

UCLV
Universidad Central
"Marta Abreu" de Las Villas



FIMI
Facultad de
Ingeniería Mecánica
e Industrial

Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías Ambientales

TRABAJO DE DIPLOMA

Diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD)

Autor: Ranmy González Cartas

Tutor: Dr. C. Oscar Cruz Fonticiella

Consultante: Ing. Yanan Camaraza Medina

Santa Clara, junio, 2018
Copyright©UCLV

Este documento es Propiedad Patrimonial de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, y se encuentra depositado en los fondos de la Biblioteca Universitaria “Chiqui Gómez Lubian” subordinada a la Dirección de Información Científico Técnica de la mencionada casa de altos estudios.

Se autoriza su utilización bajo la licencia siguiente:

Atribución- No Comercial- Compartir Igual



Para cualquier información contacte con:

Dirección de Información Científico Técnica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas.
Carretera a Camajuaní. Km 5½. Santa Clara. Villa Clara. Cuba. CP. 54 830

Teléfonos.: +53 01 42281503-1419

PENSAMIENTO

“No intente convertirse en un hombre de éxito, sino más bien intente convertirse en un hombre de principios.”

Albert Einstein

DEDICATORIA

A mis padres por todo el cariño y confianza que me han brindado en cada momento. Quienes son los mayores merecedores de este resultado; y siempre tuvieron fe en mí. Para ustedes, sin lugar a duda, va este premio.

A mi hermana, quien en un futuro deseo que se convierta en una profesional de éxito.

A Yanisley, por regalarme su apoyo y amor, en estos últimos años, aun los momentos más difíciles.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, por el apoyo y sacrificio de tantos años.

A mi tutor, por su dedicación y por ofrecerme su sabiduría.

A Yanan Camaraza, por brindarme sus consejos útiles y oportunos.

A todos los que de una forma u otra han influido en mi desarrollo como estudiante.

A mis hermanos de Logia, por brindarme paz, amor y fraternidad.

Y no por último deja de ser menos importante, a la Revolución Cubana, por ofrecerme esta oportunidad de estudiar.

TAREA TÉCNICA

1. Realizar una búsqueda bibliográfica acerca de los sistemas de condensación para plantas de potencia en el mundo.
2. Calcular los parámetros principales del sistema ACC a partir del uso del método de la LMTD.
3. Confeccionar el diseño conceptual del sistema, incluyendo la selección de los equipos y materiales tecnológicos requeridos, y sus capacidades y características.
4. Realizar un análisis de costo del equipo diseñado.

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza el diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica, teniendo en cuenta el uso de la correlación de *Zhukauskas* (1972) para el flujo externo y la correlación de *Chato* (1960) para el flujo interno. Para ello, se investigó acerca de la novedad de estos equipos en el ámbito internacional. Se tuvo en cuenta para el diseño, la temperatura media anual del aire durante el año 2017 obteniéndose un área total de transferencia de calor de 15 541 [m²], un coeficiente global de transferencia de calor de 31,39 [W/m²-K] y una temperatura de salida del aire igual a 47,41 [°C]. Se realiza un análisis para los días más extremos, obteniéndose para el día más frío, que el equipo es capaz de vencer la potencia requerida, en cambio, para el día más cálido, este no es capaz de vencer dicha potencia, por lo que se optó por variar la velocidad del aire y el flujo másico del mismo para vencer la potencia requerida. El principal resultado de este trabajo es el diseño del ACC, el cual se propone esté compuesto por seis ventiladores capaces de mover cada uno un flujo de 432 000 m³/h y posea dimensiones de 8 x 9,6 m. El diseño del ACC se realizó teniendo en cuenta que el costo de instalación de este aerocondensador sobrepasa en 1 613 196 USD el valor del mantenimiento de las torres evaporativas húmedas, el costo de mantenimiento del ACC equivale 3,43 % del costo de las torres evaporativas y consume 1 296 kW, equivalente a 1 447 502 USD/año.

ABSTRACT

In the present work, the design of a condensation system using air-cooled condensers (ACC) for 20 MW power plants in Cuba is made, based on the Logarithmic Mean Temperature Difference method, taking into account the use of the correlation of Zhukauskas (1972) for the external flow and the correlation of Chato (1960) for the internal flow. For this, it was investigated about the novelty of this equipment in the international scope. The mean annual air temperature during 2017 was taken into account for the design, obtaining a total heat transfer area of 15 541 [m²], an overall heat transfer coefficient of 31,39 [W/ (m²-K)] and an air outlet temperature equal to 47,41 [°C]. An analysis is made for the most extreme days, obtaining for the coldest day, that the team is able to overcome the power required, however, for the warmest day, it is not able to overcome this power, so it is chose to vary the speed of the air and the mass flow of the same to overcome the required power. The main result of this work is the ACC design, which is composed of six fans capable of moving each a flow of 432 000 m³/h and has dimensions of 8 x 9,6 m. The design of the ACC was made taking into account that the installation cost of this air condenser exceeds in 1 613 196 USD the maintenance value of the wet evaporative towers, the maintenance cost of the ACC equals 3,43% of the cost of the evaporative towers and consumes 1 296 kW, equivalent to 1 447 502 USD / year.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1. Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia.....	5
1.1 Introducción	5
1.2 Sistemas de condensación en plantas de generación de vapor	5
1.2.1 Sistemas de condensación húmedos.....	7
1.2.2 Sistemas de condensación secos	9
1.2.3 Resumen cualitativo de los sistemas de condensación húmedos y secos...	12
1.2.4 Características principales de los ACC	15
1.2.5 Tubos de aleta alta	19
1.3 Intercambiadores de calor	23
1.3.1 Transferencia de calor en tubos aleteados.....	23
1.3.2 Condensación en tubos inclinados.....	24
1.3.3 Tubos elípticos	28
1.3.4 Gases no condensables.....	29
1.4 Pautas de diseño	30
1.4.1 Distribución del flujo de aire	30
1.4.2 Velocidad del aire.....	30
1.4.3 Estándares de construcción	31
1.5 Conclusiones parciales	31
CAPÍTULO 2. Materiales y métodos para el diseño.....	33
2.1 Introducción	33
2.2 Arreglo de tubos.....	33
2.3 Método analítico para el diseño	34

2.3.1	Flujo interno.....	37
2.3.2	Flujo externo.....	38
2.3.3	Coefficiente global de transferencia de calor.....	42
2.4	Conclusiones parciales	45
CAPÍTULO 3. Análisis y discusión de los resultados		47
3.1	Introducción	47
3.2	Propiedades de los tubos	47
3.3	Propiedades de los fluidos de trabajo	49
3.3.1	Propiedades del vapor de agua.....	49
3.3.2	Propiedades del aire de entrada al aerocondensador.....	51
3.4	Cálculos y resultados.....	57
3.4.1	Cálculo de la potencia térmica a disipar	57
3.4.2	Cálculo del área de transferencia de calor	57
3.4.3	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos	59
3.4.4	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior	63
3.4.5	Cálculo del rendimiento de las aletas.....	64
3.4.6	Factores de ensuciamiento	66
3.4.7	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	66
3.4.8	Iteraciones.....	67
3.5	Análisis operativo del diseño	69
3.5.1	Invierno.....	69
3.5.2	Verano.....	72
3.6	Consumo del aerocondensador.....	77
3.6.1	Dimensiones del aerocondensador	77

3.6.2	Estimación consumo eléctrico del aerocondensador	79
3.7	Análisis económico	81
3.7.1	Costo de instalación	81
3.7.2	Consumo eléctrico del aerocondensador	82
3.7.3	Mantenimiento	82
3.7.4	Tratamiento de agua	82
3.8	Conclusiones parciales	83
CONCLUSIONES		84
BIBLIOGRAFÍA		86
ANEXOS		91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Clasificación del sistema de enfriamiento.	7
Figura 1. 2 Sistema de enfriamiento de PC.	8
Figura 1. 3 Sistema de enfriamiento con TE.	9
Figura 1. 4 Sistema de enfriamiento con AE.	10
Figura 1. 5 Sistema de enfriamiento con TS.	11
Figura 1. 6 Sistema de enfriamiento con ACC.	12
Figura 1. 7 Aerocondensador de convección forzada.	15
Figura 1. 8 Aerocondensador convección inducida.	16
Figura 1. 9 Aerocondensador configuración en "A".	17
Figura 1. 10 Principio de funcionamiento de un aerocondensador.	18
Figura 1. 11 Tubos con aletas altas: (a) aletas en L, (b) aletas en G, (c) aletas con surcos en los hombros y (d) aletas en E (bimetálicas). I-fin es.	22
Figura 2. 1 Arreglo triangular de tres filas de tubos.	33
Figura 2. 2 Esquema del balance de masa del aerocondensador.	34
Figura 2. 3 Gráfica de temperatura del aerocondensador.	34
Figura 2. 4 Rendimientos de aletas anulares de perfil rectangular	44
Figura 3. 1 Tubo de aleta alta extruida.	48
Figura 3. 2 Esquema del tubo aleteado	48
Figura 3. 3 Representación de la eficiencia de una aleta.	65
Figura 3. 4 Esquema de la estructura en "A" del aerocondensador.	77
Figura 3. 5 Esquema del aerocondensador	78
Figura 3. 6 Plano del ventilador axial vertical DTF (R) - 2 400 - 14.	79
Figura 3. 7 Curvas características y consumo del ventilador DTF (R) 2 400 - 14	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Comparación cualitativa entre sistemas de enfriamiento.....	13
Tabla 2. 1 Constantes C1 y m para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 20 o más líneas.	40
Tabla 2. 2 Factor de correlación C2 para $NL \leq 20$ y $ReD > 103$	40
Tabla 2. 3 Factores de incrustación representativos.....	43
Tabla 3. 1 Dimensiones de los tubos de aleta alta extruida.....	48
Tabla 3. 2 Propiedades térmicas del Aluminio 1060-O.....	49
Tabla 3. 3 Propiedades de fluido interno de trabajo.....	50
Tabla 3. 4 Temperaturas de Matanzas en 2017.....	52
Tabla 3. 5 Temperaturas respectivas para los días, caluroso y frío.....	55
Tabla 3. 6 Propiedades del aire seco a 29,18 °C y presión atmosférica.....	57
Tabla 3. 7 Variación del coeficiente de transferencia de calor interno.....	61
Tabla 3. 8 Valores de U_o y $T_{aireOut}$ obtenidos para cada iteración.....	68
Tabla 3. 9 Parámetros de diseño del aerocondensador.....	69
Tabla 3. 10 Propiedades del aire para cada hora del día del 29 de enero de 2017.....	70
Tabla 3. 11 Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 29 de enero de 2017.....	71
Tabla 3. 12 Propiedades del aire para cada hora del día 7 de agosto de 2017.....	73
Tabla 3. 13 Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 7 de agosto de 2017.....	74
Tabla 3. 14 Velocidad del aire necesaria para distintas horas del día, manteniendo U de diseño.....	76
Tabla 3. 15 Dimensiones del ventilador axial vertical DTF (R) - 2 400 - 14.....	79

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 Temperaturas registradas en la provincia de Matanzas en el año 2017	54
Gráfico 2 Temperatura en Matanzas, 7 de agosto de 2017	56
Gráfico 3 Temperatura en Matanzas, 29 de enero de 2017.....	56
Gráfico 4 Comportamiento de T_w al variar el coeficiente de convección interno (h_{TP}).....	62
Gráfico 5 Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 29 de enero de 2017	72
Gráfico 6 Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 7 de agosto de 2017	75
Gráfico 7 Comportamiento del caudal de aire	76

LISTA DE SÍMBOLOS Y NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área total de transferencia de calor	[m ²]
ACC	Condensador enfriado por aire (por sus siglas en inglés)	[·]
A_c	Área total de la sección transversal	[m ²]
AE	Aeroenfriadores	[·]
A_e	Área exterior de un tubo	[m ²]
A_f	Área efectiva de transferencia de calor de la aleta	[m ²]
A_i	Área interior de un tubo	[m ²]
A_p	Área de perfil de aleta corregida	[m ²]
C_1	Constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica	[·]
C_2		
$C_{p\text{aire}}$	Calor específico del aire a presión constante	[J/kg-K]
D_e	Diámetro exterior del tubo	[m]
D_i	Diámetro interior del tubo	[m]
e_f	Espesor de la aleta	[m]
e_t	Espesor de la pared del tubo	[m]
g	Aceleración de la gravedad	[m/s ²]
G_s	Tasa de flujo másico por área	[m ²]
$h_{\text{cond.}}$	Entalpía del agua condensada	[kJ/kg]
h_f	Entalpía del vapor a la salida de la turbina	[kJ/kg]
h_f	Altura de la aleta	[m]
h'_{fg}	Entalpía de vaporización corregida	[kJ/kg]
h_{TP}	coeficiente de transferencia de calor para medios en dos fases	[W/m-K]
k	Conductividad térmica	[W/m ² -K]
L	Longitud del tubo	[m]
L_c	Longitud de aleta corregida	[m]
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica (por sus siglas en inglés)	[°C]

m	Constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica	[·]
m_{aire}	Flujo de aire de enfriamiento	[kg/s]
m_{vapor}	Flujo de vapor a la salida de la turbina en condiciones diseño	[kg/s]
N_f	Número de aletas por unidad de longitud del tubo	[aletas/m]
N_{ftubo}	Número de aletas totales por tubo	[·]
N_t	Número total de tubos	[·]
$N_{u,l}$	Número de <i>Nusselt</i> liquido	[·]
$N_{u,v}$	Número de <i>Nusselt</i> vapor	[·]
PC	Paso continuo	[·]
Pr_v	Número de <i>Prandtl</i> para el vapor	[·]
Pr_{aire}	Número de <i>Prandtl</i> del aire	[·]
Pr_s	Número de <i>Prandtl</i> para la temperatura del aire en la superficie del tubo	[·]
Q	Flujo de energía térmica disipada	[W]
Q_{aire}	Caudal de aire de enfriamiento	[m ³ /s]
Re	Número de <i>Reynolds</i>	[·]
r_1	Radio exterior de la base de la aleta	[m]
r_2	Radio exterior de la aleta	[m]
S_{aire}	Sección de paso del aire	[m ²]
S_D	Espaciados diagonal	[m]
S_L	Espaciado longitudinal	[m]
S_T	Espaciado transversal	[m]
TE	Torre evaporativa	
$T_{ent.,aire}$	Temperatura del aire a la entrada del aerocondensador	[°C]
$T_{ent.,vap.}$	Temperatura de entrada del vapor en las condiciones de diseño de la turbina	[°C]
T_g	Temperatura de saturación de la película líquida	[°C]
TS	Torres secas	
$T_{sal.,aire}$	Temperatura del aire a la salida del aerocondensador	[°C]

$T_{sal,cond.}$	Temperatura de salida del condensado	[°C]
T_w	Temperatura de la pared del tubo	[°C]
U	Coefficiente global de transferencia de calor	[W/m ² -K]
V_{aire}	velocidad de circulación del aire	[m/s]
x	Calidad del vapor	[%]

Letras del alfabeto griego

η_w	Eficiencia de la superficie aleteada	[%]
η_f	Eficiencia de una aleta	[%]
θ	Ángulo de inclinación con respecto a la horizontal	[°]
μ	Viscosidad dinámica del líquido o vapor	[kg/m-s]
ρ_{aire}	Densidad del aire	[kg/m ³]
ρ_l	Densidad del líquido	[kg/m ³]
ρ_v	Densidad vapor	[kg/m ³]

INTRODUCCIÓN

El incremento de la demanda energética en el mundo ha orientado el diseño de centrales eléctricas con instalaciones innovadoras, surgiendo en la actualidad numerosas propuestas de proyectos de generación en localidades que anteriormente eran descartadas por su limitación de recursos de agua para el sistema de enfriamiento (Arellano, 2011).

