

- **Calentador:**

Un calentador es un intercambiador de calor que aumenta la entalpía de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor se utiliza una corriente de servicio, la cual puede ser vapor de agua, aceite caliente, fluidos especiales para transferencia de calor o una corriente de proceso de entalpía alta, por ejemplo, la descarga de un reactor operado a temperaturas elevadas.

- **Refrigerador:**

Es una unidad que utiliza una sustancia refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.

- **Condensador:**

Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El termino condensador de superficie se refiere específicamente a aquellas unidades de carcasa y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proveniente de las máquinas y de las turbinas a vapor. Un condensador de contacto directo es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto con gotas de agua.

- **Evaporador:**

Los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del agua.

- **Vaporizador:**

Es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El termino vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.

- **Recalentador:**

Es un vaporizador que suministra el calor latente de vaporización al fondo (generalmente) de una torre fraccionadora. Hay dos tipos generales de recalentador, aquellos que envían dos fases a la torre para separar el vapor del líquido y los que retornan vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante circulación natural (comúnmente llamados termosifones (o circulación forzada)).

Los termosifones son los tipos de recalentador más comunes. Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcasa, son los más utilizados en la industria petrolera. En los del tipo vertical, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas. En un termosifón, se debe disponer de suficiente cabezal a fin de mantener la circulación natural del líquido a evaporar

Los recalentadores de circulación forzada requieren de una bomba para impulsar el líquido a evaporar a través del intercambiador. Este tipo de recalentador no se utiliza con mucha frecuencia, debido a los costos adicionales del bombeo, sin embargo, en algunos casos pueden requerirse para vencer limitaciones del cabezal hidrostático y los problemas de circulación. Los recalentadores que retornan vapor a la torre se denominan recalentador de marmita (Kettle Reboilers). La mejor manera de describir la operación de estos es comparándola con una paila u olla hirviendo.

- **Generadores de vapor:**

Son un tipo especial de vaporizadores usados para producir vapor de agua. Como fuente de calor se utiliza generalmente el calor en exceso que no se requiere para el proceso; de allí que a estos recalentadores se les llame comúnmente “Calderas de recuperación de calor”. Al igual que los recalentadores los generadores de vapor pueden ser del tipo Kettle, de circulación forzada o termosifones.

- **Sobre calentador:**

Un sobre calentador calienta el vapor por encima de su temperatura de saturación.

En teoría, el diseño de todos estos equipos es parecido, sin embargo, los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor difieren unos de otros. Por ejemplo, hay que considerar si existe o no cambio de fase, el régimen de flujo, si el fluido es multicomponente, etc.

2.3.2.1 De acuerdo a los mecanismos de transferencia de calor

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

- Convección en una sola fase, forzada o libre.
- Convección con cambio de fase, forzada o libre: condensación o ebullición.
- Una combinación de convección y radiación.

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos puede estar activo a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de los automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc. Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

2.3.2.2 De Acuerdo al Número de Fluidos Involucrados

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-helio, síntesis de amonio, etc.

2.3.2.3 De Acuerdo a la Disposición de los Fluidos

La escogencia de una disposición de flujo en particular depende de la eficiencia de intercambio requerida, los esfuerzos térmicos permitidos, los niveles de temperatura de los fluidos, entre otros factores. Algunas de las disposiciones de flujo más comunes son:

- Intercambiadores de Calor de Paso Único

Se distinguen tres tipos básicos:

A) Flujo en Paralelo o Concurrente:

En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación.

B) Flujo en Contracorriente o Contraflujo:

En este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.

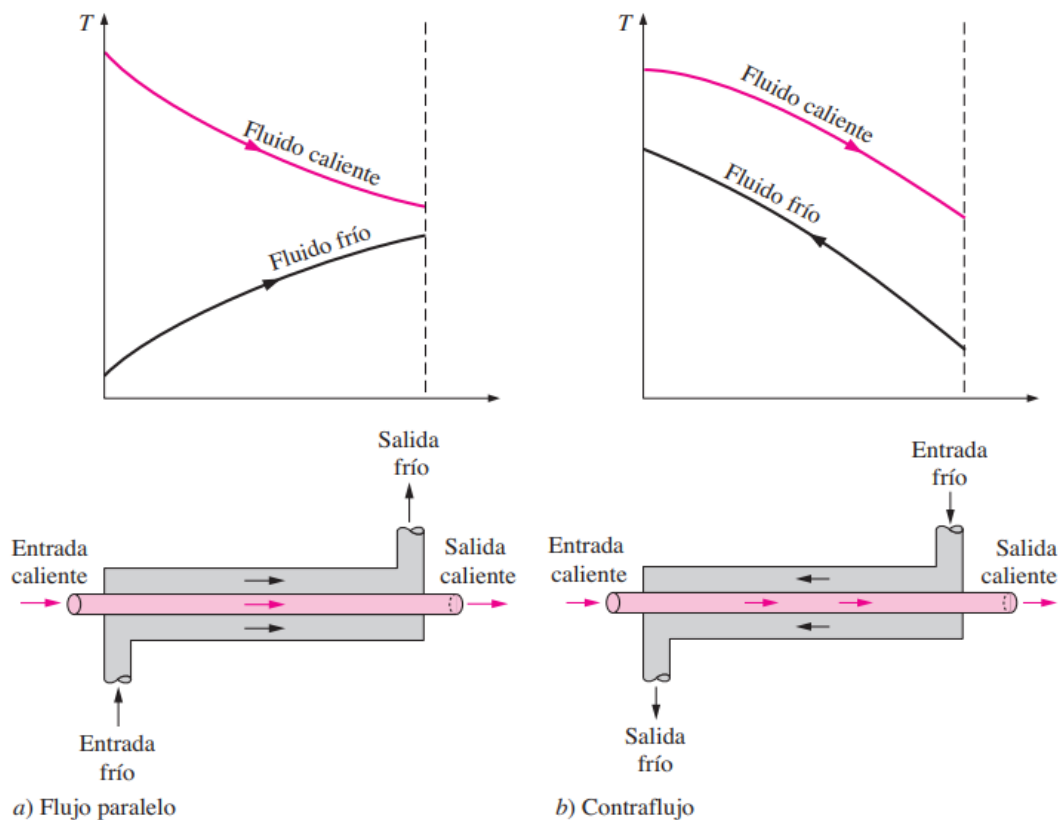


Ilustración 2 Intercambiador tipo flujo paralelo y contra flujo

C) Flujo Cruzado:

En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores

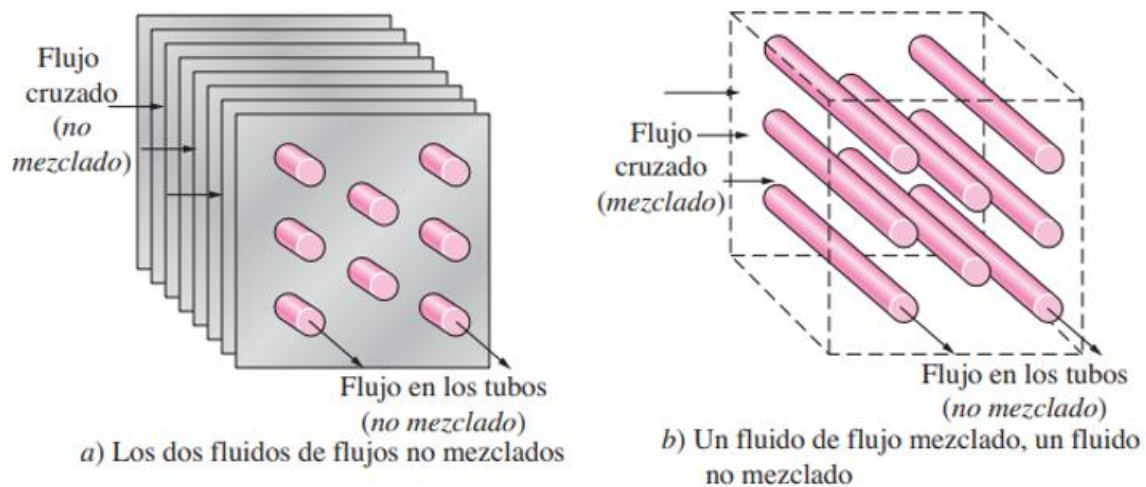


Ilustración 3 Intercambiador contra flujo

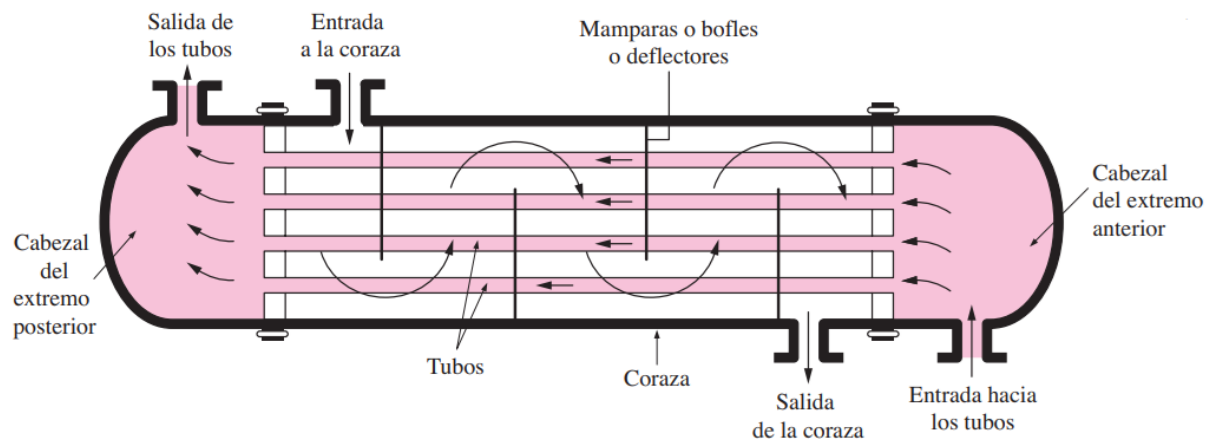


Ilustración 4 Intercambiador de tubos

D) Intercambiadores de Calor de Pasos Múltiples

Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único. Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

2.3.2.4 De Acuerdo a la Compactación de la Superficie

De acuerdo a la relación superficie de transferencia de calor a volumen ocupado, los equipos también pueden ser clasificados como **compactos** o **no compactos**. Un intercambiador compacto es aquel cuya relación superficie a volumen es alta, mayor de $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ ($213 \text{ ft}^2 / \text{ft}^3$) valor que es arbitrario. Las ventajas más resaltantes de un intercambiador compacto son los ahorros de material, espacio ocupado (volumen) y costo, pero tienen como desventajas que los fluidos deben ser limpios, poco corrosivos y uno de ellos, generalmente, en estado gaseoso.

2.3.2.5 De Acuerdo al Tipo de Construcción

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial.

2.3.2.6 Intercambiador de Doble Tubo

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor

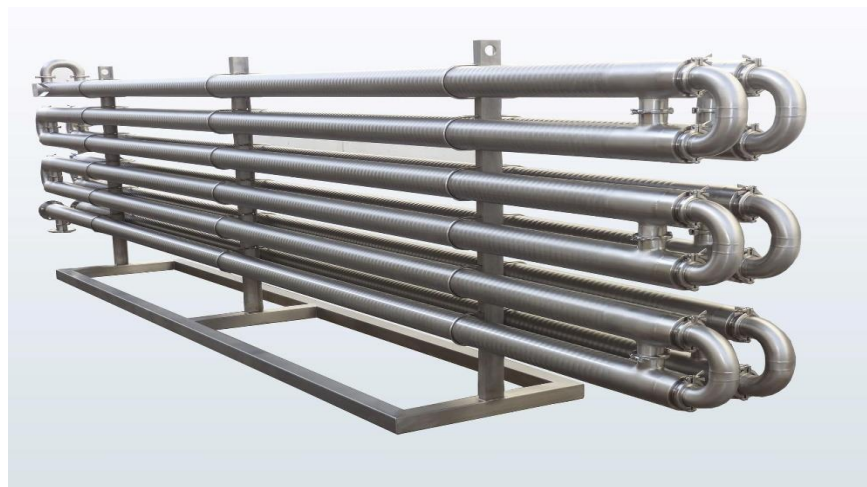


Ilustración 5 Intercambiador de calor de doble tubo tubos

2.3.2.7 Intercambiadores de Tubo y Carcasa o de Tubo y Coraza

Este tipo consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores (baffles) que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales. Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

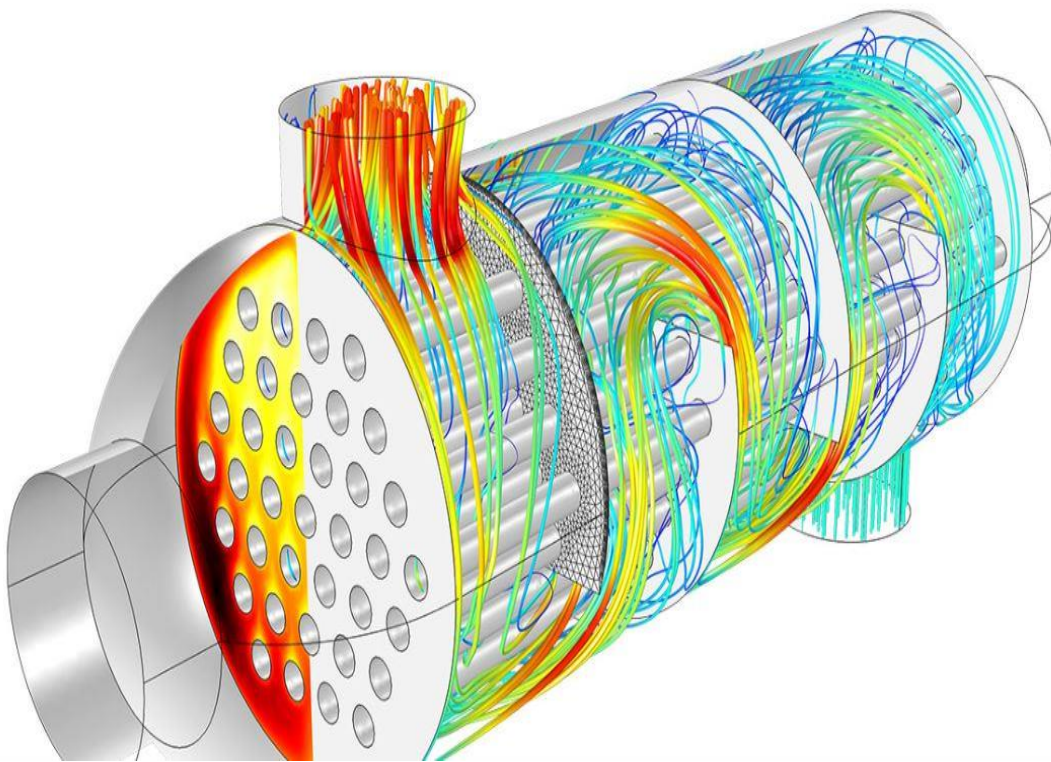


Ilustración 6 Intercambiador de calor tipo tubos o carcasa

2.3.2.8 Intercambiadores Enfriados por Aire y Radiadores

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos. Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al eje de los tubos.

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Las filas de tubos generalmente se encuentran colocadas en arreglo escalonado de modo de incrementar los coeficientes de transferencia del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado.

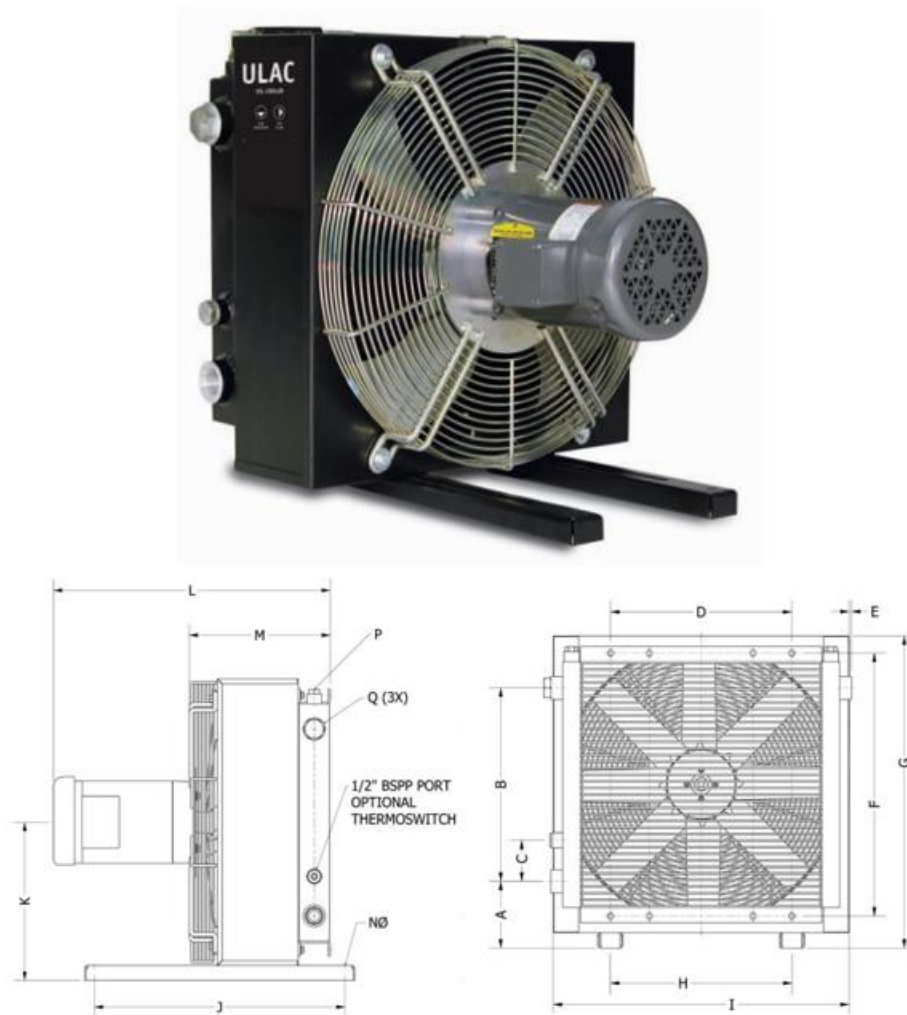


Ilustración 7 intercambiador de calor tipo aire forzado

2.3.2.9 Intercambiadores de Placas Empacadas (PHE)

El intercambiador de placas, llamado también PHE por sus siglas en inglés: Plate Heat Exchanger, tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 que comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión. A un lado de cada placa, se localiza una empacadora que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empacadoras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empacadoras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; provocar turbulencia en el fluido mediante continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redundaría en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo.

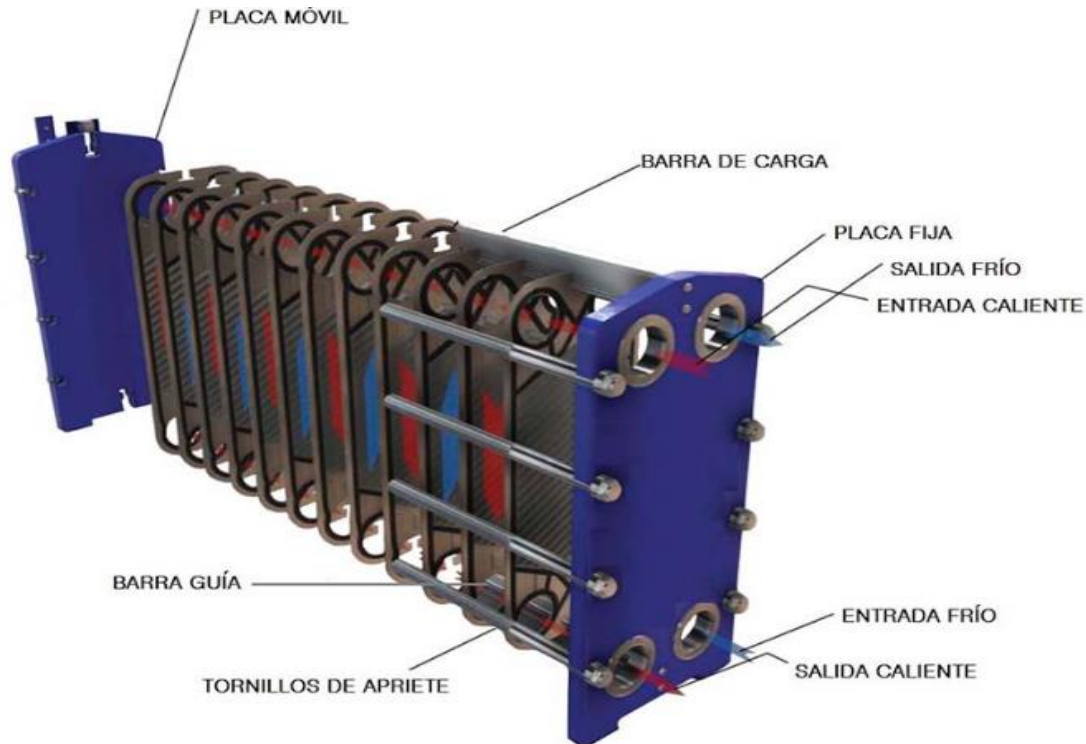


Ilustración 8 Intercambiador de calor tipo placas

2.3.2.10 Intercambiadores en Espiral (SHE)

Estos intercambiadores se originaron en Suecia hace más de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE debido a sus siglas en inglés: Spiral Heat Exchanger. Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. El espaciamiento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas a una especie de panel. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Raras veces se requiere de aislantes, ya que son diseñados de tal manera que el refrigerante pase por el canal externo.

