



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

Estudio y propuesta de modificación enfriador de aire de combustión del motor principal de pesquero de alta mar

**Seminario de Titulación presentado en
conformidad a los requisitos para
obtener el título de Ingeniero de
Ejecución en Mecánica.**

**Profesor Guía:
Sr. REINALDO SANCHEZ ARRIAGADA**

Ariel Eduardo Hernández Yañez

2010

DEDICATORIA

Dedicado a mi familia y amigos, en especial a mis padres quienes fueron un gran apoyo en todo momento, por su comprensión en los buenos y malos momentos.

Agradezco también a todas las personas que depositaron su confianza en mí, por ser fuente de inspiración y motivación para superarme cada día más.

RESUMEN.

Se realizó una evaluación térmica de un intercambiador de calor del tipo After Cooler agua-aire, perteneciente a un motor marino de un pesquero de alta mar.

Su objetivo es comprobar si el deterioro por erosión que presenta el intercambiador de calor por la zona de los tubos en el cabezal de entrada del agua, es por una alta velocidad de entrada del agua, ocasionado por un subdimensionamiento del equipo o por una elevada temperatura de entrada del agua, que obliga a operar con un alto flujo.

Para el recálculo del intercambiador, además de las ecuaciones de la termodinámica para el intercambio de calor sensible entre ambos fluidos, se utiliza el método propuesto por el VDI Heat Atlas, para superficies extendidas, en la evaluación del intercambio de calor entre ambos fluidos.

Utilizando los datos de operación del motor, obtenidos del protocolo de puesta en marcha suministrados por el fabricante, el sistema de ecuaciones se resuelve por medio de un programa computacional empleando el software EES (Engineering Equation Solver).

Los resultados obtenidos permiten determinar y corroborar los datos suministrados por el fabricante, determinándose un flujo de calor de 867,45 kW para la primera etapa del intercambiador y de 317,69 kW para la segunda etapa.

Como conclusión se plantea efectuar modificaciones para mitigar los problemas de erosión, en los tubos de entrada de la primera etapa del intercambiador. Estas propuestas se dividieron en modificaciones operacionales y del tipo físicas.

La modificación operacional fue disminuir la temperatura de entrada del agua al intercambiador en la primera etapa, mezclando el agua de salida del motor con agua de refrigeración del enfriador de agua de mar, reduciendo el flujo de agua existente y con ello la velocidad de entrada. Esto implica modificar el circuito de agua existente y establecer un nuevo procedimiento de operación y control de temperatura.

Las modificaciones físicas que se proponen son: aumentar el diámetro de los tubos para reducir la velocidad de entrada, cambiar el material de los tubos actuales compuestos de Cupro-Níquel 90-10, por otros del mismo material pero con aleación

70-30, de mayor resistencia a la corrosión. Una tercera opción consiste en utilizar un recubrimiento en la zona de entrada del intercambiador con un material resistente a la corrosión, esto puede ser mediante soldadura u otro medio de recubrimiento.

GLOSARIO.

- a : Distancia entre aletas.
 $A_{F\ tubo}$: Superficie de la aleta por cada tubo.
 $A_{g\ o}$: Superficie exterior del tubo, sin aleta.
 $A_{o\ n}$: Sección transversal más estrecha.
 A_{tubo} : Superficie total exterior, por cada tubo.
 α_{app} : Coeficiente convectivo aparente de transferencia de calor en superficie exterior.
 α_c : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, del fluido caliente.
 α_f : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, del fluido frío.
 α_F : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, en el lado del aire.
 α_i : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, en el lado del agua.
 b_f : Ancho de la aleta.
 Cp_c : Calor específico del fluido caliente.
 Cp_f : Calor específico del fluido frío.
 d : Diámetro exterior del tubo.
 d_i : Diámetro interior del tubo.
 ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica.
 e_x : Distancia entre tubos, perpendicular a la dirección del flujo de aire.
 η_F : Eficiencia de la aleta.
 F : Factor de corrección para la diferencia de temperatura media logarítmica.
 φ : Factor definido por la ecuación 3.14.
 φ' : Factor definido por la ecuación 3.15.
 l_f : Altura de la aleta.
 λ_{agua} : Conductividad térmica del agua.
 λ_{aire} : Conductividad térmica del aire.
 λ_F : Conductividad térmica del material de la aleta.
 λ_G : Conductividad térmica del material del tubo.
 \dot{m}_c : Flujo masico del fluido caliente.
 \dot{m}_f : Flujo masico del fluido frío.
 μ : Viscosidad dinámica.
 Nu_d : Numero de Nusselt en el lado del aire.
 Nu_{di} : Numero de Nusselt en el lado del agua.
 Pr : Numero de Prandlt.
 Q : Transferencia de calor entre los fluidos.
 r_e : Radio exterior del tubo.

- r_i : Radio interior del tubo.
- Re_d : Numero de Reynolds, en el lado del aire.
- Re_{di} : Numero de Reynolds, en el lado del agua.
- ρ : Densidad.
- s : Espesor de la aleta.
- T_{ec} : Temperatura de entrada del fluido caliente.
- T_{ef} : Temperatura de entrada del fluido frío.
- T_f : Temperatura del fluido, lo suficientemente alejado del sólido.
- T_p : Temperatura media de película.
- T_s : Temperatura del fluido, en la superficie del sólido.
- T_{sc} : Temperatura de salida del fluido caliente.
- T_{sf} : Temperatura de salida del fluido frío.
- U : Coeficiente global de transferencia de calor.
- u_n : Velocidad máxima del aire, a través de la sección más estrecha.
- u_o : Velocidad del aire, en sección libre.
- X : Factor definido por la ecuación 3.13.
- Y : Parámetro para determinar F.
- Z : Parámetro para determinar F.

CONTENIDO

1	Introducción	1
1.1	Objetivos generales	2
1.2	Objetivos específicos.....	2
2	Antecedentes generales	3
2.1	Descripción del motor.....	3
2.1.1	Sistema de refrigeración.....	4
2.1.2	Sobrealimentación.....	6
2.2	Enfriador de aire de sobrealimentación.....	8
2.2.1	Clasificación según tipo de superficie.....	9
2.2.2	Clasificación según orientación de los flujos.....	10
2.3	Corrosión por cavitación en haz de tubos.....	11
2.3.1	Presión de vapor.....	13
2.3.2	Separación.....	13
3	Análisis térmico del intercambiador de calor	17
3.1	Fundamentos de los métodos de análisis.....	17
3.2	Coeficiente global de Transferencia de calor.....	18
3.2.1	Transferencia de calor en flujo cruzado sobre haz de tubos aletados.	20
3.2.2	Transferencia de calor en flujo al interior de los tubos.....	24
3.3	Diferencia de temperatura media logarítmica.....	25
4	Evaluación del intercambiador de calor	28
4.1	Recuperación de información técnica y operacional.....	28
4.1.1	Parámetros operacionales.....	29
4.2	Evaluación y resultados.....	31
4.2.1	Procedimiento de cálculo.....	31
4.2.2	Resultados.....	34

4.2.3	Análisis de resultados.....	35
a.	Variación en la temperatura de los fluidos.....	35
b.	Variación en el caudal de los fluidos.....	36
4.3	Propuestas de modificaciones.....	39
4.3.1	Modificaciones operacionales	39
4.3.2	Modificaciones físicas.....	40
a.	Aumento en el diámetro de los tubos.....	40
b.	Cambio en el material de los tubos.....	41
c.	Modificación en el colector de entrada del agua.....	42
5	Conclusiones	43
6	Bibliografía	44

Capítulo 1: INTRODUCCION

El enfriador de aire de combustión, corresponde a un after cooler presente en el motor principal de un pesquero de alta mar. Este enfriador de aire es básicamente un intercambiador de calor de flujo cruzado, con tubos aletados y una superficie de transferencia de calor compacta. Su función es disminuir la temperatura y aumentar la masa de aire utilizado en la combustión del motor, este aire es impulsado por un turbo compresor incorporado en el motor. Para enfriar el aire se utiliza agua dulce y se divide en dos circuitos, uno denominado Circuito de Alta Temperatura por el que circula el agua de enfriamiento del motor, y el otro denominado Circuito de Baja Temperatura el que utiliza la misma agua pero a menor temperatura previamente enfriada por un intercambiador de placas con agua de mar.

El análisis térmico del intercambiador de calor nace producto del deterioro que presentan los tubos en el circuito de alta temperatura, ya que éstos se erosionan en la entrada del flujo, este deterioro provoca filtraciones de agua hacia el lado del aire. Y la necesidad de prevenir esta situación, es para evitar que el agua alcance los cilindros del motor.

El principal fundamento, que sustenta el análisis del intercambiador de calor es; crear un procedimiento de cálculo que permita evaluar el intercambiador de calor ante la variación de los parámetros operacionales, y permita encontrar variables que puedan corregir la causa del deterioro. En segundo lugar está; el poder evaluar el intercambiador de calor ante modificaciones operacionales o físicas, que se puedan realizar en el intercambiador.

Un procedimiento de cálculo para este tipo de intercambiador de calor, será útil para evaluar si éste se ajusta a los requerimientos del motor, o bien, si está subdimensionado o sobredimensionado. Los métodos que permiten el procedimiento de cálculo se basan en los principios de transferencia de calor por convección y conducción. Básicamente, en el análisis del intercambiador de calor, se debe relacionar la transferencia total de calor con la diferencia de temperatura de los fluidos, el coeficiente global de transferencia de calor y la superficie total de

transferencia. La transferencia de calor del flujo sobre el haz de tubos aletados, en este intercambiador de calor es compleja de calcular, debido a que físicamente el haz de tubos presenta aletas del tipo placa, y es por ello que el análisis específico para este intercambiador de calor se considera una aleta del tipo hexagonal por cada tubo, simplificando la metodología de cálculo.

El análisis específico de este intercambiador de calor, será digitalizado por medio del software EES (Engineering Equations Solver). Para que en forma práctica y didáctica se puedan modificar los parámetros operacionales o físicos, y comparar resultados.

1.1. Objetivo general.

Evaluar la capacidad térmica del intercambiador de calor, para determinar si sus dimensiones se ajustan al requerimiento del motor.

1.2. Objetivos específicos.

- Determinar si el problema de erosión en la zona de entrada del circuito de alta temperatura es atribuible a un subdimensionamiento del intercambiador de calor.
- Proponer alternativas de modificaciones operacionales o físicas del intercambiador de calor.

Capítulo 2: ANTECEDENTES GENERALES

2.1. Descripción del Motor.

Se trata de un motor diesel marca DEUTZ, tipo TBD 645 L9. Motor en línea con 9 cilindros, el que desarrolla una potencia de 5324 HP a 600 rpm (constante) y con un consumo de combustible de 191 gr/kWh, figura 2.1.

Este motor es de cuatro tiempos, con inyección directa, además es sobrealimentado, y con refrigeración del aire de sobrealimentación. Posee un turbocompresor ABB del tipo VTR 354, para la sobrealimentación.

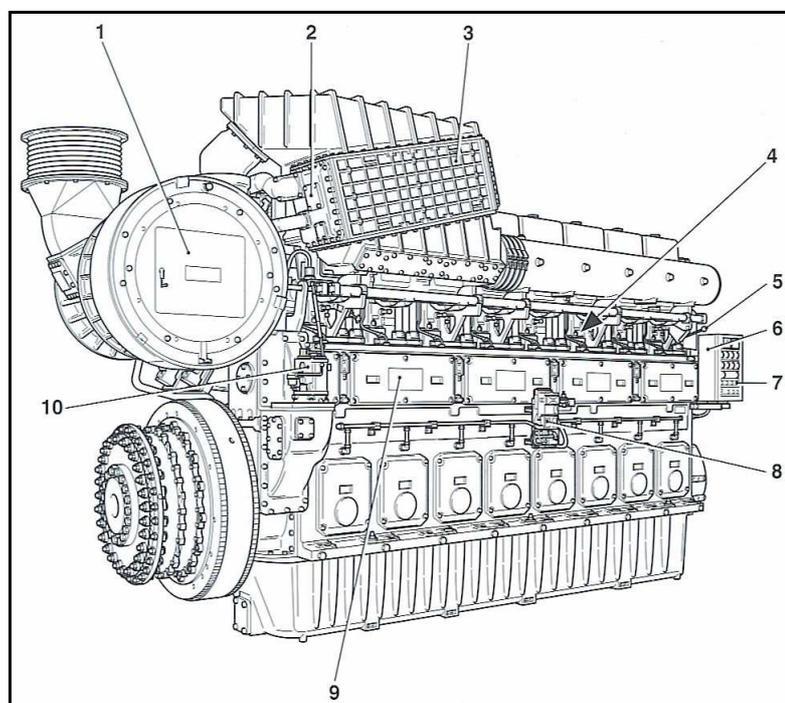


Figura 2.1 Motor DEUTZ TBD 645.

- 1 Turboalimentador.
- 2 Conexión del líquido de refrigeración.
- 3 Enfriador de aire de combustión.
- 4 Bombas de inyección.
- 5 Palanca de paro.
- 6 Panel de instrumentos y mandos.
- 7 Botón de arranque.
- 8 Control de caja de cigüeñal.
- 9 Caja del árbol de mando.
- 10 Actuador (regulación de rpm).