Muchas plantas se ven obligadas a cambiar las leyes ambientales y la presión pública, para adaptar las instalaciones de generación de energía existentes a sistemas de agua de refrigeración de circuito cerrado o incluso a opciones de refrigeración en seco, en lugar de continuar con agua de refrigeración fluvial u oceánica. En las regiones áridas en particular, simplemente no hay suficiente agua disponible para satisfacer simultáneamente las necesidades de las plantas de energía y las personas. (Véase POWER, enero de 2008, "Los suministros más costosos y escasos dictan que las plantas térmicas tengan menos sed") (Putman & Jaresch, 2012).

Tras evaluarse varios proyectos de ciclo a vapor en zonas que, debido a la escasez de los recursos hidráulicos no se tenían en cuenta, es necesario incorporar sistemas de enfriamiento secos en sustitución de los tradicionales sistemas húmedos.

El aerocondensador surge como la tecnología de mayor auge en las plantas de generación de vapor, al sustituir el tradicional condensador de superficie y el sistema de enfriamiento asociado al mismo con un solo equipo que cumple con el proceso de condensación y enfriamiento al mismo tiempo (Arellano, 2011). En los anexos 1a y 1b se aprecian algunos de los diversos proyectos donde se usan aerocondensadores como sistemas de condensación.

En los últimos años, hay muchas más razones para considerar el enfriamiento en seco en general, y el condensador enfriado por aire (ACC) en particular, que sólo la falta de agua disponible. Por ejemplo, existen altos indicadores de que las aplicaciones de enfriamiento en seco se están convirtiendo en una opción de diseño de central eléctrica estándar. Incluso, las áreas con abundantes recursos hídricos, como Inglaterra, Irlanda, Bélgica, Luxemburgo y el norte de Italia (anexo 1c), están adoptando la tecnología. La

mayor planta de ciclo combinado en Europa tiene una potencia de 1 200 MW y utiliza un condensador refrigerado por aire (Putman & Jaresch, 2012). También en América hay varias de ellas con potencia similares, por ejemplo, en New México (Alamogordo), EUA., en Palo Seco, Estado de California, EUA, la Tucumán en Argentina, entre otras (Arellano, 2011).

Por otro lado, las aplicaciones de enfriamiento en seco en los EE. UU., no se han limitado a las regiones áridas, sino que también se han especificado para las plantas ubicadas en las zonas oriental, septentrional y montañosa, donde el agua suele ser más abundante (anexo 1d) (Putman & Jaresch, 2012).

En los trabajos de *Bredell* (2016) auspiciados por *la California Federal Energy Commission*, se establecen los reglamentos para el empleo de ACC en plantas de potencia en los EUA. Este reglamento flexibiliza la ubicación de las CTE, no en función de la fuente de abasto de agua, sino más cerca de las fuentes de energía (carbón, crudo, etc.).

En China, al igual que en otros lugares del mundo, ya no es necesario ubicar un sitio de planta cerca de una fuente de agua si se selecciona ACC. El reglamento chino 20-18/2016 establece estas pautas sobre la flexibilización en la instalación de las CTE que operen con ACC. En cambio, la ubicación puede optimizarse con respecto a las líneas de transmisión y las líneas de distribución de gas (para plantas de ciclo combinado) o las líneas de ferrocarril (para plantas a carbón). En China, las plantas de combustibles sólidos generalmente se encuentran cerca de las minas de carbón, lo que explica el reciente interés de ese país en la refrigeración por aire. Las autoridades de este país, están muy preocupadas por seguir haciendo hincapié en sus suministros de agua y han adoptado el enfriamiento en seco para muchas de sus nuevas plantas de energía. De hecho, China ha instalado condensadores enfriados por aire en más de 35 000 MW de su floreciente flota de nuevas plantas y ha dominado el mercado en instalaciones durante los últimos años (Putman & Jaresch, 2012).

China es el país líder en el mundo en el empleo de esta tecnología, según *Xiaoze et al.* (2018) al cierre del 2017 existían en este país más de 200 plantas de potencia media

(300 - 600 MW) que emplean esta tecnología de condensación, sustentado fundamentalmente en la flexibilidad que brinda en la ubicación de la CTE.

Según *Li et al.* (2018), al cierre del primer trimestre del 2018 superaban los 75 000 MW de potencia instalada que emplean fundamentalmente ACC.

La disminución de disponibilidad de los recursos hídricos no es una cuestión ajena para Cuba, por tanto, es necesario y urge realizar un uso racional y adecuado de los mismos. Estudios recientes llevados a cabo por el Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos (INRH) confirman que desde el 2009 al 2016 el déficit de agua ha crecido en un 27,2 %, teniéndose que la carencia del vital líquido ascendía al cierre del 2016 a 1 420 Mm³ (Sistema informativo de la TVC, 2017). Es válido destacar que en Cuba se estableció la ley 124/2017 que prohíbe el empleo de cotas de agua superiores a los 20 l/s en zonas declaradas con cotas hidrostáticas críticas.

Para lograr una disminución del consumo de los recursos hídricos es de vital importancia tener en cuenta los sistemas de enfriamiento que actualmente se están empleando.

Una alternativa tecnológica a tener en cuenta para afrontar la situación expuesta anteriormente lo constituye la instalación de aerocondensadores como sistemas de enfriamiento en las posibles bioeléctricas a instalar en Cuba (ver anexo 2), puesto que estos tienen el potencial de casi eliminar el uso del agua de la planta de energía, según criterios de los miembros de la CELAC, en el seno de la Reunión regional de expertos CELAC, 25 y 26 septiembre 2016 (CELAC, 2016).

Por tanto, el presente proyecto de investigación persigue como:

Objetivo general

Diseñar un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD).

Objetivos específicos

1. Valorar el estado del arte de los sistemas de condensación para plantas de generación de energía en el mundo.

2. Calcular los parámetros principales del sistema ACC a partir de la utilización del método de la LMTD.
3. Confeccionar el diseño conceptual del sistema.
4. Realizar un análisis de costo del equipo diseñado.

La estructura del trabajo de diploma responderá a los objetivos específicos de la investigación mediante tres capítulos organizados de la siguiente forma:

Capítulo 1: Este capítulo analiza de forma detallada las características principales de los ACC, ya sea, los tubos utilizados para este tipo de equipo, así como los tipos de aletas que generalmente se usan para su construcción, también se realiza una revisión de la literatura para presentar el estado actual de la investigación acerca de la transferencia de calor. La revisión bibliográfica está comprendida en dos momentos, en un primer momento, se centra en la transferencia de calor en tubos aleteados y en un segundo momento, acerca de la condensación en tubos inclinados. Por último, se exponen las pautas para el diseño de los ACC.

Capítulo 2: Este capítulo analiza los materiales obtenidos para este estudio. También describe detalladamente el modelo analítico donde se utiliza la correlación desarrollada por *Chato* (1960) para los cálculos de flujo interno y la correlación desarrollada por *Zhukauskas* (1972) se utiliza para el flujo externo, y se aplican las ecuaciones para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

Capítulo 3: En este capítulo se obtienen los resultados y posteriormente se realizan un análisis detallado de estos, donde se efectúan variaciones para determinar el diseño óptimo de este equipo.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

CAPÍTULO 1. Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

1.1 Introducción

En el desarrollo de toda investigación científica resulta de vital importancia realizar un profundo análisis bibliográfico sobre el tema a tratar, ya que esta constituye la base que sustenta el proceso investigativo; además se hace indispensable para una mayor comprensión realizar un estudio profundo de los referentes teóricos que en materia de este tema han sido abordados por diferentes especialistas.

En este capítulo se pueden conocer las bases teóricas relacionadas con los sistemas de enfriamiento para plantas de potencia, a partir de una revisión bibliográfica de materiales con información actualizada acerca del tema en cuestión.

Para cumplir con la finalidad de este capítulo, se realiza una revisión detallada de las características principales de los ACC, ya sea, los tubos utilizados para este tipo de equipo, así como los tipos de aletas que generalmente se usan para su construcción, también se realiza una extensa revisión de la literatura para presentar el estado actual de la investigación acerca de la transferencia de calor. La revisión bibliográfica está comprendida en dos momentos, en un primer momento, se centra en la transferencia de calor en tubos aleteados y en un segundo momento, acerca de la condensación en tubos inclinados. Por último, se exponen las pautas para el diseño de los ACC y la estructura lógica para el diseño.

1.2 Sistemas de condensación en plantas de generación de vapor

El intercambio de calor es un proceso decisivo en la eficiencia del ciclo. Aproximadamente el 90 % del calor extraído en un ciclo de potencia se hace a través del sistema de enfriamiento (Li & Priddy, 1985), un criterio similar es manejado en el trabajo de Bustamante et al. (2016). El calor rechazado proveniente de la turbina de vapor, se libera a la atmósfera a partir del sistema de enfriamiento, el cual, dependiendo de las

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

condiciones ambientales, realiza este intercambio a partir de sistemas de circulación de agua o enfriamiento directo con el medio ambiente.

Existen diversos sistemas de enfriamiento, estos se clasifican comúnmente en sistemas de enfriamiento húmedos y sistemas de enfriamiento secos, los cuales varían extensamente en relación a la cantidad de agua retirada del ambiente y cantidad de agua consumida por el sistema (Black & Veatch, 2003).

Los sistemas húmedos involucran la reposición constante de agua, como lo son el sistema de paso continuo y las torres de enfriamiento, mientras los sistemas secos no requieren de reposición constante de agua para su funcionamiento. Estos son el aerocondensador, el aeroenfriador y las torres secas, estas últimas normalmente son empleadas en centrales nucleares por sus altos costos de instalación (Arellano, 2011) (Butler & Grimes, 2014) (GEA Heat Exchangers; GEA Power Cooling Inc., 2012).

Los sistemas de enfriamiento se clasifican en dos grandes grupos, como se muestra en la figura 1.1, dependiendo del requerimiento del uso de agua y la cantidad de equipos que requieran:

1. Según el requerimiento de agua

- Sistemas húmedos: Requieren reposición constante de agua, ya sea el caudal completo requerido o la reposición parcial del caudal manejado por el sistema de enfriamiento.
- Sistemas secos: No requieren de la incorporación de agua constante al sistema, son equipos que realizan el intercambio calórico a partir del aire del ambiente.

2. Según la cantidad de equipos

- Sistemas directos: Requieren únicamente del equipo principal para la condensación.
- Sistemas indirectos: Adicional al equipo de condensación primario (condensador) es requerido un sistema de enfriamiento adicional que permita extraer el incremento de temperatura del fluido de enfriamiento.

*Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores
enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia*

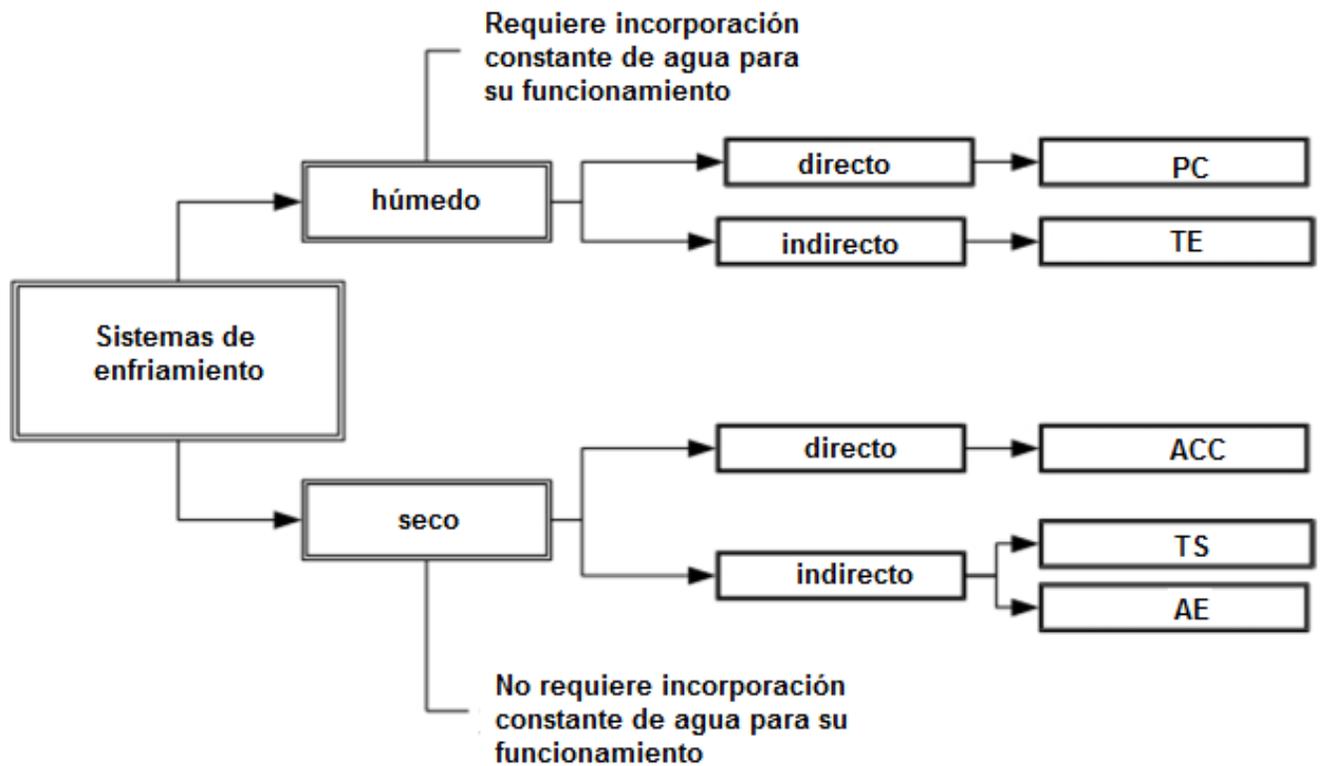


Figura 1. 1 Clasificación del sistema de enfriamiento.

Fuente: Tomado de *Li & Priddy*, 1985.

1.2.1 Sistemas de condensación húmedos

Comúnmente empleado cuando la instalación se encuentra cercana a una fuente de suministro de agua, ya sean ríos, mares o lagos, juega papel protagónico en su selección las condiciones del medio ambiente y las restricciones ambientales impuestas en protección al ecosistema.