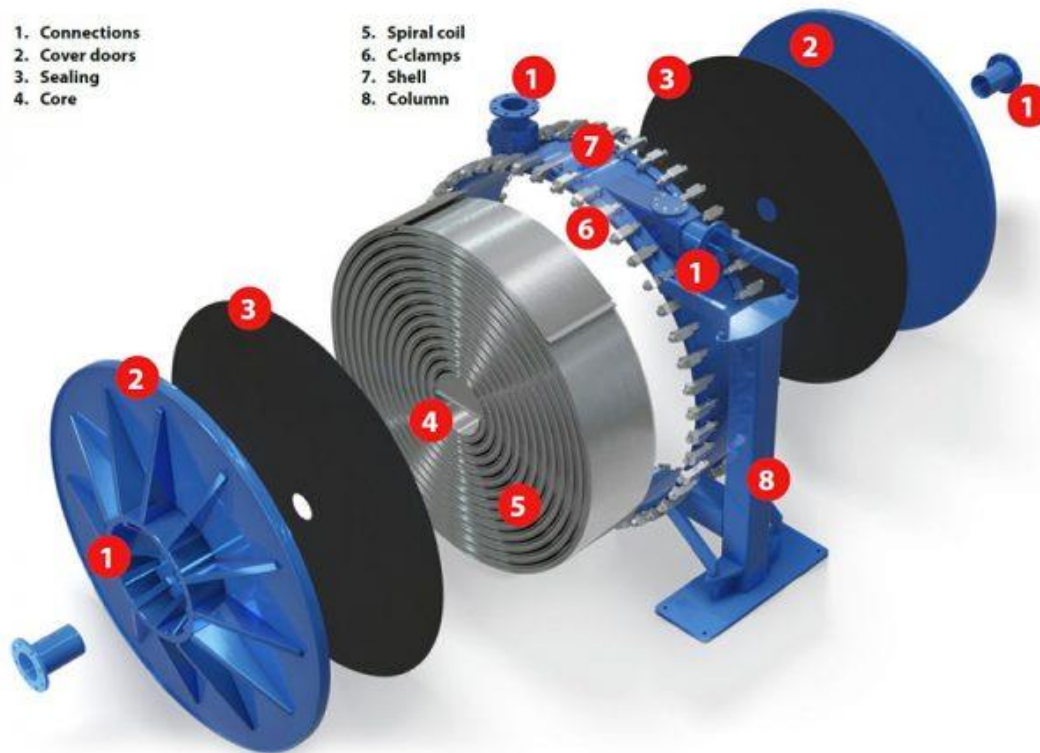


Ilustración 9 Intercambiador tipo espiral

2.3.3 El coeficiente total de transferencia de calor

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por *convección*, después a través de la pared por *conducción* y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por *convección*. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción. En este caso, los subíndices (i) y (o) representan las superficies interior y exterior del tubo interior. Para un intercambiador de calor de doble tubo, la *resistencia térmica* de la pared del tubo es

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL}$$

2. 32

Es donde (K) es la conductividad térmica del material de la pared y (L) es la longitud del tubo. Entonces la *resistencia térmica total* queda

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o}$$

2. 33

Dónde: A_i es el área de la *superficie interior* de la pared que separa los dos fluidos

A_o es el área de la superficie exterior de esa masa misma pared. Entre otras palabras, A_i y A_o son la áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos internos y exterior, respectivamente. Cuando uno de los fluidos fluye adentro de un tubo circular y el otro afuera de este, se tiene $A_i = \pi D_i L$ y $A_o = \pi D_o L$

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia (R) y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

2. 34

en donde (U) es el **coeficiente total de transferencia de calor**, cuya unidad es $W/m^2 \cdot ^\circ C$, la cual es idéntica a la unidad del coeficiente de convección común, (h). cancelando ΔT al ecuación se convierte en

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o}$$

2. 35

Quizás te estas preguntando por qué se tienen dos coeficientes de transferencias de calor totales, U_i y U_o , para un intercambiador de calor. La razón es que todo intercambiador de calor tiene dos áreas superficiales para la transferencia de calor, A_i y A_o , las cuales, en general, no son iguales entre sí.

Nótese que $U_i A_i = U_o A_o$, pero $U_i \neq U_o$ a menos que $A_i = A_o$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia total de calor U de un intercambiador de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa. En especial, éste es el caso cuando uno de los lados de la pared del tubo tiene aletas y otra no, ya que el área superficial de los lados con aletas es varias veces mayor que la que no tiene.

Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica del material del mismo es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable ($R_{pared} \approx 0$) y las superficies interior y exterior del mismo son semejantes ($A_i \approx A_o \approx A_s$). Entonces la ecuación anterior para el coeficiente de transferencia de calor total se simplifica para quedar

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

2. 36

Donde $U \approx U_i \approx U_o$. Los coeficientes de transferencias de calor por separados, de adentro y fuera del tubo, h_i y h_o , se determinan aplicando las relaciones de la convección.

El coeficiente de transferencia de calor total U de la ecuación anterior es dominado por el coeficiente *más pequeño*, puesto que el inverso de un número grande es pequeño. Cuando uno de los coeficientes de convección es *mucho más pequeño* que el otro (digamos, $h_i \ll h_o$), se tiene $1/h_i \gg 1/h_o$ y, por consiguiente $U \approx h_i$. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor e impide gravemente la transferencia de este último. Esta situación se presenta con frecuencia cuando uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido. En estos casos, es práctica común el uso de aletas del lado de gas para mejorar el producto UA_s y, en consecuencia, la transferencia de calor en este lado.

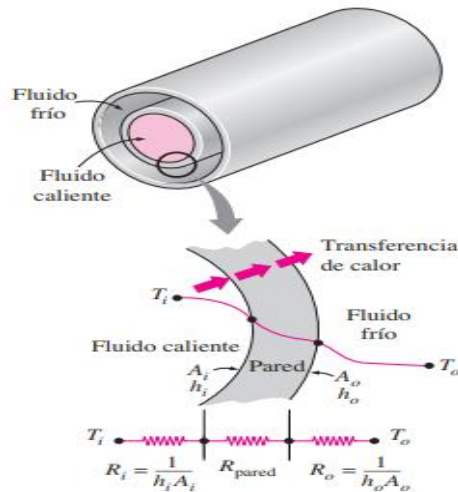


Ilustración 10 Red de resistencia térmica asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de doble tubo

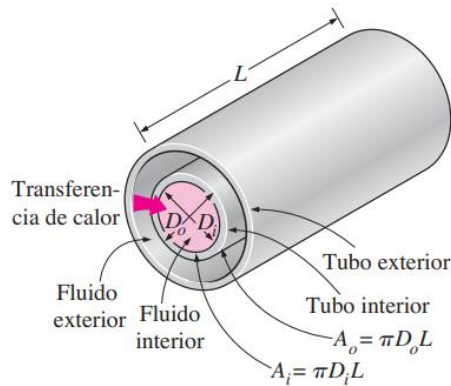


Ilustración 11 Las dos áreas superficiales de transferencias de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo (\$D_i \approx D_o\$ y, como consecuencia, \$A_i \approx A_o\$).

2.4 Análisis de los intercambiadores de calor

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de *seleccionar un intercambiador de calor* que logre un *cambio de temperatura específica* de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de *predecir las temperaturas de salida* de las corrientes de fluido caliente y del frío en un *intercambiador de calor específico*.

En las secciones que vienen se discutirán los dos métodos usados en el análisis de los intercambiadores de calor. De éstos, el de la *diferencia media logarítmica de temperatura* (o LMTD) es el más apropiado para la primera tarea y el método de la *efectividad-NTU*, para la segunda, como se acaban de describir. Pero, en primer lugar, se presentan algunas consideraciones generales.

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de *flujo estacionario*. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. Asimismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables. En general, el *calor específico* de un fluido cambia con la temperatura; pero, en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar como una constante en algún valor promedio, con poca pérdida en la exactitud. La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está *perfectamente aislada*, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor sólo ocurre entre los dos fluidos.

Las idealizaciones que acaban de describirse se logran muy cerca en la práctica y simplifican mucho el análisis de un intercambiador de calor con poca desviación en la exactitud. Por lo tanto, son de uso común. Con estas suposiciones, la *primera ley de la termodinámica requiere* que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío; es decir,

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c, sal} - T_{c, ent}) \quad 2. 37$$

Y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h, ent} - T_{h, sal}) \quad 2. 38$$

En donde los subíndices (*c*) y (*h*) se refieren a los fluidos *frío* y *caliente*, respectivamente, y

$$\dot{m}_c, \dot{m}_h = \text{gasto de masa} \quad 2. 39$$

$$c_{pc}, c_{ph} = \text{calores específicos} \quad 2. 40$$

$$T_{c,sal}, T_{h,sal} = \text{temperatura de salida}$$

2. 41

$$T_{c,ent}, T_{h,ent} = \text{temperatura de entrada}$$

2. 42

Nótese que la razón de la transferencia de calor $\dot{Q}$ se toma como una cantidad positiva y se sobreentiende que su dirección va del fluido caliente hacia el frío, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica. En el análisis de los intercambiadores de calor a menudo resulta conveniente combinar el producto del gasto de masa y el calor específico de un fluido en una sola cantidad. Ésta se llama **razón de capacidad calorífica** y se define para las corrientes de los fluidos caliente y frío como

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad y \quad C_c = \dot{m}_c c_{pc}$$

2. 43

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. Nótese que en un intercambiador el fluido con una razón de capacidad calorífica *grande* experimenta un cambio *pequeño* en la temperatura y aquel con una razón de capacidad calorífica *pequeña* experimentará un cambio *grande* en la temperatura. Por lo tanto, si se *duplica* el gasto de masa de un fluido mientras al mismo tiempo se deja todo lo demás inalterado, se *reducirá a la mitad* el cambio de temperatura en ese fluido.

Con la definición ya descrita de razón de capacidad calorífica, las ecuaciones anteriores también pueden expresarse como

$$Q = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

2. 44

Y

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

2. 45

Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido. Advierta que *la única ocasión en que la elevación de la temperatura de un fluido frío es igual a la caída de temperatura del fluido caliente es cuando las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos son iguales.*

Dos tipos especiales de intercambiadores de calor de uso común en la práctica son los *condensadores* y las *calderas*. En ellos uno de los fluidos pasa por un proceso de cambio de fase y la razón de la transferencia de calor se expresa como

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg}$$

2. 46

Donde $\dot{m}$ es la rapidez de la evaporación o de la condensación del fluido y h_{fg} es su entalpía de evaporación a la temperatura o presión especificada.

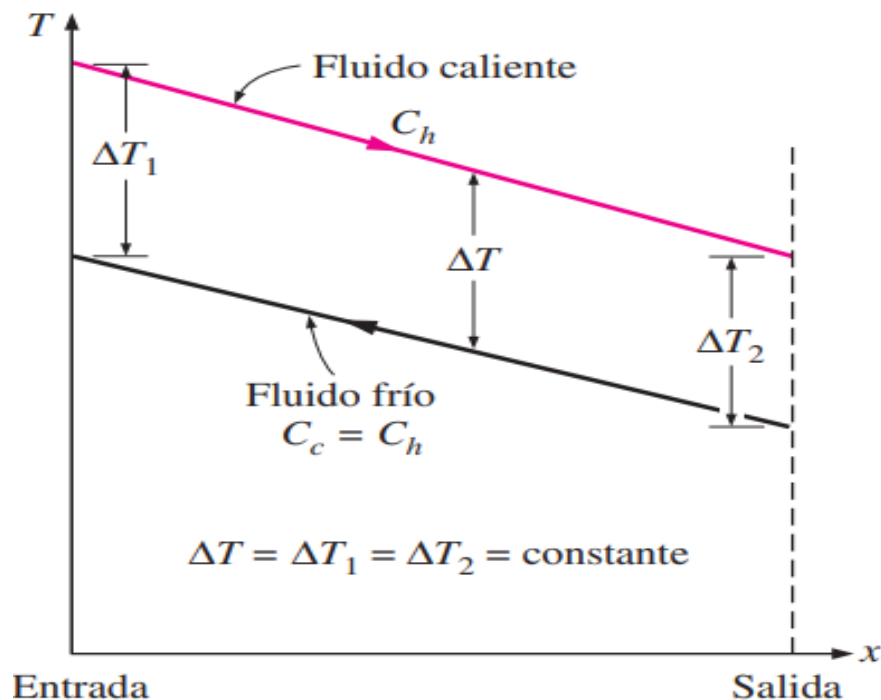


Ilustración 12 Dos flujos de fluidos que tienen las mismas razones de capacidad calorífica experimentan el mismo cambio de temperatura en un intercambiador de calor bien aislado.

Un fluido común absorbe o libera una gran cantidad de calor a temperatura constante durante un proceso de cambio de fase. La razón de capacidad calorífica de un fluido durante un proceso de este tipo debe tender al infinito, puesto que el cambio en la temperatura es prácticamente cero; es decir, $C = \dot{m}c_p \rightarrow \infty$ cuando $\Delta T \rightarrow 0$, de modo que la razón de transferencia de calor $Q = \dot{m}c_p\Delta T$ es una cantidad finita. Por lo tanto, en el análisis de los intercambiadores de calor un fluido en condensación o en ebullición se considera de manera conveniente como un fluido cuya razón de capacidad calorífica es *infinita*.

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_m$$

2. 47

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor, A_s es el área de transferencia del calor y ΔT_m es una apropiada diferencia promedio de temperatura entre los dos fluidos. En este caso, el área superficial A_s se puede determinar en forma precisa aplicando las dimensiones del intercambiador de calor, U , y la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos caliente y frío pueden variar a lo largo del intercambiador.

El valor promedio del coeficiente de transferencia de calor total se puede determinar, como se describió en la sección anterior, utilizando los coeficientes de convección promedio para cada fluido. Resulta que la forma apropiada de la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos tiene naturaleza *logarítmica* y su determinación. la diferencia de temperatura promedio ΔT_m depende de la distribución de flujo del intercambiador de calor y su tipo de construcción.

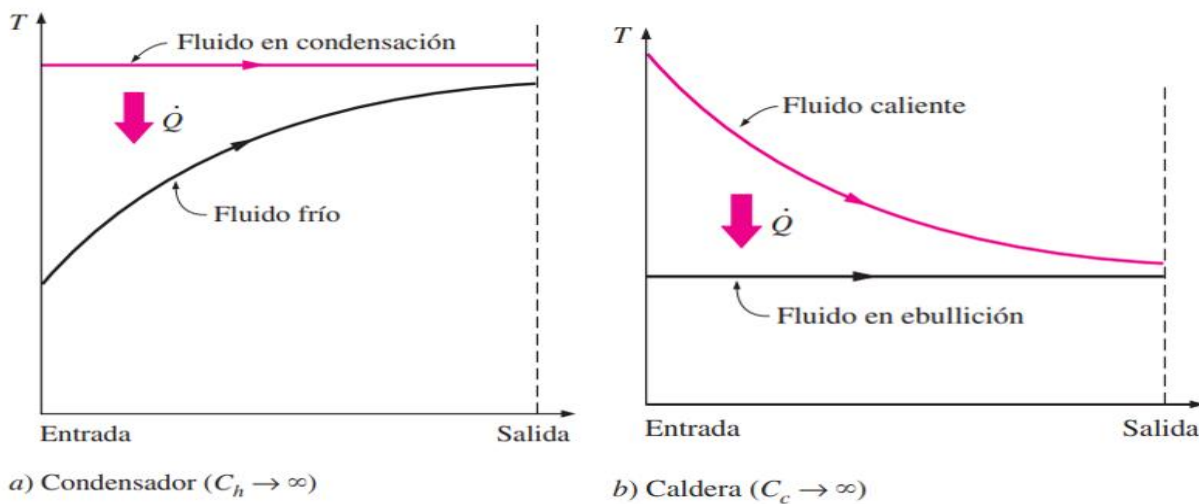


Ilustración 13 Variación de temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se condensa o hierve.

2.5 Selección de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos complicados y los resultados que se obtuvieron con los procedimientos simplificados que se presentaron en los párrafos anteriores deben usarse con cuidado. Por ejemplo, se supuso que el coeficiente total de transferencia de calor U es constante a lo largo de todo el intercambiador y que los coeficientes de transferencia de calor por convección se pueden predecir aplicando las correlaciones de esta última. Sin embargo, debe tenerse presente que la incertidumbre en el valor predicho de U puede incluso sobrepasar 30%. Por lo tanto, resulta natural diseñar los intercambiadores en exceso para evitar sorpresas desagradables. La mejora en la transferencia de calor en los intercambiadores suele venir acompañada de *un aumento en la caída de presión* y, como consecuencia, de una potencia más alta de bombeo. Por lo tanto, cualquier ganancia proveniente de la mejora en la transferencia de calor debe valorarse con el costo de la caída de presión que la acompaña. Asimismo, debe pensarse en cuál de los fluidos debe pasar por el lado de los tubos y cuál por el lado de la coraza. Por lo común el *fluido más viscoso es el más apropiado para el lado de la coraza* (un área más grande de paso y, como consecuencia, menor caída de presión) y el fluido con la presión más elevada por el lado de los tubos.

Los ingenieros en la industria a menudo se encuentran en una posición en la que tienen que seleccionar los intercambiadores para realizar ciertas tareas de transferencia de calor. En general, el objetivo es calentar o enfriar cierto fluido con un gasto masa y una temperatura conocidos hasta una temperatura deseada. Por lo tanto, la *razón de la transferencia de calor* del intercambiador en proyecto es

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{ent} - T_{sal})$$

2. 48

lo cual determina el requisito de transferencia de calor antes de tener una idea del propio intercambiador.

2.5.1 Razón de transferencia del calor

Es la cantidad más importante en la selección de un intercambiador. Un intercambiador debe ser capaz de transferir el calor a una razón específica para lograr el cambio deseado en la temperatura del fluido con el gasto masa determinado.

2.5.2 Costo

Las limitaciones en el presupuesto suelen desempeñar un papel importante en la selección de los intercambiadores, excepto en algunos casos especiales en donde “el dinero no es lo más importante”. Un intercambiador que existe en catálogo tiene una ventaja definida en el costo sobre los que se mandan a hacer sobre pedido. Sin embargo, en algunos casos ninguno de los intercambiadores en existencia realizará lo que se desea y puede ser necesario tener que emprender la tarea costosa y tardada de diseñar y fabricar un intercambiador a partir de la nada que se adecue a las necesidades. Con frecuencia éste es el caso cuando el intercambiador es parte integral de todo un dispositivo que se va a fabricar. Los costos de operación y mantenimiento del intercambiador también son consideraciones importantes en la valoración del costo total.

2.5.3 Potencia para el bombeo

En un intercambiador los dos fluidos suelen forzarse para que fluyan por medio de bombas o ventiladores que consumen energía eléctrica. El costo anual de la electricidad asociada con la operación de las bombas y ventiladores se puede determinar a partir de

$$\text{costo de operación} = (\text{potencia de bombeo, KW}) * (\text{horas de operación, h}) * (\text{presio de la eectricidad, dólares/kWh})$$

2. 49

En donde la potencia de bombeo es la potencia eléctrica total consumida por los motores de las bombas y ventiladores.

La minimización de la caída de presión y del gasto masa de los fluidos abatirá el costo de operación del intercambiador, pero maximizará su tamaño y, por consiguiente, el costo inicial. Como regla empírica, si se duplica el gasto de masa se reducirá el costo inicial a *la mitad*, pero se incrementarán las necesidades de potencia de bombeo en un factor de aproximadamente ocho. Por lo común, las velocidades de los fluidos que se encuentran en los intercambiadores varían entre 0.7 y 7 m/s para los líquidos y entre 3 y 30 m/s para los gases. Las velocidades bajas son útiles para evitar la erosión, las vibraciones de los tubos y el ruido, así como la caída de presión.

2.5.4 Tamaño y peso

Normalmente, entre *más pequeño y más ligero* es el intercambiador, mejor es. En especial, éste es el caso en las industrias *automotriz y aeroespacial*, en donde los requisitos con respecto al tamaño y al peso son más rigurosos. Asimismo, lo normal es que a un intercambiador más grande se le etiquete con un precio más alto. El espacio del que se dispone para el intercambiador en algunos casos limita la longitud de los tubos que se pueden usar.

2.5.5 Tipo

El tipo de intercambiador que se debe seleccionar depende principalmente del tipo de *fluidos* que intervienen, de las limitaciones de *tamaño y peso* y de la presencia de cualesquiera procesos de *cambio de fase*. Por ejemplo, un intercambiador resulta adecuado para enfriar un líquido por medio de un gas, si el área superficial del lado del gas es muchas veces más grande de la que se tiene del lado del líquido. Por otra parte, un intercambiador de placas o de tubos y coraza es muy apropiado para enfriar un líquido por medio de otro líquido.

2.5.6 Materiales

Los materiales que se usen en la construcción del intercambiador pueden constituir una consideración importante en la selección de los intercambiadores. Por ejemplo, no es necesario considerar los *efectos de los esfuerzos* térmicos y estructurales a presiones por debajo de 15 atm o temperaturas inferiores a 150°C. Pero estos efectos constituyen consideraciones importantes por arriba de 70 atm y 550°C y limitan mucho los materiales aceptables para el intercambiador.

Una diferencia de temperatura de 50°C o más entre los tubos y la coraza es posible que plantee problemas de *expansión térmica diferencial* que necesitan considerarse. En el caso de fluidos corrosivos puede ser que tengan que seleccionarse materiales costosos *resistentes a la corrosión*, como el acero inoxidable o incluso el titanio, si no se desea reemplazar con frecuencia los intercambiadores de bajo costo.

2.5.7 Otras consideraciones

Existen otras consideraciones en la selección de los intercambiadores de calor que pueden ser importantes o no, dependiendo de la aplicación. Por ejemplo, ser herméticos es una consideración importante cuando se trata con fluidos tóxicos o costosos. En el proceso de selección algunas otras consideraciones importantes son la facilidad para darles servicio, un bajo costo de mantenimiento y la seguridad y la confiabilidad. El silencio es una de las consideraciones importantes en la selección de los intercambiadores de líquido hacia aire que se usan en las instalaciones de calefacción y acondicionamiento del aire.