2.1.1. Sistema de refrigeración.

La energía química contenida en el combustible se convierte, durante la combustión, en energía térmica. Solo una parte de esta última es convertida en energía mecánica en el motor. El resto de la energía térmica es disipada principalmente a través de los gases de escape y del líquido de refrigeración (agua dulce).

El tipo de refrigeración usado es; la refrigeración mezclada de un circuito. En este caso los circuitos de alta y baja temperatura están interconectados mediante una bomba de circulación de líquido de refrigeración, aplicándose un termostato en cada circuito de refrigeración para así regular la temperatura admisible del líquido de refrigeración, figura 2.2.

La disipación de calor del líquido refrigerador, de retorno, se efectúa mediante un circuito de refrigeración separado. En este último circuito se utiliza el agua de mar.

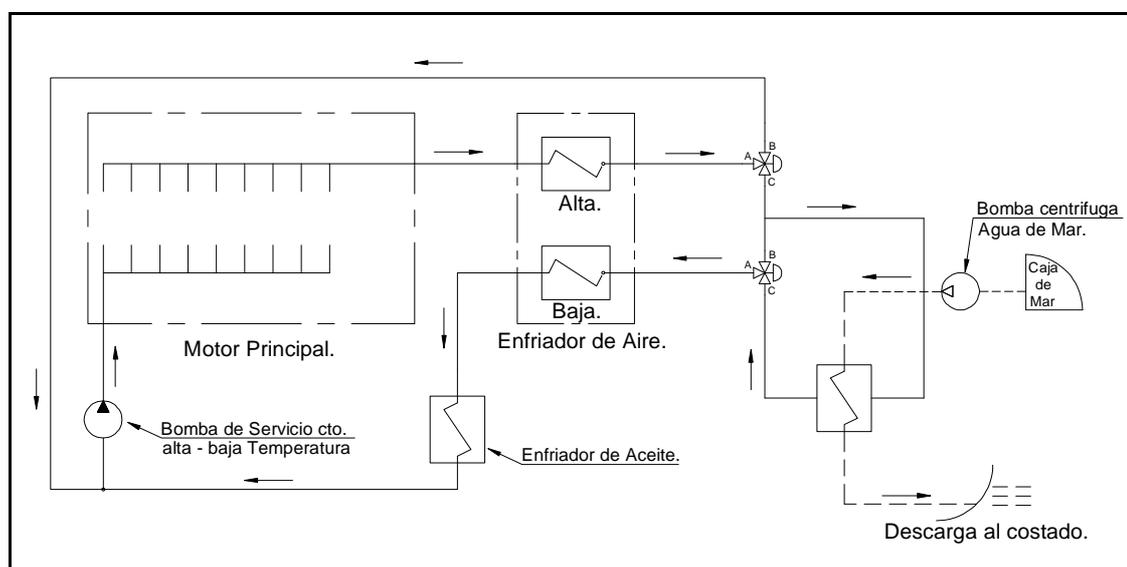
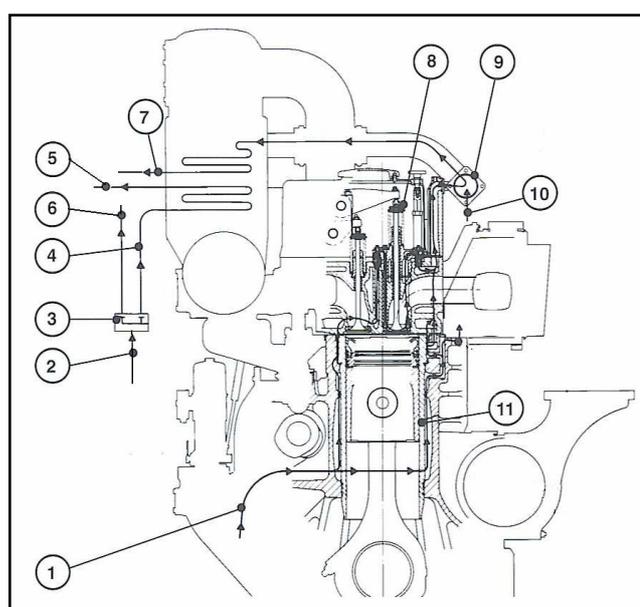


Figura 2.2 Circuito básico, de refrigeración.

Las paredes de la cámara de combustión están refrigeradas por el circuito de alta temperatura. El líquido de refrigeración es conducido a través de los espacios diseñados para este, entre la caja del cigüeñal y las camisas interiores de los cilindros. Pasando a través de perforaciones de la camisa exterior del cilindro hacia los apoyos de las camisas interiores del cilindro, llegando al área de de las cámaras de combustión de las camisas interiores de cilindros y a las culatas. A continuación, el líquido de refrigeración pasa a través de canales en las culatas y en las carcasas de válvulas de escape hacia el fondo de las culatas y asientos de válvulas, figura 2.3.

El líquido de refrigeración que sale de las culatas y del turboalimentador es conducido por un tubo colector hacia el circuito de alta temperatura del enfriador del aire de sobrealimentación (aire de combustión) y desde aquí pasa hacia el circuito de refrigeración de la instalación. Tanto los pistones como las toberas de inyección y los cojinetes son refrigerados por el aceite lubricante. El aceite lubricante entrega el calor absorbido en el enfriador de aceite lubricante. El enfriador de aceite lubricante y el circuito de baja temperatura del enfriador de aire de sobrealimentación están conectados al circuito de baja temperatura del sistema de refrigeración.



- 1 Entrada de líquido de refrigeración al circuito de alta temperatura.
- 2 Entrada de líquido de refrigeración al circuito de baja temperatura.
- 3 Válvula de tres vías.
- 4 Hacia el enfriador de aire de sobrealimentación.
- 5 Hacia el enfriador de aceite lubricante.
- 6 Retorno al enfriador de agua dulce.
- 7 Salida del líquido de refrigeración hacia el circuito de alta temperatura.
- 8 Válvula de escape.
- 9 Tubería colectora de líquido de refrigeración.
- 10 Desde el turboalimentador.
- 11 Camisa interior del cilindro.

Figura 2.3 Circulación del líquido de refrigeración a través del motor.

2.1.2 Sobrealimentación.

Para obtener una mayor potencia y rendimiento del motor, es necesario que el motor comprima y queme la mayor cantidad posible de combustible y aire en sus cilindros, y para ello es necesario el mayor volumen de aire de combustión posible. El turbocompresor-sobrealimentador suministra aire al motor, a una presión elevada, forzando la entrada en los cilindros de una cantidad mayor de aire, que queda disponible para la combustión, figura 2.4.

Un turbocompresor-sobrealimentador de gases de escape (abreviado como *turboalimentador*), está impulsado por los gases de escape del motor. Estos gases, a una temperatura aproximada de 600°C, son dirigidos a alta velocidad hacia los álabes de una turbina que impulsa un rotor del compresor instalado en el mismo eje. Cuando gira, el rotor aspira el aire ambiente a través de un filtro-silenciador, lo comprime y, a través de un post-enfriamiento, lo envía a la entrada de aire del motor, donde pasa a los cilindros. La turboalimentación puede aumentar considerablemente la potencia del motor, por consiguiente, el 75 por ciento de la potencia del motor depende de que el turbocompresor funcione eficientemente.

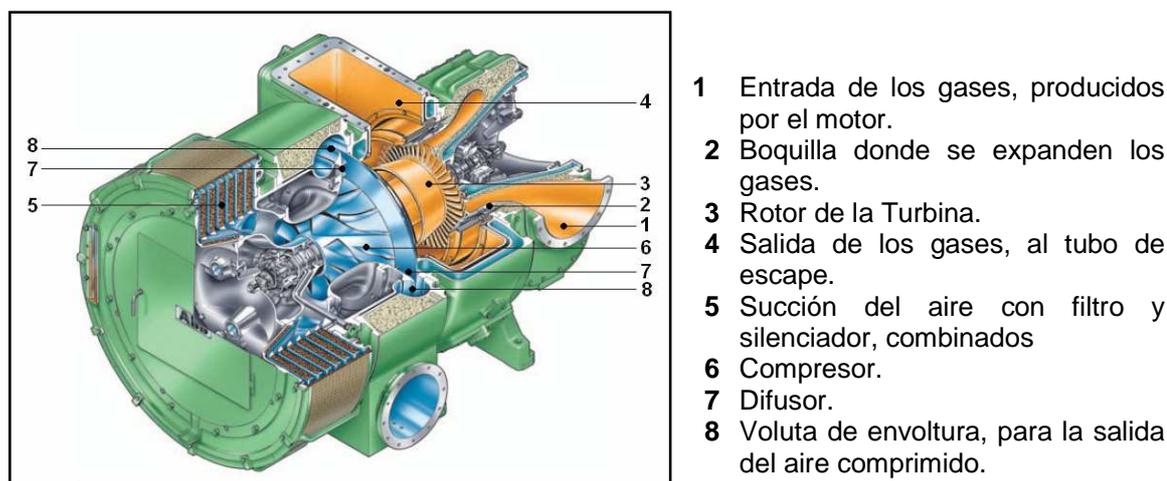


Figura 2.4 Turbocompresor, VTR 354.

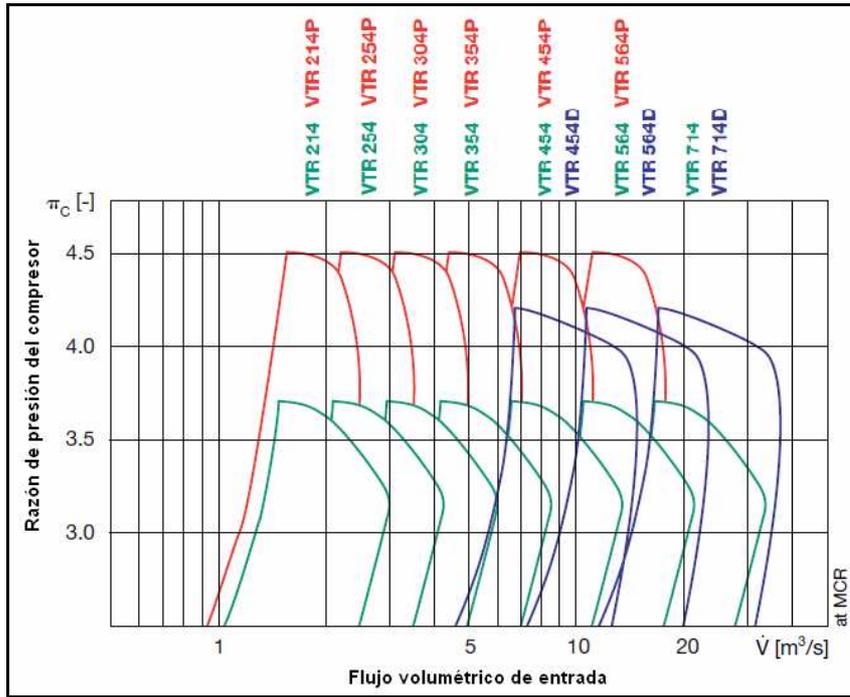
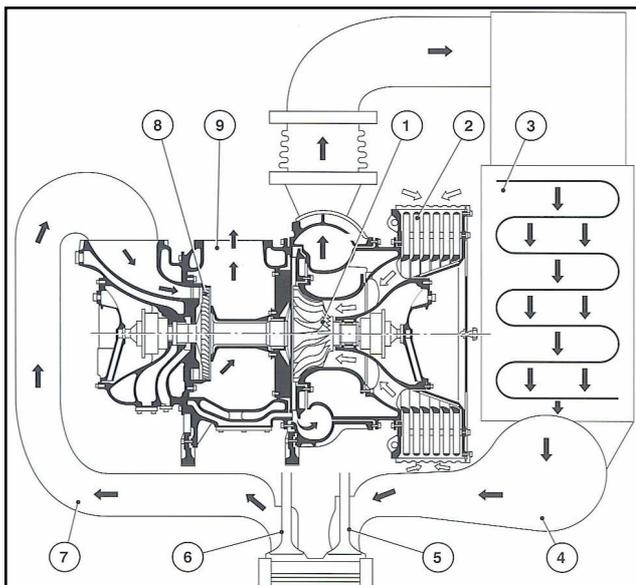


Figura 2.5 Rango de Potencia del Turbocompresor VTR.

Debido a que el aire se calienta al ser comprimido, se hace pasar por el enfriador de aire de sobrealimentación para enfriarlo nuevamente. De esta manera se aumenta adicionalmente el volumen de aire de combustión conducido hacia los cilindros y se baja el nivel de temperatura de la cámara de combustión.



- 1 Compresor.
- 2 Filtro de aire de aspiración.
- 3 Enfriador de aire de sobrealimentación.
- 4 Tubo de succión (admisión).
- 5 Válvula de admisión.
- 6 Válvula de escape.
- 7 Tubo de gases de escape.
- 8 Turbina de gases de escape.
- 9 Hacia el silenciador.

Figura 2.6 Esquema del circuito de sobrealimentación.

2.2. Enfriador de aire de sobrealimentación (aire de combustión).

El enfriador de aire de sobrealimentación, figura 2.7, es un equipo que efectúa transferencia de calor de un fluido a otro. Por lo cual, en este equipo, circulan dos fluidos en condiciones de temperatura diferentes; uno por el lado interior de los tubos y el otro por el lado de la coraza o exterior de los tubos, con el fin de intercambiar calor a través de las paredes de los tubos, sin que ocurra un contacto directo entre los fluidos. Uno de los fluidos es líquido (agua dulce) el que circula por el interior de los tubos, y el otro fluido es aire.