1.2.1.1 Sistema de condensación húmedo directo (PC)

El sistema de enfriamiento de paso continuo (figura 1.2), consiste en condensar el vapor proveniente de la turbina de vapor con un condensador de superficie el cual realiza el intercambio de calor con agua que toma de un cuerpo de agua y la retornan a este luego de ser usada, por lo cual el agua no recircula por el sistema en ningún momento.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

Estos sistemas utilizan grandes volúmenes de agua la cual es descargada después de ser empleada en el proceso de enfriamiento; por lo tanto, un abastecimiento de agua abundante a una temperatura convenientemente baja es requerido al instalar este tipo de sistema de enfriamiento (Li & Priddy, 1985).

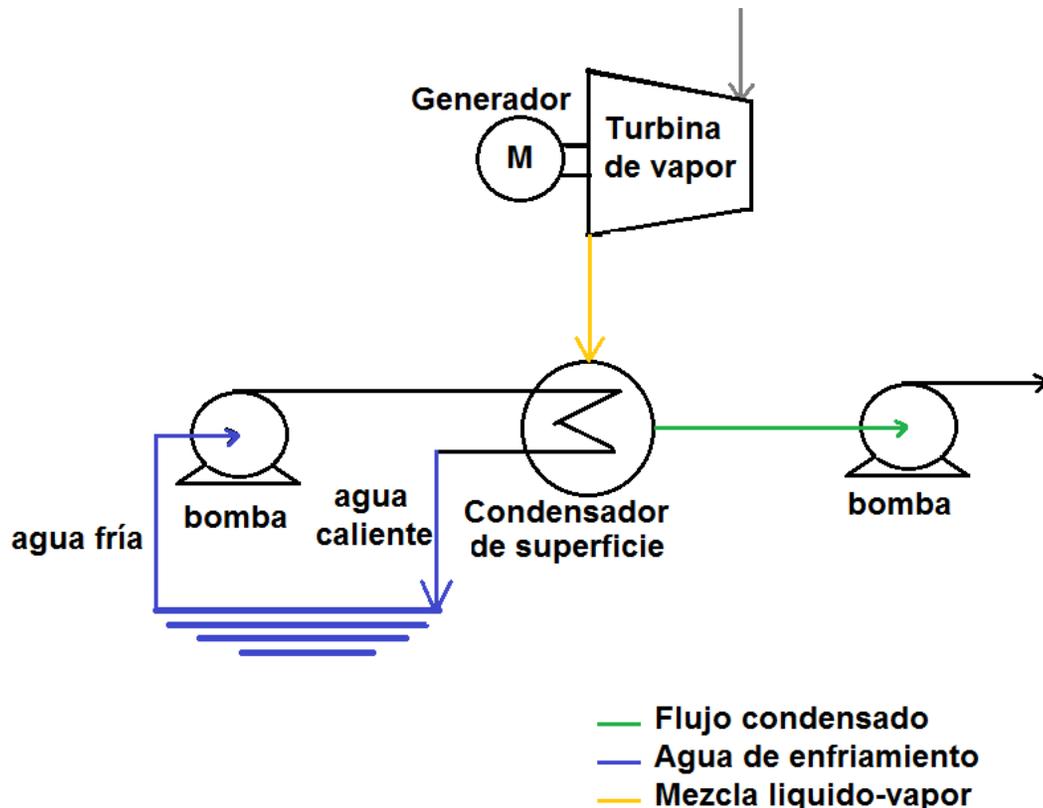


Figura 1. 2 Sistema de enfriamiento de PC.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos tomados de *Li & Priddy, 1985*.

1.2.1.2 Sistema de condensación húmedo indirecto (TE)

El enfriamiento del agua con torre húmeda o evaporativa (figura 1.3), tiene su fundamento en el fenómeno de evaporación, el enfriamiento ocurre cuando el agua caliente proveniente del condensador de superficie, es introducida en el domo de la torre por medio de vertederos o por boquillas que pulverizan el agua, permitiendo una mayor distribución del agua caliente. Dicha agua cae a través de la torre poniéndose en contacto directo con una corriente de aire que fluye, a una temperatura inferior a la

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

temperatura del agua caliente; en esas condiciones, el agua se enfría por transferencia de masa (evaporación) y por transferencia de calor sensible y latente del agua al aire, lo anterior origina que la temperatura del aire y su humedad aumenten y que la temperatura del agua descienda; la temperatura límite de enfriamiento del agua es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre. Finalmente, el agua es vertida en bandejas de donde se retornará al ciclo de circulación de agua.

Este sistema requiere una incorporación constante de agua al existir pérdida por evaporación, purga constante de los drenajes debido a las altas concentraciones de sales e impurezas y pérdidas por arrastre del aire inducido en la torre (Li & Priddy, 1985).

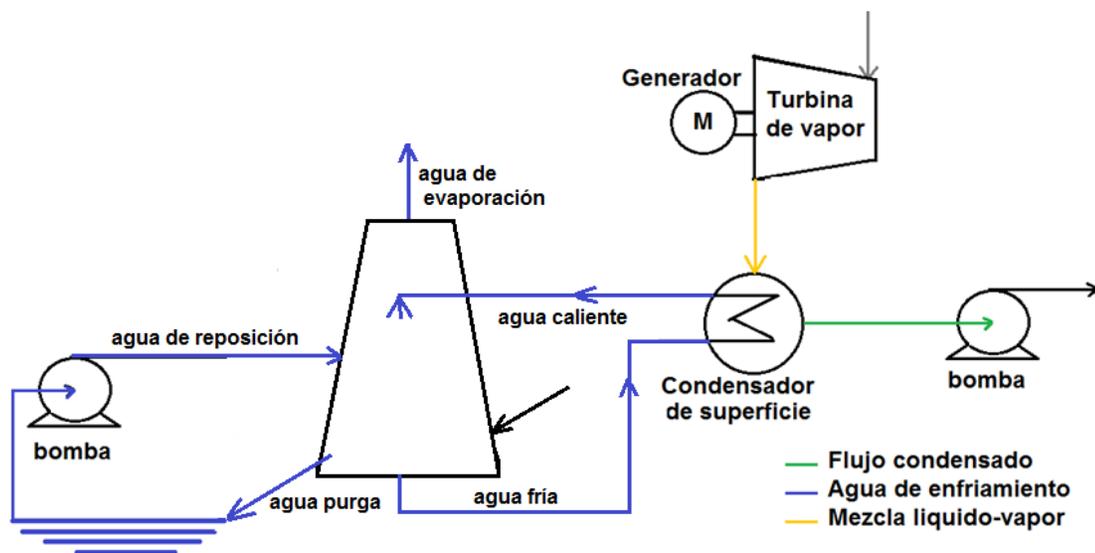


Figura 1. 3 Sistema de enfriamiento con TE.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos tomados de *Li & Priddy, 1985*.

1.2.2 Sistemas de condensación secos

En todos los sistemas de enfriamiento seco, el fluido caliente fluye por unos delgados tubos mientras se transfiere calor al aire externo en movimiento, bien sea por conducción o convección. A diferencia de las torres de enfriamiento húmedas, no hay evaporación, por lo tanto, no se requiere suministro constante de agua (Nagel & Wurtz, 2006).

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

1.2.2.1 Sistema de condensación con AE

El sistema de enfriamiento con aroenfriador (figura 1.4), es clasificado como un sistema de enfriamiento indirecto el cual combina un equipo de enfriamiento tipo radiador con un condensador de superficie. El sistema requiere de un condensador para condensar el vapor muerto procedente de la salida de la turbina y de un equipo de enfriamiento "aeroenfriador" que se encarga de realizar el intercambio calórico del fluido de enfriamiento empleado por el condensado con el medio ambiente. El enfriamiento ocurre cuando el agua de enfriamiento caliente proveniente del condensador de superficie es introducida en un radiador de tubos aleteados en el cual se realiza el intercambio calórico con el aire que lo atraviesa. El mismo cuenta con ventiladores de tiro forzado o inducido que permite la circulación del aire a través de los tubos aleteados que componen el aroenfriador (Nagel & Wurtz, 2006).

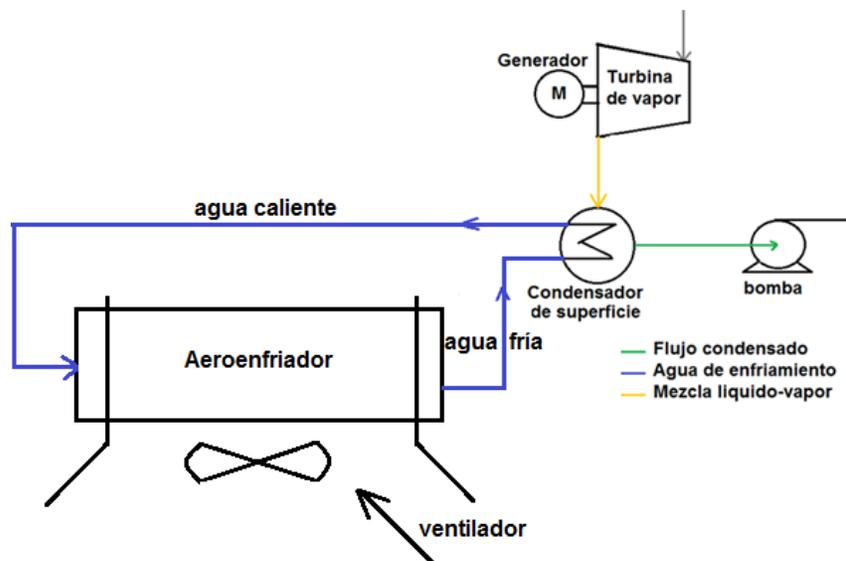


Figura 1. 4 Sistema de enfriamiento con AE.

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos tomados de *Li & Priddy*, 1985.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

1.2.2.2 Sistema de condensación con TS

El sistema de enfriamiento con torre seca (figura 1.5), es clasificado como un sistema de enfriamiento indirecto el cual combina una torre de refrigeración seca con un condensador de vapor de superficie o de contacto directo.

Dicho sistema de enfriamiento es particularmente adecuado para las grandes centrales de energía. Por lo cual es comúnmente empleado en centrales de generación nuclear.

El vapor de escape de la turbina se condensa en el condensador de superficie o de chorro, el cual se emplea un circuito de agua de refrigeración secundario para expulsar el calor que proviene del agua de refrigeración al aire ambiental a través de las baterías de aletas de las torres de refrigeración de tiro natural. El vapor condensado vuelve al circuito de la caldera. Las baterías de refrigeración están horizontalmente inclinadas dentro de la carcasa de la torre o verticalmente dispuestas en la circunferencia de la torre (GEA Heat Exchangers; GEA Power Cooling Inc., 2012).

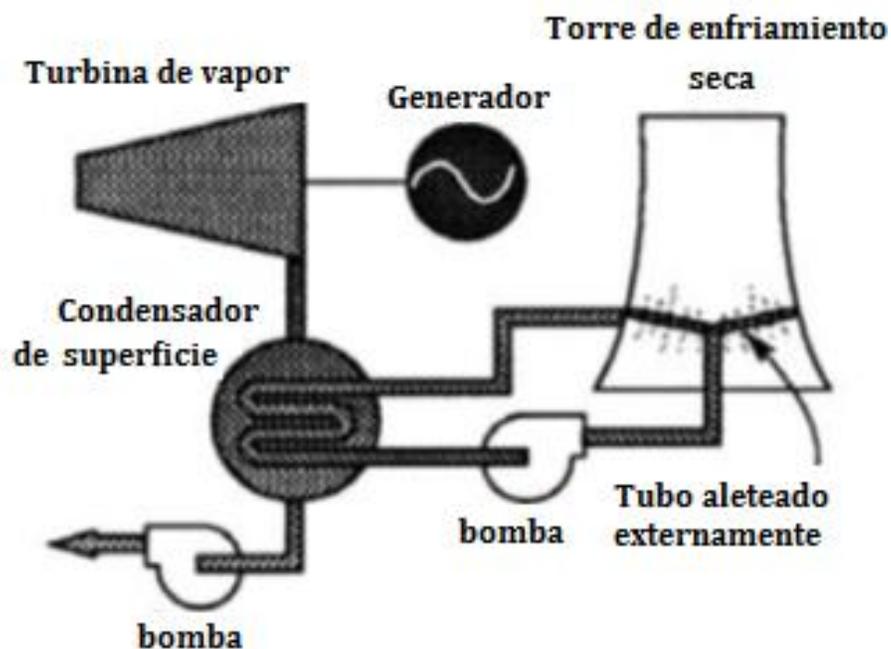


Figura 1. 5 Sistema de enfriamiento con TS.

Fuente: *Power Magazine*, a McGraw-Hill publication.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

1.2.2.3 Sistema de condensación con ACC

El sistema de enfriamiento con aerocondensadores (figura 1.6), es clasificado como un sistema de enfriamiento directo, su funcionamiento se basa en el intercambio de calor entre el aire atmosférico y el vapor muerto procedente de la salida de la turbina. En él, el vapor proveniente de la turbina se condensa y luego retorna al circuito de alimentación de la caldera. El aerocondensador comprende una colección de tubos aleteados agrupados en módulos y montados en forma de "A" o "V" en soportes estructurales en acero galvanizado (Nagel & Wurtz, 2006).

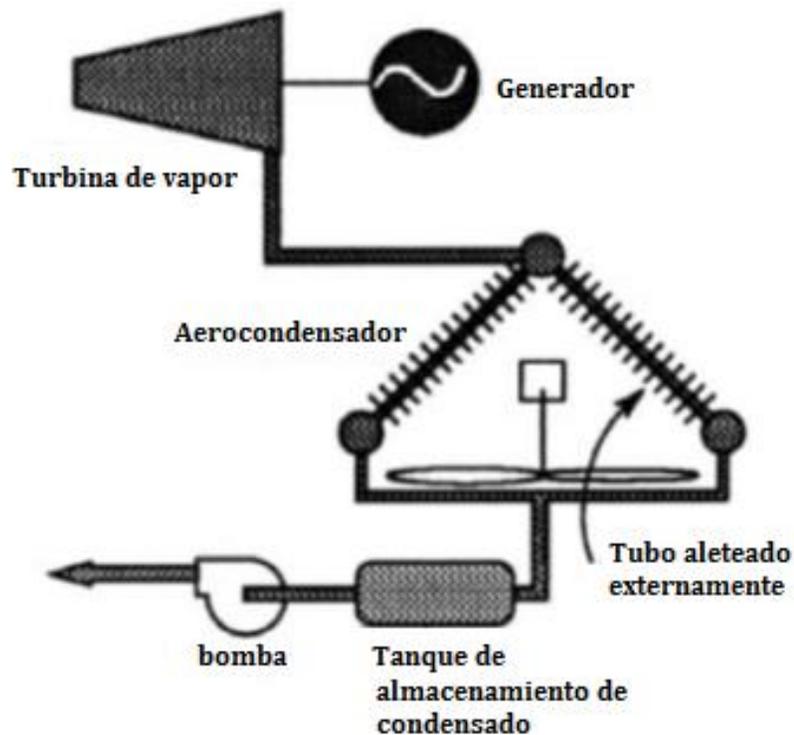


Figura 1. 6 Sistema de enfriamiento con ACC.