CAPITULO III. DESARROLLO DE METODOLOGÍA, PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

3.1. Investigación de la falla

3.1.1 Diagrama Ishikawa

3.1.2 Metodología 5 porqués

3.1.3 Árbol de causa

3.1.4 Plan de acciones

3.2. Análisis de mejora para sistema de enfriamiento

3.3. Elección de intercambiador y de materiales para la instalación

3.3.1 Cálculo

3.3.5 Simulator Parker solutions.azuebsites.net/calculation

3.4. Instalación de componentes

3.5. Pruebas en el sistema

3.6. Modificación de planos

3.7. Conclusiones

3.8 Recomendaciones

3.1 Se realiza un análisis de causa de la problemática del evento

Como herramientas a utilizar, se realizan varias metodologías como los 5 porque, árbol de causa, y árbol de la calidad

En el análisis se toman varios puntos de mejora, se encuentra que no se cuenta con la modificación de planos. al realizar una modificación en un equipo y al no ser una refacción equipo original se tiene que realizar un cálculo y una autorización por parte de equipo de ingeniería de la empresa la cual no se contaba.

Se revisa que el intercambiador instalado a sus inicios de trabajo de la central hidráulica en el año 2008 por la problemática de alta temperatura en el fluido de la central. Provocado que el intercambiador original de la central hidráulica no se de abasto para enfriar la cantidad de fluido por esa razón de coloca un intercambiador con aire forzado. y la instalación se realizó en la línea de retorno de fluido de la central hidráulica. y el trayecto de la tubería era demasiado larga y no cuenta con ningún tipo de aislante térmico para que no absorba el calor del ambiente (la temperatura ambiente de la zona es de aproximadamente de 45 a 50 grados todo el tiempo). Al instalar la tubería se diseñó un sistema de arreglo de válvulas (bypass) para cuando se realizará mantenimiento o intervención con la central en funcionamiento. no afecte el proceso de producción.

Al estar en la línea de retorno no se tiene con cantidad de flujo constante para que el intercambiador de aire forzado sea 100 % efectivo. Y se continua con la ineficiencia de disipación de temperatura, y continua en la temporada de primavera con la temperatura excesiva en la central hidráulica.

No se actualizaron los planos originales de la central hidráulica, respecto a las modificaciones realizadas. Ya que poco personal cuenta con la capacitación adecuada sobre el funcionamiento de la central hidráulica.

Y no contar con un procedimiento de bloqueo de energías, para identificación de cuantas válvulas y la secuencia como debe ser manipuladas.

Al tener nuevos ingresos de personal en el área de mantenimiento, no se cuenta con una capacitación formal del funcionamiento técnico de las centrales hidráulicas y no hay información escrita de las modificaciones que se a realizado durante el tiempo trabajo de la central desde que se han instalado.

Se tomará en cuenta las deficiencias que se obtuvieron en la instalación del intercambiador de aire forzado en la central hidráulica. Para realizar una correcta elección del próximo intercambiador a instalar y contar con un sistema adecuado a la necesidad del equipo y el correcto funcionamiento de ambos componentes y contar con la actualización de equipos y la capacitación correspondiente al personal nuevo que ingreso al departamento mantenimiento

A continuación, se mostrará unas imágenes de cómo estaba la instalación del intercambiador de aire forzado, el diagrama esquemático y el diagrama hidráulico original de la central hidráulica



Ilustración 14 Intercambiador de calor con aire forzado



Ilustración 15 Intercambiador de calor por aire forzado



Ilustración 16 Fisura del intercambiador de calor aire forzado por sobre presión en el sistema



Ilustración 17 Tubería hidráulica intercambiador de calor arreglo (by pass) , para realizar mantenimiento



Ilustración 18 Válvulas de entrada y salida intercambiador de calor con aire forzado

Se procede a realizar la investigación del evento sucedió por la alta presión en el sistema

Se comienza con la recolección de datos y actividades posibles que se dieron en el momento del evento, tomando en cuenta que se cuenta con personal nuevo en el departamento de mantenimiento, condiciones fuera de la rutina y deficiencia del sistema. se realiza una investigación profunda de las modificaciones que se han realizado al equipo, el historial de mantenimientos durante el funcionamiento del equipo. y sus posibles fallas de componentes que puedan causar si falla alguno.

Parte del proceso de investigación se realiza un árbol de falla el cual se busca conseguir la mayor información de posibles fallas y deficiencias que pueda tener el equipo como tal y el histórico que se tiene en el sistema. actualmente se utiliza el software SAP para la administración de mantenimientos, refaccionamiento y costos de los mismos.

3.1.1 Diagrama Ishikawa

Utilizando la metodología Ishikawa, se pretende analizar profundamente varios puntos de vista, de la falla para poder analizar independientemente la problemática y dar mejores soluciones, y así como tener mejor amplitud de las causas que pueden influir a una mejora y eliminar situaciones que no se vean cuando se realiza una modificación de algún equipo. Y realizar un análisis completo de la correspondiente de la mejora, así como los beneficios y posibles fallas que pueda ocasionar una modificación. y los pasos a seguir para la implementación de una modificación

se obtuvieron varias problemáticas, en la posible falla en la cual se involucran varias categorías y para solucionarlas se requiere identificar correctamente los puntos de falla y mejora para solucionar la falla del mismo

Y como primera identificación del problema se obtuvieron las siguientes categorías que fueron relacionadas a la falla, así como son:

- Máquina
- Método
- Mano de obra

Los cuales se van a analizar con la metodología de los 5 porqués, y árbol de causa para la búsqueda profunda de la falla y las cuales se van a solucionar los posibles errores, y complementar con las acciones definitivas que se implementaran

Diagrama de Ishikawa

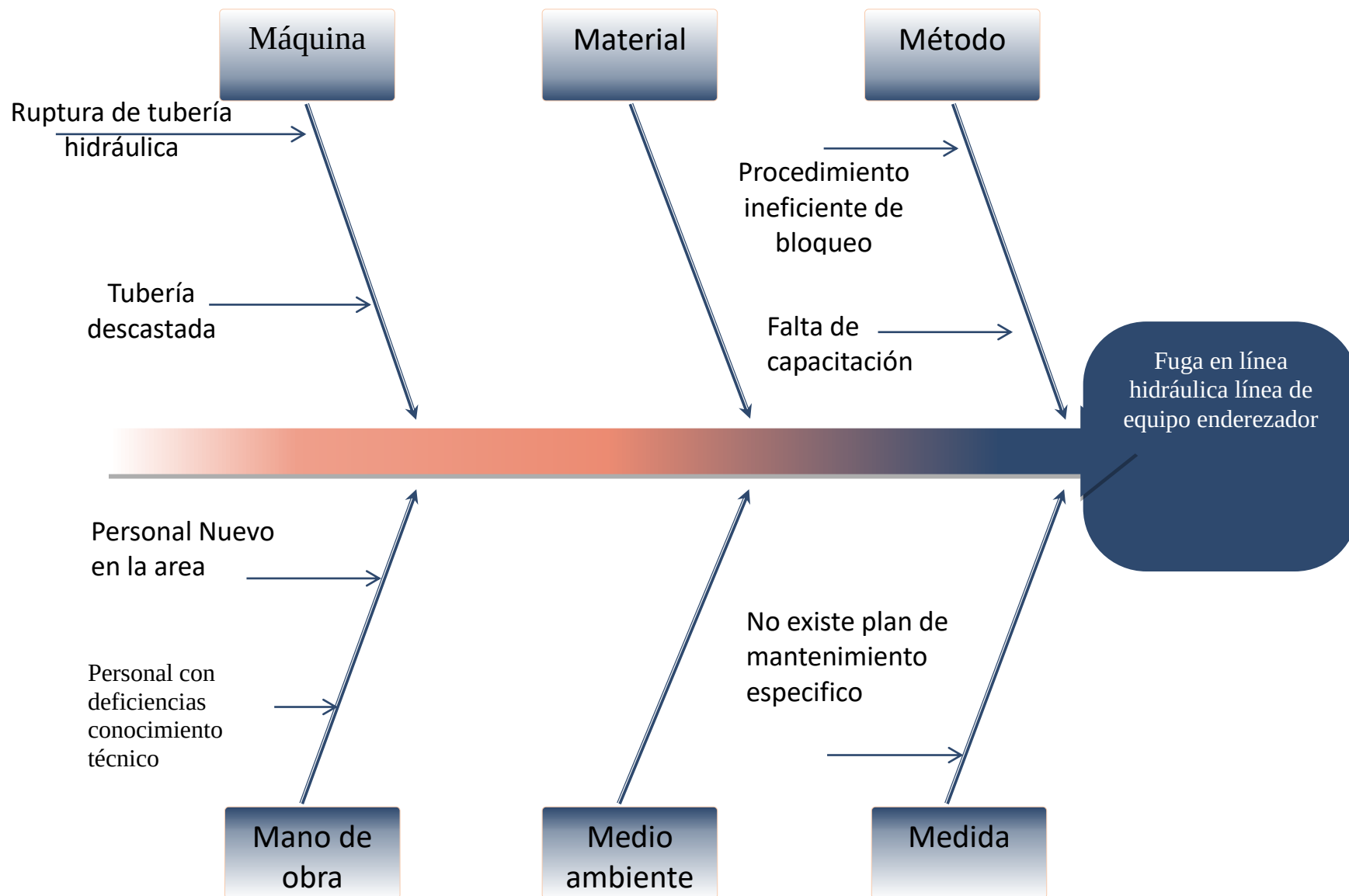


Gráfico 4 Diagrama de Causa-Efecto Diagrama de Ishikawa

3.1.2 Metodología 5 PORQUÉS

Parte de la investigación de la causa raíz. se utiliza la herramienta de la metodología de los 5 POR QUÉS. la cual nos ayuda a determinar como primera instancia la causa a raíz lo que ocasionó el fallo en el equipo. con una simple pregunta que nos realizamos, y así buscar la mejora de los equipos, como las deficiencias que se tiene en la aplicación y la gestión del mantenimiento y siempre aplicar la mejora continua en los procesos.

Para aplicar la metodología 5 POR QUÉ. se tiene que determinar que síntoma se presentó en la falla del equipo para empezar a realizar la búsqueda de que es lo que pudo ocasionar la falla.

Posteriormente se buscar las teorías para determinar una posible causa raíz. recordando que este paso se está ablando de hipótesis para empezar a investigar y corregir la falla que lo pudo ocasionar. y poder atacar varios puntos, así como la gestión de mantenimiento, y la aplicación y la capacitación de personal

En la investigación de determina como falla “Fuga en línea hidráulica de equipo enderezador”

Metodología 5 PORQUE		
FALLA	Fuga en línea hidráulica línea de equipo enderezador	
POR QUE	Por sobre presión en la línea de presión	
POR QUE	Válvulas cerradas por mantenedor	
PORQUE	Por fuga de aceite en intercambiador de aire (aire forzado)	Causa raíz
POR QUE		
POR QUE		

Tabla 1 Metodología 5 PORQUÉ

En la tabla anterior se determina como principal falla la “Fuga en tubería hidráulica de equipo enderezador”. al cual fue el síntoma que percibe el operador al identificar un conato en el equipo enderezador. la cual lo generaba que se encontraba una fuga en la tubería y al salir el aceite a presión y tener acero a una temperatura aproximadamente a 800 grados se incendia instantáneamente

Comenzando la aplicación de la metodología

se realiza **la primera pregunta ¿Por qué?** Por sobrepresión en la línea de presión de la central hidráulica de servicios. Que se generó por falta de válvulas de sobre presión (válvula de alivio) que no se contempla en modificación de equipos

La segunda pregunta ¿Por qué? Es “válvulas cerradas den intercambiador” y esta misma es la que se determina como principal causa raíz de la falla. El mantenedor que se encontraba en la falla, cierra las válvulas que se encuentran en el intercambiador de calor (aire forzado).

El cual se tenía una fuga en la estructura y al tratar de mitigar la fuga en el sistema se decide cerrar la línea del intercambiador. al ser un equipo anexado ala central de hidráulica. y ser un equipo que tiene bastante tiempo que se realizó la modificación y no se cuenta con planos actualizados, válvula de alivio y el intercambiador fue instalado en la línea de retorno de la central hidráulica. ocasiona que al cierre de alguna válvula se provoque un sobre presión.

La tercera pregunta ¿Por qué? “fuga en intercambiador aire forzado” el mantenedor en la inspección de encuentra una fuga en un costado del intercambiador y al tratar de dejarlo fuera de funcionamiento. decide cerrar válvulas. El intercambiador ya tenía varias reparaciones y el cuerpo del mismo ya está demasiado dañado y delicado, al no tener un plan de mantenimiento programado y no tener un certificado de vida útil de los equipos por parte del fabricante. y por parte del funcionamiento del proceso y calidad del ambiente.

Como primera etapa de la investigación de la falla

Se tiene varios puntos de mejora que se tiene que realizar durante la mejora del proceso como puntos a mejorar son:

- Falta de dato de modificación de equipos
- La tubería ya está desgastada y se requiere cambio
- Falta de capacitación a personal de mantenimiento (personal nuevo)
- Realizar modificación de intercambiador de calor por un actualizado e instarlo en línea de recirculación de la central hidráulica (sistema original)
- Actualizar planos hidráulicos
- Realizar actualización y creación de planes de mantenimiento en equipos

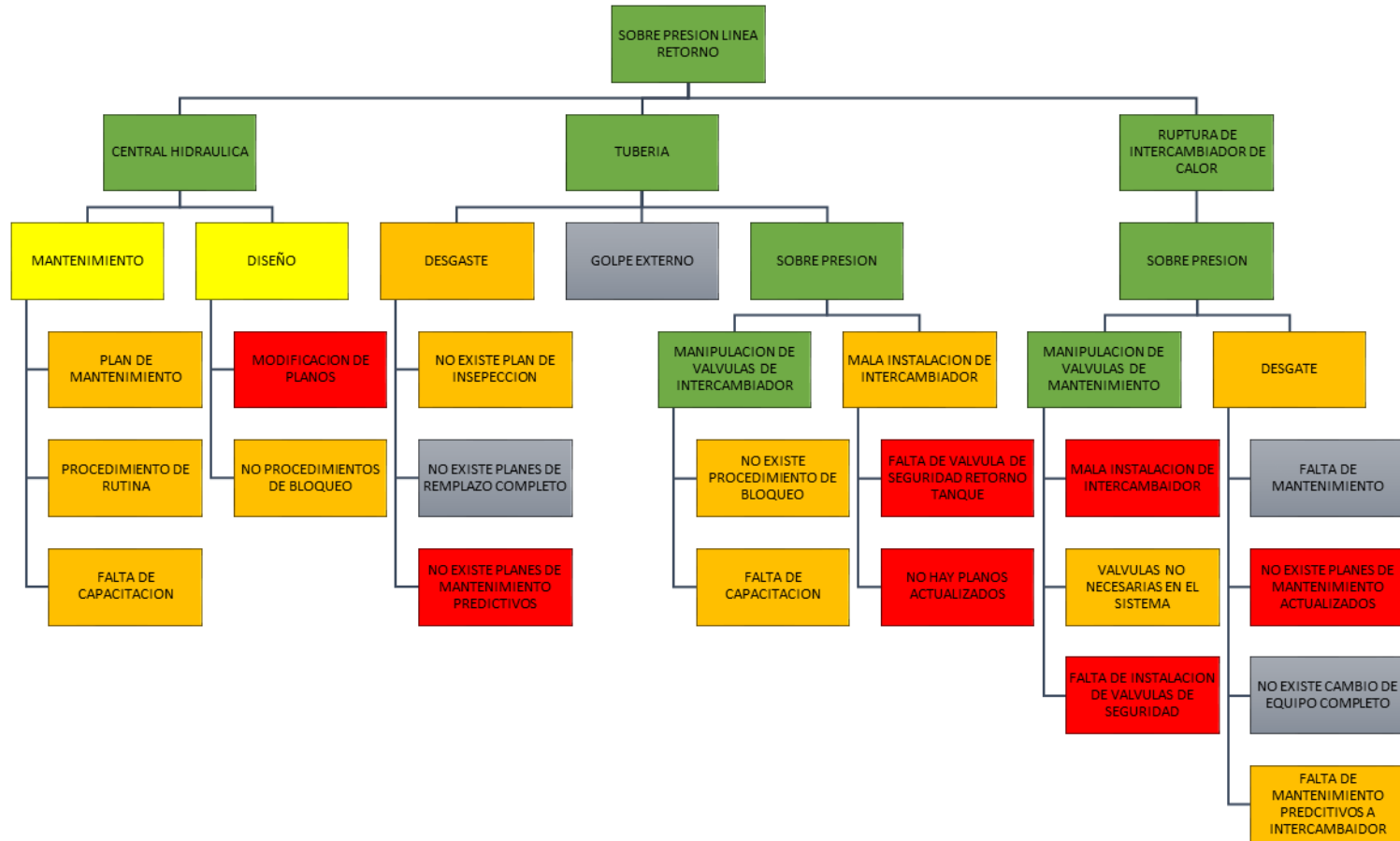


Gráfico 5 Diagrama de árbol de causas

² El código de colores va referente el grado de criticidad

- Color verde: seguimiento de falla.
- Color amarillo: puntos de seguimiento
- Color anaranjado: puntos de mejora
- Color rojo: causa raíz

3.1.3 Diagrama Árbol de causa

En la investigación de falla, se realiza un árbol de causa, en el cual se trata de identificar las formas de fallas que tiene el equipo y encontrar la causa raíz que provoco que se obtuviera una sobre presión en el sistema.

Con esta metodología se pretende analizar las posibles fallas que se puedan presentarse a futuro y mitigando y así encontrando los puntos de mejora que se pueda tener en el sistema hidráulico y como la metodología de mantenimiento preventivo y predictivo.

En la investigación se encuentra:

En primera estancia que la tubería esta demasiada desgastada causada por el tiempo de uso ya que está en un lugar expuesto a derrames de acero, y al ambiente que tiene demasiado calor y humedad. ya que siendo la tubería de acero al carbón tiene corrosión y fricción con los materiales contaminantes del ambiente

Se encuentra que el personal de mantenimiento que se encontraba en ese momento no está capacitado para reaccionar durante esa emergencia para el atendimiento y el conocimiento del funcionamiento del equipo en general.

Se encuentra que se realiza una modificación a la tubería de retorno el cual se le coloco unas válvulas no adecuadas para el sistema, y al no realizar la modificación el plano original se tiene la confusión al manipular las válvulas.

La instalación del intercambiador de aire forzado. Se encuentra que no se realiza una ingeniera adecuada y al colocarla en la línea de retorno no cuenta con sistemas de seguridad para evitar sobrepresiones y al realizar el bloqueo de retorno del aceite es cuando se tiene como consecuencia la ruptura de la tubería que se encontraba en malas condiciones y provocando que se incendiara el aceite al instante al choqueo con la palanquilla (acero al 800 °C). provocando un riesgo para los equipos cercanos y personal de producción y mantenedores que se encontraba cerca del área.

Al revisar los planes de mantenimiento en el software SAP y se encuentra deficiencia en los planes de mantenimiento como preventivos y predictivos. se encuentran generales para su inspección y en algunos componentes no se inspeccionan como deber ser y no se cuenta con planes de vida de compontes para cambio en un tiempo adecuado

3.1.4 Plan de acciones

Ya encontrando las deficiencias del proceso. Se realizan planes de acción para mejorar el sistema y así evitar errores humanos y parte del sistema sea seguro para su manejo

- Se realizará la eliminación del intercambiador de aire forzado, así como su tubería que está mal diseñada
- Cambio de tubería hidráulica la cual está demasiado deteriorada por una que sea adecuada a las condiciones extremas que se encuentra instalada
- Realizar la ingeniería para su instalación de un intercambiador de placas y un rediseño en la instalación asegurando que tenga sistemas de seguridad para evitar posibles sobre presiones
- Ya cuando se tenga planteado la instalación del intercambiador de placas se tendrá que realizar la modificación en el plano original y dejarlo visible para todo personal de mantenimiento lo pueda interpretar
- Realizar capacitaciones a personal nuevo en el departamento mantenimiento y cuando se realice la modificación en el plano original se divulgará con todo el personal del departamento para que este enterado de las modificaciones del equipo
- Mejorar los planes de mantenimientos existentes en el software SAP y agregar nuevos planes preventivos y predictivos en componentes para asegurar el proceso de los componentes y será remplazados antes que empiecen perder la vida útil del mismo

3.2 Análisis de mejora para sistema de enfriamiento

Recopilando la información del análisis realizado en la investigación de la falla anteriormente. Se encontraron varios puntos de mejora del sistema, para garantizar el correcto funcionamiento de la central hidráulica, y que sea seguro el sistema para que no vuelva suceder la misma situación de falla.

Como mejora al sistema se tomaron en cuenta lo siguientes puntos:

- Vida útil de los componentes del sistema
- Mantenimientos realizados
- Eficiencia de los equipos
- Problemáticas anteriores y actuales del funcionamiento
- Calidad de componente y eficiencia de ellos mismos
- La gestión de modificación de equipos y planos
- Sistema de seguridad en los componentes para evitar lesiones en equipos y proceso, así como personal

Al revisar el histórico de los componentes se encuentra que la tubería que se perforo por sobre presión. Que tenía varias reparaciones por el desgaste las mismas ocasionadas por las condiciones del ambiente de la posición que está instalada.

La tubería fue instalada alrededor del año 2008, un proyecto de mejora de la planta. La cual está posicionada debajo de su equipo y tiene un ambiente con demasiada temperatura, porque arriba pasa una palanquilla aproximadamente a 800°C y por diseño del proceso se tiene húmeda excesiva, por la razón que se utiliza agua tratada para enfriar la palanquilla misma, así como acumulación de cascarilla y en ocasiones derrames de acero por fallas de equipos.