En el proceso de enfriamiento del aire, se utiliza el líquido a distintas temperaturas por lo tanto existen dos circuitos en el interior del enfriador. Uno para líquido a alta temperatura y el otro para líquido a baja temperatura.

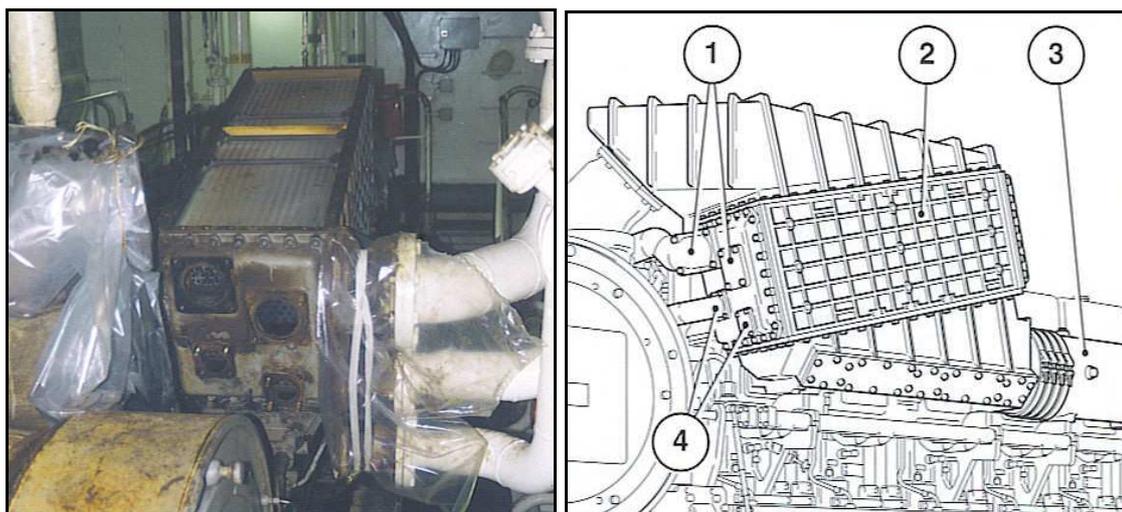


Figura 2.7 Enfriador de aire de sobrealimentación.

- 1 Conexión de líquido de refrigeración circuito de alta temperatura.
- 2 Enfriador de aire de combustión.
- 3 Tubo de succión (admisión).
- 4 Conexión para líquido de refrigeración circuito de baja temperatura.

2.2.1. Clasificación según tipo de superficie.

Para el enfriamiento o calentamiento de aire se recomienda utilizar un intercambiador donde; es necesaria una mayor superficie de transferencia de calor, para un mayor flujo de calor en un espacio reducido.

Existen muchos medios para aumentar la superficie de intercambio. Siendo uno de los mas utilizados y presente en este intercambiador de calor, el agregar unas aletas tipo placas a la superficie original (haz de tubos) de transferencia de calor.

Según estas características, el enfriador de aire de sobrealimentación, se puede denominar como un intercambiador de calor con superficie extendida o compacta, como se aprecia en la figura 2.8.



Figura 2.8 Intercambiador de calor con superficie extendida o compacta.

2.2.2 Clasificación según orientación de la dirección de los flujos.

Para este proceso (enfriamiento de aire) es conveniente utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado, en donde uno de los fluidos (liquido) es obligado a circular por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido (gas) circula perpendicularmente al haz de tubos, con el fin de enfriarse. En este caso el flujo de ambos fluidos, se realiza mediante convección forzada.

Como muestra la figura 2.9, el aire que circula por el exterior de los tubos se considera *sin mezclar*, debido a que las aletas (del tipo placas) impiden el movimiento en una dirección transversal a la dirección del flujo principal. El agua que circula por el interior de los tubos está confinada y no puede mezclarse con ningún otro flujo, sin embargo, cuando llega al fin del tubo se mezcla en la carcasa.

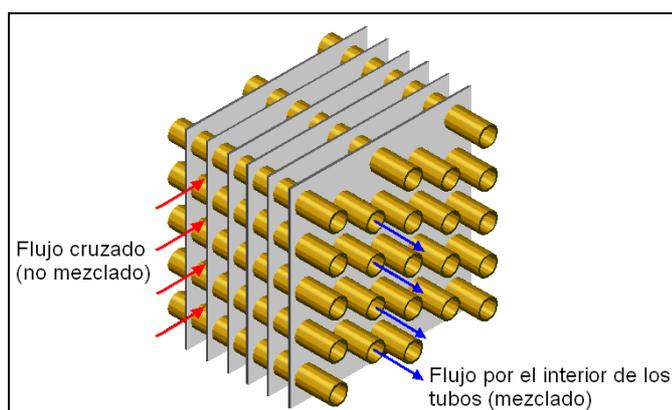


Figura 2.9 Intercambiador de flujo cruzado.

Otra característica de este enfriador es; el número de pasos que realiza el agua por los tubos, como muestra la figura 2.10. En donde, para cada circuito en el interior del enfriador ya sea en el de alta o baja temperatura, el fluido realiza dos pasos por los tubos.

Por lo tanto, el enfriador de aire de combustión, se denomina como; un intercambiador de calor de flujo cruzado y dos pasos por tubos.

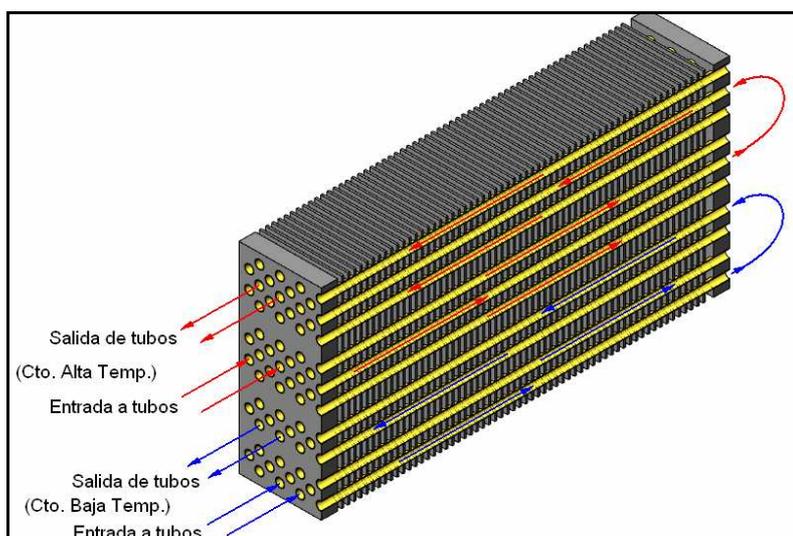


Figura 2.10 Pasos por los tubos, del líquido.

2.3. Corrosión por cavitación en has de tubos.

La causa, visible, en el deterioro del intercambiador en estudio es; la presencia localizada, de corrosión por cavitación en los tubos del circuito de alta temperatura. Producida por el colapso de burbujas y cavidades dentro del líquido, se forman en puntos en que la presión local es igual a la *presión de vapor* del líquido o inferior a ella. También se puede denominar como cavitación fija, debido a que existe cuando una cavidad de vapor se forma como una región separada.



Figura 2.11 Has de tubos con cavitación.

Este fenómeno es dañino por que las burbujas pueden ser transportadas por el flujo a regiones de presión más alta, y el colapso ocurre acompañado de grandes presiones locales que duran solo una pequeña fracción de segundo. Estos pick de presiones locales, después de repetidas aplicaciones, tiene el potencial de dañar la pared el tubo.

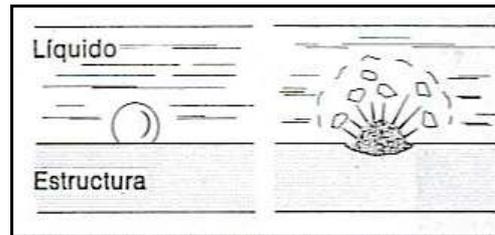


Figura 2.12 Ilustración esquemática de Corrosión por cavitación.

Estos colapsos producen impactos de altos esfuerzos que eliminan gradualmente partículas de la superficie de los tubos, formando profundos agujeros sobre la superficie y depresiones. Los que eventualmente permiten la filtración de agua.

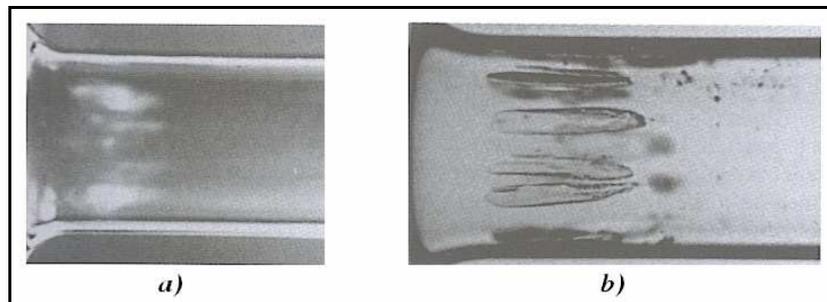


Figura 2.13 Cavitación en una tobera venturi, con agua fluyendo a una velocidad de 15m/s: a) Lámpara incandescente, b) Luz estroboscópica.

2.3.1. Presión de Vapor.

La presión de vapor es la presión a la que un líquido cambia de fase y está en equilibrio con su propio vapor.

En otras palabras; todo líquido tiende a evaporarse o vaporizarse, lo cual ocurre cuando el líquido proyecta moléculas al espacio por encima de su superficie. Si está en un espacio restringido, la presión ejercida por las moléculas aumenta hasta que la frecuencia a que las moléculas vuelven al líquido es igual a la frecuencia con que escapan. Para esta condición de equilibrio, la presión de vapor se conoce como *presión de saturación*.

La actividad molecular aumenta al subir la temperatura o disminuir la presión, tendencia seguida también por la presión de vapor. Para una temperatura cualquiera, si se reduce la presión en la superficie del líquido a un valor por debajo de la presión de saturación, se produce una velocidad de evaporación elevada, y el líquido se evapora. Por tanto la presión de saturación es la presión a la que el líquido hierve para una temperatura específica.

La rápida vaporización y recondensación de un líquido mientras atraviesa una zona de baja presión absoluta se denomina *cavitación*, ósea, cuando la presión del líquido cae por debajo de la presión de vapor debido al flujo, aparece la cavitación. Por ejemplo, si aceleramos el agua desde el reposo hasta unos 15 m/s, la presión desciende alrededor de 1 atm (101,3 kPa), esto puede producir cavitación.

2.3.2. Separación.

Ocurre separación cuando el flujo de la corriente principal abandona el cuerpo, lo que ocasiona una región de flujo separada, como se muestra en la figura 2.14. Con un flujo no viscoso alrededor de la esfera mostrada en la figura, existe un punto de estancamiento donde $V = 0$ tanto enfrente como detrás de la esfera. La ecuación de Bernoulli predice una presión máxima en los puntos de estancamiento

A y C porque la velocidad es cero en dichos puntos. En el punto B existirá una velocidad máxima, y por lo tanto una presión mínima. En la figura 2.14-a, el flujo que fluye de B a C lo hace desde la región de baja presión cerca de B hasta la región de alta presión cerca de C. En el flujo existe una delgada capa límite en la que la velocidad se reduce a cero en la superficie de la esfera. Este flujo lento cerca del límite no tiene una suficiente cantidad de movimiento para llegar a la región de alta presión cerca de C; el resultado es que el flujo se separa del límite y se crea una región separada, una región de flujo recirculante, como se muestra en la figura 2.14-b. por lo cual la presión no se incrementa, sino que permanece relativamente baja en la parte trasera de la esfera, y la alta presión que existe en el punto de estancamiento delantero nunca se recupera en la parte trasera de la esfera.

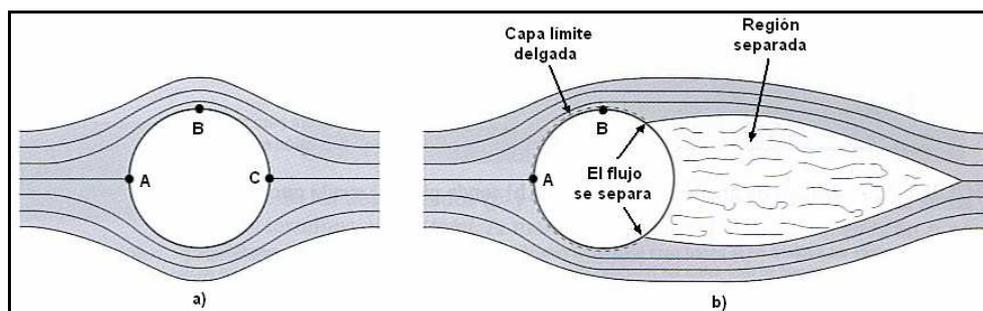


Figura 2.14 Flujo alrededor de una esfera: a) Flujo no viscoso, b) Flujo existente.

La ubicación del punto de separación depende principalmente de la geometría del cuerpo, si este sufre un cambio abrupto de geometría, tal como se muestra en la figura 2.13, ocurrirá la separación en o cerca del cambio abrupto de, sin embargo también sucede corriente arriba en la superficie plana como se muestra.