Fuente: Tomado de *Power Magazine*, a *McGraw-Hill publication*.

1.2.3 Resumen cualitativo de los sistemas de condensación húmedos y secos

En la tabla 1.1 se muestran de forma resumida, algunos de los parámetros por el cual se puede realizar una comparación entre los diversos sistemas de enfriamiento anteriormente expuestos.

*Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores
enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia*

Tabla 1. 1 Comparación cualitativa entre sistemas de enfriamiento.

Sistema de enfriamiento Parámetros	Húmedo		Seco		
	PC	TE	TS	ACC	AE
Localización respecto a fuentes de agua	Muy restringido	Restringido	Flexible	Flexible	Flexible
Pérdida de agua	-	++	()	()	()
Reposición de agua	+++	+	()	()	()
Requerimiento constante de agua	+++	+	()	()	()
Descarga de agua contaminada	x	x	O	o	o
Recirculación de aire	o	o	O	x	x
Emisión de vapores	o	x	O	o	o
Emisión de ruido	()	+	-	+++	+++
Impacto visual	-	-	+++	+++	+++
Eficiencia del ciclo	+++	+++	-	-	-
Tipo de condensador requerido	De superficie	De superficie	Superficie o chorro	Ninguno	De superficie
Requerimiento de energía auxiliar	-	+	-	+++	+++
Costo del equipo	+	+	+++	+++	+++
Costo de operación y mantenimiento	++	+++	-	-+	-+
Tiempo de vida	< 10 años	< 10 años	> 30 años	> 30 años	> 30 años
Superficie de construcción	-	+	+++	+++	+++

Fuente: Elaboración propia.

Leyenda:

(-) Bajo; (- +) Bajo Medio; (+) Medio; (+ +) Medio alto; (+++) Alto; () Ninguno(a); (x) Si; (o) No.

Luego de observar lo expuesto en la tabla 1.1, se muestra en el anexo 4 la metodología para la selección de los sistemas de enfriamiento según los parámetros correspondientes.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

Actualmente son varias las razones para que sea de vital importancia la selección de un sistema de enfriamiento seco con aerocondensador, según lo planteado por Nagel & Wurtz (2006); algunas de estas razones pueden ser:

- Las regulaciones ambientales que impiden el incremento de temperatura en los ríos y mares como consecuencia de descargas de agua a temperaturas que puedan afectar al ecosistema.
- Escasez de fuentes cercanas de agua disponibles para la central de generación.
- En varios países las leyes y normas ambientales son altamente impositivas en referencia a la descarga de vapor de agua a la atmósfera, éste inconveniente queda completamente eliminado con los aerocondensadores.
- Flexibilidad en la ubicación de la central eléctrica, la planta ya no tiene que ser situada cerca de una fuente de agua. La ubicación puede ser optimizada en lo que respecta a la red eléctrica, la red de distribución de gas (centrales de ciclo combinado), lugares donde el carbón se encuentre disponible evitando los excesivos costes de transporte (centrales térmicas de carbón) o, finalmente, donde el costo de la tierra sea más económico.
- Incremento potencial de vida del sistema debido al mantenimiento reducido, al no utilizarse productos químicos para el tratamiento del agua. Se evitan los posibles problemas causados por la aparición de *legionella*¹ en los cuerpos de agua de extracción o por la incrustación de sólidos no deseados dentro de equipo.
- Menor tiempo de entrega de permisos para la planta de energía. Actualmente los países poseen un mayor número de requerimientos para aprobar la construcción de plantas de generación, dichos trámites se encuentran sujetos a procedimientos administrativos muy estrictos. La flexibilidad en el sitio de ubicación, la ausencia

¹ Bacteria Gram negativa con forma de bacilo. Viven en aguas estancadas con un amplio rango de temperatura. Su crecimiento se ve favorecido por la presencia de materia orgánica. Requiere oxígeno para respirar y posee un flagelo para desplazarse.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

de requerimientos de fuentes de agua cercanas, así como la eliminación de vapor de agua a la atmósfera permite acelerar la obtención de los requisitos gubernamentales. Esta ventaja es importante cuando se desea comenzar la construcción en el menor tiempo posible (Nagel & Wurtz, 2006).

1.2.4 Características principales de los ACC

El aerocondensador está comprendido por paneles de tubos aleteados agrupados juntos en módulos y montados en un marco con configuración en “A” o en “V” en una estructura de soporte de acero.

Una primera clasificación de los condensadores en función del sistema de impulsión de aire, puede ser convección natural o forzada. En los condensadores de tiro forzado (figura 1.7), los ventiladores se instalan debajo de los haces de tubos donde el aire está a la temperatura ambiente aparte de tener un menor consumo de energía para el mismo flujo másico de aire si el sistema es de tiro inducido (figura 1.8). Otra ventaja de los aerocondensadores de tiro forzado es que las temperaturas que deben soportar las palas del ventilador son menores que las del tiro inducido al estar estos debajo de los tubos aleteados. Dentro de esta primera clasificación de los aerocondensadores podemos encontrar diversas configuraciones posibles (Kröger, 2004).

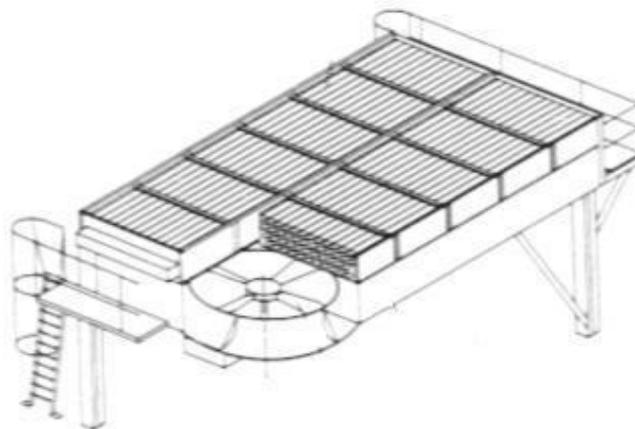


Figura 1. 7 Aerocondensador de convección forzada.

Fuente: Tomado de Kröger, 2004.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia



Figura 1. 8 Aerocondensador convección inducida.

Fuente: Tomado de *Kröger*, 2004.

En la convección forzada se disponen los ventiladores debajo de los haces de tubos e impulsan aire hacia estos. En la convección inducida el aire es arrastrado desde arriba por los ventiladores, obteniendo un flujo de aire menor que para el caso anterior.

Como la velocidad de salida del aire en los condensadores de convección inducida es baja, entre 2,5 y 3,5 m/s, el sistema es susceptible de formación de penachos calientes, los cuales forman islas de calor que son arrastradas por el viento circundante y reduce drásticamente la eficiencia del ciclo. Es por esto que es necesaria la colocación de vallas que impidan esta recirculación. Estos equipos son menos susceptibles a las condiciones atmosféricas. Los haces de tubos de convección forzada están más expuestos a lluvia, viento, etc. aparte de tener un flujo de aire menos uniforme que los sistemas de tiro inducido, debido a estas condiciones ambientales.

Para condensadores de gran tamaño la superficie de tubos se inclina un cierto ángulo, unos 60° con respecto a la horizontal. Esta configuración se denomina comúnmente de tipo "A" (figura 1.9) (*Kröger*, 2004).

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia



Figura 1. 9 Aerocondensador configuración en "A".

Fuente: Tomado de *Kröger*, 2004.

1.2.4.1 Principio de operación de los ACC

Los aerocondensadores consisten en haces de tubos dispuestos horizontal u oblicuamente encima del ventilador. El fluido caliente pasa por dentro de los tubos mientras que el aire refrigerante fluye a través de los tubos aleteados. Se suele colocar un muro que evita la recirculación del aire caliente a los ventiladores.

Se emplea un proceso de condensación en vacío, que permite llevar a cabo una condensación eficiente y confiable. En este proceso, el vapor es primeramente llevado desde la turbina de vapor hasta el aerocondensador en donde entra en flujo paralelo a los paneles de tubos aleteados por la parte superior. El vapor es parcialmente condensado en los módulos de flujo paralelo siendo el vapor restante guiado a través de los cabezales inferiores en contraflujo a los paneles de tubos aleteados a un punto en donde se completa la condensación, como se muestra en la figura 1.10.

El condensado sale de los tubos a un colector y luego es recogido en un tanque de condensado antes de ser bombeado al circuito convencional de alimentación de la caldera.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

Los aerocondensadores para plantas de potencia, operan bajo vacío. El aire y otros fluidos no condensables están presentes en el vapor debido a diversas fuentes, incluyendo la falta de sistemas de filtrado en el área de la turbina de vapor. Estos fluidos no condensables son evacuados en una sección separada del aerocondensador llamada “*dephlegmator*”. Este dispositivo se conecta a la bomba de vacío o a los eyectores de aire con el fin de remover lo no condensable a la atmósfera (Nagel & Wurtz, 2006).

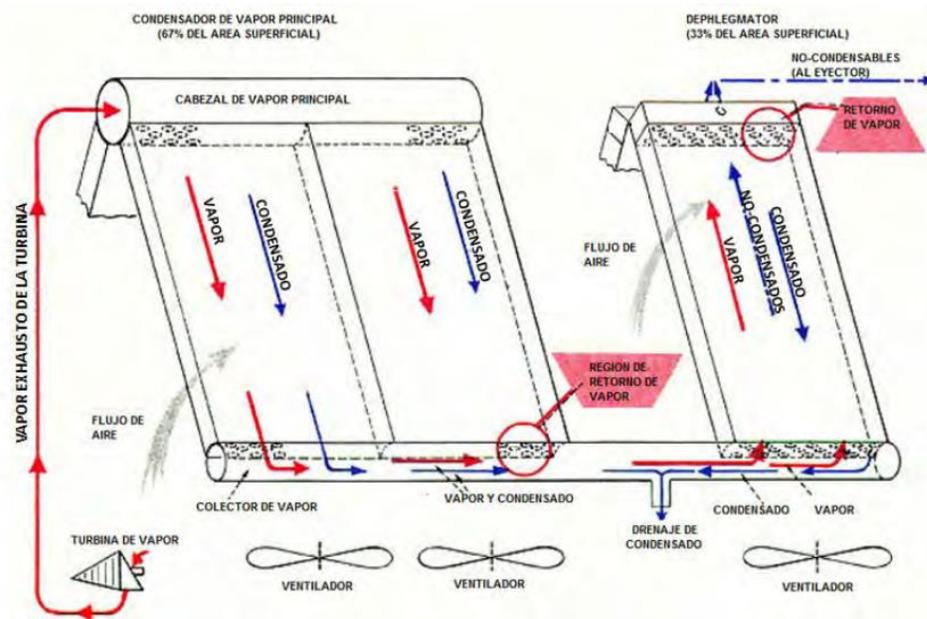


Figura 1. 10 Principio de funcionamiento de un aerocondensador.

Fuente: Tomado de Kröger, 2004.

Cada fila de condensadores de marco en forma de “A” consta de un número de celdas. Una única celda ACC tiene tubos con aletas dispuestos en paralelo a lo largo de las paredes inclinadas de la unidad de marco en A. Los diseños actuales de células ACC utilizan una sola fila de tubos con aletas, cada tubo consiste a su vez en un canal rectangular de acero al carbono con aletas de aluminio (Kröger, 2012). El vapor entra en la celda ACC a través del conducto de vapor grande, se condensa a medida que fluye por los tubos inclinados que forman las paredes del marco en forma de A, y luego se recoge en una línea de condensado en el fondo. Una celda ACC típica tiene una huella

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

de 12 x 12 m, con tubos con aletas de 9 a 12 m de largo y un ángulo de vértice de 60 grados (Kröger, 2012). Cada tubo con aletas tiene dimensiones aproximadas de 25 x 190 mm, con aletas de 25 mm de altura (Kröger, 2012). El aire es conducido a través de los bancos de tubos y aletas por grandes ventiladores de flujo axial de aproximadamente 9 m de diámetro (Kröger, 2012). Los condensadores de ACC se colocan generalmente 20-50 m sobre el nivel del suelo, y son encerrados por las paredes de viento para reducir efecto local de la isla de calor que se convierte el ACC (Kröger, 2012).

1.2.5 Tubos de aleta alta

Los tubos con aletas se utilizan casi siempre en intercambiadores enfriados por aire para compensar el bajo nivel del coeficiente de transferencia de calor del aire. Se usan aletas radiales (anulares) dispuestas en un patrón helicoidal a lo largo del tubo. La altura de la aleta es significativamente mayor que la de los tubos de aleta baja utilizados en los intercambiadores de carcasa y tubos. Por lo tanto, este tipo de tubería se conoce como tubería de aleta alta. Hay varios tipos de tubos de aleta alta disponibles, que incluyen:

- Aletas integrales
- Bimetálico
- Aleta con tensión
- Aleta integrada
- Aleta soldada

La tubería con aletas integrales (*K-fin*) se fabrica mediante la extrusión de las aletas del tubo metálico. Es generalmente hecho de cobre o aleaciones de aluminio que son relativamente suaves y fáciles de trabajar. Como las aletas son integral con el tubo de raíz, el contacto térmico perfecto está garantizado bajo cualquier condición de operación.

Los tubos bimetálicos (*E-fin*) consisten en un tubo interior, o forro, y un tubo exterior, o manga. El tubo interno puede estar hecho de cualquier material de tubería y tiene las mismas dimensiones que la tubería de los intercambiadores de calor estándar. El tubo exterior está integralmente aleteado y generalmente está hecho de aleación de aluminio.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

El grosor de la manga debajo y entre las aletas suele ser de 0,04 a 0,05 in (0,001016 a 0,00127 m). Como el contacto entre dos tubos no es perfecto, hay una resistencia de contacto en la interfaz entre los tubos. A pesar de que esta resistencia es despreciable a bajas temperaturas, puede llegar al 10-25% de la resistencia térmica total en operaciones que implican altas temperaturas del fluido en el lado del tubo. Por lo tanto, este tipo de tubería no se recomienda para temperaturas del lado del tubo por encima de 600 °F (315,6 °C).

La tubería con aletas con tensión es ampliamente utilizada debido a su costo relativamente bajo. Las aletas se forman enrollando una tira del material de la aleta alrededor del tubo bajo tensión. La tira de metal puede ser cualquiera recta (borde-herida o I-aleta) o doblada en la forma de L (*L-footed* o *L-fin*) como se muestra en la figura 1.13. La última configuración proporciona más área de contacto entre la tira de aleta y la superficie del tubo y también ayuda a proteger la pared del tubo de la corrosión de la atmósfera. Mejor adhesión y corrosión la protección puede lograrse superponiendo los "pies" de la L (aleta LL). La tira de metal es sometida a deformación controlada bajo tensión para proporcionar un buen contacto entre la tira y la pared del tubo. Los collares en ambos extremos del tubo mantienen la tira de aleta en su lugar y mantienen la tensión. Sin embargo, dado que las aletas se mantienen en su lugar únicamente por la tensión en la banda de metal, se pueden aflojar por operación a altas temperaturas o por ciclos de temperatura. Por lo tanto, este tipo de tubería se usa para servicios continuos con temperaturas del lado del tubo por debajo de 400 °F (204,4 °C) (por debajo de 250 °F (121°C) en el caso de *I-fin*).