Es una tubería hidráulica de diámetro de ½ plg con una célula de 160 en acero al carbón. soldada en su totalidad con soldadura directamente tubo a tubo con una presión de trabajo de 150 bar de presión. y con un tiempo de funcionamiento continua de 22 horas todo el año.

Lo que se propone es cambio de tubería nueva en la sección dañada y reubicar tubería en una zona donde se pueda proteger de las condiciones extremas del proceso.

En otros componentes se encuentra el intercambiador de calor con aire forzado, el cual fue instalado aproximadamente 3 años después del arranque de la central hidráulica en el año 2008.

Se instaló el intercambiador de calor de ese tipo modelo por la razón que la central hidráulica ya contaba con un intercambiador de tubos como parte original que por las condiciones de trabajo y lugar de instalación no se cuenta con buena ventilación y la calidad del agua, capacidad del equipo, provocaba en temporada de primavera y verano un incremento de temperatura al punto de llegar a sus límites de funcionamiento según ficha de fabricante del aceite.

La central hidráulica está diseñada a trabajar en un cierto rango de temperatura controlada directamente con un PLC que se proteja como sistema de seguridad, ocasionando que a la cierta temperatura se mande una alarma al operador y en la pantalla HMI y cuando sobrepasa la temperatura programada se apague los motores de la central. Y así consecuencia se pierda la presión de las bombas, teniendo como respuesta una interrupción del proceso de producción. Arriesgando al personal de producción y mantenimiento.

Por temas de seguridad del sistema y del proceso de producción se decide la instalación del intercambiador de aire forzado en un área que tenga aire fresco del ambiente para poder enfriar la demanda temperatura del mismo aceite que se calienta por el mismo funcionamiento y las condiciones de los equipos.

Siendo efectivo en sus inicios, dando resultado que se baje la temperatura consideradamente sin haber contemplado que tenía que tener planes de mantenimiento constantes y no se calculó la eficiencia del mismo. Y la vida útil para su remplazo.

La instalación no fue la adecuada la cual se colocó en una zona alejada aproximadamente a 30 metros de la central hidráulica donde se tenía aire fresco del ambiente. y fue instalada directamente de la tubería de la línea de retorno de la central hidráulica,

Lo que ocasionaba que al parar los movimientos de los equipos el intercambiador ya no fuera eficiente, y al no tener un flujo constante y con un caudal continuo, perdiera la capacidad de enfriar el sistema como se tenía contemplado.

En el diseño de la instalación del intercambiador de aire forzado se diseñó un sistema de bypass. el cual se contiene un arreglo de 3 válvulas para poder dejar fuera el intercambiador cuando se tuviera que intervenir durante el proceso.

Por detalles de la ubicación que fue instalado, y la distancia aproximadamente 30 metros alejado de la central hidráulica y después de varios eventos de fugas en mangueras, lo que provocaba que se perdiera el nivel del taque de la central hidráulica, se deciden instalar 2 válvulas en la entrada y en la salida del intercambiador de calor, donde dejabas eliminada la válvula de alivio de sobre presión del sistema original de la central hidráulica.

Al tener un arreglo de 5 válvulas en el sistema. No se contaba con un procedimiento para dejar fuera el intercambiador, el cual no está plasmado en un procedimiento bien estandarizado y con una documentación establecida.

Y al no realizar la gestión de modificación en equipos hidráulicos. Al paso de tiempo y movimientos de personal entre departamentos e ingreso de personal nuevo en el área de mantenimiento. Y siendo empíricamente la capacitación entre compañeros y no contar con la identificación correcta de las válvulas.

Se tenía desconocimiento de información del procedimiento para dejar fuera de funcionamiento del intercambiador.

En la realización de mantenimiento al intercambiador, se tenía programado semanalmente solo inspección visual y limpieza al panel de refrigeración,

y el cambio de intercambiador se realizaba cuando la central hidráulica se mantenía en temperatura alta. Siendo la decisión del mantenedor cuando realizar su cambio según la experiencia que tuviera.

Como componentes del intercambiador se contaba 2 mangueras hidráulicas de un diámetro de 1 ¼ plg x 3 metros de distancia, la que no contaba con un plan de mantenimiento específico de cambio como vida útil, solo se cuenta con preventivo de inspección visual. Siendo responsabilidad del mantenedor, la decisión de cada cambio de manguera o es su defecto se cambia cada que presenta ruptura o fuga siendo un mantenimiento correctivo.

La tubería no cuenta con un plan de mantenimiento preventivo o predictivo para su mantenimiento, así como inspecciones específicas por falta de información en planos incompletos, los cuales no tiene como especificación de dimensiones, presión y flujos de paso. Lo que se deja inspecciones empíricas en la experiencia de mantenedor, teniendo desgaste prematuro por su posición de colocación y condiciones el ambiente.

3.3 Elección de intercambiador y de materiales para la instalación

Como parte de las acciones antes mencionadas en la investigación, para la solución de la falla como tal, se implementa una serie de mejoras del sistema para su mejor funcionamiento correcto de la central hidráulica, enfocándose principalmente en el sistema de enfriamiento de la central para disminuir la temperatura del aceite y así tener más confiabilidad de los componentes en los equipos siendo así, una disminución de los paros no programados del proceso por fallas múltiples de la temperatura del aceite en temporada de calor, o ineficiencias de los equipos por falta de mantenimiento.

En cual se eliminará el intercambiador de calor tipo aire forzado, así mismo la instalación que se colocó de tuberías no adecuadas, dejando eliminadas las válvulas (BY-PASS). Ya que al ser manipuladas las válvulas en funcionamiento la central, se quedaba fuera la válvula de seguridad del sistema original, Siendo una de las condiciones que se tubo para tener una sobre presión en el sistema siendo la causante que se tuviera la ruptura de la tubería de retorno, sumado las condiciones no controladas que se contaban en la situación.

Se instalará un intercambiador calor tipo placa para aceite con enfriamiento de agua tratada, la cual se colocará en serie a la línea de salida del intercambiador de tubos original de la central, que cuenta una bomba exclusiva de recirculación para su enfriamiento de aceite de la central y retornando con manguera al filtro de retorno al tanque.

Ya que la instalación de original del sistema de enfriamiento ya cuenta con una su válvula de seguridad (sobre presión) la cual esta calibrada a una presión de 5 bar de presión, para evitar futuras saturaciones del sistema.

Para la instalación de la tubería de agua de enfriamiento, se colocara una toma de agua directamente del sistema de suministro original de equipo, el cual se instalara unas válvulas de 1 pulgada para posteriormente colocar una tubería del mismo grosor de material en acero inoxidable de una célula 40 y continuando con su trayectoria sobre la pared, y al llegar al intercambiador, se colocara manguera metálica flexible diámetro 1 pulgada c/conexiones jic 37° hembra longitud 43", la finalidad es que sea más accesible la instalación y el mantenimiento de mismo.

Siendo su instalación con una base tipo pedestal empotrada en la pared con esparrago de 5/8 pulgada. Para que su acceso sea adecuado y no afecte con los otros componentes, y sea fácil la instalación e inspecciones de rutina

3.3.1 Calculo

INFORMACION TECNICA	
Capacidad de tanque	90Litros
Tipo de fluido	Mobil SHC 626(ISO VG 68)
Presión de aceite	5 bar
Rango de temperatura	35° @55°C
Flujo de aceite	65L/min
Tipo de bomba hidráulica	Bomba tipo tornillo PX032 #4BR0R200X01X0200
Tipo motor	1.5kw
Voltaje de Motor	440V/60HZ
Velocidad	1800RPM
Tipo de refrigerante	Agua tratada
Rango de temperatura refrigerante	30°C
Presión de refrigerante	6 bar
Flujo de refrigerante	110 L/min

Tabla 2 información técnica de la central hidráulica

Con ayuda de la guía del catálogo elección de Parker y comparación de página web calculador Parker, se realiza la memoria de cálculo para la selección de un intercambiador de placas adecuado al sistema

Para seleccionar el intercambiador adecuado, se requiere de información, la cual que se analiza a continuación:

Factores de corrección para otros tipos de aceite, Temperaturas y caudales

Todas las curvas de enfriamiento se basan en parámetros muy específicos. condiciones. Estos incluyen el uso de un aceite ISO VG 32, que tiene una relación aceite/agua de 2:1, y que tiene una relación aceite/agua diferencia de entrada de agua de 60 °F. Para otras condiciones, Se deben utilizar los siguientes factores de corrección.

Factores de corrección para otros tipos de aceite

Capacidad de Enfriamiento: Multiplicar el enfriamiento solicitado capacidad con el factor de corrección K_v . Caída de presión de aceite: multiplique la caída de presión por el factor de corrección K_p

Viscosity Class	Cooling Capacity Factor, Kv	Pressure Drop Factor, Kp
ISO VG 22	0.95	0.9
ISO VG 32	1.0	1.0
ISO VG 46	1.05	1.3
ISO VG 68	1.2	1.7
ISO VG 100	1.35	2.2
ISO VG 150	1.6	3.0
ISO VG 220	1.9	4.3

Tabla 3 Tabla de factor de corrección tipo de aceites (Parker, 2020)

Factores de corrección para otras entradas Diferencias de temperatura

Capacidad de enfriamiento: Para diferencias de temperatura de entrada distinto de 60 °F, multiplique el enfriamiento solicitado capacidad por el factor de corrección K_t .

ETD	30	40	50	60	70
K_t	1.87	1.43	1.17	1.0	0.88

Tabla 4 Tabla de factor de corrección entradas de diferencia de temperatura (Parker, 2020)

Curvas de corrección para otros aceites/agua Relaciones de flujo

Capacidad de enfriamiento: Para todas las demás relaciones de flujo de aceite/agua que no sea 2:1, divida la capacidad de enfriamiento solicitada por el factor K_r obtenido de las curvas del Gráfico

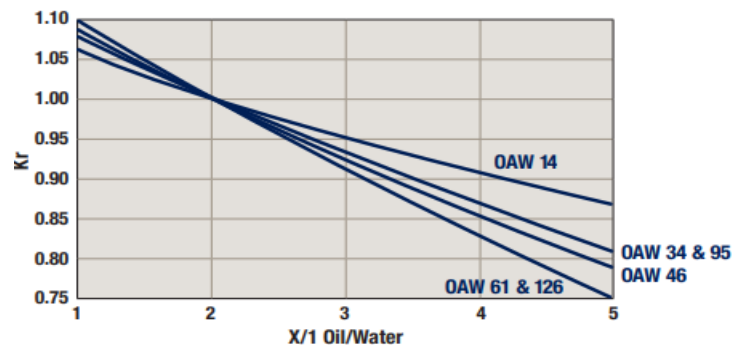


Gráfico 6 Curva de Corrección *(Parker, 2020)

Condiciones	
Tipo de fluido	Mobil SHC 626(ISO VG 68)
Flujo de aceite	65L/min =17.17 gpm
Capacidad de enfriamiento necesaria (Qr)	60hp
Temperatura de aceite entrada (To)	50°C =112 °F
Temperatura de refrigerante entrada (Tw)	30°C=86 °F
Flujo de refrigerante	110 L/min =30.37 gpm
Máxima presión de refrigerante	6 bar = 87 psi

Tabla 5 Tabla de especificaciones técnicas condiciones del sistema hidráulico

$$ETD = T_o - T_w = 122^{\circ}F - 83^{\circ}F = 39^{\circ}F$$

3. 1

La capacidad de enfriamiento de diseño (Q_d) es la capacidad de enfriamiento capacidad utilizada al seleccionar un refrigerador adecuado. Q_d se calcula multiplicando Q_r por los factores K_v y

K_t (que se encuentra en las Tablas 3 y 4 respectivamente) y luego dividiendo por el factor K_r encontrado en el Gráfico 6.

$$Q_d = \frac{Q_r * x K_v * K_t}{K_r} = \frac{60HP * 1.2 * 8.8}{1.056} = 60HP$$

3. 2

Según las tablas del manual de fabricante, el tamaño de intercambiador requerido según los cálculos y tablas de especificación el modelo requerido es **OAW 95-60** para el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración, teniendo un margen correcto

La caída de presión del aceite se puede encontrar en la curva de caída de presión. Se debe multiplicar por el Factor de caída de presión, K_p de la Tabla 3.

$$DP_{oil} = p * K_p = 87 psi - 1.7 = 147.9 psi$$

3. 3

La caída de presión para este enfriador sería:

$$D_{poil} = p * Kp = 30 \text{ psi} * 1.7 = 51 \text{ psi}$$

3.4

Con los resultados obtenidos en los respectivos cálculos, se compararon con la plataforma de calculador de intercambiadores que está en la página de Parker <https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation> Dando como resultado la coincidencia de la selección del mismo intercambiador **Modelo OAW95-60**

Catalog HY10-1700/Americas

OAW

OAW 95 & OAW 126

MODEL	Cooling Capacity (*hp)	Connection	A (inches)	Weight (lbs.)	Volume (in ³)
OAW 95-40	50-150	1½" SAE O-ring	4.1	44	427
OAW 95-60	63-171	1½" SAE O-ring	6.0	59	641
OAW 126-60	84-259	1½" SAE O-ring	6.1	79	856
OAW 126-80	138-274	1½" SAE O-ring	7.9	97	1142

*Cooling capacity is calculated with the following conditions. For other flow conditions, type of fluids or temperatures, please see page 35 or consult Accumulator and Cooler Division. Oil type - ISO VG 32 - Oil/water flow ratio - 2:1 - Oil inlet temperature - 140°F - Water inlet temperature - 80°F.

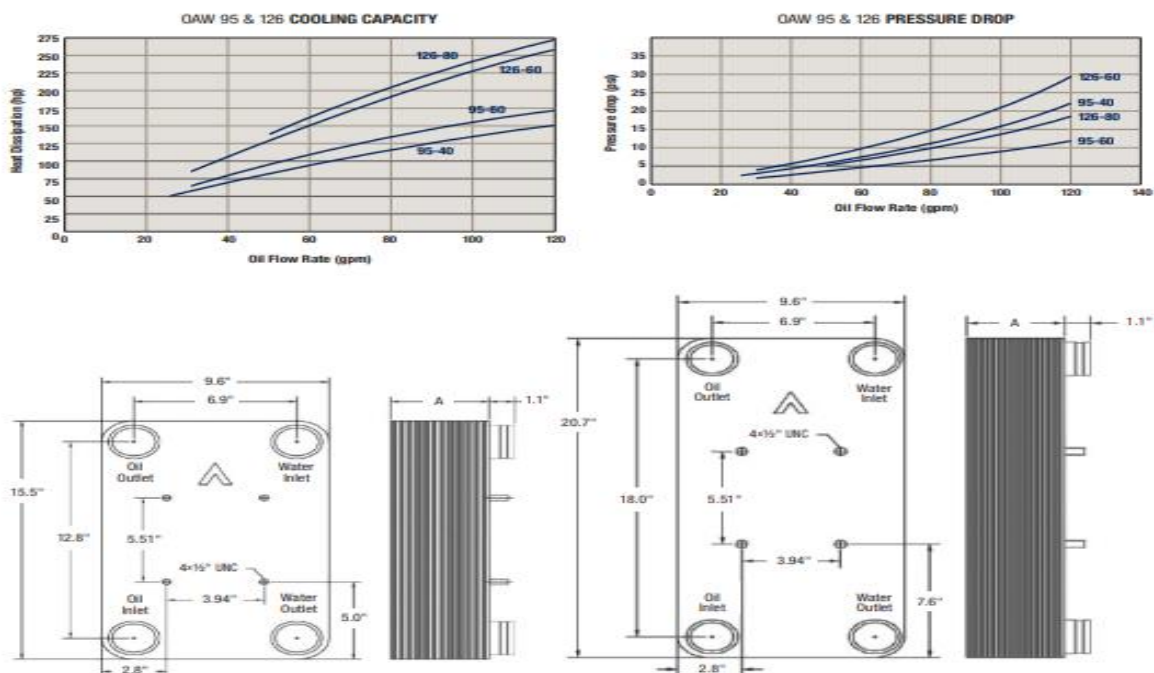


Gráfico 6 Selección de intercambiador de calor placas OAW 95-60 (Parker, 2020)

3.3.5 Simulator parker solutions.azurewebsites.net/calculation

☐ PWO (BSPP Ports)
 ☒ OAW (SAE Ports)

☒ Design
 ☐ Performance
 ☐ Rating

Fluid Side 1: Mobil SHC 626 (ISO VG 68)
 Fluid Side 2: Water
 Flow direction: Co-current
 Exchangers: All
 Material: SC

Side 1

Side 2

Heat Load: 170600 Btu/h
 Inlet Temperature: 140 °F
 Outlet Temperature: 113 °F
 Flow: US gpm
 Max pressure drop: 43 psi
 Number of Passes:
 Oversurfacing: %
 FoulingFactor: sqft,h, °F/Btu
 Auto Performance: ☒

86 °F

104 °F

US gpm

87 psi

Part number	A(sqft)	DP1(psi)	DP2(psi)	OS(%)
3 OAW 95-60	176	0.931	0.0342	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	Btu/h	Side 1	Side 2	
Inlet temperature	°F	140.00	86.00	
Outlet temperature	°F	112.99	104.01	
Flow rate	US gpm	28.87	19.08	
Max. pressure drop	psi	43.0	87.0	
Thermal length		1.077	0.718	
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	sqft	Side 1	Side 2	
Heat flux	Btu/h,sqft	176		
Mean temperature difference	°F	969		
O.H.T.C. (available/required)	Btu/sqft,h,°F	25.09		
Pressure drop -total*	psi	38.7/38.6		
- in ports	psi	0.931	0.0342	
Port diameter	in	0.0111	5.80e-3	
Number of channels		1.65	1.65	
Number of plates		29	30	
Oversurfacing	%	60		
Fouling factor	sqft,h,°F/Btu	0	0.000	
Reynolds number		4.167	155.2	
Port velocity	ft/s	1.44	0.950	
*Excluding pressure drop in connections.				
4 OAW 61-80	202	1.50	0.0811	0

Tabla 7 Elección de intercambiador en simulador Parker (<https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation>, 2024)



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Parker Hannifin Corporation
Accumulator and Cooler Division - Americas
10711 North Second Street
Machesney Park, IL 61115 USA
Phone: 815 636 4100
Fax: 815-636-4111

PARKER Accumulator and Cooler
Water Oil Cooler - Brazed Plate OAW Series - (Americas)

PART Number: OAW 95-60



*Interactive 3D graphic, click to activate and rotate
(3D capable PDF viewer required)*

Datos técnicos	
Part Number	OAW 95-60
Series Name	Water Oil Cooler - Brazed Plate OAW Series - (Americas)
Series Code	ACD-OAW
Division ID	687399
Division Name	Accumulator & Cooler Division - Americas
Company	Parker Hannifin

Gráfico 7 Ficha técnica intercambiador de placas (<https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation>, 2024)

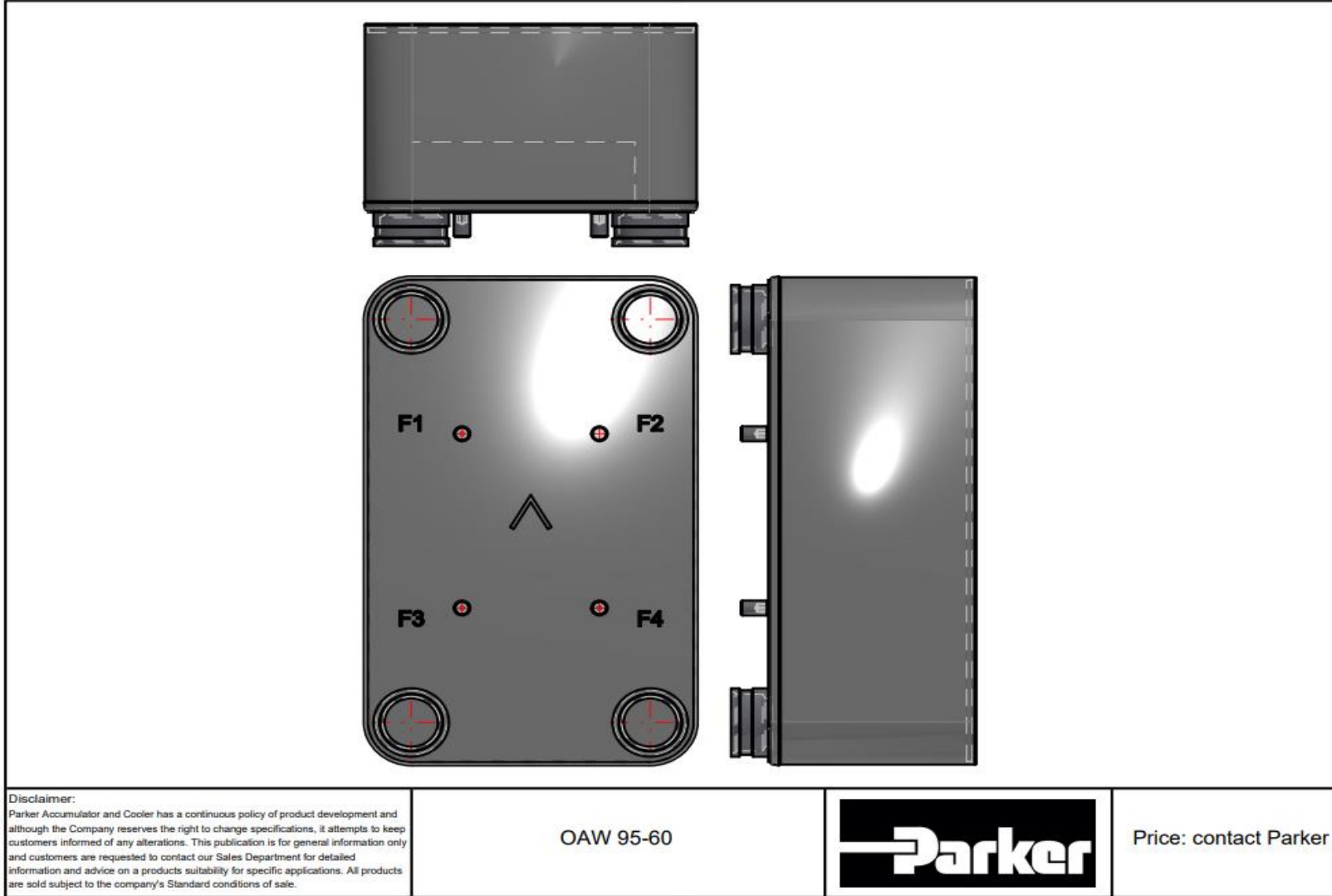


Gráfico 8 Especificación técnica CAD intercambiador de calor placas (<https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation>, 2024)

En el diseño de la estructura base del intercambiador se utilizó el software Solidworks®, para su diseño 2D y 3D, y para a la realización de plano para su fabricación en taller.