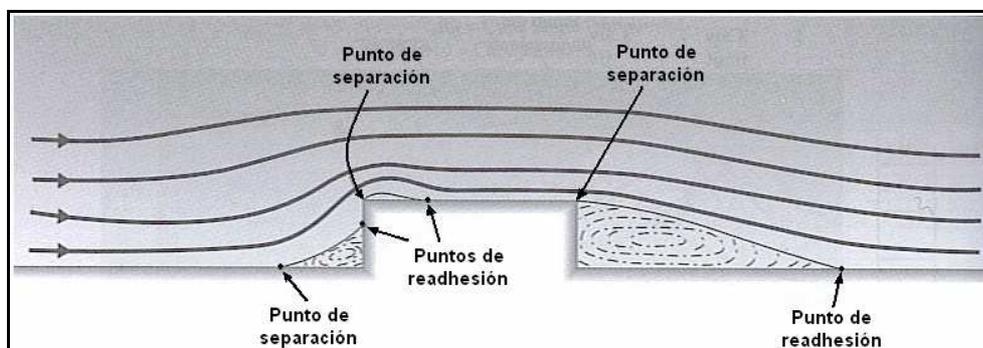


Figura 2.15 Separación provocada por cambios abruptos en la geometría.

En una superficie sin cambio abrupto de geometría, sobre la superficie plana, exactamente antes del escalón de la figura 2.15. La región próxima al punto de separación aparece ampliada en la figura 2.16, donde *A* es un punto en la zona de flujo acelerado de la capa límite que tiene una distribución de velocidad normal, ya sea laminar o turbulenta, mientras que *B* es el punto donde la velocidad en la zona fuera de la capa límite alcanza su valor máximo. Entonces *C*, *D* y *E* son puntos aguas abajo donde la velocidad fuera de la capa límite disminuye, dando lugar a un aumento en la presión de acuerdo con la teoría de flujo ideal. Por lo tanto, la velocidad de la capa cerca de la pared se reduce en *C* y finalmente se para en *D*. Al pasar por este punto la presión que va en aumento quiere frenar más el flujo, pero esto es imposible por lo que la capa límite se separa literalmente de la pared. En *E* se produce un flujo inverso cerca de la pared, que se dirige en sentido de la disminución de la presión (aguas arriba, en este caso) y que realimenta fluido a la capa límite que se despega de la pared en *D*.

Aguas abajo del punto de separación, el flujo se caracteriza por la presencia de remolinos turbulentos irregulares, que se forman cuando la capa límite ya separada de la superficie se mezcla con el flujo inverso en un movimiento giratorio. Las condiciones descritas se mantienen generalmente durante una cierta distancia aguas abajo hasta que los remolinos desaparecen por amortiguamiento viscoso.

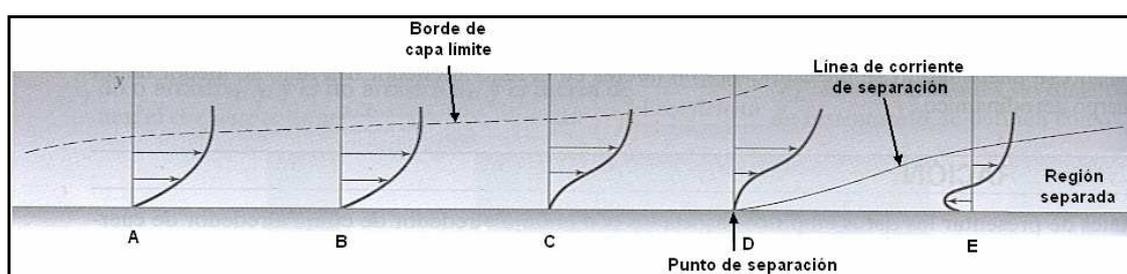


Figura 2.16 Separación del flujo sobre una superficie plana provocada por un gradiente de presión creciente.

Además de la geometría y el gradiente de presión, otros parámetros influyen en la separación. Estos incluyen el número de Reynolds como un parámetro muy importante, la aspereza de la pared, la intensidad de las perturbaciones que

existen alejadas del límite, y la temperatura de la pared como parámetros cuya influencia es menor. Por ejemplo, el flujo alrededor de una esfera; con números de Reynolds suficientemente bajos no se produce separación. Conforme el número de Reynolds se incrementa a un valor particular, la separación ocurre en el área pequeña en la parte posterior, esta área se volverá más y más grande conforme al incremento del número de Reynolds sin embargo cuando el número de Reynolds sea suficientemente grande, el área de separación ya no se incrementará.

Aunque las capas límites laminar y turbulenta se comportan prácticamente de la misma manera en el punto de separación, la posición del punto de separación sobre una superficie curva será muy distinta en ambos casos. En el caso de la capa límite laminar se transfiere cantidad de movimiento desde las láminas veloces exteriores a las láminas lentas interiores mediante un proceso de cortadura ineficaz, y como resultado, la capa límite laminar es débil y no existe un gradiente de presión adverso durante mucho tiempo antes de separarse de la pared. En cambio, una capa límite turbulenta da lugar a un proceso de mezclado violento de las láminas veloces exteriores y las láminas lentas interiores y viceversa, por lo que la velocidad media cerca del contorno aumenta considerablemente, como se muestra en la figura 2.17. Esta energía adicional ayuda a la capa límite a resistir mejor el gradiente de presión adverso, por lo que para una capa límite turbulento el punto de separación se traslada a una mayor distancia aguas abajo hasta una zona de más alta presión.

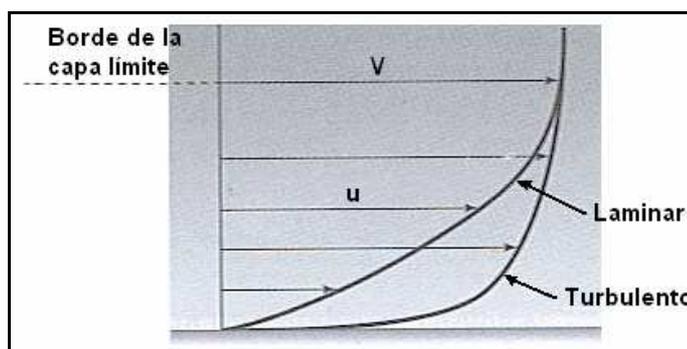


Figura 2.17 Comparación de perfiles de velocidad laminar y turbulento.

Capítulo 3: ANALISIS TERMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Lo que se persigue con el análisis térmico del enfriador de aire de sobrealimentación, es destacar los métodos que predicen el funcionamiento del intercambiador de calor, limitándose a los modos primarios de transferencia de calor, por convección y conducción.

Como principal objetivo del análisis térmico de este equipo, está el conocer la cantidad de calor transferido desde el fluido caliente al fluido frío.

3.1. Fundamentos de los métodos de análisis.

Básicamente en el análisis de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Dos de estas relaciones se pueden obtener al aplicar balances de energía a los fluidos frío y caliente.

Si Q es la transferencia total de calor entre los fluidos y considerando que la transferencia de calor entre el intercambiador y el alrededor es insignificante, y no hay variación de energía cinética y potencial, la aplicación de un balance de energía es:

$$Q = \dot{m}_c (h_{e,c} - h_{s,c}) \quad (3.1)$$

$$Q = \dot{m}_f (h_{e,f} - h_{s,f}) \quad (3.2)$$

Si los fluidos no experimentan un cambio de fase y se suponen constantes los calores específicos, estas expresiones se reducen a:

$$Q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{e,c} - T_{s,c}) \quad (3.3)$$

$$Q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{e,f} - T_{s,f}) \quad (3.4)$$

Las ecuaciones 3.3 y 3.4 son independientes del arreglo del tipo de intercambiador.

Se puede obtener otra expresión, al relacionar la transferencia de calor (Q) con la diferencia de temperaturas ($T_c - T_f$) entre los fluidos frío y caliente, considerando la suma de la resistencia térmica entre ambas temperaturas, la que se expresa a través del coeficiente global de transferencia de calor (U) de donde se tiene:

$$Q = U A (T_c - T_f) \Rightarrow Q = U A \Delta T_m \quad (3.5)$$

Donde $T_c - T_f$ varía dentro del equipo y además su valor dependerá del tipo de intercambiador de calor, ΔT_m es una diferencia de temperatura apropiada. Para llevar a cabo el análisis del intercambiador, se debe establecer una forma específica de ΔT_m .

3.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

La primera tarea a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor es determinar el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U).

El coeficiente global de transferencia de calor considera la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre los fluidos. En general, U es igual al inverso de la sumatoria de las resistencias térmicas presentes, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\Sigma R_{\text{térmicas}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + R_{\text{pared}} + \frac{1}{\alpha_c}} \quad (3.6)$$

En el caso de un intercambiador de calor formado por dos tubos concéntricos, figura 3.1.a, donde un fluido circula por el interior del tubo más pequeño, mientras

que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos, el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene del circuito térmico de la figura 3.1.b, como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\alpha_c A_e}} \quad (3.7)$$

Donde los subíndices i y e corresponden al interior y al exterior del tubo, del tubo mas pequeño.

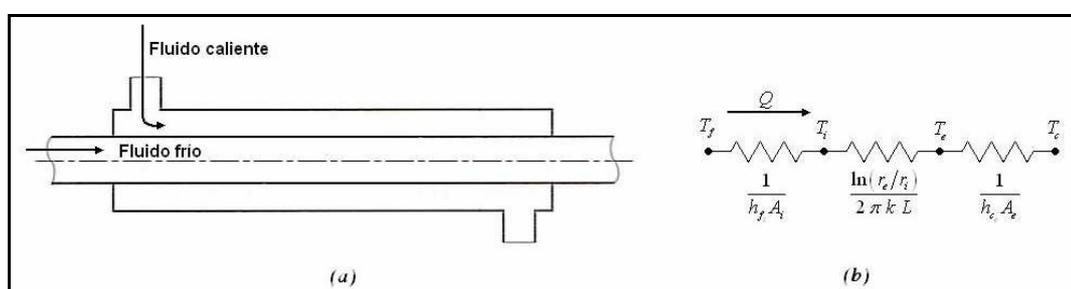


Figura 3.1 Intercambiador de calor con tubos concéntricos: a) esquema, b) circuito térmico para la transferencia de calor global.

Por otro lado, la ecuación 3.6, es válida cuando las áreas internas y externas de la pared son iguales o su diferencia es despreciable. Para el caso en que la diferencia de las áreas es significativa, como en el intercambiador de calor de flujos cruzados donde al agregar aletas se aumenta el área superficial, se plantea la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{app}} + \frac{A_{tubo}}{A_{i;tubo}} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d-d_i}{2\lambda_G} \right)} \quad (3.8)$$

Donde la ecuación 3.8, es el método propuesto por el VDI Heat Atlas, para determinar el coeficiente global de transferencia de calor. Aplicado para la superficie total en el lado aletado y el gradiente de temperatura entre los fluidos que intercambian calor.

El término α_{app} es el coeficiente convectivo aparente de transferencia de calor en la superficie. Es determinado a partir de; el área exterior libre del tubo $A_{g;o}$, el

coeficiente convectivo de superficie α_F , del cual se asume que, es uniforme sobre la superficie del tubo y las aletas, y la eficiencia de una aleta η_F .

$$\alpha_{app} = \alpha_F \left[\frac{A_{g;o}}{A_{tubo}} + \eta_F \frac{A_{F;tubo}}{A_{tubo}} \right] = \alpha_F \left[1 - (1 - \eta_F) \frac{A_{F;tubo}}{A_{tubo}} \right] \quad (3.9)$$

La cantidad α_F en la ecuación 3.9 depende de la aplicación, por lo tanto puede ser obtenido de la siguiente forma:

$$\alpha_F = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{aire}}{d} \quad (3.10)$$

3.2.1. Transferencia de calor en flujo cruzado sobre haz de tubos aletados.

La transferencia de calor, en el intercambiador, se produce en una superficie extendida que comprende un haz de tubos unidos por una sola aleta del tipo placa, figura 3.2.a. Sin embargo, para el análisis específico de este intercambiador y por motivo de diseño se debe considerar una aleta del tipo hexagonal por cada tubo, figura 3.2.b, las que conectadas dan forma a la placa.

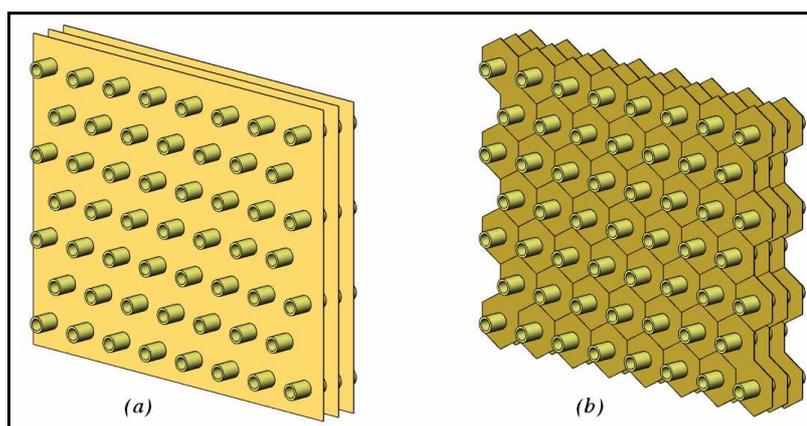


Figura 3.2 Aleta en haz de tubos; a) Aleta tipo placa, b) Aletas hexagonales conectadas.