La tubería de aleta empotrada (*G-fin*) está hecha al enrollar una tira del metal de la aleta en una ranura helicoidal maquinada en la superficie del tubo y luego asegurando la tira en su lugar rellenando la ranura con el tubo metálico. Este tipo de tubo es mucho más robusto que el tubo con tensión y es ampliamente utilizado por esta razón. Es aplicable para temperaturas del lado del tubo de hasta 750 °F (398,9 °C) y en servicios que involucran operación cíclica. Como se muestra en la figura 1.13, la tubería de aleta con ranura en el hombro es un tipo de tubos con aletas incrustadas que combina las

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

características de los tubos en L y G. Para acomodar la ranura en la superficie, se usa un grosor de pared adicional de 1 BWG para tubos con aletas incrustadas. Por lo tanto, para los hidrocarburos líquidos, normalmente se usan 13 tubos BWG en lugar de 14 tubos BWG.

La tubería de aleta soldada se realiza al enrollar primero un recorrido del material de la aleta alrededor del tubo bajo tensión. El metal de la aleta y el tubo se unen por soldadura fuerte. Este enlace metalúrgico minimiza la resistencia de contacto y permite el funcionamiento en condiciones más severas de lo que es posible con el tubo estándar incrustado o tensado. Se admiten temperaturas del lado del tubo de hasta 1000 °F (537,8°C) con aletas de cobre y hasta 1500 °F (815,6 °C) con aletas de acero inoxidable.

Además de aflojar las aletas, la corrosión en la base de estas, puede causar una disminución del rendimiento de un intercambiador de calor refrigerado por aire, deteriorándose estas con el tiempo. Los tubos aleteados con tensión son los más susceptibles a la corrosión ya que la humedad puede penetrar entre el material de la aleta y la pared del tubo, incluso con aletas superpuestas (LL). La tubería de aletas incrustadas es menos susceptible a la corrosión de la raíz de la aleta, mientras que la tubería bimetálica es muy resistente a la corrosión (Serth, 2007).

Para intercambiador con aletas altas

La característica común de aletas de este tipo es que estas son construidas de aluminio delgado, comúnmente de 0.5 mm (0.02 in) de espesor y entre 12 y 25 mm (0.5 a 1 in) de alto. El área de amplificación con la densidad de la aleta usualmente entre 275 a 430 aletas/m (7 a 11 aletas/in) está en el orden de 10 a 20. El aluminio normalmente se usa como el material de la aleta debido a su alta conductibilidad térmica y el costo relativamente bajo (Hewitt, 1998).

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

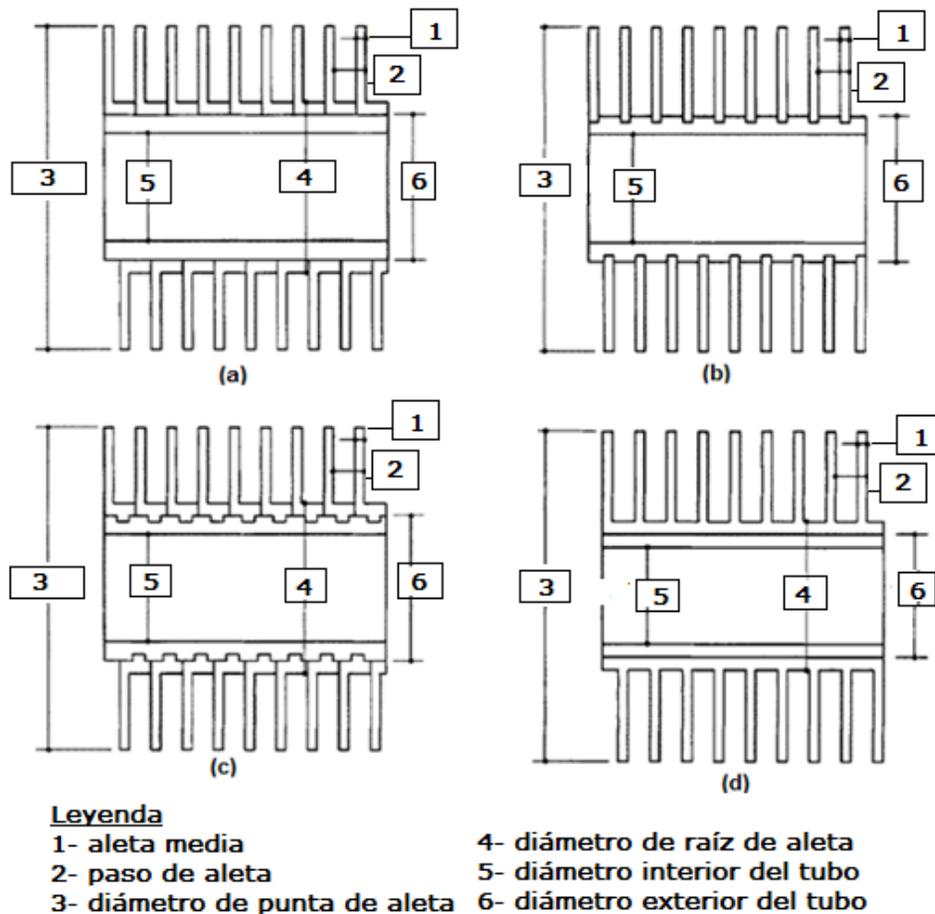


Figura 1. 11 Tubos con aletas altas: (a) aletas en L, (b) aletas en G, (c) aletas con surcos en los hombros y (d) aletas en E (bimetálicas). I-fin es.

Fuente: Extraído de Serth, 2007.

El diseño del haz de tubo suele ser triangular con una separación de 0,125 a 0,375 pulgadas (0,003175 a 0,009525) entre las puntas de las aletas. Creciente la holgura reduce la caída de presión en el lado del aire, pero aumenta el tamaño del haz de tubos. Los tubos están dispuestos en haces rectangulares poco profundos con el número de filas de tubos generalmente entre tres y seis. Se usa una pequeña cantidad de filas de tubos para mantener baja la caída de presión en el lado del aire

La principal diferencia entre los diseños de ACC de diferentes proveedores se encuentra en los detalles del intercambiador de calor y sus tubos con aletas. Básicamente existen

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

dos tipos de intercambiadores de calor: de una hilera y de varias hileras. Hay muchos argumentos con respecto a las ventajas de cada concepto. También hay tres formas de tubo disponibles en el mercado: redondo, ovalado y plano. Los tubos ovalados y planos son los más sofisticados y funcionan mejor en casi todas las condiciones.

La forma de la aleta también varía entre proveedores. Algunos tipos de aletas son menos susceptibles a las incrustaciones y son mecánicamente más resistentes en condiciones transitorias. Las aletas de mejor calidad tienen una fuerte unión al tubo desnudo, lo que garantiza una vida útil similar a la de las plantas de energía.

El último factor de diseño importante es el material seleccionado para los tubos con aletas. Las aletas de aluminio soldadas en tubos desnudos planos recubiertos con aluminio, o paquetes de tubos con aletas galvanizadas ovaladas, son generalmente reconocidas como las dos tecnologías más confiables para uso en plantas de energía (Serth, 2007).

1.3 Intercambiadores de calor

Se realiza una revisión bibliográfica que permite desarrollar el estado del arte de la transferencia de calor. Dicha revisión está comprendida en dos momentos, primeramente, se centra en la transferencia de calor en tubos aleteados y posteriormente, se hace referencia a la condensación en tubos inclinados.

1.3.1 Transferencia de calor en tubos aleteados

Los coeficientes de transferencia de calor a través de haces de tubos con aletas individuales en flujo cruzado fueron estudiados en detalle por *Briggs & Young* (1963). El objetivo de su experimento fue proporcionar una correlación para el coeficiente de transferencia de calor en función del número de filas de tubos. También se recopilaron datos para determinar la película de aire. Esta solo es válida para $2\,000 < Re < 20\,000$ y números de filas de tubos mayores de seis. El coeficiente de transferencia de calor se ve afectado por el espesor de la aleta y el paso del tubo.

Luego *Gray & Webb* (1986) realizaron un estudio, mejorando la correlación *Briggs & Young* (1963), logrando así que su correlación con el número de *Nusselt* para cruzar un

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

haz de tubos funciona para cualquier cantidad de filas de tubos; teniendo en cuenta la altura de la aleta, el grosor, el espaciado y el diámetro de la raíz, para obtener resultados precisos.

El flujo transversal también fue estudiado por *Gray & Webb* (1986). Utilizaron técnicas de regresión múltiple para desarrollar una correlación para el número de *Nusselt* sobre un haz de tubos con aletas de placa. Su correlación solo se puede aplicar a haces de tubos con cuatro o más filas. Sin embargo, *Gray & Webb* (1986) también desarrollaron un factor de multiplicación para el efecto de fila, si el número de filas es menor que cuatro.

Según la investigación de *Gray & Webb* (1986), la correlación desarrollada por *Briggs & Young* (1963) también puede aplicarse a tubos con aletas de placas si se supone que las puntas de las aletas se tocan.

También se ha estudiado una correlación del coeficiente de transferencia de calor de flujo cruzado para haces de tubos con aletas para varios tipos de aletas. *Hofman*, et al. (2007), estudiaron las geometrías de aletas en forma de *U* y en forma de *U* en aletas cerradas y sólidas. El objetivo principal de su estudio fue investigar la diferencia entre la transferencia de calor y la caída de presión en las aletas cerradas y sólidas, así como el efecto de diversas geometrías. Llegaron a la conclusión de que el aumento de la altura de la aleta conduce a un menor coeficiente de transferencia de calor, mientras que no se registraron diferencias sustanciales para los dos tipos de aletas.

Se comparte la idea de *Briggs & Young* (1963), en cuanto a la determinación de una correlación para los coeficientes de transferencia de calor a través de haces de tubos con aletas individuales en flujo cruzado, en función del número de filas de tubos; siendo este el criterio más completo, puesto que no posee limitantes en cuanto al número de filas de los haces de tubos, a diferencia de lo planteado por *Gray & Webb* (1986); además se considera el más adecuado a esta investigación.

1.3.2 Condensación en tubos inclinados

La condensación en tubos inclinados se ha estudiado desde la década de 1960 cuando *Chato* (1960), realizó su investigación doctoral sobre esta temática. Su investigación

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

demonstró que el aumento de la inclinación del flujo hacia abajo en tubos ligeramente inclinados condujo a un coeficiente de transferencia de calor mayor. El estudio de *Chato* se referencia con frecuencia y su correlación es la principal correlación en los cálculos de condensación.

Shah (1979), consideró tubos con 15 grados de inclinación con respecto a la horizontal y por cuyo interior circulaba un fluido con carácter descendente, para desarrollar una correlación adimensional para predecir un coeficiente de transferencia de calor de dos fases. La correlación se desarrolló a partir de un total de 15 puntos experimentales para el metanol y un total de 17 puntos experimentales para benceno, en orientaciones horizontales, verticales e inclinadas a 15 grados con diámetros que van desde 7 y hasta 40 mm. Este coeficiente de transferencia de calor mostró buenos acuerdos para la condensación de la película dentro de las tuberías en cualquier inclinación.

Kim & No (1999), estudiaron la correlación de *Shah* aún más, usándola para desarrollar su propia correlación para el coeficiente de transferencia de calor de dos fases para la condensación en un tubo vertical de mayor diámetro. Utilizaron temperaturas de la pared para desarrollar la correlación para la condensación de la película anular turbulenta (*Kim & No*, 1999). Para estas condiciones, el modelo de *Kim & No* se correlaciona mejor que el modelo de *Shah* (1979).

Años más tardes, la condensación en tubos inclinados fue estudiada por *Wüffel*, et al. (2003). Su estudio consideró principalmente la condensación de vapores orgánicos. Se desarrolló una correlación para el número de *Nusselt* del flujo en términos del ángulo de inclinación. Se estudió el espesor de la película y el coeficiente de fricción, así como su relación con el flujo controlado por cizalla. Según su estudio, el coeficiente de fricción no debe descuidarse durante los experimentos en flujo de dos fases (*Wüffel*, et al., 2003). Hoy en día, aún se están realizando investigaciones sobre la condensación en tubos inclinados, ya que el fenómeno sigue siendo un tema de interés.

Lips & Meyer (2011c), realizaron una extensa revisión de la literatura acerca de la condensación en tubos inclinados y concluyeron que hay una falta de estudios

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

experimentales para el sujeto. En su revisión, no solo resaltaron la importancia de comprender la relación entre los ángulos de inclinación y los patrones de flujo, sino también la relación del ángulo con la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor del flujo de dos fases.

Lips & Meyer (2011c), afirmaron que se necesitaban más estudios experimentales para desarrollar una mejor comprensión de este flujo, por lo que realizaron su propio estudio de condensación convectiva en un tubo liso inclinado, utilizando *R134a* como fluido de trabajo.

Su estudio se centró en dos partes; la relación del ángulo de inclinación con el patrón de flujo y el coeficiente de transferencia de calor (*Lips & Meyer, 2011a*), y la relación del ángulo con las fracciones vacías y las caídas de presión (*Lips & Meyer, 2011b*). Desde la primera parte de su estudio concluyeron que el patrón de flujo depende en gran medida del ángulo de inclinación para flujos de baja masa y / o bajas calidades de vapor. Por otro lado, los altos flujos de masa y las altas calidades de vapor dieron como resultado un anular constante flujo independientemente del ángulo de inclinación. La segunda parte de su estudio se centró en comparar sus resultados experimentales con las correlaciones de la literatura disponible. La caída de presión en el flujo ascendente vertical mostró un buen acuerdo con las correlaciones disponibles, mientras que ninguna correlación de la literatura predijo correctamente el flujo descendente.

Se encontraron resultados similares para la relación de fracción vacía. Más tarde, el par creó un modelo de flujo estratificado para la condensación convectiva en un tubo inclinado. Centrarón el experimento en encontrar el ángulo de inclinación óptimo que conduzca al coeficiente de transferencia de calor más alto para el flujo estratificado. Su experimento concluyó que la curvatura de la interfaz líquido-vapor es significativa para predecir el coeficiente de transferencia de calor. También encontraron que el ángulo de inclinación óptimo para el flujo descendente es de 45° cuando se tiene en cuenta la curvatura del líquido y el vapor (*Lips & Meyer, 2012*).

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

Meyer se unió a Dirker y Adelaja para investigar la condensación a diferentes temperaturas de saturación. Este estudio también usó R134a como fluido de trabajo en tubos inclinados lisos y mostró que el coeficiente de transferencia de calor disminuía al aumentar la temperatura de saturación en todos los ángulos de inclinación (Meyer, et al., 2013). El rango del ángulo de inclinación de -90° a 90° también fue estudiado por Akhavan-Behabadi, et al. (2007), cuando estudiaron la condensación dentro de un tubo de microcanales en los diversos ángulos de inclinación. Desarrollaron una correlación para el coeficiente de transferencia de calor dentro de un tubo de microcanal y concluyeron que, la inclinación afectaba fuertemente el coeficiente de transferencia de calor. De acuerdo con su estudio, el ángulo de inclinación afecta altamente los flujos de bajas calidades de vapor y bajas velocidades de masa.