Se decide realizar la fabricación de un material de perfil Angulo lados iguales de una medida de 2 plg x 1/8plg de grosor. (véase en tabla 9 anexos) (Corsa) Y con aplicación de soldadura en la unión, siendo una estructura que será montada sobre la pared, con tornillería de un grosor de 5/8plg para soportar el peso del intercambiador.

Siendo un diseño sencillo pero muy útil y funcional, sobre todo para el poco espacio que se tiene el área, y para esta diseñado para no obstruir otros componentes de la central hidráulica para futuros mantenimientos de motores o bombas hidráulicas.

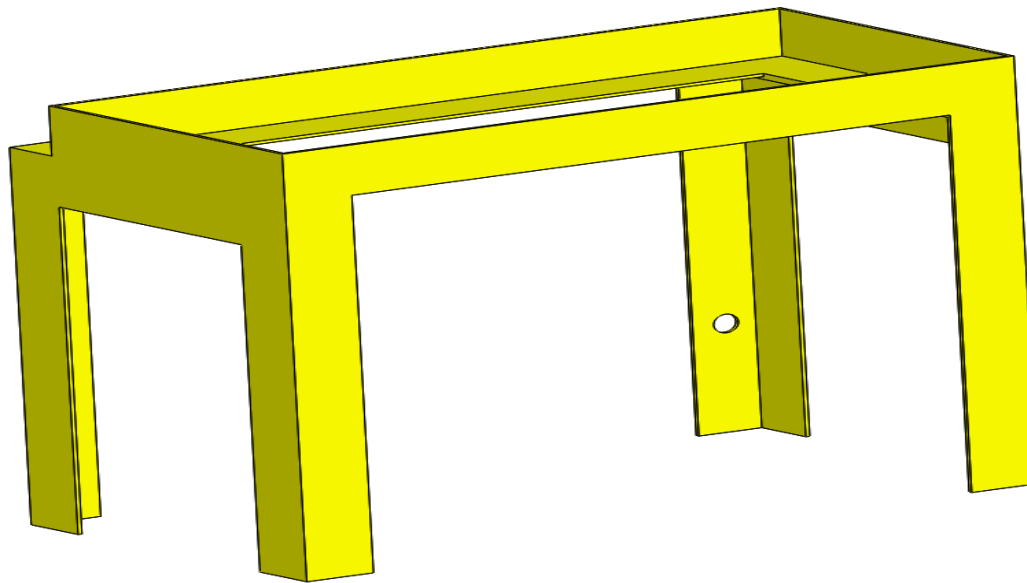


Ilustración 19 Base de intercambiador de placas CAD 3D

3.4 Instalación de componentes



Ilustración 20 Base de intercambiador de calor instalado

la fabricación de tubería, fue realizada con tubería de diámetro de 1 plg con una cedula 40 en material en acero inoxidable^{*3}, con codos tipo socket soldables^{*4}, y unidos con soldadura en inoxidable, y cuerda en la terminaciones, conectado unas manguera metálica flexible diámetro 1 pulgada c/conexiones jic 37° hembra longitud 43", y para un fácil mantenimiento se colocan en un extremo tuerca unión en material inoxidable*, y al final de la tubería se conecta con conexiones tipo arequip modelo pipe to 37° flange modelo 20-21 tamaño 16-16s^{*5}, e instalada sus válvulas de paso de 1 plg. De agua de enfriamiento.

Sujetadas ala la pared con una que tiene abrazaderas para tubo tipo A ligeras^{*6}, sujetas con soldadura en un aplaca de acero y colocadas directamente a el concreto con taquete expansivo de 5/8 plg. Y alineadas perpendicularmente sobre la parte trasera de la central hidráulica.

Ayudando a aprovechar el espacio del área y tener buena accesibilidad de los equipos para su mantenimiento futuros, y con el tipo de materiales se tiene la ventaja que no se dañaran los componentes por la calidad del agua que circula en su interior y así evitando cambios prematuros o en su defecto taponamiento de la tubería por sarro en su interior.



Ilustración 21 Instalación de tubería de 1 plg en acero Inox

³ (Tubinox)

⁴ (Tubinox)

⁵ (HIDRAULICO, 2014 EATON)

⁶ (parker.com)

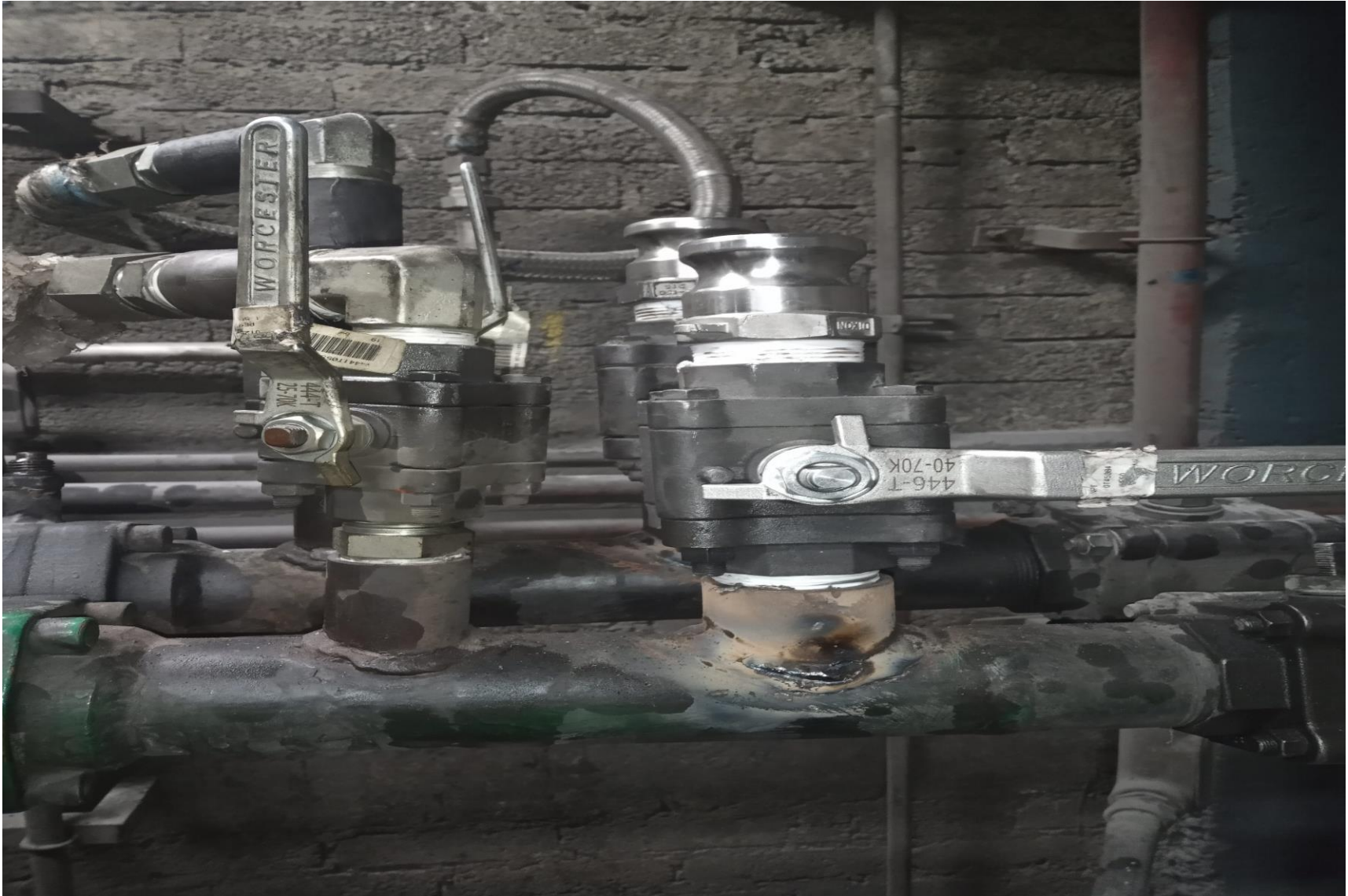


Ilustración 22 Válvulas de paso para enfriamiento de intercambiador de placas

3.5 Pruebas en el sistema

Conjunto completo del sistema de enfriamiento, con agua y aceite en su interior, con una presión de agua 6 bar, y una presión de aceite de 3 bar



Ilustración 23 Instalación completa de sistema de enfriamiento intercambiador de placas



Ilustración 24 Instalación completa de sistema de enfriamiento intercambiador de placas

Sistema Hidráulico

Se coloca un manómetro de presión analógico en la salida de la bomba hidráulica, otro sensor de presión digital*⁸, con señal analógica para sí interfaz a la HMI a futuro, colocándolo en la base del filtro de aceite para mandar una alarma cuando este saturado el filtro

Marcando una presión constate de 3.25 bar con el filtro nuevo.



Ilustración 25 Cambio de base filtro e instalación de sensor de presión hidráulico digital (ELECTRONICGMBH)

⁸ Anexo véase en tabla 14 (ELECTRONICGMBH)



Ilustración 26 Presión de trabajo del aceite de bomba recirculación 3 bars

Comparativa de Temperaturas de Aceite



Ilustración 27 Temperatura alta en el sistema alarmado (55°C) antes de ser modificaciones



Ilustración 28 Temperatura del sistema con temperatura estable (42.2°C) despues instalar intercambiador de placas

Sistema Enfriamiento

Se coloca un sensor de flujo de agua que se pretende monitorear el estado de interior de los componentes del sistema, para poder llevar registro y secuencia, si hay algún taponamiento el en sistema. a futuro llevar la interfaz a la HMI de operador para graficar constantemente los fluidos, así como la temperatura *.⁹



Ilustración 29 Sensor de flujo de agua IFM, línea de retorno de agua.

⁹ Anexos véase tabla 15 (GMBH, 2024)

3.6 Modificación de planos

Con ayuda de personal del departamento de ingeniería (dibújate técnico) se realiza la modificación del plano en software AutoCAD®, la modificación realizada en el sistema, dejando registros documentados de toda la modificación y la realización de divulgación en todo el personal y sea fácil lectura del diagrama.

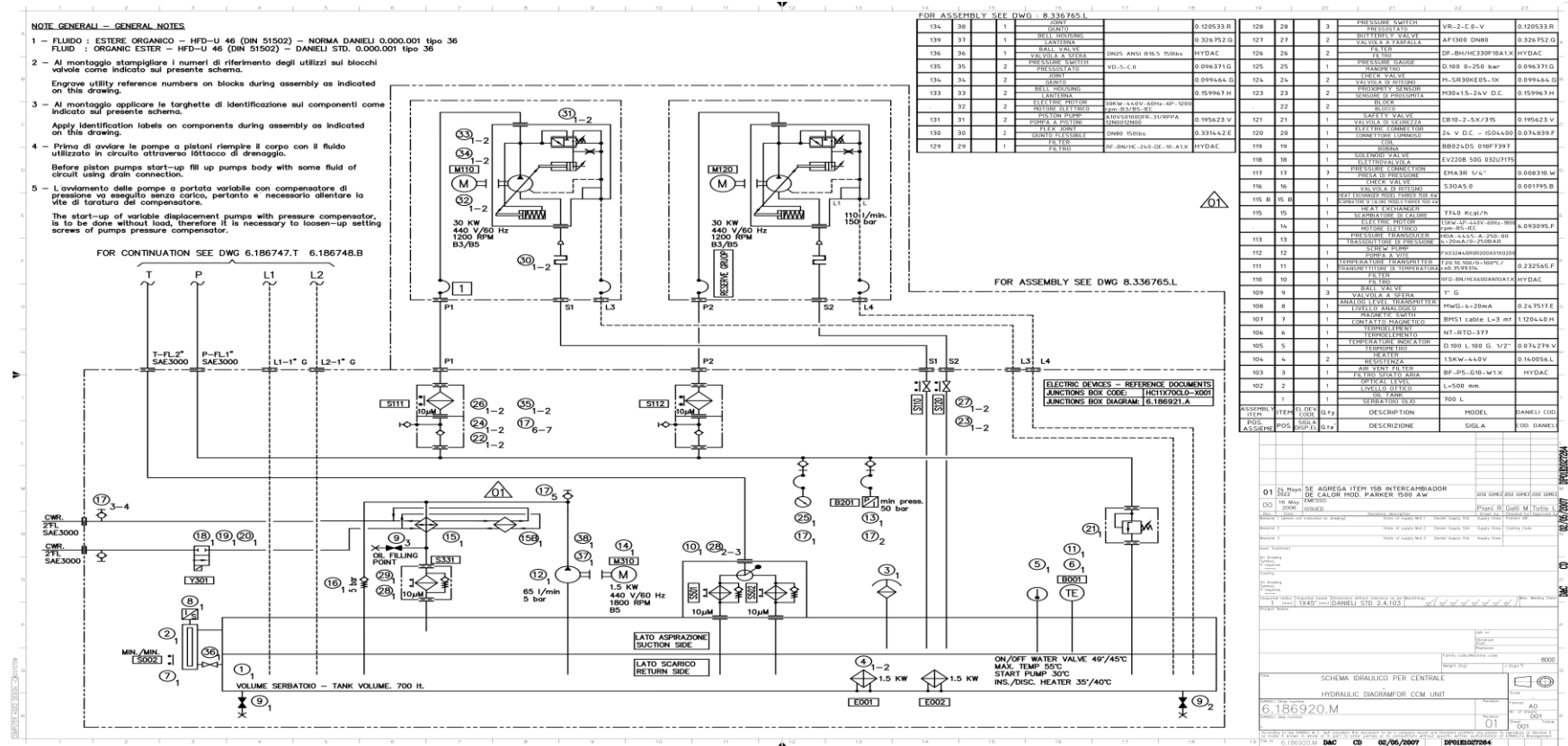


Gráfico 10 Diagrama modificado de la central hidráulica (instalación de intercambiador de calor)

3.7 Conclusiones

Como resultado del cálculo diseño e instalación del enfriador y dispositivos auxiliares, se obtuvo una disminución y estabilidad en la temperatura de la central hidráulica, logrando también una mejora en la operación y seguridad tanto del equipo como de los operadores en el área.

Así mismo se mejora consideradamente la confiabilidad del sistema hidráulico en su funcionamiento y mantenimiento, sin dejar fuera los sistemas de seguridad como son las válvulas de alivio dejando una calibración adecuada según las especificaciones, evitando de esta forma sobre calentamientos por una sobrepresión.

Al realizar el sistema de enfriamiento simple, todos sus componentes han sido ubicados cerca de la central hidráulica, lo cual facilitará su mantenimiento y solución de fallas, al poder monitorear todos los componentes en el mismo momento.

Con la instalación de equipos de medición actualizados, se pretende tener monitoreado desde la pantalla de operación si hay algún cambio en las líneas del sistema, así monitorear los equipos electrónicamente

Con la gestión de modificación de sistema hidráulico, se realizó la respectiva modificación de planos originales, para así, el personal de mantenimiento esté enterado de las modificaciones realizadas en los equipos y en caso de rotación de personal, se tenga seguimiento y registro de todo el histórico de los componentes

Con la actualización de planos se realizará nuevas capacitaciones, del funcionamiento de la central hidráulica para todo el personal, así como antiguo y nuevo que haya ingresado posteriormente de pues del evento sucedido para evitar confusiones en lecturas de planos hidráulicos y en equipos como tal.

Garantizando que todo el personal tenga conocimiento básico y avanzado de los equipos y así como sus respectivos mantenimientos, así como preventivos, correctivos y predictivos y evitar riesgos en el sistema en funcionamiento y siendo más seguro al manipular algún componente.

3.8 Recomendaciones

Al realizar modificaciones en el sistema de enfriamiento de la central hidráulica, y su cambio de tuberías dañadas se sugiere dar seguimiento a los planes de mantenimiento mediante softwares como SAP®. Para seguir mejorando la vida útil de los componentes y dando confiabilidad de los elementos con mayor de desgaste y garantizando un proceso más seguro y continuo sin paros no programados por daños en elementos de los equipos

Así como la creación de nuevos planes de mantenimientos que estén diseñados a los requerimientos de los equipos y con los compontes actualizados, para que se tenga un mejor monitoreo de todos los elementos que compone la central hidráulica, así como:

- planes de monitoreo diario más detallado
- actualización de plan de mantenimiento preventivo y correctivos semanal, mensual y anual
- creación de planes predictivos en elementos para determinar la vida útil de cada componente y de transportes de fluidos.

con la actualización de los elementos de medición se requiere a futuro crear una interconexión de los elementos a la pantalla de operación (HMI) para poder graficar y monitorear cada componente independientemente y poder determinar posibles fallas a futuro

y el con alarmas de seguridad instaladas, el operador de producción pueda monitorear más a fondo la central hidráulica y en caso de una falla pueda reaccionar en menos tiempo y evitar un accidente provocado por falla de los equipos.

4. Bibliografía

- AUGUSTO BELÉNDEZ VÁQUEZ, A. (2017). *CALOR Y TEMPERATURA*. UNIVERSIDAD DE ALICANTE, DEPARTAMENTO DE FÍSICA, INGENIERÍA DE SISTEMA Y TEORÍA DE LA SEÑAL.
- CENETEC, S. (Agosto de 2004). *Guía Tecnológica No 1: Sistemas de Infusión*. Obtenido de <http://www.cenetec.salud.gob.mx/>
- Corsa, G. (s.f.). <https://www.gerdaucorsa.com.mx/productos/perfiles-estructurales/angulo-li>. Obtenido de Manual de perfiles estructurales, [gerdaucorsa.com.mx](https://www.gerdaucorsa.com.mx/productos/perfiles-estructurales/angulo-li): <https://www.gerdaucorsa.com.mx/productos/perfiles-estructurales/angulo-li>
- ELECTRONICGMBH, I. (s.f.). CATALOGO SENSOR DE PRESION CON PANTALLA PN2094 TABLA ESPECIFICACIONES . 45128 ESSEN. FRIEDRICHSTAREBE, BERLIN.
- FANCIS .W. SEARS, G. .. (1978). *TERMODINÁMICA, TEORÍA CINÉTICA Y TERMODINÁMICA ESTATICA , SEGUNDA EDICIÓN*. ESPAÑA: EDITORIAL REVERTÉ, S.A. .
- GMBH, I. E. (10 de 01 de 2024). CATALOGO CAUDALÍMETRO MAGNETICO-INDUCTIVO SM900 SMR21XGFRKG/US. 45128 ESSEN. FRIEDRICHSTRABE, BERLIN.
- HIDRAULICO, E. (MAYO de 2014 EATON). CATOLOGO DE CONEXIONES HIDRAULICAS EATON HYDRAULICS. USA .
- <https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation>. (2024). • <https://parkersolutions.azurewebsites.net/Calculation>.
- LUIS ARREOLA QUIJADA, F. R. (1986). *ENERGIA Y MÁQUINAS TÉRMICAS*. MEXICO: LIMUSA.
- NUÑEZ, E. R. (2007). *ESTUDIO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA-TUBOS LOS DE PLACAS PLANAS TESIS*. LIMA, PERÚ.
- Parker. (2020). Ficha Técnica de equipos de enfriamiento. México.
- parker.com. (s.f.). catalogo 4100/es (E O) Ermeto original abrazadera para tubo parker .
- r. (s.f.).
- Tubinox. (s.f.). Catalogo General tuberia inoxidable Tubinox .
- UNAM, R. G. (FEBRERO DE 2020). *NATURALIS, BOLETIN DE LA CORDINACIÓN DE FÍSICA Y QUÍMICA N° 35 ¿Qué es la Temperatura?* Mexico: M. en C. Q. Alfredo Velásquez Márquez .
- VALADEZ, J. A. (s.f.). *TERMODINÁMICA*. ALFAOMEGA ,OXORD UNIVERSITY PRESS.
- YUNES A. CENGEL, M. A. (2011). *TERMODINÁMICA, SEPTIMA EDICIÓN*. NEW YORK, U.S.A. : Mc GRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORIALES, S.A. DE C.V.
- YUNUS A .CENGEL, M. A. (2015). *TERMODINÁMICA OCTAVA EDICIÓN*. U.S.A.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES. S.A. DE C.V.
- YUNUS A. CENGEL, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa fundamentos y aplicaciones cuarta edición*. impreso Mexico: Mc Graw Hill/ INTERRAMERICANA EDITORES,S.A. DE C.V.

5. Anexos

5.1 Catalogo HY10-1700/AMERICAS intercambiador de placas Parker

Catalog HY10-1700/Americas

OAW

OAW Water Oil Cooler

For mobile and industrial use



The OAW oil cooler is optimized for use in mobile and industrial sectors. Together with a wide range of accessories, the OAW cooler is suitable for installation in most applications and environments.