Para efectos de cálculo la importancia de la geometría de la aleta es considerada en la ecuación 3.9. Si bien la eficiencia de una aleta es definida como

la proporción de la diferencia de temperatura promedio de la superficie de la aleta y la temperatura promedio de la base de la aleta o superficie del tubo, esto es:

$$\eta_F = \frac{T_F - T_{amb}}{T_G - T_{amb}} \quad (3.11)$$

La ecuación formal para la eficiencia de la aleta y la relación para el análisis matemático, es:

$$\eta_F = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \cdot \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad (3.12)$$

$$X = \phi \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2 \alpha_F}{\lambda_F s}} \quad (3.13)$$

El término $\phi d/2$ es una altura ponderada de la aleta y tiene en cuenta el diseño de esta, s es el espesor de la aleta. Por lo tanto, para las aletas hexagonales, arregladas en línea. Y escalonada, asignada para cada tubo, se tiene:

$$\phi = (\phi' - 1)(1 + 0.35 \ln \phi') \quad (3.14)$$

$$\phi' = 1.27 \frac{b_F}{d} \sqrt{\frac{l_F}{b_F} - 0.3} \quad (3.15)$$

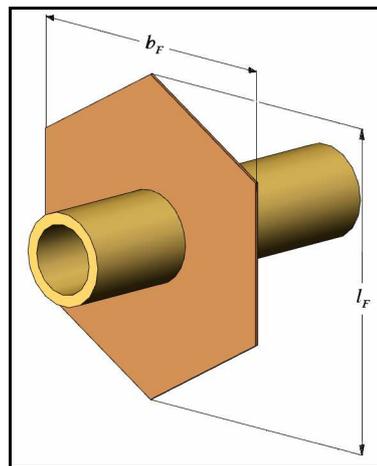


Figura 3.3 Aleta Hexagonal por cada tubo.

La transferencia de calor en el haz de tubos y entre las aletas, es por convección forzada, es decir, el flujo de aire es inducido por una fuerza motriz

exterior. Por lo que el fluido se mueve con una velocidad determinada sobre una superficie que se encuentra a una temperatura diferente a la del fluido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección α , depende de una gran cantidad de variables, tales como: geometría de la superficie sólida, tipo de convección, régimen de flujo, propiedades físicas del fluido (densidad, viscosidad, calor específico, conductividad térmica, etc.). Por lo tanto, una forma de determinar el coeficiente α , es hacer uso del análisis dimensional que se basa en los métodos de semejanza física en mecánica de fluidos. Donde se presentan unos números adimensionales que caracterizan este proceso, existiendo muchos de ellos, aunque para el caso de convección forzada se definen los siguientes: Número de Nusselt Nu , Número de Reynolds Re y Número de Prandtl Pr .

En la convección forzada, siendo la situación del intercambiador en estudio, aparece la siguiente relación y cumpliéndose ésta, se tendrá:

$$Nu = f(Re, Pr) \Rightarrow Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \tag{3.16}$$

$$Nu = C Re^n Pr^m \tag{3.17}$$

Donde C , n y m son constantes que se determinan experimentalmente para cada caso particular. Por ejemplo, C y n dependen de la distancia entre tubos adyacentes y la distancia entre las filas de tubos en dirección del flujo. Estos parámetros varían si los tubos están alineados (distribución regular) o están en una distribución triangular, figura 3.4.

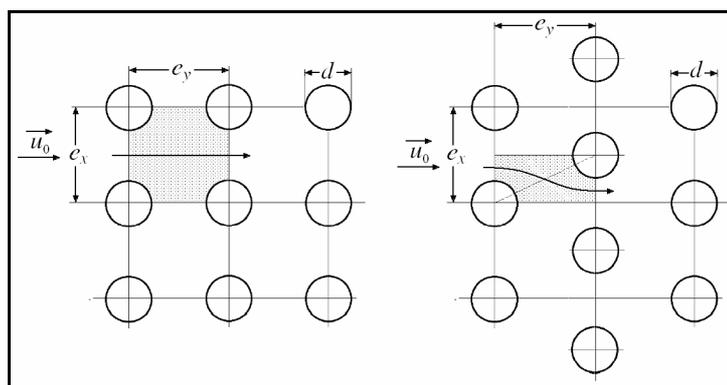


Figura 3.4 Flujo cruzado en haz de tubos, con distribución lineal y distribución triangular.

Para el caso del intercambiador en estudio, de tubos aletados y con una distribución triangular de éstos, la correlación necesaria para la determinación del número de Nusselt Nu , propuesto para haz de tubos con más de cuatro filas, es:

$$Nu_d = 0,38 Re_d^{0,6} \left(\frac{A_{tubo}}{A_{g;o}} \right)^{-0,15} Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

Donde; el subíndice d señala la dimensión característica, ósea, el diámetro del tubo. El valor de Re_d se basa en la velocidad máxima u_n que tiene el fluido en el haz de tubos, es decir, la velocidad del flujo a través de la sección mas estrecha $A_{0;n}$.

$$u_n = u_0 \cdot A_{0;n} \cdot \left(\frac{273 + 0,5(T_{e,c} + T_{s,c})}{273 + T_{e,c}} \right) \quad (3.19)$$

$$A_{0;n} = \frac{A_o}{A_n} \quad (3.20)$$

$$\frac{A_o}{A_n} = \frac{e_x(a+s)}{(e_x-d)a} \quad (3.21)$$

Para evaluar las propiedades físicas del fluido, se debe tener una temperatura de referencia. Las propiedades del fluido se evalúan a temperatura media de película T_p , es la media entre las temperaturas de superficie del sólido T_s y la temperatura del fluido suficientemente alejado del sólido T_F .

$$T_p = \frac{T_s + T_F}{2} \quad (3.22)$$

Por lo tanto, el número de Reynolds es determinado por:

$$Re_d = \frac{u_n d \rho}{\mu} \quad (3.23)$$

Y el número de Prandtl, es:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (3.24)$$

3.2.2. Transferencia de calor en flujo al interior de los tubos.

La transferencia de calor al interior de los tubos es por convección forzada, es decir, el flujo de agua es impulsado por una fuerza motriz exterior (en éste caso una bomba centrífuga). Provocando que el fluido se mueva con una velocidad determinada.

El coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del tubo (α_{di}), depende de una gran cantidad de variables, tales como; diámetro interior del tubo, tipo de convección, régimen de flujo y las propiedades físicas de los fluidos.

$$\alpha_{di} = \frac{Nu_{di} \cdot \lambda_{agua}}{d_i} \quad (3.25)$$

La forma de determinar el coeficiente α_{di} , es hacer uso del análisis dimensional que se basa en los métodos de semejanza física en mecánica de fluidos, donde se presentan los números adimensionales que caracterizan este proceso.

Para convección forzada por el interior de tuberías, con un flujo turbulento desarrollado ($Re_d > 10.000$) y cumpliéndose la relación presente en las ecuaciones 3.16 y 3.17. Se puede expresar la siguiente ecuación, para tubos lisos:

$$Nu_{di} = 0,023 \cdot Re_{di}^{0,8} \cdot Pr^n \quad (3.26)$$

Donde; los datos corresponden a los estudios experimentales realizados sobre el movimiento en tubos de líquidos. Y se considera:

$n = 0,4$ Para calefacción, la pared es mas caliente que la masa del flujo.

$n = 0,3$ Para refrigeración, la pared es mas fría que la masa del flujo.

El valor de Reynolds se basa en la velocidad del agua (u_{agua}), que tiene en el interior del tubo. Por lo tanto:

$$Re_{di} = \frac{u_{agua} d_i \rho_{agua}}{\mu_{agua}} \quad (3.27)$$

3.3. Diferencia de temperatura media logarítmica.

Debido a que las condiciones de flujo son mas complicadas en un intercambiador de calor de flujo cruzado, se debe partir con la determinación de la forma específica de ΔT_m para un intercambiador de flujo paralelo.

En la evaluación de un intercambiador de flujos paralelo, como el de la figura 3.5. a., se establecen los siguientes supuestos:

- El intercambiador de calor está aislado del ambiente, sin disipar calor a éste.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
- Los calores específicos del fluido son constantes.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

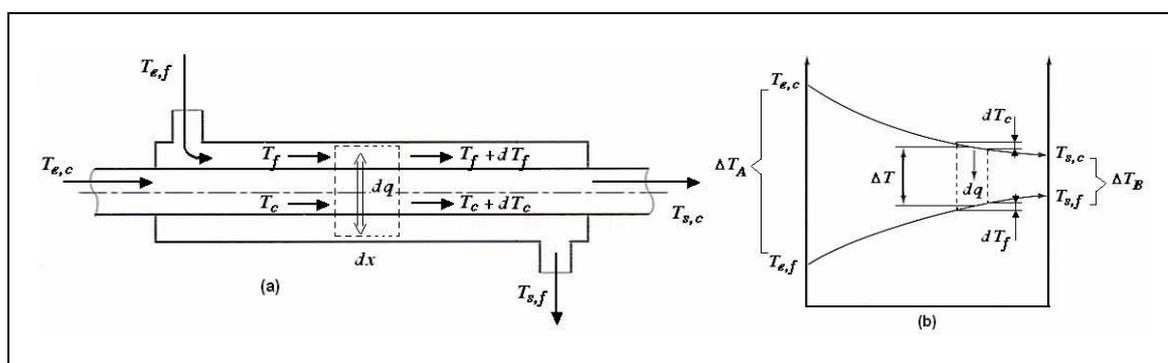


Figura 3.5 (a) Intercambiador de calor de doble tubo con flujos en paralelo, (b) Perfiles de temperatura en un intercambiador de calor con flujos en paralelo.

Donde se tiene, a partir de los elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío de la figura 3.5.b, que la diferencia de temperatura promedio apropiada es una diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} , entonces:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln(\Delta T_A / \Delta T_B)} \quad (3.28)$$

Para un intercambiador de contraflujo, como el que se muestra en la figura 3.6. La diferencia de temperatura promedio apropiada ΔT_{ml} es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_B - \Delta T_A}{\ln(\Delta T_B / \Delta T_A)} \quad (3.29)$$

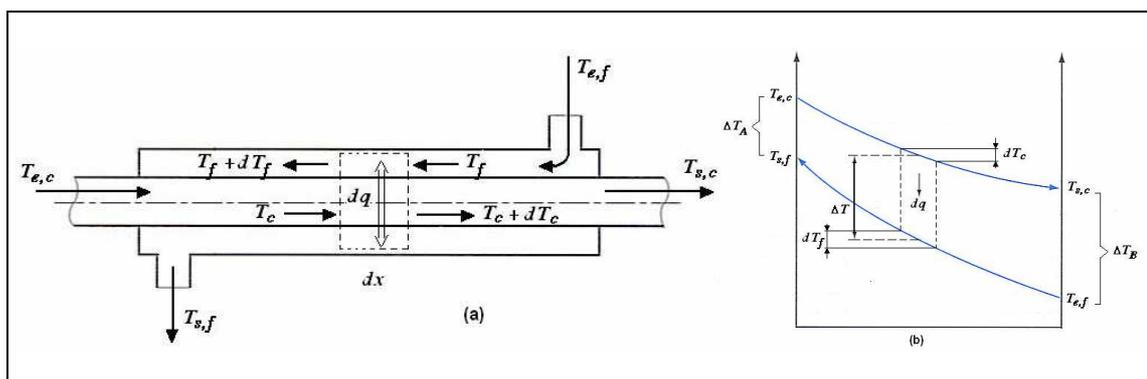


Figura 3.6 (a) Intercambiador de calor en contraflujo, (b) Perfiles de temperatura en un intercambiador de calor en contraflujo.

Al comparar las ecuaciones 3.28 y 3.29 se puede concluir, para la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}) es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{lado\ mayor} - \Delta T_{lado\ menor}}{\ln(\Delta T_{lado\ mayor} / \Delta T_{lado\ menor})} \quad (3.30)$$

Aunque las condiciones de flujo son más complicadas en los intercambiadores de flujo cruzado, la ΔT_{ml} se determina a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml_{flujo\ cruzado}} = F \cdot \Delta T_{ml} \quad (3.31)$$

Es decir, la forma apropiada de ΔT_{ml} , para un intercambiador de flujo cruzado, se obtiene al aplicar un factor de corrección (F). Este factor de corrección F , es función de dos parámetros; la relación de capacidades térmicas Z y el coeficiente de efectividad Y . Se determina de acuerdo a la configuración del intercambiador de calor, mediante el uso de gráficos especiales. Este factor (F) se puede determinar a través de las siguientes expresiones adimensionales:

$$Y = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{ec} - T_{ef}} \tag{3.32}$$

$$Z = \frac{m_c \cdot cp_c}{m_f \cdot cp_f} = \frac{C_c}{C_f} = \frac{T_{ef} - T_{sf}}{T_{sc} - T_{ec}} \tag{3.33}$$

$$F = \frac{\sqrt{Y^2 + 1}}{Y - 1} \cdot \frac{\ln \frac{1 - Z}{1 - YZ}}{2 - Z(Y + 1 - \sqrt{Y^2 + 1})} \cdot \frac{\ln \frac{1 - Z}{1 - YZ}}{2 - Z(Y + 1 + \sqrt{Y^2 + 1})} \tag{3.34}$$

Para el caso del intercambiador de flujo cruzado, en la figura 3.7 se presenta el grafico adecuado.