La condensación de la película laminar se estudió en tubos con un diámetro inferior a 5 mm por Wang & Du (1999). Su estudio tuvo como objetivo explorar los efectos de diversas fuerzas en el proceso de condensación. Se creó un modelo para evaluar la importancia de estas fuerzas y concluyeron que el régimen de flujo no está formado por fuerzas de gravedad en tubos de diámetro pequeño.

Un estudio similar fue realizado por Wang, et al. 1998, donde se utilizaron tubos de diámetro pequeño para realizar experimentos visuales en patrones de flujo de diversas calidades de vapor R-11 en diferentes ángulos de inclinación. Llegaron a la conclusión de que la fuerza gravitacional afecta significativamente los patrones de flujo en la condensación en el tubo. Además, desarrollaron correlaciones que predicen la ubicación de transición del patrón de flujo.

Todos los autores hasta aquí estudiados, coinciden acerca del uso de la expresión de Chato (1960) para la obtención del coeficiente medio de transferencia de calor por condensación en el interior de tuberías horizontales.

Según plantea Camaraza et al. (2017), la ecuación de Chato posee como inconveniente el hecho que en su generalización fueron empleados puntos experimentales de diferentes fluidos, entre ellos el agua, aunque la gran mayoría de estos corresponden a refrigerantes.

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

Otro inconveniente de la expresión de Chato es que está limitada por la velocidad del agente de trabajo, siendo válida solamente para números de *Reynolds* menores de 3 500, evitando así la operación en la zona estratificada, con el consiguiente peligro de estancamiento de condensado en el interior del tubo. Este inconveniente es eliminado parcialmente en tuberías inclinadas, siempre que sean coincidentes las normales del flujo y las fuerzas gravitacionales. La ecuación de *Chato* considera que el vapor posee una velocidad despreciable, por lo que no ejerce influencia en el calentamiento del líquido estratificado en el fondo del tubo, y tampoco ejerce esfuerzo de arrastre sobre este.

Camaraza et al. (2017), plantea que, *Roshenow* generalizó datos experimentales y creó una corrección empírica nombrada en su honor, corrección empírica de *Roshenow*, la cual permite afectar al calor latente para tener en cuenta el efecto del subenfriamiento del vapor y el arrastre de este, y demostró que el empleo de su corrección en la ecuación de *Nusselt* permite un ligero incremento en la precisión de los resultados obtenidos.

En la actualidad, se desarrollan modelos y métodos para resolver el inconveniente existente en la ecuación de *Chato* (1960); es por ello que, en 2017, Camaraza et. al. (2017) planteó un modelo para darle solución al problema existente, este realizó una combinación de la relación diferencial del perfil de velocidades en el interior de un tubo y la solución de la ecuación diferencial de la distribución de temperaturas, afectando los resultados teóricos por la correlación empírica de *Roshenow*, obteniendo que los valores de transferencia de calor logrados a partir de su expresión con respecto a los datos experimentales se redujeron, contrariamente a lo obtenido a partir del uso de la expresión de *Chato* (1960).

1.3.3 Tubos elípticos

Chiou, et al. (1994), esperaban que los tubos elípticos proporcionaran coeficientes de transferencia de calor más elevados que los circulares debido a la diferente tensión superficial. Sin embargo, su estudio demostró que los efectos de la tensión superficial solo afectaron las características hidrodinámicas del tubo y el coeficiente de

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

transferencia de calor local. El efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor promedio fue casi insignificante.

A pesar de los hallazgos de *Chiou, et al (1994)*; *Hu & Chen (2005)* estudiaron la condensación de película turbulenta en tubos elípticos inclinados. Los principales aspectos de su investigación fueron el coeficiente de transferencia de calor y el grosor de la película de condensado local en los tubos elípticos. Su estudio concluyó que los tubos circulares se recomiendan para una condensación convectiva forzada, mientras que los tubos elípticos se recomiendan para la condensación convectiva natural.

En este trabajo solo se considerará la condensación convectiva en tubos circulares, ya que como se planteó anteriormente, los tubos circulares se recomiendan para una condensación convectiva forzada; teniendo en cuenta la finalidad de esta investigación y el análisis realizado sobre los aerocondensadores, los cuales son de tiro forzado, se concluye utilizar este tipo de tubos.

1.3.4 Gases no condensables

Factores como la concentración de gases no condensables causan una reducción en la transferencia de calor en los sistemas de condensación. *Caruso, et al. (2013)* estudiaron el efecto de los gases no condensables en el coeficiente de transferencia de calor local durante la condensación de vapor en tubos inclinados. Su estudio se realizó en un amplio rango de concentración de gases no condensables para evaluar la configuración óptima del sistema. Estos autores llegaron a la conclusión de que, con el aumento de los números de *Reynolds* de la mezcla de gases no condensables de vapor líquido, el coeficiente de transferencia de calor local aumenta. La correlación del coeficiente de transferencia de calor de la condensación de vapor de aire mixta pareció estar en buen acuerdo con sus resultados experimentales.

Caruso & Vitale Di Maio (2013) aplicaron una analogía de transferencia de calor y masa a la condensación con la presencia de gases no condensables en tubos inclinados. Desarrollaron una correlación basada principalmente en números adimensionales y la compararon con modelos desarrollados previamente. Se encontró un acuerdo cuando su

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

modelo fue verificado en comparación con el modelo creado por *Chato* (1960). Estaba claro que el modelo de *Chato* (1960) seguía siendo el mejor para la condensación dentro de los tubos.

1.4 Pautas de diseño

Diseñar un intercambiador de calor es una tarea que permite integrar conocimientos. Familiarizarse con el manejo de normas técnicas internacionales, obtener habilidades de salida del proceso de diseño que sistematiza las habilidades simples (comparar, definir, identificar, clasificar) para interpretar y predecir su funcionamiento en condiciones particulares de una nueva instalación, reconstrucción o ampliación.

La estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor se muestra en el anexo 5.

La etapa crítica del proceso es la modificación de los parámetros de diseño; dependiendo del diseño puede ser manual o utilizando un programa computacional. Si la modificación es manual dependerá de la experiencia y conocimiento del proceso físico del diseñador para lograr una rápida convergencia de un diseño aceptable. Por otro lado, si se utilizan programas computacionales, la convergencia dependerá de la habilidad y cuidado con que se modifique los parámetros de diseño (Holman, 1999).

1.4.1 Distribución del flujo de aire

Para obtener una distribución uniforme del flujo de aire a través del haz de tubos, el área del ventilador debe estar al menos 40% del área de la cara del haz de tubos como se indicó anteriormente. Además, para compartimiento de dos ventiladores, la relación de la longitud del tubo y el ancho del paquete, debe estar en el rango de 3 a 3.5 m. También es deseable tener un mínimo de cuatro filas de tubos.

1.4.2 Velocidad del aire

La velocidad del aire, basada en el área de la cara del haz de tubo y el aire en condiciones estándar, generalmente está entre 400 y 800 pies / min (1,83 y 3,96 m/s), con un valor de 500-700 pies / min (2,43 y 3,35 m/s) que es típico para las unidades con

Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia

cuatro a seis filas de tubos. Un valor en este rango generalmente proporcionará un equilibrio razonable entre la transferencia de calor del lado del aire y la caída de presión (Serth, 2007).

1.4.3 Estándares de construcción

La mayoría de los intercambiadores de calor refrigerados por aire para aplicaciones industriales, en refinerías de petróleo y en otros lugares, se fabrican de acuerdo con API Standard 661, API Standard 661, *Air-cooled Heat Exchangers for General Refinery Services*, publicado por *The American Petroleum Institute* (www.api.org). Similar a Los estándares TEMA para intercambiadores de carcasa y tubos, AP1661 proporcionan especificaciones para el diseño, la fabricación, y prueba de intercambiadores de calor refrigerados por aire (Serth, 2007).

1.5 Conclusiones parciales

1. Una planta de energía que usa un condensador enfriado por aire para condensar el vapor, es un sistema que soluciona el problema del uso extensivo de agua fría en plantas de energía refrigeradas por agua. Además, elimina la nube de vapor visible en las plantas de energía que están acopladas con una torre de enfriamiento. Por tanto, el sistema de refrigeración por aire es ambientalmente seguro, se pueden colocar en cualquier lugar independientemente que existan o no, fuentes disponibles de agua.
2. La revisión de la literatura sobre las correlaciones disponibles para calcular los coeficientes de transferencia de calor interno y externo del flujo del tubo, condujo a la elección de dos correlaciones para representar el flujo del condensador enfriado por aire: la expresión desarrollada por *Chato* (1960) para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la condensación dentro de los tubos, y la correlación para un haz de tubos escalonados en flujo cruzado desarrollado por *Zhukauskas* (1972).
3. En el diseño de una unidad ACC, la correlación desarrollada por *Zhukauskas* (1972) conducirá a una representación precisa del coeficiente de transferencia de

*Marco teórico referencial del diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores
enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia*

calor en el exterior de los tubos, la cual es el que decide en el diseño de estos equipos, esta correlación es elaborada a partir de la planteada por *Grimison* (1937).

4. El uso de la expresión desarrollada por *Chato* (1960), permitirá mayor precisión respecto a la determinación del flujo interno del vapor, teniendo en cuenta que este considera que el vapor tiene una velocidad despreciable.

CAPÍTULO 2. Materiales y métodos para el diseño

2.1 Introducción

En este capítulo se analizan los materiales que se emplearán para el diseño de un aerocondensador. También se describe detalladamente el modelo analítico, donde se utiliza la correlación desarrollada por *Chato* (1960) para los cálculos de flujo interno y la correlación desarrollada por *Zhukauskas* (1972) para el flujo externo, y se aplican las ecuaciones para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

2.2 Arreglo de tubos

Generalmente, el arreglo de los tubos suele ser triangular con una separación de 0,125 a 0,375 pulgadas (0,003175 a 0,009525 m) entre las puntas de las aletas. Al aumentar el espaciado entre aletas, se reduce la caída de presión en el lado del aire, pero aumenta el tamaño del haz de tubos. Los tubos están dispuestos en haces rectangulares poco profundos con el número de filas de tubos generalmente entre tres y seis. Se usa una pequeña cantidad de filas de tubos para mantener baja la caída de presión en el lado del aire, como se muestra en la figura 1.14, (Serth, 2007).

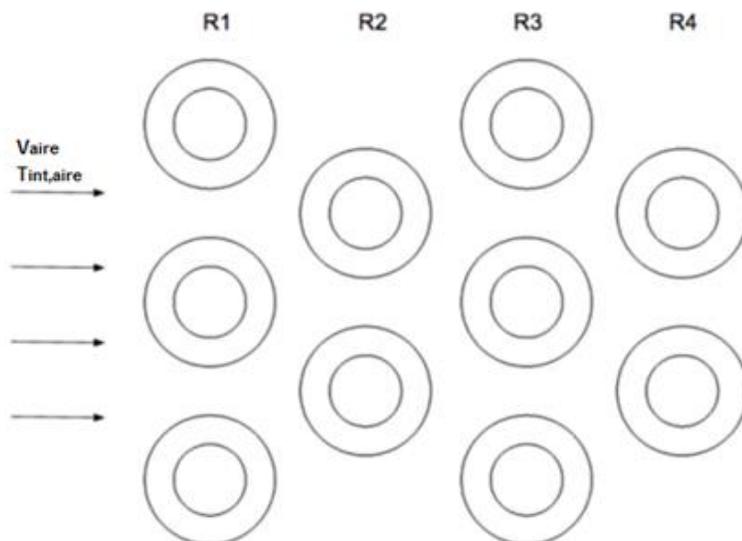


Figura 2. 1 Arreglo triangular de tres filas de tubos.

Fuente: Elaboración propia.

2.3 Método analítico para el diseño

La transferencia de calor en los aerocondensadores es calculada por el análisis de dos flujos; el interno y el externo. El flujo interno representa las dos fases del fluido que circula dentro de los tubos del aerocondensador. El flujo externo, sin embargo, es el flujo de aire en flujo cruzado a través del arreglo de tubo escalonado.

Para realizar el diseño de un aerocondensador es necesario realizar un balance de energía al mismo, de esta forma se obtiene el calor total a disipar por este.

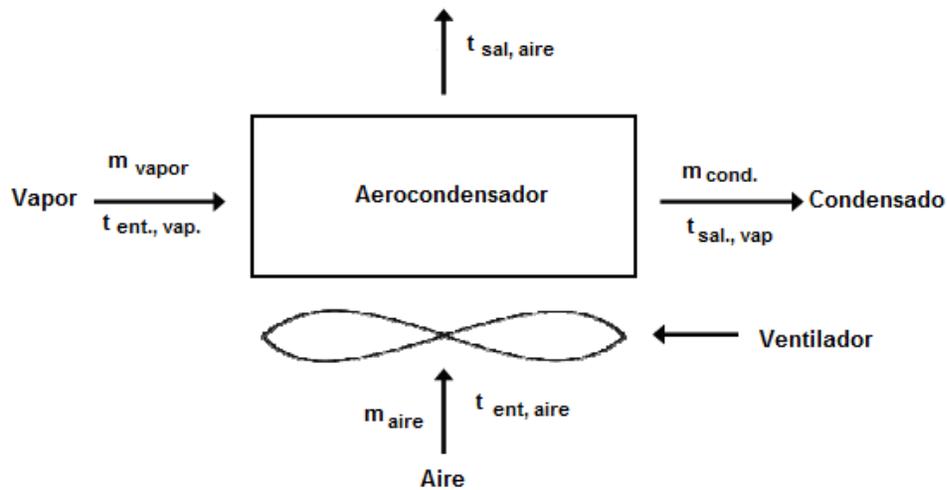


Figura 2. 2 Esquema del balance de masa del aerocondensador.

Fuente: Elaboración propia.

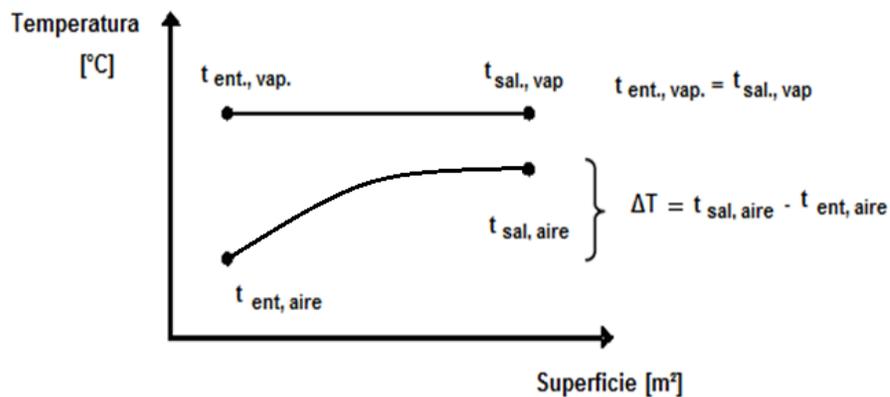


Figura 2. 3 Gráfica de temperatura del aerocondensador.