- **Optimized design and the right choice of materials and components ensure reliable and long-lasting cooling with low service and maintenance costs.**
- **Compact design for easy installation.**
- **Turbulent water flow prevents clogging and reduces maintenance.**
- **Low water consumption for economical operation.**
- **SAE O-ring connections for ease of assembly and leak-proof operation.**
- **Maximum material efficiency with no "Dead Zone."**

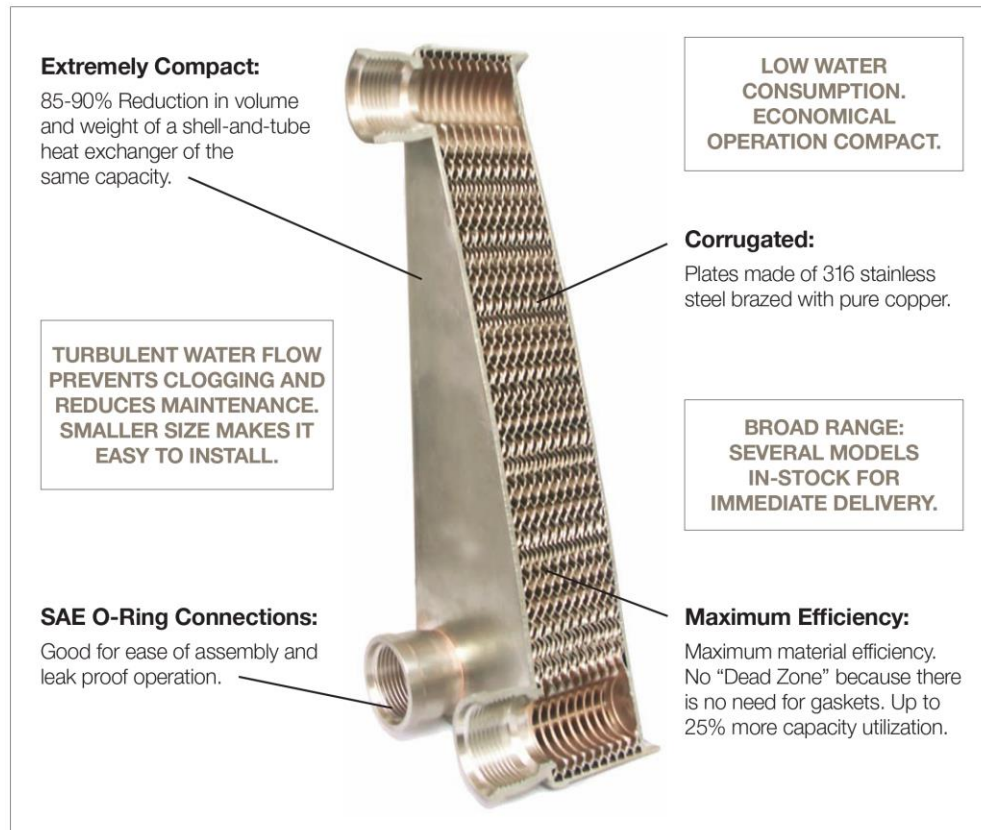
29

Tabla 6 Catalogo HY-1700/Americas oil Coolers for Temperature Optimization in Hydraulic Systems Parker [PDF] (Parker, 2020)

General

Our OAW coolers are designed for a maximum working pressure of 450 psi. The most standard application for the OAW cooler involves a cold water circuit and a hot oil circuit. Fluids are not limited to oil and water however; see the Fluid Compatibility section in the OAW product literature for more information. Inlets and outlets are clearly identified by the Accumulator and Cooler Division sticker affixed to the front of the unit. When in doubt, pour a liquid in one of the connections and note which connection it comes out of. This will be the inlet and outlet for one circuit (either oil or water). The other inlet should be located on the diagonal from the first inlet. Maximum cooling efficiency is achieved by cross flowing through the plates, the oil inlet and water inlet being located on a diagonal.

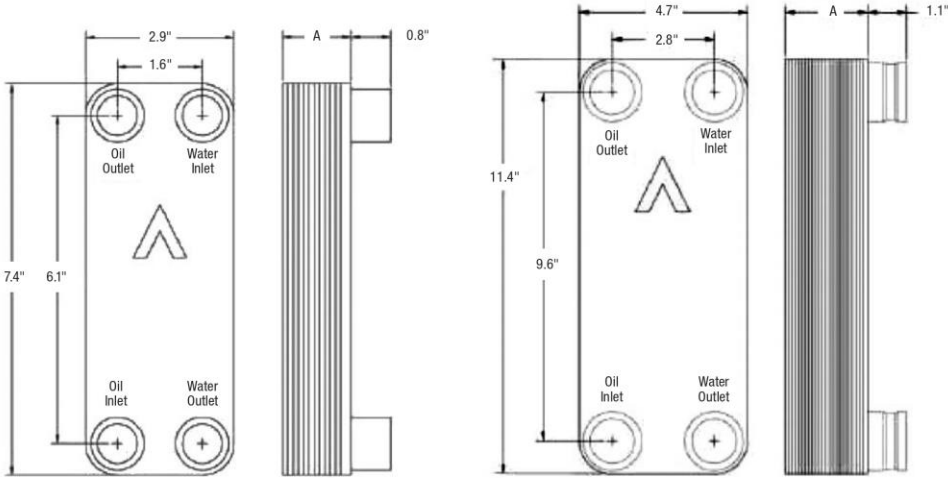
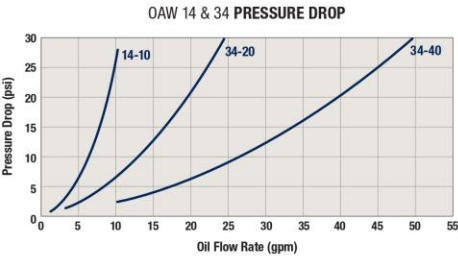
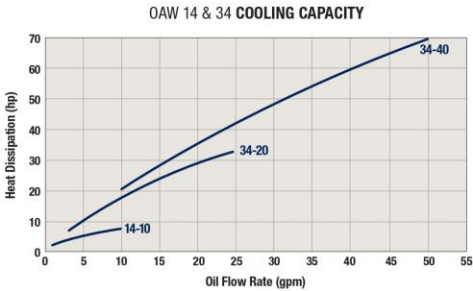
OAW to the max.



OAW 14 & OAW 34

MODEL	Cooling Capacity (*hp)	Connection	A (inches)	Weight (lbs.)	Volume (in ³)
OAW 14-10-SG	2-7	5/8" SAE O-ring	1.4	1.4	15
OAW 34-20	6-33	1" SAE O-ring	2.3	9	74
OAW 34-40	20-69	1" SAE O-ring	4.1	15	149

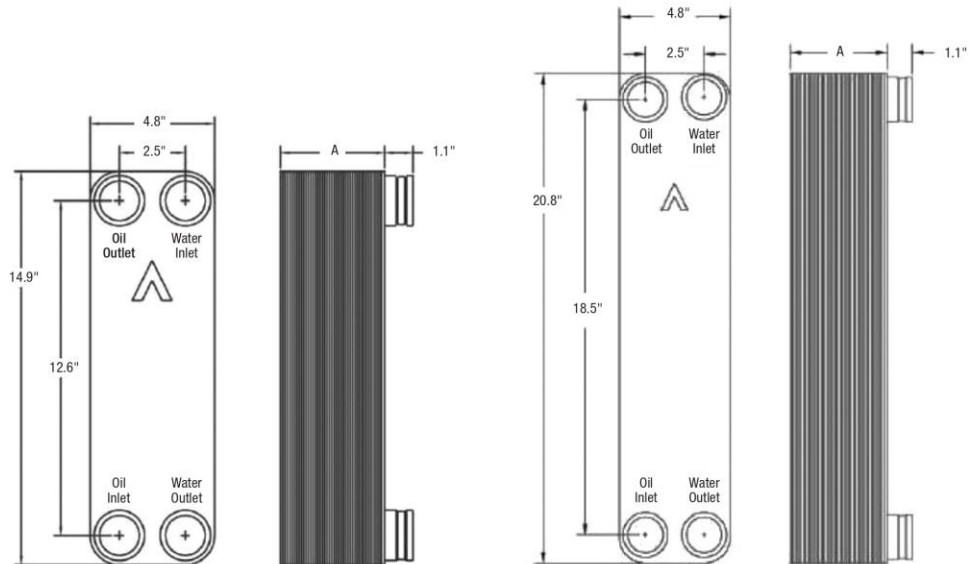
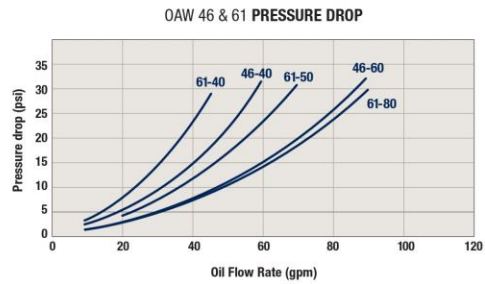
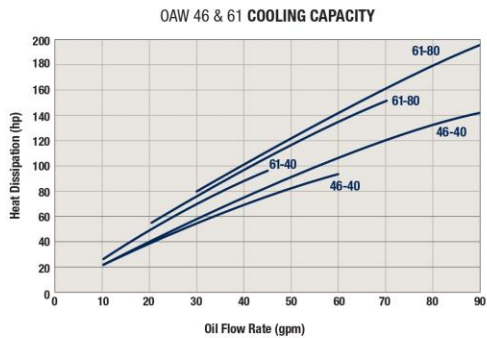
*Cooling capacity is calculated with the following conditions. For other flow conditions, type of fluids or temperatures, please see page 35 or consult Accumulator and Cooler Division. Oil type – ISO VG 32 – Oil/water flow ratio – 2:1 – Oil inlet temperature – 140°F – Water inlet temperature – 80°F



OAW 46 & OAW 61

MODEL	Cooling Capacity (*hp)	Connection	A (inches)	Weight (lbs.)	Volume (in ³)
OAW 46-40	21-94	1¼" SAE O-ring	3.9	13	200
OAW 46-60	23-142	1¼" SAE O-ring	5.7	18	300
OAW 61-40	27-98	1¼" SAE O-ring	3.9	19	271
OAW 61-60	53-152	1¼" SAE O-ring	5.7	27	406
OAW 61-80	79-198	1¼" SAE O-ring	7.4	34	542

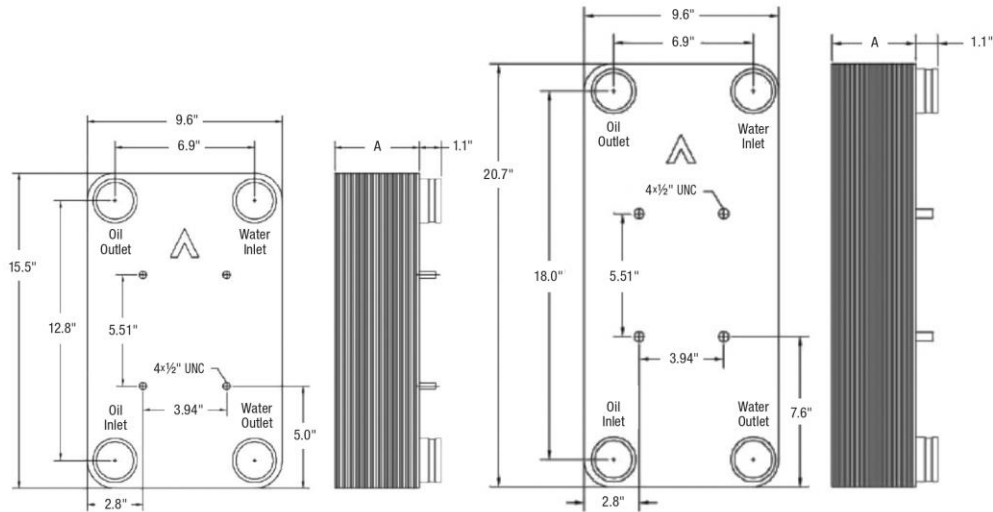
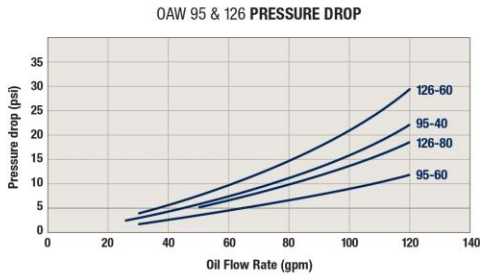
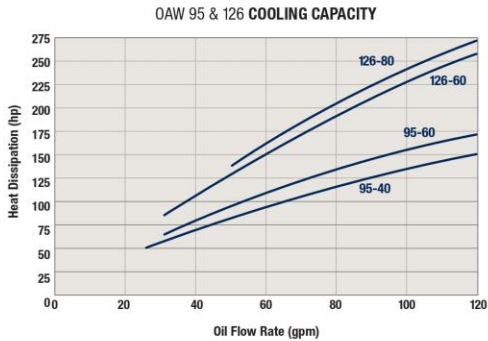
*Cooling capacity is calculated with the following conditions. For other flow conditions, type of fluids or temperatures, please see page 35 or consult Accumulator and Cooler Division. Oil type – ISO VG 32 – Oil/water flow ratio – 2:1 – Oil inlet temperature – 140°F – Water inlet temperature – 80°F



OAW 95 & OAW 126

MODEL	Cooling Capacity (*hp)	Connection	A (inches)	Weight (lbs.)	Volume (in³)
OAW 95-40	50-150	1½" SAE O-ring	4.1	44	427
OAW 95-60	63-171	1½" SAE O-ring	6.0	59	641
OAW 126-60	84-259	1½" SAE O-ring	6.1	79	856
OAW 126-80	138-274	1½" SAE O-ring	7.9	97	1142

*Cooling capacity is calculated with the following conditions. For other flow conditions, type of fluids or temperatures, please see page 35 or consult Accumulator and Cooler Division. Oil type – ISO VG 32 – Oil/water flow ratio – 2:1 – Oil inlet temperature – 140°F – Water inlet temperature – 80°F

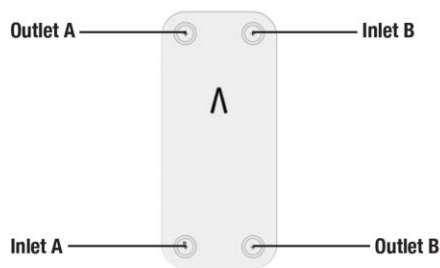


Installation

Installation Instructions for OAW Coolers

The OAW coolers are designed for a maximum working pressure of 450 psi. The most standard application for the OAW cooler involves a cold water circuit and a hot oil circuit. Fluids are not limited to oil and water however; for other types of fluid, please contact the factory.

Inlets and outlets are clearly identified by the Accumulator and Cooler Division sticker affixed to the front of the unit. When in doubt, pour a liquid in one of the connections and note which connection it comes out of. This will be the inlet and outlet for one circuit (either oil or water). The other inlet should be located on the diagonal from the first inlet.



Maximum cooling efficiency is achieved by cross flowing through the plates, the oil inlet and water inlet being located on a diagonal. Failure to have the cooler attached in this manner will lead to a decrease in efficiency.

The cooler may be mounted in any position. However, requirements for draining the circuits should be taken into consideration.

The OAW coolers must not be installed into a rigid frame. Use the Accumulator and Cooler Division purpose-made brackets (or "Armaflex" equivalent) to provide a "soft, elastic installation." The OAW 95 and 126 series coolers come equipped with stud bolts to assist in mounting. However, these bolts alone should not be used to suspend the cooler. All tubing should be done in such a way as to minimize vibrations to the cooler. When installed on a return line, the cooler should be connected using flexible hoses.

When to Clean

Fouling occurs mainly on the water side of the cooler. Fouling can be detected by monitoring the inlet and outlet temperatures and/or the pressure drop across the cooler. Fouling will result in decreased heat transfer, producing temperature differences lower than specified.

Fouling also restricts the passages and thus causes an increase in velocity. This will produce an increase in the pressure drop across the cooler. When either the temperature difference or the pressure drop is significantly different from specified values, cleaning should be performed.

Methods of Cleaning

If cleaning the cooler is required, backflushing with water will remove most of the soft deposits. If fouling appears in the form of hard deposits, circulate a weak acid through the cooler in reverse direction to normal water flow. Use 5% phosphoric acid for infrequent cleanings. For more frequent cleaning, use 5% oxalic acid or similar weak organic acid. Afterwards flush with a large quantity of water to remove all acid from the cooler before starting up the system again. Never wait until the cooler is completely clogged before cleaning!

Filters or Strainers

When there are particles in the fluid that could clog the cooler, filters or strainers should be used. Particles up to 1mm diameter will not cause any problems.

Fluid Compatibility

On the oil side, most synthetic and petroleum based fluids may be used. For aggressive oils, please contact Accumulator and Cooler Division for compatibility. On the water side, de-mineralized and untreated water may be used without concern. When water is chemically treated please contact Accumulator and Cooler Division for suitability. Sea water cannot be used in OAW coolers. For sea water applications, please contact Accumulator and Cooler Division on information on titanium coolers. Do not use ammonia in the OAW coolers.

Correction Factors for Other Oil Types, Temperatures and Flow Rates

All of the cooling curves are based on very specific conditions. These include using an ISO VG 32 oil, having an oil/water ratio of 2:1, and having an oil/water inlet difference of 60 °F. For other conditions, the following correction factors should be used.

Correction Factors for Other Oil Types

Cooling Capacity: Multiply the requested cooling capacity with the correction factor Kv.

Oil Pressure Drop: Multiply the pressure drop with the correction factor Kp.

Viscosity Class	Cooling Capacity Factor, Kv	Pressure Drop Factor, Kp
ISO VG 22	0.95	0.9
ISO VG 32	1.0	1.0
ISO VG 46	1.05	1.3
ISO VG 68	1.2	1.7
ISO VG 100	1.35	2.2
ISO VG 150	1.6	3.0
ISO VG 220	1.9	4.3

Table 1

Correction Factors for Other Inlet Temperature Differences

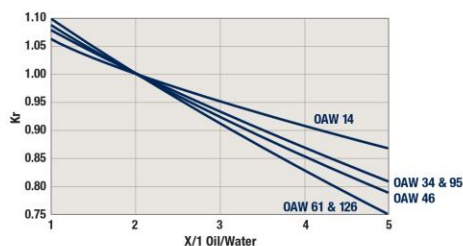
Cooling Capacity: For inlet temperature differences other than 60 °F, multiply the requested cooling capacity by the correction factor Kt.

ETD	30	40	50	60	70
Kt	1.87	1.43	1.17	1.0	0.88

Table 2

Correction Curves for Other Oil/Water Flow Ratios

Cooling Capacity: For all other oil/water flow ratios other than 2:1, divide the requested cooling capacity by the factor Kr obtained from the curves in Graph 3.



Graph 3

Sizing Example

Conditions:

Oil type:	ISO VG 68
Oil Flow:	40 gpm
Desired cooling capacity	Qr 40 hp
Oil temperature in	To 140 °F
Water temperature in	Tw 100 °F
Available water flow	10 gpm
Maximum Pressure Drop	30 psi

$$ETD = T_o - T_w = 140^{\circ}\text{F} - 100^{\circ}\text{F} = 40^{\circ}\text{F}$$

The design cooling capacity (Qd) is the cooling capacity used when selecting a suitable cooler. Qd is calculated by multiplying Qr by the factors Kv and Kt (found in Tables 1 and 2 respectively) and then dividing by the Kr factor found from Graph 3.

$$Q_d = \frac{Q_r \times K_v \times K_t}{K_r} = \frac{40 \text{ hp} \times 1.2 \times 1.43}{0.82} = 83 \text{ hp}$$

According to the cooling capacity curves on page 32, the minimum size cooler for these conditions is an OAW 61-40.

The oil pressure drop can be found from the pressure drop curve. It should be multiplied by the Pressure Drop Factor, Kp from Table 1.

$$DP_{oil} = p \times K_p = 23 \text{ psi} \times 1.7 = 39.1 \text{ psi.}$$

In this case the pressure drop exceeds the maximum allowable. The next size cooler would be an: OAW 61-60.

The pressure drop for this cooler would be:

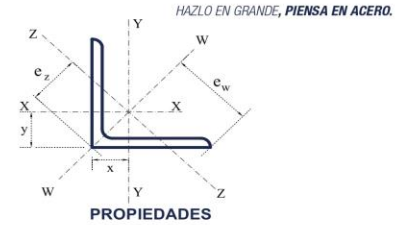
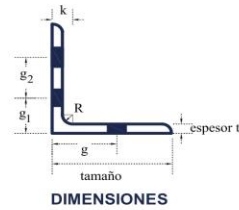
$$DP_{oil} = p \times K_p = 12 \text{ psi} \times 1.7 = 20.4 \text{ psi.}$$

Therefore the correct size cooler would be the OAW 61-60.

For assistance with calculations, please contact Accumulator and Cooler Division.