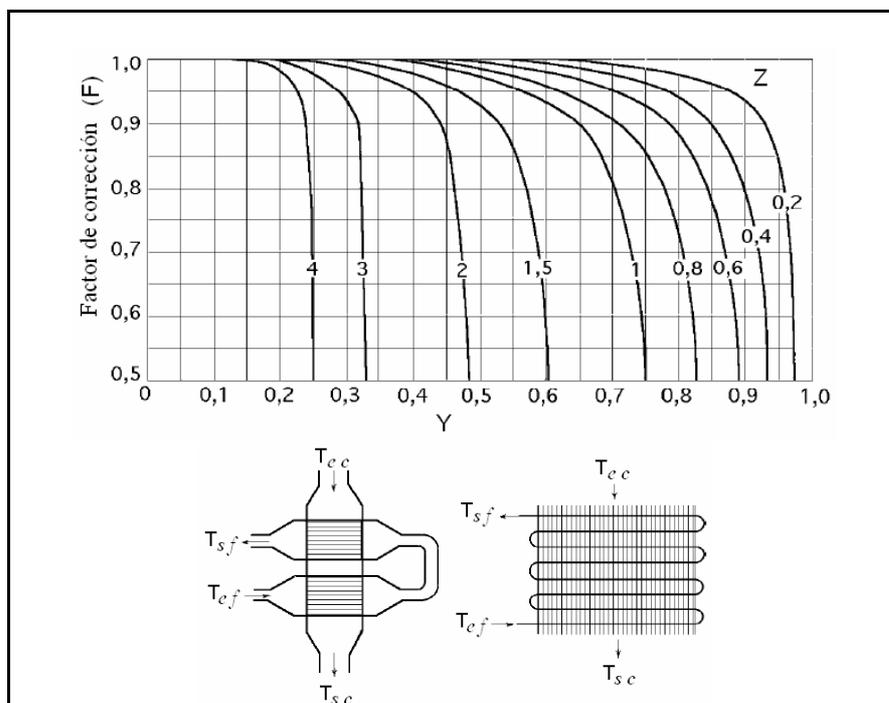


Figura 3.7 Factor de corrección para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la carcasa y sin mezcla del otro, y un múltiplo de dos pasos de tubos.

Capítulo 4: EVALUACION DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

4.1. Recuperación de información técnica y operacional.

Según las instrucciones de manejo para el motor DEUTZ TBD 645 L9, las características básicas del motor y los datos de operación necesarios en el estudio del enfriador de aire, son los siguientes:

Tabla 4.1. Datos del motor.

Modo de trabajo		cuatro tiempos, inyección directa, turbo sobrealimentación, refrigeración aire sobrealimentación
Disposición de cilindros		en línea
Numero de cilindros		9
Diámetro de cilindros	<i>mm</i>	330
Carrera	<i>mm</i>	450
Cilindrada por cilindro	<i>cm³</i>	38.500
Relación de compresión	ϵ	13,5

Tabla 4.2. Datos de operación (valores de orientación)*.

Capacidad agua de refrigeración del motor	<i>m³</i>	0,49
Bomba agua de refrigeración (circuito alta temperatura).		
Caudal	<i>m³/h</i>	100
Presión	<i>kPa</i> <i>(bar)</i>	250 2,5
Temperatura agua de refrigeración, salida motor.	<i>°C</i>	75 hasta 85
Temperatura agua de refrigeración, salida enfriador aire sobrealimentación (circuito alta temperatura).	<i>°C</i>	máx. 87
Diferencia admisible temperatura, circuito alta temperatura.		
Motor, entrada – salida.	<i>°C</i>	7 - 10
Motor, salida – salida enfriador aire sobrealimentación.	<i>°C</i>	aprox. 6
Temperatura agua de refrigeración, entrada enfriador aire sobrealimentación (circuito Baja temperatura).	<i>°C</i>	40

*Los valores obligatorios son los del informe de puesta en servicio, o recepción del motor.

4.1.1. Parámetros operacionales.

Los valores que no aparecen en las tablas 4.1 y 4.2, están indicados en el informe de recepción del motor. De acuerdo a las condiciones de operación y de ambiente, resultan diferentes datos de operación. Desde el informe de recepción del motor, se obtienen los siguientes valores:

Tabla 4.3. Parámetros operacionales.

		A	B	C	D	E	F
Motor							
Carga	%	100	100	90	85	75	50
Régimen Motor	l/min	600	600	600	510	600	600
Potencia Motor	kW	3970	3970	3573	3632	2978	1985
Consumo específico comb.	gr/kWh	191,2	191,2	191,2	189,6	190,5	196,7
Agua de refrigeración							
Entrada Motor	°C	73	73	75	73	74	76
Salida Motor cto alta temp	°C	79	79	80	79	80	80
Salida enfriador aire cto alta temp	°C	87	87	86	85	84	81
Entrada enfriador aire cto baja temp	°C	39	41	40	40	39	40
Salida enfriador aire cto baja temp	°C	45	46	44	44	44	42
Circuito alta temperatura	kPa (bar)	240 2,4	240 2,4	240 2,4	240 2,4	240 2,4	240 2,4
Aire de Combustión							
Aire de aspiración	°C	23	24	26	25	27	27
	kPa	-2,7	-2,7	-2,3	-1,9	-1,6	-0,7
	(bar)	-0,027	-0,027	-0,023	-0,019	-0,016	-0,007
Entrada enfriador	°C	190	189	173	172	150	103
	kPa	245,7	251,5	219,5	217	165,9	81,7
	(bar)	2,457	2,515	2,195	2,17	1,659	0,817
Salida enfriador	°C	50	51	49	48	47	44
	kPa	245,7	251,5	219,5	217	165,9	81,7
	(bar)	2,457	2,515	2,195	2,17	1,659	0,817

Para la obtención de los valores, en relación a dimensión y cantidad de elementos en el intercambiador de calor, es necesaria una inspección en terreno a éste. Por lo cual se pueden obtener las siguientes características (tabla 4.4), básicas y necesarias en la evaluación del intercambiador de calor.

Tabla 4.4. Características básicas del Enfriador de aire.

Entrada de aire	
Sección libre	
Largo	1200 mm
Ancho	392 mm
Tubos	
Diámetro	12 mm
Material	Cupro-Níquel 90-10
Cantidad	
Circuito alta temperatura (Entrada – Salida)	219 (108 – 111)
Circuito de baja temperatura (Entrada – Salida)	156 (79 – 77)
Aletas	
Espesor	0,3 mm
Material	Cobre
Cantidad	66 por 100 mm

El flujo de aire de entrada en el intercambiador de calor puede ser determinado de la figura 2.5. Donde este flujo es el de entrada para el compresor, por lo cual la razón de presión será con respecto a la presión del aire ambiente, como se aprecia en la tabla 4.5.

Tabla 4.5. Caudal de aire, según razón de presión en el compresor.

Motor							
Carga	%	100	100	90	85	75	50
Régimen Motor	l/min	600	600	600	510	600	600
Aire de Combustión							
Presión de aire ambiente	<i>kPa</i> (<i>bar</i>)	101,293 1,0129	101,293 1,0129	101,293 1,0129	101,293 1,0129	101,293 1,0129	101,293 1,0129
Presión de aire, tras compresión	<i>kPa</i> (<i>bar</i>)	346,993 3,4699	352,793 3,5279	320,793 3,2079	318,293 3,1829	267,193 2,6719	182,993 1,8299
Razón de presión en el compresor		3,4256	3,4829	3,1670	3,1423	2,6378	1,8066
Caudal de aire de entrada	m^3/s	7,19	7,28	6,57	6,50	5,67	4,29

4.2. Evaluación y resultados.

4.2.1. Procedimiento de cálculo.

El procedimiento de cálculo, para el intercambiador de calor, es digitalizado (figura 4.1) mediante el software EES.

Dos aspectos importantes, en el cálculo del intercambiador de calor, son; en primer lugar la utilización de una aleta hexagonal por tubo lo que permite abarcar la dimensión de la aleta original, ya que en esta última es más complejo el cálculo de la transferencia de calor. Y por último, la división del intercambiador de calor en dos, producto de la existencia de dos circuitos de agua utilizados para el enfriamiento del aire.

Enfriador de aire, de flujos cruzado.

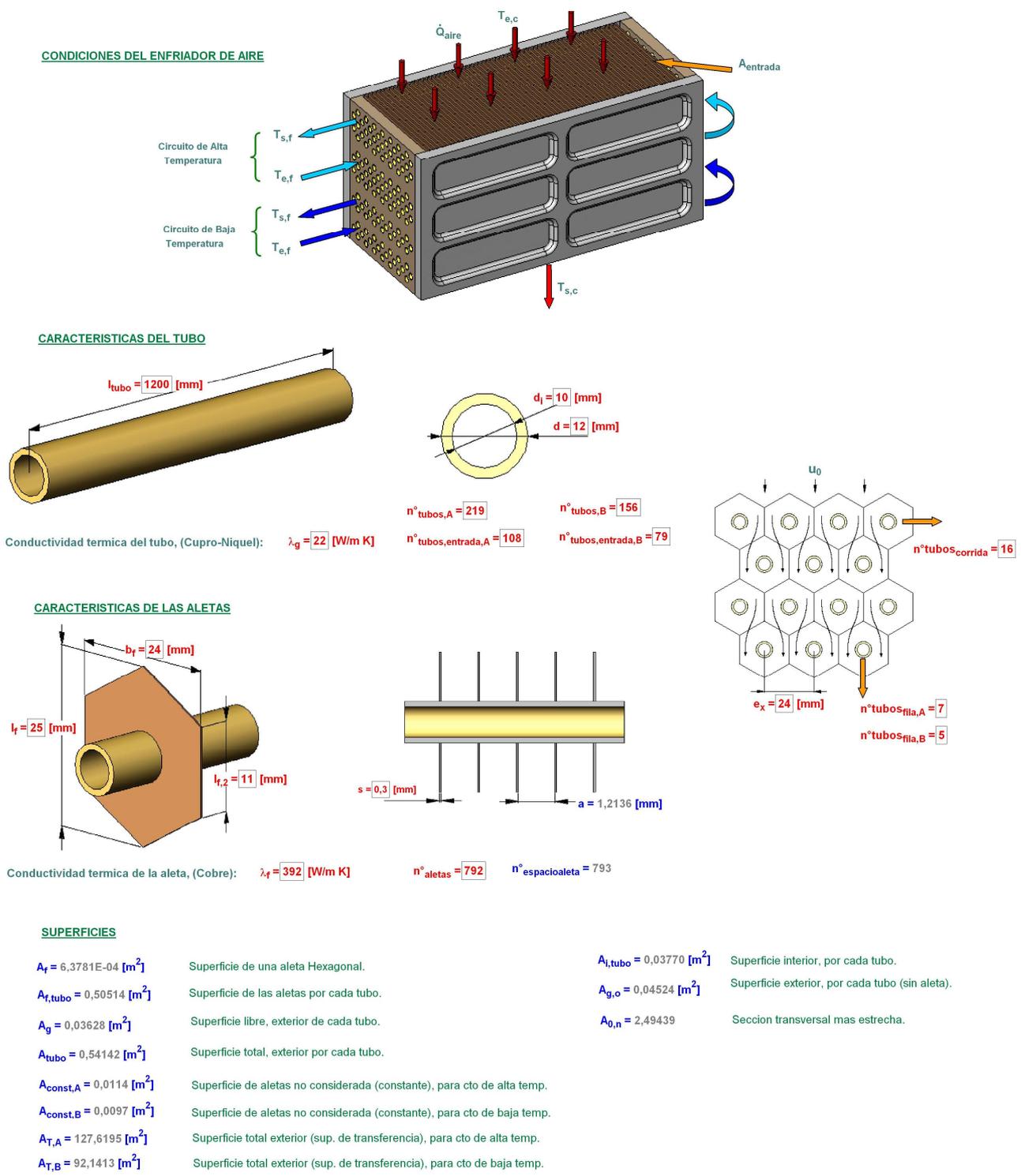
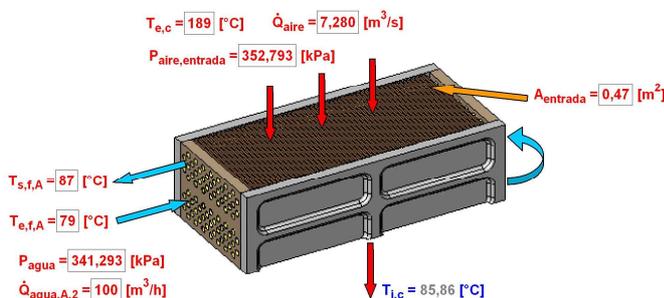


Figura 4.1.a Diagrama del procedimiento de cálculo del intercambiador de calor.