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta lo planteado por Adame (2015), de forma general, el calor entregado por el aire es igual al calor retirado del fluido a condensar; la siguiente ecuación plantea lo anteriormente descrito:

$$Q_{aire} = Q_{agua} \quad (2.1)$$

Según Çengel & Ghajar (2011), el calor que libera el flujo al condensador puede ser determinado mediante el cambio de entalpías que sufre el fluido mediante la relación:

$$Q_{agua} = m_{vapor} \cdot (h_{cond.} - h_f) \quad (2.2)$$

Donde:

m_{vapor} : Flujo de vapor a la salida de la turbina en condiciones diseño, [kg/s].

$h_{cond.}$: Entalpía del agua condensada $x=0$, [kJ/kg].

h_f : Entalpía del vapor a la salida de la turbina, [kJ/kg].

Incropera (1999), plantea que el calor que absorbe el aire del fluido, es determinado mediante la relación:

$$Q_{aire} = m_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \cdot (T_{sal.,aire} - T_{ent.,aire}) \quad (2.3)$$

Donde:

m_{aire} : Flujo de aire, [kg/s].

$T_{sal.,aire}$: Temperatura del aire a la salida del aerocondensador, [°C].

$T_{ent.,aire}$: Temperatura del aire a la entrada del aerocondensador, [°C].

$C_{p_{aire}}$: Calor específico del aire a presión constante, [J/kg-K].

El calor transferido por el intercambiador de calor se relaciona con la configuración del mismo y las diferencias de temperatura de los fluidos que intervienen con el proceso, mediante la siguiente ecuación (Incropera, 1999):

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD \quad (2.4)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [W/m²-K].

A : Área total de transferencia de calor, [m²].

$LMTD$: Diferencia de Temperatura Media Logarítmica, [°C].

La $LMTD$ se determina a partir de la siguiente expresión (Holman, 1999):

$$LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.5)$$

Donde ΔT_1 y ΔT_2 están definidas por:

$$\Delta T_2 = T_{ent.,vap.} - T_{ent.,aire} \quad (2.6)$$

$$\Delta T_1 = T_{sal.,cond.} - T_{sal.,aire} \quad (2.7)$$

Donde:

$T_{ent.,vap.}$: Temperatura de entrada del vapor en las condiciones de diseño de la turbina, [°C].

$T_{sal.,cond.}$: Temperatura de salida del condensado, [°C].

Se estima la temperatura de salida del aire de la siguiente manera:

$$T_{sal.,aire} = \frac{(T_{ent.,aire} - T_{ent.,vap.})}{2} \quad (2.8)$$

El coeficiente global de transferencia de calor, U , es de esencial importancia calcularlo para determinar la capacidad de enfriamiento de los aerocondensadores. Su cálculo depende de los coeficientes de transferencia de calor interno y externo.

Para desarrollar una correcta metodología de cálculo es necesario conocer algunas ecuaciones, éstas muestran algunas de las características geométricas de los tubos que se utilizan en el diseño; estas son:

Número de aletas totales por tubo:

$$N_{ftubo} = N_f L \quad (2.9)$$

Donde L es la longitud del tubo y N_f es el número de aletas por unidad de longitud.

Diámetro interior del tubo:

$$D_i = D_e - 2e_t \quad (2.10)$$

Donde D_e diámetro exterior del tubo y e_t es el espesor del tubo.

Área interior de un tubo:

$$A_i = \pi D_i L \quad (2.11)$$

Área de una aleta:

$$A_f = \pi(D_e + 2h_f)e_f + 2\pi \left[\left(h_f + \frac{D_e}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \right] \quad (2.12)$$

Donde h_f es la altura de la aleta y e_f es el espesor de la aleta.

Área exterior de un tubo:

$$A_e = \pi D_e (L - e_f N_{ftubo}) + A_f N_{ftubo} \quad (2.13)$$

Con el área exterior de un tubo y el área total externa de transferencia de calor, se obtiene entonces, el número total de tubos:

$$N_t = \frac{A}{A_e} \quad (2.14)$$

2.3.1 Flujo interno

El componente principal del flujo interno es el coeficiente de transferencia de calor de dos fases. Para calcular la transferencia de calor en dos fases se usa la correlación desarrollada por *Chato* (1960).

En primer lugar, el área total de la sección transversal se calcula para todas las entradas de tubos donde entra el vapor:

$$A_c = N_t \left[\pi \cdot \frac{D_i^2}{4} \right] \quad (2.15)$$

Donde D_i es el diámetro interior de los tubos, y N_t es la cantidad total de tubos en el sistema.

A continuación, se calcula la tasa de flujo másico por área para cada tubo:

$$G_s = \frac{\dot{m}_{vapor}}{A_c} \quad (2.16)$$

Donde \dot{m}_s es la tasa total de flujo de masa de vapor que sale de la turbina de escape.

Luego, los respectivos números de *Reynolds* se pueden calcular para el vapor y el líquido usando la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{D_i G_s}{\mu_l} \quad (2.17)$$

Donde D_i es el diámetro interno del tubo y μ es la viscosidad dinámica del líquido o vapor.

Tomando el criterio de *Chato* (1960), el coeficiente de transferencia de calor de dos fases se calcula utilizando la ecuación desarrollada, la cual se manifiesta en la siguiente expresión:

$$h_{TP} = 0,555 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g k_l^3 h_{fg}}{\mu_l D_i (T_g - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.18)$$

Donde T_g es la temperatura de saturación de la película líquida, T_w es la temperatura de la pared del tubo, k_l es la conductividad térmica del líquido, y g es la aceleración de la gravedad.

Finalmente, como se trata de una superficie inclinada con respecto a la horizontal, el efecto neto sobre el análisis anterior es sustituir la fuerza gravitacional por su componente paralela a la superficie de transferencia de calor, quedando, en definitiva:

$$h_{TP} = 0,555 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g \sin(\theta) k_l^3 h_{fg}}{\mu_l D_i (T_g - T_w)} \right]^{1/4} \quad (2.19)$$

Vale destacar que esta sustitución es admitida cuando el flujo se encuentra en régimen laminar, para valores de $2\ 800 < R$. (Holman, 1999)

2.3.2 Flujo externo

Las filas de los tubos de un banco están escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad del fluido. La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo, por la separación transversal y la separación longitudinal medidas entre los centros de los tubos. Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de

separación de la capa límite y por las interacciones de estelas, que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección.

Según los estudios de *Zhukauskas* (1972), el flujo alrededor de los tubos en la primera línea de un banco corresponde al de un cilindro único (aislado) en flujo cruzado. Sin embargo, para las líneas siguientes, el flujo depende en gran parte del arreglo del banco de tubos. Los tubos alineados más allá de la primera línea están en las estelas turbulentas de los tubos de contracorriente, y para valores moderados St los coeficientes de convección asociados con las líneas corrientes abajo aumentan por la turbulencia del flujo. En otras palabras, a partir de la tercera fila de tubos este coeficiente toma un valor aproximadamente constante.

El número de *Nusselt* presenta diferentes correlaciones en función de la configuración de los tubos, el número de filas de los haces de tubos y los números adimensionales de *Reynolds* y *Prandtl* para el aire.

En general, para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de 20 o más líneas ($N_L \geq 20$), *Zhukauskas* (1972), citado en *Incropera* (1999), obtuvo una correlación de la forma:

$$N_u = C_1 Re_D^m Pr_{aire}^{0,36} \left(\frac{Pr_{aire}}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2.20)$$

Donde N_u es el número de *Nusselt*, Re_D es el número de *Reynolds* en el interior de los tubos y Pr_{aire} es el número de *Prandtl* para el aire y Pr_s es el número de *Prandtl* para la temperatura del aire en la superficie del tubo.

También, C_1 y m son constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica (ver anexo 5), estos valores se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2. 1 Constantes C_1 y m para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 20 o más líneas.

Configuración	$Re_{D,max}$	C_1	m
Alineado	$10 - 10^2$	0,80	0,40
Escalonado	$10 - 10^2$	0,90	0,40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado (ST/SL) > 0,7 ^a	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
Escalonado (ST/SL) < 2	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35(ST/SL)^{1/5}$	0,60
Escalonado (ST/SL) > 2	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,40	0,60
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,022	0,84

^a Para $(ST/SL) > 0,7$, la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar.

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

Asumiendo el criterio de *Incropera* (1996), todas las propiedades que aparecen en la ecuación anterior, están evaluadas a la temperatura de película. Si $(N_L \leq 20)$, se aplica un factor de corrección tal que:

$$N_{u(N_L \leq 10)} = C_2 N_{u(N_L \geq 10)} \quad (2.21)$$

Donde C_2 también depende de la configuración de los tubos y su disposición geométrica (ver anexo 6), está dada en la tabla que a continuación se muestra:

Tabla 2. 2 Factor de correlación C_2 para $N_L \leq 20$ y $Re_D > 10^3$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	19
Alineado	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Escalonado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

Para calcular el número de *Reynolds* en el exterior de los tubos, primero es necesario conocer la velocidad del aire.

A continuación, se calcula el *Reynolds* en el exterior de los tubos:

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} V_{max} D_e}{\mu_{aire}} \quad (2.22)$$

Donde ρ_{aire} es la densidad del aire y μ_{aire} es la viscosidad del aire, las cuales son propiedades del mismo; V_{max} . Representa la velocidad máxima de circulación del aire.

La velocidad del aire se obtiene de dividir el caudal de aire entre la sección de paso de aire:

$$V_{aire} = \frac{Q_{aire}}{S_{aire}} \quad (2.23)$$

Donde Q_{aire} es el caudal de aire y S_{aire} corresponde con la sección de paso del aire.

Como no se dispone del número total de tubos, es necesario recurrir a la literatura, obteniéndose que la velocidad del aire debe encontrarse en un rango de 2 y 4 m/s.

La velocidad máxima se determina, a partir de la comparación entre dos valores de velocidad, obtenido a partir de las siguientes expresiones:

$$V_1 = \frac{S_T}{2(S_T - D_e)} V_{aire} \quad (2.24)$$

$$V_2 = \frac{S_T}{(S_T - D_e)} V_{aire} \quad (2.25)$$

En el caso, donde $V_1 > V_2$, entonces:

$$V_{max} = V_1$$

En el caso, donde $V_1 < V_2$, entonces:

$$V_{max} = V_2$$

Las constantes C_1 , C_2 y m se obtienen de las tablas 2.1 y 2.2 en función de la configuración de los tubos y de los parámetros S_L/D_e y S_T/D_e .

Donde S_T , S_L y S_D son los espaciados transversal, longitudinal y diagonal respectivamente.

Atendiendo a la configuración mostrada en la figura 2.1, tenemos una estructura escalonada formando triángulos equiláteros.

Los parámetros S_L/D_e , S_T/D_e y S_D se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$S_T = D_e + 2h_f + S_f \quad (2.26)$$

$$S_L = S_T \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) \quad (2.27)$$

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.28)$$

Donde S_f es la separación entre puntas de aletas, la cual se encuentra en el rango de 0,125 a 0,375 pulgadas (0,003175 a 0,009525 m) (Adame, 2015).

La ecuación 2.30 muestra la definición de las variables dadas por *Briggs & Young* (1963), con respecto a la correlación:

$$N_u = \frac{h_o D_e}{k_{aire}} \quad (2.29)$$

Donde k_{aire} es la conductividad térmica del aire dado en [W/ (m-K)].

Tomando como referencia la ecuación anterior, se plantea que el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior de los tubos se obtiene de despejar h_o en dicha ecuación.

2.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Según plantea *Incropera* (1999), el coeficiente global de transferencia de calor se calcula utilizando los coeficientes de transferencia de calor internos y externos, así como la eficiencia de la aleta. Como no hay aletas en el lado caliente, se supone que la eficiencia de la aleta lateral caliente es 1. La ecuación para el coeficiente global de transferencia de calor se presenta como:

$$U = \left[\frac{1}{\eta_w \cdot h_o} + \frac{A_e \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi L k_{tubo}} + \frac{\hat{R}_{f,o}}{\eta_w} + \left(\frac{1}{h_{Tp}} + \hat{R}_{f,i} \right) \cdot \frac{A_e}{A_i} \right]^{-1} \quad (2.30)$$

Donde k_{tubo} es la conductividad térmica del material del tubo; $\hat{R}_{f,o}$ y $\hat{R}_{f,i}$ son los factores de incrustación interno y externo respectivamente (ver anexo 7), donde sus valores se pueden determinar en la tabla 2.3 y η_w representa la eficiencia de toda la superficie aleteada.

Tabla 2. 3 Factores de incrustación representativos

Tipo de Fluido	Factor de Incrustación	
	$pie^2 \cdot ^\circ F/Btu$	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua de mar < 125°F	0,0005	0,00009
Agua de mar > 125°F	0,001	0,0002
Agua tratada para alimentación de caldera > 125°F	0,001	0,0002
Aceite combustible	0,005	0,0009
Aceite de templar	0,004	0,0007
Vapores de alcohol	0,0005	0,00009
Vapor limpio de aceite	0,0005	0,00009
Aire industrial	0,002	0,0004
Líquido refrigerante	0,001	0,0002

Fuente: Tomado de *Holman*, 1999.

Para determinar la eficiencia de las aletas se acude a la colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transmisión de calor (ver anexo 8).

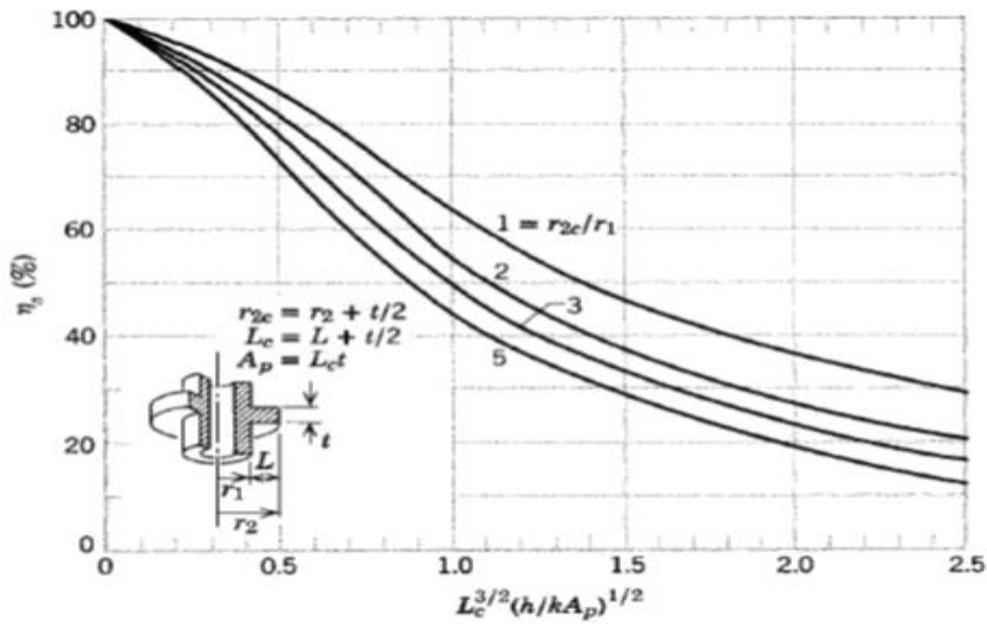


Figura 2. 4 Rendimientos de aletas anulares de perfil rectangular

Fuente: Tomado de *Holman*, 1999.