5.2. Catálogo de perfiles estructurales Gerdau Corsa.

LI
ÁNGULO DE
LADOS IGUALES
ESTÁNDAR



Designación tamaño x espesor		Peso	k	R	Gramil			Sujetadores			Propiedades de Torsión			Ejes X-X y Y-Y				Eje W-W				Eje Z-Z					
					g	g ₁	g ₂	Diámetro Máximo		Espac. Recom.	J	C _w	r _t	Área	I	S	r	x = y	I	S	r	e _w	I	S	r	e _z	
PERFIL	mm" x mm"	in x in	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁶	cm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
U	19 x 3	3/4 x 1/8	0.88	11.1	3.2	11	-	-	6.3	1/4	20	0.04	0.01	1.16	1.11	0.37	0.3	0.58	0.58	0.58	0.43	0.73	1.34	0.16	0.19	0.38	0.82
U	25 x 3	1 x 1/8	1.19	11.1	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.05	0.02	1.54	1.52	0.92	0.5	0.79	0.76	1.24	0.69	0.93	1.79	0.41	0.38	0.48	1.07
U	25 x 5	1 x 3/16	1.73	12.7	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.17	0.07	1.56	2.21	1.25	0.7	0.76	0.81	2.08	1.16	0.93	1.79	0.41	0.36	0.48	1.14
U	25 x 6	1 x 1/4	2.22	14.3	3.2	14	-	-	9.5	3/8	30	0.41	0.16	1.61	2.80	1.54	0.9	0.74	0.86	2.49	1.39	0.91	1.79	0.83	0.69	0.48	1.21
U	32 x 3	1 1/4 x 1/8	1.50	11.1	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.07	0.05	1.87	1.93	1.83	0.8	0.97	0.89	2.91	1.30	1.19	2.24	0.83	0.66	0.60	1.25
U	32 x 5	1 1/4 x 3/16	2.20	12.7	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.22	0.15	1.92	2.79	2.54	1.2	0.97	0.97	3.74	1.87	1.19	2.24	0.83	0.61	0.60	1.37
U	32 x 6	1 1/4 x 1/4	2.86	14.3	4.7	18	-	-	12.7	1/2	40	0.51	0.33	1.95	3.72	3.21	1.5	0.94	1.02	4.99	2.23	1.16	2.24	1.24	0.86	0.60	1.44
U	38 x 3	1 1/2 x 1/8	1.83	11.1	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.08	0.09	2.25	2.34	3.25	1.2	1.17	1.07	5.41	2.01	1.47	2.69	1.24	0.82	0.73	1.51
U	38 x 4	1 1/2 x 5/32	2.25	11.1	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.15	0.16	2.27	2.86	3.92	1.4	1.17	1.10	6.24	2.32	1.48	2.69	1.60	1.03	0.73	1.55
U	38 x 5	1 1/2 x 3/16	2.68	12.7	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.27	0.27	2.28	3.43	4.58	1.6	1.17	1.12	7.07	2.63	1.44	2.69	1.66	1.05	0.73	1.58
U	38 x 6	1 1/2 x 1/4	3.48	14.3	4.7	20	-	-	12.7	1/2	40	0.62	0.61	2.34	4.40	5.83	2.2	1.14	1.19	8.74	3.24	1.42	2.69	2.49	1.48	0.73	1.68
U	44 x 3	1 3/4 x 1/8	2.14	11.1	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.09	0.14	2.63	2.74	5.41	1.6	1.40	1.22	8.73	2.78	1.72	3.14	2.06	1.21	0.86	1.72
U	44 x 4	1 3/4 x 5/32	2.65	11.1	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.18	0.27	2.64	3.37	6.37	2.0	1.37	1.26	10.15	3.23	1.74	3.14	2.59	1.45	0.86	1.78
U	44 x 5	1 3/4 x 3/16	3.15	12.7	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.31	0.45	2.66	4.03	7.49	2.3	1.37	1.30	11.65	3.71	1.70	3.14	2.91	1.59	0.86	1.83
U	44 x 6	1 3/4 x 1/4	4.12	14.3	6.3	25	-	-	15.9	5/8	50	0.73	1.00	2.71	5.20	9.57	3.1	1.35	1.35	14.56	4.64	1.67	3.14	3.74	1.97	0.86	1.90
U	51 x 3	2 x 1/8	2.46	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.11	0.21	3.00	3.10	7.91	2.1	1.60	1.40	12.49	3.48	1.97	3.58	3.32	1.68	0.99	1.97
U	51 x 4	2 x 5/32	3.04	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.21	0.40	3.00	3.87	9.66	2.6	1.58	1.42	15.41	4.29	1.99	3.58	3.91	1.95	0.99	2.00
U	51 x 5	2 x 3/16	3.63	12.7	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.36	0.68	3.03	4.61	11.45	3.1	1.57	1.45	17.48	4.88	1.95	3.58	4.57	2.26	0.99	2.00
U	51 x 6	2 x 1/4	4.75	14.3	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.84	1.54	3.05	6.06	14.57	4.1	1.55	1.50	22.47	6.27	1.93	3.58	5.82	2.77	0.99	2.10
U	51 x 8	2 x 5/16	5.83	15.9	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	1.63	2.85	3.08	7.42	17.46	4.9	1.52	1.55	26.63	7.43	1.90	3.58	7.07	3.24	0.99	2.18
U	51 x 10	2 x 3/8	6.99	17.5	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	2.79	4.68	3.14	8.77	19.96	5.7	1.50	1.63	30.80	8.60	1.87	3.58	8.32	3.61	0.99	2.30
U	64 x 4	2 1/2 x 5/32	3.83	11.1	6.3	35	-	-	19	3/4	60	0.26	0.81	3.74	4.88	19.44	4.2	1.98	1.73	31.10	6.93	2.52	4.49	7.84	3.20	1.24	2.45
U	64 x 5	2 1/2 x 3/16	4.61	12.7	6.3	35	-	-	19	3/4	60	0.47	1.37	3.74	5.81	22.89	4.9	1.98	1.75	36.62	8.15	2.46	4.49	9.15	3.70	1.24	2.47
U	64 x 6	2 1/2 x 1/4	5.10	14.3	6.3	35	-	-	19	3/4	60	1.06	3.12	3.78	7.68	25.14	6.4	1.96	1.83	45.36	10.10	2.43	4.49	11.65	4.58	1.24	2.54
U	64 x 8	2 1/2 x 5/16	7.44	15.9	6.3	35	-	-	19	3/4	60	2.05	5.86	3.81	9.46	35.38	7.9	1.93	1.88	55.35	12.32	2.41	4.49	14.56	5.51	1.24	2.64
U	64 x 10	2 1/2 x 3/8	8.78	17.5	6.3	35	-	-	19	3/4	60	3.52	9.73	3.84	11.16	40.79	9.3	1.91	1.93	64.09	14.27	2.38	4.49	17.06	6.29	1.24	2.71
U	64 x 13	2 1/2 x 1/2	11.39	20.6	6.3	35	-	-	19	3/4	60	8.24	21.24	3.93	14.52	51.09	11.9	1.88	2.05	79.99	17.82	2.35	4.49	22.18	7.67	1.24	2.89
U	76 x 5	3 x 3/16	5.52	12.7	7.9	45	-	-	22.2	7/8	70	0.54	2.41	4.48	7.03	40.01	7.2	2.39	2.08	64.38	11.97	3.03	5.38	16.12	5.48	1.51	2.94
U	76 x 6	3 x 1/4	7.29	14.3	7.9	45	-	-	22.2	7/8	70	1.27	5.54	4.49	9.29	51.80	9.5	2.36	2.13	78.66	14.62	2.94	5.38	20.39	6.86	1.49	2.97
U	76 x 8	3 x 5/16	9.08	15.9	7.9	45	-	-	22.2	7/8	70	2.47	10.47	4.55	11.48	62.90	11.6	2.34	2.21	96.98	18.02	2.92	5.38	24.97	8.21	1.47	3.04
U	76 x 10	3 x 3/8	10.72	17.5	7.9	45	-	-	22.2	7/8	70	4.25	17.50	4.58	13.61	73.30	13.6	2.31	2.26	112.79	20.96	2.89	5.38	29.55	9.41	1.47	3.14
U	76 x 13	3 x 1/2	13.99	20.6	7.9	45	-	-	22.2	7/8	70	9.97	38.78	4.64	17.74	92.40	17.5	2.29	2.36	142.76	26.53	2.84	5.38	38.29	11.53	1.47	3.32
U	89 x 6	3 1/2 x 1/4	8.63	14.3	8.3	50	-	-	22.2	7/8	70	1.49	8.96	5.24	10.90	83.66	13.0	2.77	2.46	133.53	21.26	3.50	6.29	33.79	9.71	1.76	3.48
U	89 x 8	3 1/2 x 5/16	10.71	15.9	8.1	50	-	-	22.2	7/8	70	2.90	17.02	5.27	13.48	101.95	16.0	2.74	2.51	162.49	25.87	3.47	6.29	41.41	11.66	1.75	3.55
U	89 x 10	3 1/2 x 3/8	12.65	17.5	8.0	50	-	-	22.2	7/8	70	4.98	28.60	5.30	16.00	119.46	18.8	2.72	2.57	191.20	30.44	3.47	6.29	50.22	13.87	1.74	3.63
U	89 x 11	3 1/2 x 7/16	14.52	20.6	8.0	50	-	-	22.2	7/8	70	7.88	44.13	5.34	18.52	135.69	21.7	2.71	2.63	215.39	34.26	3.41	6.29	55.99	15.05	1.74	3.72
U	89 x 13	3 1/2 x 1/2	16.52	20.6	7.6	50	-	-	22.2	7/8	70	11.71	64.02	5.38	20.97	151.51	24.4	2.68	2.69	238.09	37.91	3.37	6.29	61.59	16.21	1.73	3.80
U	89 x 19	3 1/2 x 3/4	23.74	20.6	7.6	50	-	-	22.2	7/8	70	38.78	192.07	5.53	30.24	206.45	34.5	2.61	2.91	322.13	51.24	3.26	6.29	90.77	22.07	1.73	4.11
U	102 x 5	4 x 3/16	7.42	14.3	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	0.72	5.86	5.30	9.54	64.38	8.6	2.60	2.70	119.09	15.96	3.53	7.18	9.67	1.30	1.01	3.82
U	102 x 6	4 x 1/4	9.82	15.9	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	1.71	13.56	5.94	12.52	124.9	17.2	3.18	2.77	191.89	26.72	3.96	7.18	48.10	12.30	2.00	3.91
U	102 x 8	4 x 5/16	12.20	17.5	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	3.32	25.86	6.01	15.48	154.4	21.1	3.15	2.84	239.33	33.33	3.93	7.18	61.60	15.36	2.00	4.01
U	102 x 10	4 x 3/8	14.58	19.1	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	5.72	43.60	6.03	18.45	181.5	24.9	3.12	2.89	283.03	39.41	3.91	7.18	73.25	18.17	1.98	4.03
U	102 x 11	4 x 7/16	16.82	20.6	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	9.04	67.54	6.06	21.35	206.9	28.7	3.12	2.94	322.99	44.98	3.88	7.18	83.66	20.15	1.98	4.15
U	102 x 13	4 x 1/2	19.05	22.2	9.5	60	-	-	22.2	7/8	70	13.44	98.34	6.08	24.19	231.4	32.3	3.10	2.99	361.28	50.31	3.86	7.18	94.48	22.44	1.98	4.21
U	102 x 16	4 x 5/8	23.36	25.4	9.5																						

5.3. Catalogo Tubinox tubería acero inoxidable



DIMENSIONES Y PESOS DE LOS TUBOS SEGUN NORMAS ASME B36.10 y B36.19

PIPES DIMENSIONS AND WEIGHT ACORDING TO ASME B36.10 AND B36.19



NPS	OD mm.	5S	10S	10	20	30	Std. 40S	40	60	XS 80S	80	100	120	140	160	XXS
1/8"	10,29		1,24 0,28				1,73 0,37	1,73 0,37		2,41 0,47	2,41 0,47					
1/4"	13,72		1,65 0,49				2,24 0,64	2,24 0,64		3,02 0,82	3,02 0,82					
3/8"	17,15		1,65 0,63				2,31 0,87	2,31 0,87		3,20 1,12	3,20 1,12					
1/2"	21,3	1,65 0,81	2,11 1,02	2,11 1,02			2,77 1,29	2,77 1,29		3,73 1,64	3,73 1,64				4,75 1,97	7,47 2,59
3/4"	26,7	1,65 1,03	2,11 1,30	2,11 1,30			2,87 1,71	2,87 1,71		3,91 2,23	3,91 2,23				5,54 2,93	7,82 3,69
1"	33,4	1,65 1,31	2,77 2,13	2,77 2,13			3,38 2,54	3,38 2,54		4,55 3,29	4,55 3,29				6,35 4,30	9,09 5,53
1 1/4"	42,2	1,65 1,67	2,77 2,73	2,77 2,73			3,56 3,44	3,56 3,44		4,85 4,53	4,85 4,53				6,35 5,69	9,70 7,88
1 1/2"	48,3	1,65 1,93	2,77 3,16	2,77 3,16			3,68 4,11	3,68 4,11		5,08 5,49	5,08 5,49				7,14 7,35	10,16 9,69
2"	60,3	1,65 2,42	2,77 3,99	2,77 3,99			3,91 5,52	3,91 5,52		5,54 7,60	5,54 7,60				8,71 11,26	11,07 13,65
2 1/2"	73,0	2,11 3,75	3,05 5,34	3,05 5,34			5,16 8,77	5,16 8,77		7,01 11,59	7,01 11,59				9,53 15,15	14,02 20,72
3"	88,9	2,11 4,59	3,05 6,56	3,05 6,56			5,49 11,47	5,49 11,47		7,62 15,51	7,62 15,51				11,13 21,67	15,24 28,11
3 1/2"	101,6	2,11 5,25	3,05 7,53	3,05 7,53			5,74 13,78	5,74 13,78		8,08 18,92	8,08 18,92				16,15 34,56	
4"	114,3	2,11 5,93	3,05 8,50	3,05 8,50			6,02 16,32	6,02 16,32		8,56 22,66	8,56 22,66		11,13 28,75		13,49 34,05	17,12 41,66
5"	141,3	2,77 9,61	3,40 11,74	3,40 11,74			6,55 22,10	6,55 22,10		9,53 31,44	9,53 31,44		12,70 40,90		15,88 49,87	19,05 58,31
6"	168,3	2,77 11,47	3,40 14,04	3,40 14,04			7,11 28,69	7,11 28,69		10,91 43,21	10,91 43,21		14,27 55,03		18,24 68,53	21,95 80,43
8"	219,1	2,77 15,00	3,76 20,27	3,76 20,27	6,35 33,82	7,04 37,38	8,18 43,20	8,18 43,20	10,31 53,90	12,70 65,63	12,70 65,63	15,06 76,93	18,24 91,73	20,62 102,47	23,01 112,97	22,23 109,57
10"	273,1	3,40 22,95	4,19 28,20	4,19 28,20	6,35 42,41	7,80 51,81	9,27 61,22	9,27 61,22	12,70 82,80	15,06 82,80	15,06 82,80	18,24 97,27	21,41 116,38	25,40 134,90	28,58 157,51	25,40 157,51
12"	323,9	3,96 31,72	4,57 36,54	4,57 36,54	6,35 50,48	8,38 66,20	9,53 75,01	10,31 80,94	14,27 110,62	17,45 98,95	17,45 98,95	21,41 133,88	25,40 162,14	28,58 189,82	33,32 211,31	25,40 242,40
14"	355,6	3,96 34,86	4,78 41,99	4,78 41,99	6,35 55,53	7,92 68,95	9,53 82,58	11,13 82,58	15,06 128,42	17,45 109,04	17,45 109,04	21,41 160,54	25,40 197,74	28,58 227,88	33,32 257,47	25,40 286,04
16"	406,4	4,19 42,20	4,78 48,07	4,78 48,07	6,35 63,61	7,92 79,03	9,53 94,70	11,13 94,70	15,06 125,20	17,45 162,59	17,45 162,59	21,41 206,40	25,40 249,34	28,58 290,88	33,32 338,32	25,40 370,74
18"	457,2	4,19 47,46	4,78 54,15	4,78 54,15	6,35 71,69	7,92 89,10	9,53 124,32	11,13 106,83	15,06 158,27	17,45 209,00	17,45 209,00	21,41 258,29	25,40 314,54	28,58 369,34	33,32 414,75	25,40 466,67
20"	508,0	4,78 60,23	5,54 69,70	5,54 69,70	6,35 79,76	7,92 118,95	9,53 157,51	11,13 118,95	15,06 185,89	17,45 251,65	17,45 251,65	21,41 315,97	25,40 387,41	28,58 448,30	33,32 515,94	25,40 573,31
24"	609,6	5,54 83,80	6,35 95,92	6,35 95,92	7,92 143,20	9,53 212,72	11,13 143,20	12,70 258,74	15,06 360,21	17,45 448,30	17,45 448,30	21,41 555,76	25,40 649,44	28,58 730,72	33,32 819,70	25,40 819,70
26"	660,4				7,92 129,40	9,53 205,97	11,13 155,32									
28"	711,2				7,92 139,47	9,53 222,13	11,13 276,48									
30"	762,0	6,35 120,15	7,92 149,55	7,92 149,55	9,53 238,28	11,13 296,68	12,70 179,56									
32"	812,8				7,92 159,62	9,53 254,44	11,13 316,88	12,70 191,69								
34"	863,6				7,92 169,64	9,53 270,50	11,13 336,96	12,70 203,74								
36"	914,4				7,92 179,77	9,53 286,75	11,13 357,28	12,70 215,93								

Los números en negro indican espesores / Black numbers indicates wall thickness
Los números en rojo indican el peso Kg/m / Red numbers indicates weight in Kg/m

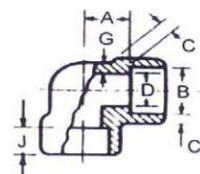
P.11

Tabla 8 Catalogo general tubería TUBINOX (Tubinox)

5.4 Catalogo Tubinox codos soldables tipo socket

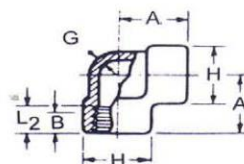


CODO 90° ELBOW 90°



ASME B16.11-1996 - ENCHUFE Y SOLDADURA
ASME B16.11-1996 - SOCKET WELDING

NW		3000 Lbs										6000 Lbs									
		øB		øD		C		J	G	A	Peso Weight	øB		øD		C		J	G	A	Peso Weight
		Max.	Min.	Max.	Min.	Med.	Min.	Min.	Min.		Kg	Max.	Min.	Max.	Min.	Med.	Min.	Min.	Min.		Kg
DN	NPS																				
6	1/8"	11,2	10,8	7,6	6,1	3,18	3,18	9,5	2,41	11,0	0,09	11,2	10,8	4,8	3,2	3,96	3,43	9,5	3,15	11,0	
8	1/4"	14,6	14,2	10,0	8,5	3,78	3,30	9,5	3,02	11,0	0,10	14,6	14,2	7,1	5,6	4,60	4,01	9,5	3,68	13,5	
10	3/8"	18,0	17,6	13,3	11,8	4,01	3,50	9,5	3,20	13,5	0,10	18,0	17,6	9,9	8,4	5,03	4,37	9,5	4,01	15,5	
15	1/2"	22,2	21,8	16,6	15,0	4,67	4,09	9,5	3,73	15,5	0,22	22,2	21,8	12,5	11,0	5,97	5,18	9,5	4,78	19,0	0,40
20	3/4"	27,6	27,2	21,7	20,2	4,90	4,27	12,5	3,91	19,0	0,31	27,6	27,2	16,3	14,8	6,96	6,04	12,5	5,56	22,5	0,63
25	1"	34,3	33,9	27,4	25,9	5,69	4,98	12,5	4,55	22,5	0,53	34,3	33,9	21,5	19,9	7,92	6,93	12,5	6,35	27,0	1,19
32	1 1/4"	43,1	42,7	35,8	34,3	6,07	5,28	12,5	4,85	27,0	0,72	43,1	42,7	30,2	28,7	7,92	6,93	12,5	6,35	32,0	1,36
40	1 1/2"	49,2	48,8	41,6	40,1	6,35	5,54	12,5	5,08	32,0	0,97	49,2	48,8	34,7	33,2	8,92	7,80	12,5	7,14	38,0	2,41
50	2"	61,7	61,2	53,3	51,7	6,93	6,04	16,0	5,54	38,0	1,71	61,7	61,2	43,6	42,1	10,92	9,50	16,0	8,74	41,0	2,72
65	2 1/2"	74,4	73,9	64,2	62,7	8,76	7,67	16,0	7,01	41,0	3,80										
80	3"	90,3	89,8	79,4	77,9	9,52	8,30	16,0	7,62	57,0	5,50										
100	4"	115,7	115,2	103,8	102,3	10,69	9,35	19,0	8,56	66,5	10,95										



ASME B16.11-1996 - ROSCADOS (ANSI/ASME B1.20.1-1992)
ASME B16.11-1996 - THREADED (ANSI/ASME B1.20.1-1992)

NW		3000 Lbs						6000 Lbs					
		øH		G	A	Rosca Min. Min. Trhead		øH		G	A	Rosca Min. Min. Trhead	
						B	L ₂					L ₂	Min.
DN	NPS												
6	1/8"	22	3,2	21	6,4	6,7	0,10	25	6,4	25	6,4	6,7	0,17
8	1/4"	25	3,3	25	8,1	10,2	0,14	33	6,6	28	8,1	10,2	0,30
10	3/8"	33	3,5	28	9,1	10,4	0,27	38	7,0	33	9,1	10,4	0,45
15	1/2"	38	4,1	33	10,9	13,6	0,41	46	8,2	38	10,9	13,6	0,72
20	3/4"	46	4,3	38	12,7	13,9	0,72	56	8,5	44	12,7	13,9	1,15
25	1"	56	5,0	44	14,7	17,3	1,03	62	9,9	51	14,7	17,3	1,61
32	1 1/4"	62	5,3	51	17,0	18,0	1,31	75	10,6	60	17,0	18,0	2,67
40	1 1/2"	75	5,6	60	17,8	18,4	2,21	84	11,1	64	17,8	18,4	3,20
50	2"	84	7,1	64	19,0	19,2	2,47	102	12,1	83	19,0	19,2	5,90
65	2 1/2"	102	7,7	83	23,6	28,9	4,53	121	15,3	95	23,6	28,9	9,88
80	3"	121	8,8	95	25,9	30,5	7,77	146	16,6	106	25,9	30,5	16,43
100	4"	152	11,2	114	27,7	33,0	13,27	152	18,7	114	27,7	33,0	

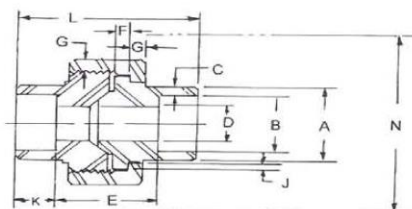
A.F.1

Tabla 9 Catalogo codos 90° inoxidable tipo socket Tubinox (Tubinox)