CIRCUITO DE ALTA TEMPERATURA

$T_{amb} = 24$ [°C]
 $P_{amb} = 101,293$ [kPa]
 $\rho_{aire,amb} = 1,1876$ [kg/m³]



PROPIEDADES DEL AIRE

$T_{p,A} = 136$ [°C]
 $\dot{m}_{aire} = 8,6459$ [kg/s]
 $c_{p,aire,A} = 1,0144$ [kJ/kg K]
 $\rho_{aire,A} = 3,0041$ [kg/m³]
 $\lambda_{aire,A} = 0,0335$ [W/m K]
 $\mu_{aire,A} = 23,289E-6$ [kg/m s]
 $P_{f,aire,A} = 0,7060$

PROPIEDADES DEL AGUA

$T_{prom,agua,A} = 83$ [°C]
 $\dot{m}_{agua,A} = 26,9455$ [kg/s]
 $c_{p,agua,A} = 4,1964$ [kJ/kg K]
 $\rho_{agua,A} = 970,0372$ [kg/m³]
 $\lambda_{agua,A} = 0,6580$ [W/m K]
 $\mu_{agua,A} = 341,677E-6$ [kg/m s]
 $P_{f,agua,A} = 2,1790$

Transferencia de calor en el lado del aire

$u_{0,A} = 6,1235$ [m/s] $H_A = 1,144$
 $u_{n,A} = 17,4693$ [m/s]
 $Re_{d,A} = 27040,9055$
 $Nu_{d,A} = 106,3861$
 $\alpha_{f,A} = 296,6859$ [W/m² K]

Eficiencia de la aleta

$\phi_2 = 2,1874$
 $\phi = 1,5128$
 $X_A = 0,6447$
 $\eta_{f,A} = 0,8812$
 $\alpha_{app,A} = 263,7905$ [W/m² K]

Transferencia de calor al interior del tubo

$\dot{Q}_{agua,A} = 0,0278$ [m³/s] $u_{agua,A} = 3,2748$ [m/s]
 $Re_{di,A} = 92972,8946$
 $Nu_{di,A} = 296,2907$
 $\alpha_{i,A} = 19495,8861$ [W/m² K]
 $U_A = 193,0374$ [W/m² K]

Diferencia de temp. media logarítmica

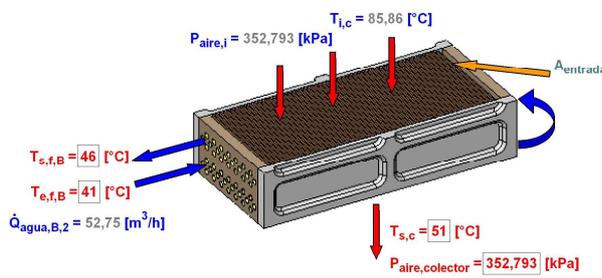
$\Delta T_{A,1} = 102,00$ [°C] $Y_A = 0,9376$
 $\Delta T_{B,1} = 6,86$ [°C] $Z_A = 0,07757$
 $\Delta T_{lm,A} = 35,25$ [°C] $F_A = 0,9989$
 $\Delta T_{lm,flujo,cruzado,A} = 35,21$ [°C]

CALOR TRANSFERIDO: $Q_A = 867,4513$ [kW] $Q_{ec,Termo,A} = 904,5813$ [kW]
 Porcentaje_{error,A} = 4,105 [%]

CIRCUITO DE BAJA TEMPERATURA

PROPIEDADES DEL AIRE

$T_{p,B} = 64,68$ [°C]
 $\dot{m}_{aire} = 8,6459$ [kg/s]
 $c_{p,aire,B} = 1,0071$ [kJ/kg K]
 $\rho_{aire,B} = 3,6383$ [kg/m³]
 $\lambda_{aire,B} = 0,0284$ [W/m K]
 $\mu_{aire,B} = 20,289E-6$ [kg/m s]
 $P_{f,aire,B} = 0,7189$



PROPIEDADES DEL AGUA

$T_{prom,agua,B} = 43,5$ [°C]
 $\dot{m}_{agua,B} = 14,5191$ [kg/s]
 $c_{p,agua,B} = 4,1813$ [kJ/kg K]
 $\rho_{agua,B} = 990,9310$ [kg/m³]
 $\lambda_{agua,B} = 0,6226$ [W/m K]
 $\mu_{agua,B} = 612,552E-6$ [kg/m s]
 $P_{f,agua,B} = 4,1138$

Transferencia de calor en el lado del aire

$u_{0,B} = 5,0561$ [m/s] $H_B = 1,054$
 $u_{n,B} = 12,6119$ [m/s]
 $Re_{d,B} = 27139,0957$
 $Nu_{d,B} = 107,2643$
 $\alpha_{f,B} = 254,0584$ [W/m² K]

Eficiencia de la aleta

$\phi_2 = 2,1874$
 $\phi = 1,5128$
 $X_B = 0,5966$
 $\eta_{f,B} = 0,8961$
 $\alpha_{app,B} = 229,4339$ [W/m² K]

Transferencia de calor al interior del tubo

$\dot{Q}_{agua,B} = 0,0147$ [m³/s] $u_{agua,B} = 2,3615$ [m/s]
 $Re_{di,B} = 38201,5798$
 $Nu_{di,B} = 187,5389$
 $\alpha_{i,B} = 11676,0674$ [W/m² K]
 $U_B = 160,2212$ [W/m² K]

Diferencia de temp. media logarítmica

$\Delta T_{A,2} = 39,86$ [°C] $Y_B = 0,7771$
 $\Delta T_{B,2} = 10,00$ [°C] $Z_B = 0,1434$
 $\Delta T_{lm,B} = 21,59$ [°C] $F_B = 0,9965$
 $\Delta T_{lm,flujo,cruzado,B} = 21,52$ [°C]

CALOR TRANSFERIDO: $Q_B = 317,6860$ [kW] $Q_{ec,Termo,B} = 303,5426$ [kW]
 Porcentaje_{error,B} = 4,452 [%]

CALOR TRANSFERIDO POR EL AIRE: $Q = 1185,1373$ [kW]

Figura 4.1.b Diagrama del procedimiento de cálculo del intercambiador de calor.

4.2.2. Resultados.

A partir del procedimiento de cálculo creado en el software EES, se puede obtener una gran cantidad de resultados, como por ejemplo; velocidad y propiedades de los fluidos, superficies de transferencia de calor, coeficientes de transferencia de calor, etc. Ante esta variedad de resultados, se tabulan (tabla 4.6) los mas importantes o determinantes en el funcionamiento del intercambiador.

Tabla 4.6. Resultados, obtenidos del procedimiento de cálculo creado en EES.

Motor							
Carga	%	100	100	90	85	75	50
Régimen Motor	l/min	600	600	600	510	600	600
Caudal de agua, salida del motor	m ³ /s	0,0278	0,0278	0,0278	0,0278	0,0278	0,0278
Caudal de aire, en turbocompresor	m ³ /s	7,19	7,28	6,57	6,5	5,67	4,29
Circuito de alta temperatura							
Agua de refrigeración							
Entrada	°C	79	79	80	79	80	80
Salida	°C	87	87	86	85	84	81
Flujo masico de agua	kg/s	26,95	26,95	26,95	26,96	26,96	26,99
Aire de Combustión							
Entrada enfriador	°C	190	189	173	172	150	103
Salida enfriador	°C	85,93	85,86	86,62	84,94	82,93	80,77
Flujo masico de aire	kg/s	8,57	8,65	7,75	7,69	6,67	5,04
Calor transferido							
Según ecuación termodinámica	kW	904,58	904,58	678,44	678,73	452,48	113,19
Según transferencia de calor	kW	873,52	867,45	725,72	699,48	434,56	115,21
Circuito de baja temperatura							
Agua de refrigeración							
Entrada	°C	39	41	40	40	39	40
Salida	°C	45	46	44	44	44	42
Flujo masico de agua	kg/s	12,36	14,52	17,56	17,11	11,53	22,33
Aire de Combustión							
Entrada enfriador	°C	85,93	85,86	86,62	84,94	82,93	80,77
Salida enfriador	°C	50	51	49	48	47	44
Flujo masico de aire	kg/s	8,57	8,65	7,75	7,69	6,67	5,04
Calor transferido							
Según ecuación termodinámica	kW	309,99	303,54	293,65	286,16	241,16	186,71
Según transferencia de calor	kW	323,61	317,69	313,09	290,06	249,45	189,68

4.2.3. Análisis de resultados.

El análisis de los resultados obtenidos a partir de los parámetros operacionales, expuestos en tabla 4.3 segunda columna (B), es necesario para la determinación o comparación de los valores operacionales que ajusten el funcionamiento o bien comprueben la sensibilidad del enfriador de aire ante la variación de estos parámetros.

a. Variación en la temperatura de los fluidos.

La sensibilidad que presenta el intercambiador de calor ante la variación de la temperatura de entrada de uno de los fluidos, se refleja básicamente en el porcentaje de error. El que se determina mediante la comparación del calor transferido por los fluidos, según ecuación de la termodinámica, y el calor transferido según procedimiento de cálculo utilizado en el enfriador de aire.

Si el valor de la temperatura de entrada del aire de combustión varía en un grado Celsius, tabla 4.7, con respecto al valor real de operación, en el circuito de alta temperatura, el porcentaje de error en el calor transferido se verá incrementado, al disminuir en un grado la temperatura de entrada del aire. Y al aumentar en un grado la temperatura de entrada del aire, este porcentaje de error disminuye. En consecuencia, para que el circuito de baja temperatura mantenga tales porcentajes de error, se verá afectada la temperatura de salida del agua.

Tabla 4.7. Variación de la temperatura de entrada del aire de combustión.

	Carga Motor [%]	Agua de refrigeración		Aire de combustión		$Q_{ec. Term.}$ [kW]	$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	% de Error
		T_e [°C]	T_s [°C]	T_e [°C]	T_s [°C]			
Circuito de alta temperatura								
A	100	79	87	188	84,86	904,5813	822,0378	9,13
	100	79	87	189	85,86	904,5813	867,4513	4,11
B	100	79	87	190	86,87	904,5813	910,4329	0,64
Circuito de baja temperatura								
A	100	41	45,2	84,86	51	294,7622	323,6242	8,92
	100	41	46	85,86	51	303,5426	317,6860	4,45
B	100	41	47	86,87	51,25	310,1486	312,2910	0,69

Por otra parte, si el valor de la temperatura de entrada del agua de refrigeración variara en un grado Celsius, tabla 4.8, con respecto al valor real de operación, en el circuito de alta temperatura, el porcentaje de error en el calor transferido se verá disminuido, al disminuir en un grado la temperatura de entrada del agua. Y al aumentar en un grado la temperatura de entrada del agua, este porcentaje de error aumenta. En consecuencia, para que el circuito de baja temperatura mantenga tales porcentajes de error, se verá afectada la temperatura de salida del aire.

Tabla 4.8. Variación de la temperatura de entrada del agua de refrigeración.

	Carga Motor [%]	Agua de refrigeración		Aire de combustión		$Q_{ec. Termo.}$ [kW]	$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	% de Error
		T_e [°C]	T_s [°C]	T_e [°C]	T_s [°C]			
Circuito de alta temperatura								
A	100	78	86	189	85,81	904,9677	907,3432	0,26
	100	79	87	189	85,86	904,5813	867,4513	4,11
B	100	80	88	189	85,91	904,1968	825,3036	8,73
Circuito de baja temperatura								
A	100	40	46	85,81	50,21	309,9729	310,7063	0,24
	100	41	46	85,86	51	303,5426	317,6860	4,45
B	100	42	46	85,91	51,8	297,0232	325,7095	8,81

b. Variación en el caudal de los fluidos.

La sensibilidad del intercambiador de calor ante la variación en el caudal de los fluidos, se verá nuevamente reflejada en el porcentaje de error.

Si el valor del flujo de entrada del agua de refrigeración en el circuito de alta temperatura del intercambiador de calor, varía en dos metros cúbicos por hora (tabla 4.9), con respecto al valor real de operación, el porcentaje de error en el calor transferido se verá disminuido, al disminuir el flujo de agua. Y al aumentar el flujo de agua, este porcentaje de error se incrementa. En consecuencia, para que el circuito de baja temperatura mantenga tales porcentajes de error, se verá afectada la temperatura de salida del agua de refrigeración.

Tabla 4.9. Variación del flujo de entrada de del agua de refrigeración.

Carga Motor [%]	Agua de refrigeración			Aire de combustión		$Q_{ec. Termo.}$ [kW]	$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	% de Error	
	\dot{Q}_{agua} [m^3/h]	\dot{Q}_{agua} [m^3/s]	\dot{m}_{agua} [kg/s]	\dot{Q}_{aire} [m^3/s]	\dot{m}_{aire} [kg/s]				
Circuito de alta temperatura									
A	100	99	0,0275	26,6760	7,28	8,6459	895,5355	903,3775	0,87
	100	100	0,0278	26,9455	7,28	8,6459	904,5813	867,4513	4,11
B	100	101	0,0281	27,2149	7,28	8,6459	913,6271	828,4238	9,33
Circuito de baja temperatura									
A	100	44,89	0,0125	12,3540	7,28	8,6459	309,9285	312,9664	0,97
	100	52,75	0,0147	14,5191	7,28	8,6459	303,5426	317,6860	4,45
B	100	64,16	0,0178	17,6629	7,28	8,6459	295,4163	325,5985	9,27

Por otra parte, si el flujo de entrada del aire de combustión en el circuito de alta temperatura, varía en 0,08 metros cúbicos por segundo (tabla 4.10), con respecto al valor real de operación, el porcentaje de error en el calor transferido se verá disminuido, al disminuir el flujo de entrada del aire de combustión, y al aumentar el flujo de aire, el porcentaje de error aumenta. En consecuencia, para que el circuito de baja temperatura mantenga tales porcentajes de error, se verá afectada la temperatura de salida del agua.

Tabla 4.10. Variación del flujo de entrada del aire de combustión.

Carga Motor [%]	Agua de refrigeración			Aire de combustión		$Q_{ec. Termo.}$ [kW]	$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	% de Error	
	\dot{Q}_{agua} [m^3/h]	\dot{Q}_{agua} [m^3/s]	\dot{m}_{agua} [kg/s]	\dot{Q}_{aire} [m^3/s]	\dot{m}_{aire} [kg/s]				
Circuito de alta temperatura									
A	100	100	0,0278	26,9455	7,36	8,7409	904,5813	911,4022	0,75
	100	100	0,0278	26,9455	7,28	8,6459	904,5813	867,4513	4,11
B	100	100	0,0278	26,9455	7,20	8,5509	904,5813	819,2681	9,43
Circuito de baja temperatura									
A	100	47,20	0,0131	12,9892	7,36	8,7409	315,0040	317,2306	0,70
	100	52,75	0,0147	14,5191	7,28	8,6459	303,5426	317,6860	4,45
B	100	63,42	0,0176	17,4612	7,20	8,5509	292,0431	321,8221	9,25

4.3. Propuesta de modificaciones.

Tiene por objetivo proponer alternativas de modificación en el intercambiador de calor para dar solución al problema de erosión en los tubos del circuito de alta temperatura. Es por ello que una modificación operacional puede venir acompañada de una modificación física, ya sea en los circuitos de agua u otro componente. Sin embargo una modificación física, propone la intervención del mismo intercambiador u otro componente.

4.3.1. Modificaciones operacionales.

Las modificaciones operacionales tienen por objetivo reducir el flujo y velocidad del agua al interior de los tubos del circuito de alta temperatura. Sin embargo el valor más determinante o influyente en la corrosión, por cavitación en los tubos, es el número de Reynolds. Por lo cual la mejor opción es reducir la temperatura de entrada y el flujo del agua.

Por lo tanto, al reducir la temperatura de entrada del agua y el flujo de ésta, se obtendrá una reducción considerable en la velocidad y en el número de Reynolds, tabla 4.11.

Tabla 4.11. Ejemplo de reducción en la temperatura y flujo del agua.

Carga Motor [%]	Agua de refrigeración					$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	
	T_e [°C]	T_s [°C]	\dot{Q}_{agua} [m ³ /h]	u_{agua} [m/s]	Re		
Circuito de alta temperatura							
	100	79	87	100	3,2748	92972,89	867,4513
A	100	78	86	99	3,2420	90984,95	941,1720
B	100	72	80	98	3,2093	83821,46	874,9686
C	100	70	78	93	3,0456	77586,27	874,5343

Para reducir el flujo de agua en la entrada, una opción es modificar el circuito de agua, esto implica crear un bypass, en el circuito de alta temperatura, entre la entrada y la salida (figura 4.2).

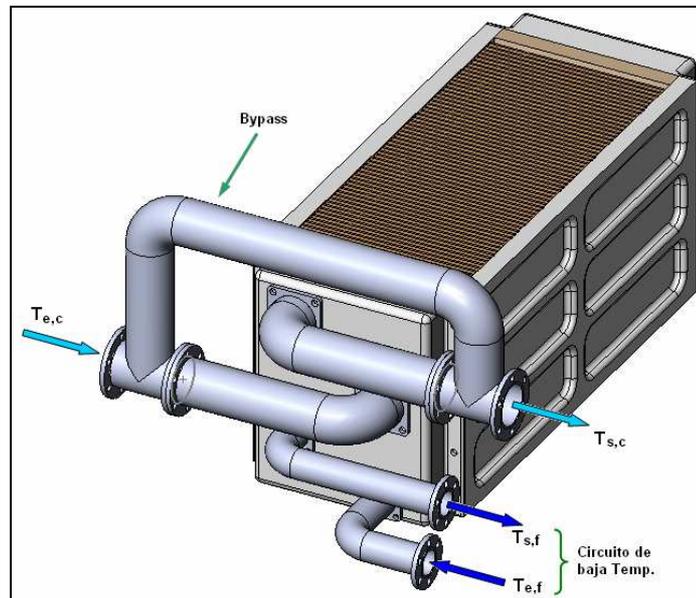


Figura 4.2. Ejemplo de modificación en circuito de alta temperatura para reducir flujo de agua, de entrada (con bypass).

4.3.2. Modificaciones físicas.

a. Aumento en el diámetro de los tubos.

El uso de tubos con el menor diámetro posible en un intercambiador de calor, sugiere el aumento en la eficiencia del intercambiador, ya que la relación área/volumen en un tubo cilíndrico sube al disminuir el diámetro del tubo. Sin embargo al reducir el diámetro de los tubos se produce un aumento en la resistencia al paso de los fluidos, por el interior.

Con el aumento en el diámetro de los tubos, se obtendrá una disminución considerable en la velocidad y número de Reynolds del flujo de agua, tabla 4.12. Sin embargo, esta modificación implica una variación en las temperaturas de salida de los fluidos, la que no es significativa para los requerimientos del motor.

Tabla 4.12. Ejemplo de modificación en diámetros, de los tubos.

Carga Motor [%]	Tubo		Agua de refrigeración				$Q_{Transf. Calor}$ [kW]	
	d_{int} [mm]	d_{ext} [mm]	T_e [°C]	T_s [°C]	\dot{Q}_{agua} [m ³ /h]	u_{agua} [m/s]		
Circuito de alta temperatura								
	100	10	12	79	87	100	3,2748	867,4513
A	100	13	16	79	86,95	100	1,9377	864,0337
B	100	14	18	79	86,90	100	1,6708	858,1783

Modificar el diámetro de los tubos implica cambiar todos los tubos, de doce milímetros de diámetro, por otros de mayor diámetro y un espesor distinto a los originales.

b. Cambio en el material de los tubos.

Es importante en la selección del material su resistencia a la corrosión, causada por la naturaleza de los fluidos en contacto con el tubo, tanto en el interior como en el exterior. Un tubo ideal no produce incrustaciones, permite usar altas velocidades en los fluidos y es de un espesor mínimo y de alta conductividad térmica.

El intercambiador de calor en estudio utiliza tubos de aleación de Cobre, específicamente Cupro Níquel. Es una aleación con excelente resistencia a la corrosión por agua de mar, con buenas propiedades mecánicas y alta conductividad. Existen distintas variantes de estas aleaciones, siendo las mas comunes 90-10 y 70-30, estas aleaciones presentan pequeñas cantidades de Hierro (Fe) y Manganeso (Mn) para mejorar la resistencia al flujo de agua y a la erosión por partículas.

La aleación presente en el intercambiador de calor es Cupro Níquel 90-10. Sin embargo, la aleación 70-30 presenta las mismas características que la 90-10, pero además ofrece una excelente resistencia a la corrosión a altas velocidades del flujo y en mayores rangos de temperatura.

Por lo tanto, una manera de mejorar la resistencia a la corrosión en estas aleaciones, es incrementar el contenido de Níquel, por que se incrementa la resistencia iónica de los films protectores de los productos de la corrosión (la acción de los iones cloruros presentes en el agua de mar o ambiente marino).

Tabla 4.13. Composición química del Cupro Níquel.

	Cobre (Cu)	Níquel (Ni)	Hierro (Fe)	Manganeso (Mn)	Plomo (Pb)	Zinc (Zn)
Cupro Níquel 90-10						
Min	Resto	9,0	1,0			
Max		11,0	1,8	1,0	0,05	1,0
Cupro Níquel 70-30						
Min	Resto	29,0	0,4			
Max		33,0	1,0	1,0	0,05	1,0

c. Modificación en el colector de entrada, del agua.

La modificación del colector tiene por objetivo, reducir la resistencia al flujo presente en la entrada de los tubos del circuito de alta temperatura. En el intercambiador de calor en estudio, la base para esta propuesta de modificación, es debido a que el colector recibe el flujo de agua en un ángulo de 90° .

Por lo cual una alternativa de modificación es; redirigir el flujo en la misma dirección de los tubos y para ello sería necesario un rediseño del colector, y alguna modificación en el circuito de agua.

Otra alternativa, que combinada con la anterior, es aumentar el tamaño del colector para así reducir aun más la resistencia al flujo.

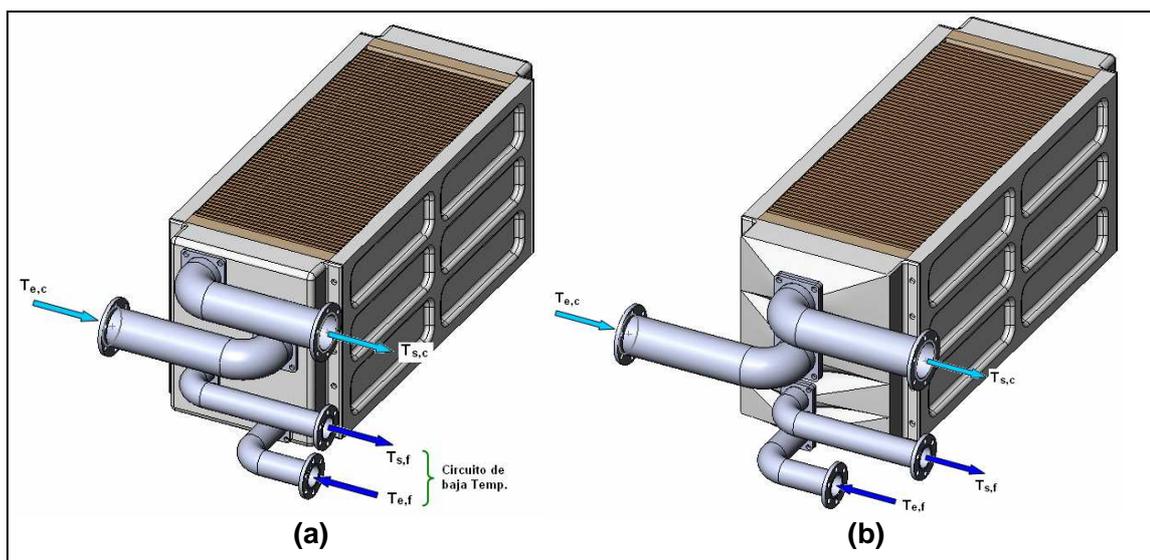


Figura 4.3. Ejemplo de modificación en el colector de agua; a colector original, b propuesta de colector.

Capítulo 5: CONCLUSIONES

Digitalizar el análisis térmico del intercambiador de calor, por medio del software EES, es muy útil para evaluar la capacidad térmica del intercambiador, ante la variación de los parámetros operacionales o físicos. La evaluación térmica se realizó a partir de los parámetros operacionales obtenidos desde el informe de la puesta en marcha del motor, debido a que pudo comprobarse la sensibilidad del intercambiador de calor ante la variación en la temperatura de los fluidos.

Al modificar el diámetro de los tubos, incrementando dichas dimensiones, se comprobó que las causas del deterioro pueden ser atribuibles a las características del fluido ante un diámetro muy pequeño (12 mm), lo que arroja altos valores de velocidad ($3,27\text{ m/s}$) y número de Reynolds ($92972,89$) para el agua en el interior de los tubos del circuito de alta temperatura. En base a que la eficiencia térmica del equipo no se ve alterada al incrementar el diámetro (16 mm) y los valores de velocidad ($1,94\text{ m/s}$) y número de Reynolds ($71497,04$) disminuyen, se puede decir que existe un subdimensionamiento del intercambiador de calor. Esta es una modificación viable, sin embargo, en conjunto con el cambio en la aleación de los tubos, a Cupro Níquel 70-30. Resulta ser la propuesta de modificación más factible debido a un mayor porcentaje de Níquel, el que incrementa la resistencia del material ante la corrosión, permitiendo una mayor velocidad del flujo.

La propuesta de modificación operacional, sería; bajar la temperatura y reducir el flujo de agua en la entrada del circuito de alta temperatura. Para reducir el flujo es necesario intervenir el circuito de agua, creando un bypass para desviar parte del agua desde la entrada hacia la salida del intercambiador, en el circuito de alta temperatura.

Por último, las modificaciones planteadas pueden ser evaluadas en el procedimiento de cálculo presentado en este estudio. Las variaciones o porcentajes de error presentes en la comparación del calor transferido, según la ecuación termodinámica y de transferencia de calor, son producto de la resistencia de incrustaciones en las paredes de los tubos las, que no son consideradas como un factor en sí, por la bibliografía utilizada para el análisis.

Capítulo 6: BIBLIOGRAFIA

- SPRINGER VERLAG. 1992. V.D.I. Heat Atlas.
- REINALDO SANCHEZ A. 2000. Apuntes Transferencia de Calor.
- HOLMAN J.P. 1998. Transferencia de Calor. McGraw-Hill.
- CENGELS YUNUS. 2004. Transferencia de Calor. 2ª ed. McGraw-Hill.
- INCROPERA DE U.I.T. Fundamentos de Transferencia de Calor.
- MOTOREN-WERKE MANNHEIM A.G. (DEUTZ M.W.M). Instrucciones de Manejo TBD 645.
- PFÜTZER. 1997. DEUTZ M.W.M. Informe de recepción de Motor TBD 645.