5.5 Catalogo Tubinox tuerca unión H-H acero inoxidable.

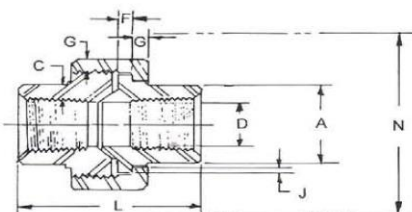


TUERCA UNION H-H UNION F-F



MSS SP-83 - ENCHUFE Y SOLDADURA MSS SP-83 - SOCKET WELDING

NW		øA	øB		C	øD		E		F	G	J	K	L	N	Peso Weight
DN	NPS	Min.	Max.	Min.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Min.	Min.	Min.	Min.			Kg
6	1/8"	21,8	10,92	10,67	3,17	6,83	6,43	22,4	19,0	3,17	3,17	1,24	9,6	41,4	49,0	0,28
8	1/4"	21,8	14,22	13,97	3,30	9,85	9,45	22,4	19,0	3,17	3,17	1,24	9,6	41,4	49,0	0,28
10	3/8"	25,9	17,78	17,53	3,48	13,92	13,51	26,9	20,6	3,43	3,43	1,37	9,6	46,0	55,0	0,28
15	1/2"	31,2	21,84	21,59	4,06	17,47	17,07	26,9	20,6	3,68	3,68	1,50	9,6	49,0	57,0	0,31
20	3/4"	37,1	27,18	26,92	4,27	21,79	21,39	31,8	25,4	4,06	4,06	1,68	12,7	56,9	67,0	0,46
25	1"	45,5	34,04	33,78	4,95	28,14	27,74	34,3	26,2	4,57	4,57	1,85	12,7	62,0	79,0	0,67
32	1 1/4"	54,9	42,67	42,42	5,28	35,76	35,36	40,6	32,5	5,33	5,33	2,13	12,7	71,1	94,0	1,03
40	1 1/2"	61,5	48,77	48,51	5,54	41,61	41,20	42,2	34,0	5,84	5,84	2,31	12,7	76,5	111,0	1,51
50	2"	75,2	61,47	61,21	6,05	52,53	52,12	45,5	37,3	6,60	6,60	2,69	15,8	86,1	132,0	2,43
65	2 1/2"	91,7	74,17	73,66	7,65	64,72	64,31	61,7	52,1	7,49	7,49	3,07	15,8	102,4	148,0	3,48
80	3"	109,2	90,17	89,66	8,31	77,67	77,27	63,8	53,6	8,25	8,25	3,53	15,8	109,0	175,0	5,25
100	4"															



MSS SP-83 - ROSCADOS (ANSI/ASME B1.20.1-1992) MSS SP-83 - THREADED (ANSI/ASME B1.20.1-1992)

NW		øA	C	øD		F	G	J	L	N	Peso Weight
DN	NPS	Min.	Min.	Max.	Min.	Min.	Min.	Min.			Kg
6	1/8"	14,7	2,41	6,83	6,43	3,17	3,2	1,24	41,4	49,0	0,28
8	1/4"	19,0	3,02	9,85	9,45	3,17	3,2	1,24	41,4	49,0	0,28
10	3/8"	22,9	3,20	13,92	13,51	3,43	3,4	1,37	46,0	55,0	0,28
15	1/2"	27,7	3,73	17,47	17,07	3,68	3,7	1,50	49,0	57,0	0,31
20	3/4"	33,5	3,91	21,79	21,39	4,06	4,1	1,68	56,9	67,0	0,46
25	1"	41,4	4,55	28,14	27,74	4,57	4,4	1,85	62,0	79,0	0,67
32	1 1/4"	50,5	4,85	35,76	35,36	5,33	5,2	2,13	71,1	94,0	1,03
40	1 1/2"	57,2	5,08	41,61	41,20	5,84	5,6	2,31	76,4	111,0	1,51
50	2"	70,1	5,54	52,53	52,12	6,60	6,4	2,69	86,1	132,0	2,43
65	2 1/2"	85,3	7,01	64,72	64,31	7,49	7,1	3,07	102,4	148,0	3,48
80	3"	102,4	7,62	77,67	77,27	8,25	8,0	3,53	109,0	175,0	5,25
100	4"										

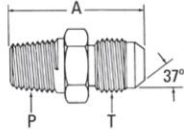
A.F.6

Tabla 10 Catalogo tuerca unión inoxidable roscada Tubinox (Tubinox)

5.6. Catalogo conexiones hidráulicas EATON.

Pipe to 37° Flare

External Pipe/ 37° Flare

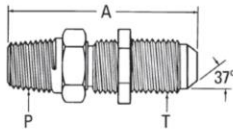


Part No. 2021-(Dash size) (Ref. SAE 070102)

Dash Size	Tube O.D.		Thread P	Thread T	A	
	mm	in			mm	in
2-3S	4,8	0.19	1/8-27	3/8-24	29,0	1.14
2-4S	6,3	0.25	1/8-27	7/16-20	31,0	1.22
2-5S	7,9	0.31	1/8-27	1/2-20	31,0	1.22
2-6S	9,6	0.38	1/8-27	9/16-18	31,5	1.24
2-8S	12,7	0.50	1/8-27	3/4-16	34,0	1.34
4-4S	6,3	0.25	1/4-18	7/16-20	36,1	1.42
4-5S	7,9	0.31	1/4-18	1/2-20	36,1	1.42
4-6S	9,6	0.38	1/4-18	9/16-18	36,3	1.43
4-8S	12,7	0.50	1/4-18	3/4-16	38,9	1.53
6-4S	6,3	0.25	3/8-18	7/16-20	36,1	1.42
6-5S	7,9	0.31	3/8-18	1/2-20	36,1	1.42
6-6S	9,6	0.38	3/8-18	9/16-18	36,3	1.43
6-8S	12,7	0.50	3/8-18	3/4-16	38,9	1.53
6-10S	16,0	0.63	3/8-18	7/8-14	43,2	1.70
8-4S	6,3	0.25	1/2-14	7/16-20	42,7	1.68
8-6S	9,6	0.38	1/2-14	9/16-18	42,9	1.69
8-8S	12,7	0.50	1/2-14	3/4-16	45,5	1.79
8-10S	16,0	0.63	1/2-14	7/8-14	48,0	1.89
8-12S	19,0	0.75	1/2-14	1 1/16-12	52,3	2.06
12-6S	9,6	0.38	3/4-14	9/16-18	44,4	1.75
12-8S	12,7	0.50	3/4-14	3/4-16	47,0	1.85
12-10S	16,0	0.63	3/4-14	7/8-14	49,5	1.95
12-12S	19,0	0.75	3/4-14	1 1/16-12	52,3	2.06
12-16S	25,4	1.00	3/4-14	5/8-12	53,6	2.11
16-12S	19,0	0.75	1-11 1/2	1 1/16-12	57,2	2.25
16-16S	25,4	1.00	1-11 1/2	1 5/16-12	58,4	2.30
16-20S	31,7	1.25	1-11 1/2	1 5/8-12	61,5	2.42
16-24S	38,1	1.50	1-11 1/2	1 7/8-12	66,5	2.62
16-32S	50,8	2.00	1-11 1/2	2 1/2-12	76,7	3.02
20-12S	19,0	0.75	1 1/4-11 1/2	1 1/16-12	59,9	2.36
20-16S	25,4	1.00	1 1/4-11 1/2	1 5/16-12	61,0	2.40
20-20S	31,7	1.25	1 1/4-11 1/2	1 5/8-12	62,2	2.45
20-24S	38,1	1.50	1 1/4-11 1/2	1 7/8-12	67,3	2.65
20-32S	50,8	2.00	1 1/4-11 1/2	2 1/2-12	77,5	3.05
24-12S	19,0	0.75	1 1/2-11 1/2	1 1/16-12	62,5	2.46
24-16S	25,4	1.00	1 1/2-11 1/2	1 5/16-12	63,7	2.51
24-20S	31,7	1.25	1 1/2-11 1/2	1 5/8-12	64,8	2.55
24-24S	38,1	1.50	1 1/2-11 1/2	1 7/8-12	68,1	2.68
24-32S	50,8	2.00	1 1/2-11 1/2	2 1/2-12	78,2	3.08
32-32S	50,8	2.00	2-11 1/2	2 1/2-12	79,0	3.11

Also available in stainless steel as part no. 259-2021.
See pg. 279 for more information.

External Pipe/ 37° Flare Bulkhead



Part No. 2240-(Dash size)

Dash Size	Tube O.D.		Thread P	Thread T	A	
	mm	in			mm	in
2-4S	6,3	0.25	1/8-27	7/16-20	46,7	1.84
4-4S	6,3	0.25	1/4-18	7/16-20	51,6	2.03
4-6S	9,6	0.38	1/4-18	9/16-18	53,9	2.12
6-8S	12,7	0.50	3/8-18	3/4-16	59,9	2.36
8-10S	16,0	0.63	1/2-14	7/8-14	68,8	2.71
12-12S	19,0	0.75	3/4-14	1 1/16-12	74,2	2.92
16-16S	25,4	1.00	1-11 1/2	1 5/16-12	79,0	3.11

Also available in stainless steel as part no. 259-2240.
See pg. 279 for more information.

SPECIALTY &
TRUCK HOSE

LOW & MEDIUM
PRESSURE HOSE

HIGH PRESSURE HOSE

HOSE FITTINGS

ADAPTERS &
TUBE FITTINGS

ACCESSORIES &
ASSEMBLY INSTRUCTIONS

HOSE ASSEMBLY
EQUIPMENT

APPENDICES

Tabla 11 catalogo conexiones 20-21 EATON HIDRAULICO (HIDRAULICO, 2014 EATON)

5.7. Catalogo abrazaderas para tubo Parker.

Abrazaderas para tubo



Abrazaderas para tubo serie A (serie ligera) – Gama completa

Referencia para medias abrazaderas:

Material	Interior	Referencia
Polipropileno	estriado	RAP
	liso	RAPG
Poliamida	estriado	RAN
	liso	RANG
Caucho	liso	RAVG ¹⁾
Aluminio	estriado	RAA ²⁾

(Por favor, cambie la abreviatura estándar RAP en la columna "Referencia" cuando sea necesario).

Para abrazaderas ignífugas o resistentes a la corrosión, vea la página T5.

Las partes de acero de los kits 9, 10 y 12 = zincado, libre Cr(VI)

Otras composiciones disponibles a petición.

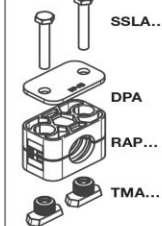
2 medias abrazaderas con tuercas para carril, tornillos con ranura y arandelas



2 medias abrazaderas con tuercas para carril, tornillos Allen y arandelas



2 medias abrazaderas con tuercas para carril, placa superior y tornillos con cabeza hexagonal



Tamaño	Ø ext. mm	Tubo Gas	Ø ext. pulg	Referencia	Referencia	Referencia
0 ³⁾	4.0	G 1/8	1/4 5/16 3/8	RAP9-004	RAP10-004	RAP12-004
	6.0			RAP9-006	RAP10-006	RAP12-006
	6.4			RAP9-006.4	RAP10-006.4	RAP12-006.4
	8.0			RAP9-008	RAP10-008	RAP12-008
	9.5			RAP9-009.5	RAP10-009.5	RAP12-009.5
	10.0			RAP9-010	RAP10-010	RAP12-010
1	12.0	G 1/8	1/4 5/16 3/8	RAP9-012	RAP10-012	RAP12-012
	4.0			RAP9-104	RAP10-104	RAP12-104
	6.0			RAP9-106	RAP10-106	RAP12-106
	6.4			RAP9-106.4	RAP10-106.4	RAP12-106.4
	8.0			RAP9-108	RAP10-108	RAP12-108
	9.5			RAP9-109.5	RAP10-109.5	RAP12-109.5
2	10.0	G 1/4	1/2	RAP9-110	RAP10-110	RAP12-110
	12.0			RAP9-112	RAP10-112	RAP12-112
	12.7	G 3/8	5/8	RAP9-212.7	RAP10-212.7	RAP12-212.7
	13.5			RAP9-213.5	RAP10-213.5	RAP12-213.5
	14.0			RAP9-214	RAP10-214	RAP12-214
	15.0			RAP9-215	RAP10-215	RAP12-215
3	16.0	G 1/2	3/4	RAP9-216	RAP10-216	RAP12-216
	17.2			RAP9-217.2	RAP10-217.2	RAP12-217.2
	18.0			RAP9-218	RAP10-218	RAP12-218
	19.0	G 3/4	1	RAP9-319	RAP10-319	RAP12-319
	20.0			RAP9-320	RAP10-320	RAP12-320
	21.3			RAP9-321.3	RAP10-321.3	RAP12-321.3
4	22.0	G 1	1 1/4	RAP9-322	RAP10-322	RAP12-322
	23.0			RAP9-323	RAP10-323	RAP12-323
	25.0			RAP9-325	RAP10-325	RAP12-325
	25.4			RAP9-325.4	RAP10-325.4	RAP12-325.4
	26.9	G 1 1/4	1 1/2	RAP9-426.9	RAP10-426.9	RAP12-426.9
	28.0			RAP9-428	RAP10-428	RAP12-428
5	30.0			RAP9-430	RAP10-430	RAP12-430
	32.0	G 1 1/2	2	RAP9-532	RAP10-532	RAP12-532
	33.7			RAP9-533.7	RAP10-533.7	RAP12-533.7
	35.0			RAP9-535	RAP10-535	RAP12-535
	38.0			RAP9-538	RAP10-538	RAP12-538
	40.0	G 1 3/4	2 1/2	RAP9-540	RAP10-540	RAP12-540
6	42.0			RAP9-542	RAP10-542	RAP12-542
	44.5	G 1 3/4	2 1/2	RAP9-644.5	RAP10-644.5	RAP12-644.5
	45.0			RAP9-645	RAP10-645	RAP12-645
	48.0			RAP9-648	RAP10-648	RAP12-648
	50.0			RAP9-650	RAP10-650	RAP12-650
	50.8	G 1 1/2	2	RAP9-650.8	RAP10-650.8	RAP12-650.8
	52.0			RAP9-652	RAP10-652	RAP12-652
	54.0			RAP9-654	RAP10-654	RAP12-654
	55.0			RAP9-655	RAP10-655	RAP12-655
	57.0			RAP9-657	RAP10-657	RAP12-657

Continúa en página siguiente



T18

Catálogo 4100/ES

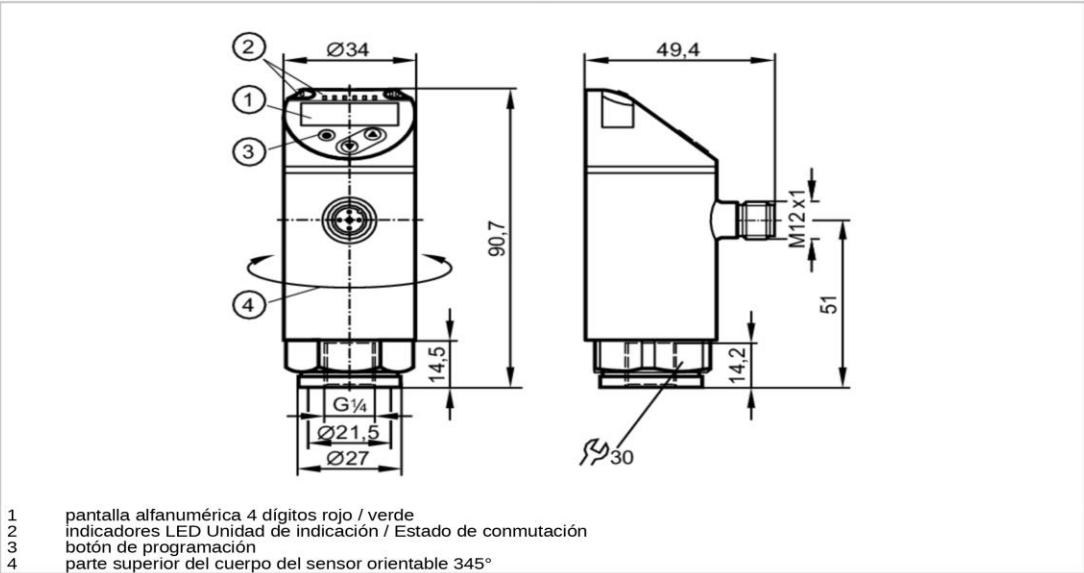
Tabla 12 catalogo abrazadera para tubería serie A ligera completa Parker (parker.com)

5.8. Catalogo sensor de presión PN2094 IFM

PN2094

Sensor de presión con pantalla

PN-010-RER14-MFRKG/US/ IV



Características del producto			
Número de entradas y salidas	Número de salidas digitales: 2; Número de salidas analógicas: 1		
Rango de medición	-1...10 bar	-14,6...145 psi	-0,1...1 MPa
Conexión de proceso	conexión de rosca G 1/4 rosca interno (DIN EN ISO 1179-2)		
Campo de aplicación			
Característica especial	Contactos dorados		
Elemento de medición	célula de medición de presión cerámica capacitiva		
Aplicación	para aplicaciones industriales		
Fluidos	fluidos líquidos y gaseosos		
Temperatura del fluido [°C]	-25...80		
Presión de rotura mín.	150 bar	2175 psi	15 MPa
Resistencia a la presión	75 bar	1087 psi	7,5 MPa
Resistencia al vacío [mbar]	-1000		
Tipo de presión	presión relativa; vacío		
Datos eléctricos			
Tensión de alimentación [V]	18...30 DC; (según MBTS/MBTP)		
Consumo de corriente [mA]	< 35		
Resistencia de aislamiento mín. [MΩ]	100; (500 V DC)		
Clase de protección	III		

ifm electronic gmbh • Friedrichstraße 1 • 45128 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES-ES — PN2094-02 — 01.03.2024 — 11

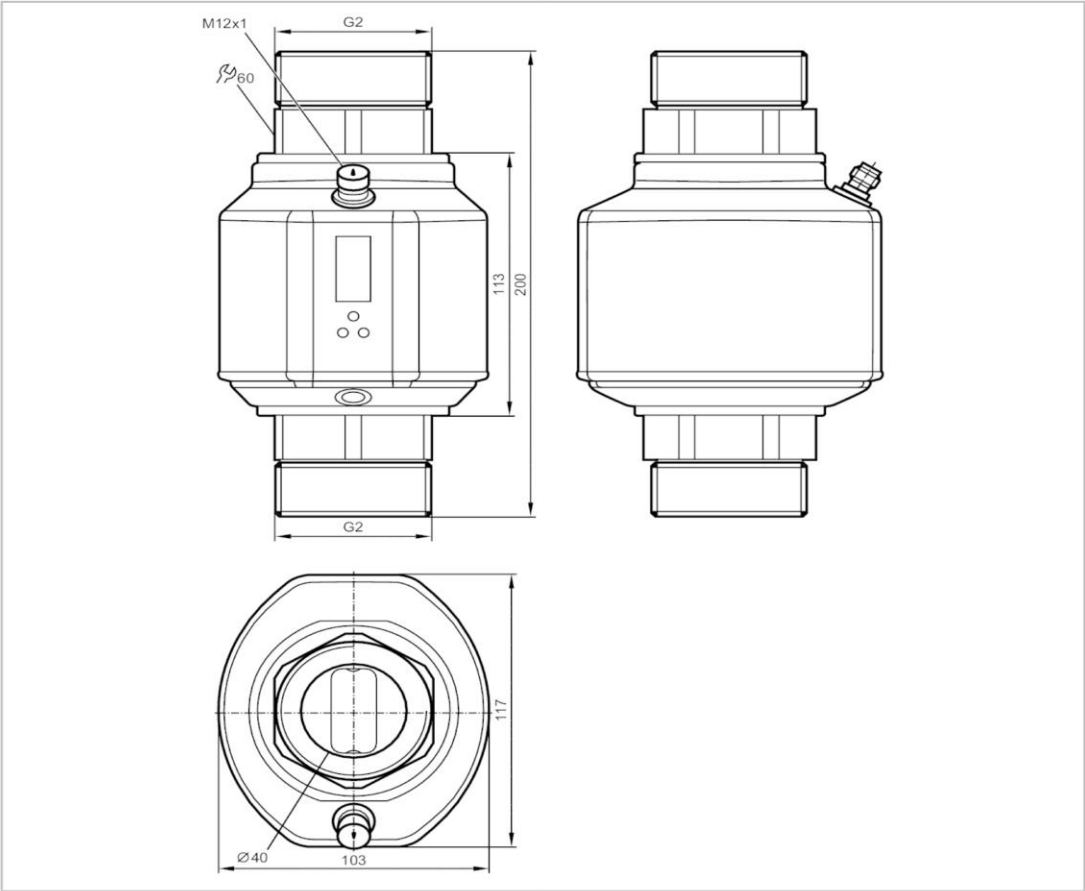
Tabla 13 información técnica sensor presión con pantalla PN2094 IFM

5.9 Catalogo sensor caudalímetro magnético-inductivo SM900 IFM

SM9000

Caudalímetro magneto-inductivo

SMR21XGXFRKG/US



Características del producto		
Número de entradas y salidas	Número de salidas digitales: 2; Número de salidas analógicas: 1	
Rango de medición	5...300 l/min	0,3...18 m³/h
Conexión de proceso	conexión de rosca G 2 rosca exterior DN50 junta plana	
Campo de aplicación		
Característica especial	Contactos dorados	
Aplicación	Función totalizador; detección de tubería vacía; para aplicaciones industriales	
Instalación	Conexión a la tubería mediante adaptador	
Fluidos	Fluidos líquidos conductores; agua; fluidos acuosos	

ifm electronic gmbh • Friedrichstraße 1 • 45128 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES-ES — SM9000-01 — 10.01.2024 —

Tabla 14 información técnica caudal metro magneto-inductivo SM9000 IFM