A partir de las siguientes expresiones, se puede determinar la eficiencia de una aleta:

Se representa el cociente

$$\frac{r_{2c}}{r_1} \tag{2.31}$$

El cual representa la relación de los radios de las aletas.

Y el término

$$\left[L_c^{3/2} \cdot \left(\frac{h}{k_{tubo} A_p} \right)^{1/2} \right] \tag{2.32}$$

Donde:

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} \tag{2.33}$$

Donde $t = e_f$, es el espesor de la aleta.

$$r_2 = \frac{D_e}{2} + h_f \tag{2.34}$$

Donde r_2 , es el radio exterior de la aleta.

$$r_1 = \frac{D_e}{2} \quad (2.35)$$

Donde r_1 , es el radio exterior de la base de la aleta.

$$A_p = L_c \cdot t \quad (2.36)$$

Donde A_p , es el área de perfil de aleta corregida y L_c es la longitud de aleta corregida, la cual se determina a partir de la siguiente expresión:

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad (2.37)$$

Donde $L = h_f$, es la altura de la aleta.

Con la eficiencia de una aleta ya se puede conocer el rendimiento de toda la superficie aleteada mediante la expresión:

$$\eta_w = 1 - \frac{N_{ftubo} \cdot A_f}{A_e \cdot N_t} (1 - \eta_f) \quad (2.38)$$

Donde η_f , es la eficiencia de una aleta.

2.4 Conclusiones parciales

1. Para el diseño del ACC se determinó utilizar el método *LMTD*, a partir del cual, se plantearon las ecuaciones y correlaciones útiles para dicho diseño, cabe destacar que el método de la ε -*NTU* también se puede utilizar para dicho diseño teniendo en cuenta la disponibilidad de los datos.
2. Se comparte el criterio de *Chato* (1960), para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos, cabe destacar que la ecuación de *Chato* (1960) considera que el vapor posee una velocidad despreciable, por lo que no ejerce influencia en el calentamiento del líquido estratificado en el fondo del tubo, y tampoco ejerce esfuerzo de arrastre sobre este.
3. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos, se hizo uso de la correlación planteada por *Zhukauskas* (1972), ya que esta tiene en cuenta rangos de Reynolds mayores que los considerados por *Grimison* (1937) y valores de Prandtl entre 0,7 y 500.

4. La determinación del rendimiento de la superficie aleteada, se hizo a partir del uso de la colección de tablas y gráficos planteados por *Holman* (1999), teniendo en cuenta que otros autores tratan acerca de este tema.
5. Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, se utilizaron los coeficientes de transferencia de calor interno y externo, además de la eficiencia de la superficie aleteada.
6. Se comparte el criterio de *Serth* (2017), con respecto al arreglo de tubos, el cual será utilizado para el diseño del ACC en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 3. Análisis y discusión de los resultados

3.1 Introducción

El objetivo de este capítulo es realizar el diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba.

En este apartado se calculan los parámetros del ACC a partir del método discutido y analizado anteriormente, posteriormente se realiza un análisis paramétrico detallado de estos resultados donde se efectúan variaciones para determinar el diseño óptimo de dicho equipo.

3.2 Propiedades de los tubos

Los tubos escogidos presentan una gran área de transferencia de calor gracias a su superficie aleteada, lo que ayuda a reducir en gran medida las dimensiones del aerocondensador. Hay varios tipos de tubos aleteados en el mercado dependiendo del uso que se les vaya a dar. En el caso concreto de un aerocondensador lo más adecuado es utilizar tubos de aleta alta (Serth, 2007).

Después de realizar un análisis de los tubos aleteados de aleta alta, se determina que el más adecuado es el tubo de aletas extruidas de aluminio, lográndose una sólida unión mecánica con buenas propiedades de transferencia de calor, las aletas contienen un 40 % más de aluminio, de manera que el tubo está perfectamente protegido contra la corrosión atmosférica. Su diseño es muy robusto, posee una alta resistencia a daños mecánicos, y fácil de limpiar con vapor o agua. Los tubos se pueden fabricar de diferentes materiales según las necesidades, además puede utilizarse con prácticamente todos los agentes químicos agresivos. La temperatura máxima de servicio es hasta 300°C (Kelvion, 2017).

En la figura 3.1 se esquematiza esta unión. Además, este tipo de tubos son ampliamente utilizados debido, a parte de sus características técnicas, a que su coste es relativamente bajo comparado con otros tubos de similares prestaciones (Kelvion, 2017).

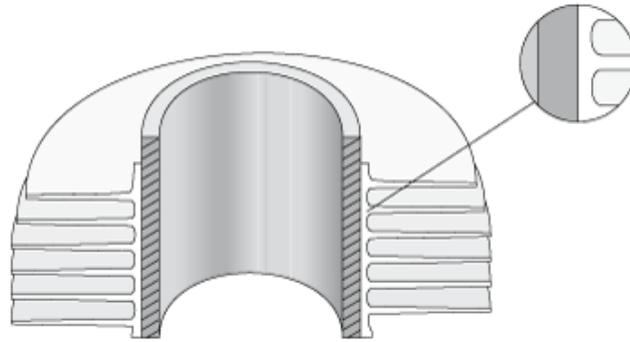


Figura 3. 1 Tubo de aleta alta extruida

Fuente: Tomado de AIRCO-FIN, 2017.

En la tabla 3.1 se encuentran recogidas las dimensiones de los tubos, obtenidas del catálogo del proveedor. (Ver anexo 9)

Tabla 3. 1 Dimensiones de los tubos de aleta alta extruida

Dimensiones de los tubos aleteados	
Diámetro exterior del tubo, D_e	1 pulgada = 25,4 mm
Altura de la aleta, h_f	5/8 pulgada = 15,8 mm
Número de aletas por unidad de longitud, N_f	11 aletas/ pulgada = 433 aletas/metro
Longitud del tubo, L	376 pulgadas = 9,55 m
Espesor del tubo, e_t	1/8 pulgadas = 3,18 mm
Espesor de la aleta, e_f	0,279 mm

Fuente: Tomado de AIRCO-FIN, 2017.

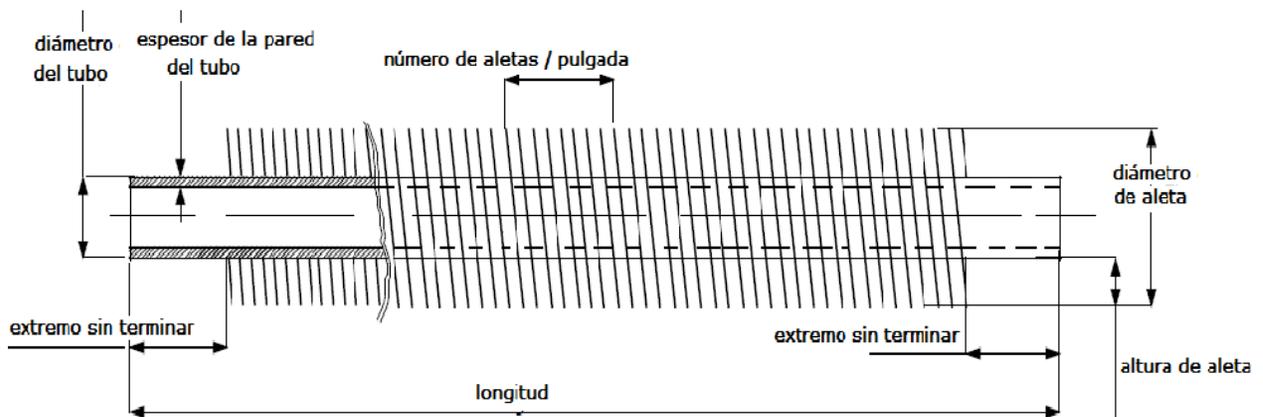


Figura 3. 2 Esquema del tubo aleteado

Fuente: Tomado de AIRCO-FIN, 2017.

Por otro lado, los materiales utilizados para la fabricación de los tubos pueden ser acero al carbono, aluminio y aleación de aluminio, acero inoxidable, cobre y aleación de cobre, titanio, aleación de níquel, etc (CHERRY METAL, 2018).

En este trabajo, se selecciona como material del tubo y la aleta, según las recomendaciones de CHERRY METAL, 2018, utilizar aluminio 1060-O (MatWeb, 2018).

En la tabla 3.2, se muestran las propiedades de dicho material:

Tabla 3. 2 Propiedades térmicas del Aluminio 1060-O

Propiedades térmicas del Aluminio 1060-O	
Densidad, ρ_{Al}	2 705 kg/m ³
Calor específico, Cp_{Al}	900 J/kg-K
Conductividad térmica, k_{Al}	234 W/m-K

Fuente: Tomado de MatWeb, 2017.

3.3 Propiedades de los fluidos de trabajo

Antes de dar inicio con los cálculos, se debe determinar las propiedades de los fluidos de trabajo: por un lado, el vapor de agua a condensar que proviene de la salida de la turbina y por otro, el aire utilizado como fluido refrigerante.

3.3.1 Propiedades del vapor de agua

Las propiedades del vapor de agua que sale de la turbina se determinan a la presión de condensación de dicha turbina, la cual corresponde a 20 kPa; teniendo en cuenta este dato y la calidad del vapor, que es de 98 % (asumido), puesto que, una regla empírica para un buen diseño indica que debe mantenerse el límite de humedad del vapor en la descarga de la turbina en no más del 15 % (de líquido), según Faires (1983); se tiene a partir de las tablas para vapor saturado (ver anexo 10) que:

Tabla 3. 3 Propiedades de fluido interno de trabajo

Propiedades del agua saturada a 20 kPa (0,2 bar)	
Temperatura de condensación, T_c	60,05 [°C]
Entalpía del líquido, h_f	251 300 [J/kg]
Entalpía del vapor, h_g	2 609 000 [J/kg]
Entalpía de vaporización, h_{fg}	2 358 000 [J/kg]
Calor específico del agua, C_{p_l}	4 183 [J/kg-K]
Viscosidad del agua, μ_l	0,000 4662 [kg/m-s]
Conductividad térmica del agua, k_l	0,641 [W/m-K]
Densidad del agua, ρ_l	983,1 [kg/m ³]
Densidad del vapor, ρ_g	0,1306 [kg/m ³]
Volumen específico del agua, v_l	0,001017 [m ³ /kg]
Volumen específico del vapor, v_g	7,659 [m ³ /kg]

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

Para determinar la entalpía de la mezcla líquido - vapor, se hace uso de la ecuación planteada por Çengel & Boles (2012), la cual plantea que:

$$h_{mezcla} = h_f + x \cdot h_{fg}$$

$$h_{mezcla} = 251\,300 + 0,98 \cdot 2\,358\,000$$

$$h_{mezcla} = 2562 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

La obtención de la densidad de la mezcla se obtiene de las ecuaciones planteadas por Çengel & Boles (2012):

$$v_{mezcla} = v_f + x \cdot v_{fg}$$

$$v_{fg} = v_g - v_f$$

$$v_{fg} = 7,659 - 0,001017$$

$$v_{fg} = 7,659 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Entonces:

$$v_{mezcla} = 0,001017 + 0,98 \cdot 7,659$$

$$v_{mezcla} = 7,506 \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

Por tanto, la densidad se obtiene a partir de la ecuación:

$$\rho_{mezcla} = \frac{1}{v_{mezcla}}$$

$$\rho_{mezcla} = \frac{1}{7,506}$$

$$\rho_{mezcla} = 0,1332 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

3.3.2 Propiedades del aire de entrada al aerocondensador

También es necesario determinar las propiedades del fluido externo (aire) a la entrada del ACC. Estas propiedades son determinadas en función de la temperatura, la cual se escogerá teniendo en cuenta el análisis de las temperaturas registradas en Matanzas durante el año 2017. Se toma como referencia los valores de temperatura registrados en la provincia de Matanzas, debido a que este territorio está incluido dentro del proyecto que propone la construcción de 25 bioeléctricas hasta el 2030, a lo largo de todo el país.

De acuerdo con los datos obtenidos del sitio web *Weather Spark* (2017), en Matanzas, los veranos son muy calientes, opresivos y nublados y los inviernos son cortos, húmedos, ventosos y mayormente despejados. Durante el transcurso del año, la temperatura generalmente varía de 17 a 32 °C y rara vez baja a menos de 13 °C o sube a más de 33 °C.

La temporada calurosa duró 3,7 meses, del 5 de junio al 25 de septiembre, y la temperatura máxima promedio diaria fue de más de 31 °C. El día más caluroso del año fue el 7 de agosto, con una temperatura máxima promedio de 32 °C y una temperatura mínima promedio de 23 °C. La temporada fresca duró 2,8 meses, del 3 de diciembre de 2016 al 25 de febrero de 2017, y la temperatura máxima promedio diaria fue de menos de 27 °C. El día más frío del año fue el 29 de enero, con una temperatura mínima promedio de 17 °C y máxima promedio de 26 °C (*Weather Spark*, 2017).

La siguiente tabla, expone las temperaturas para cada día del año 2017 para la provincia de Matanzas:

Tabla 3. 4 Temperaturas de Matanzas en 2017

Mes	Día	Día del año	Temperatura °C		
			Media	Mínima	Máxima
Enero	1	1	22	18	26
	14	14	22	18	26
	31	31	21,5	17	26
Febrero	1	32	21,5	17	26
	11	42	22,5	18	27
	28	59	22,5	18	27
Marzo	1	60	22,5	18	27
	11	70	23	18	28
	21	80	23,5	19	28
	31	90	24	19	29
Abril	1	91	24	19	29
	11	101	24,5	20	29
	21	111	25	20	30
	30	120	25,5	21	30
Mayo	1	121	25,5	21	30
	11	131	25,5	21	30
	21	141	26	22	30
	31	151	26,5	22	31
Junio	1	152	27	23	31
	11	162	27	23	31
	21	173	27	23	31
	30	182	27	23	31
Julio	1	183	27	23	31
	11	193	27,5	23	32
	21	203	27,5	23	32
	31	213	27,5	23	32
Agosto	7	220	27,5	23	32
	21	231	27,5	23	32
	31	241	27,5	23	32
Septiembre	1	242	27,5	23	32
	11	252	27	23	31
	21	262	27	23	31
	30	271	26,5	23	30

Análisis y discusión de los resultados

Octubre	1	272	26,5	23	30
	11	283	26	22	30
	21	293	25,5	22	29
	31	303	24,5	21	28
Noviembre	1	304	24,5	21	28
	11	314	24	20	28
	21	324	23,5	20	27
	31	334	23	19	27
Diciembre	1	335	23	19	27
	11	345	23	19	27
	21	355	22	18	26
	31	365	22	18	26
Temp. Media			24,96	20,73	29,18

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos obtenidos de *Weather Spark*, 2017.

El gráfico que a continuación se muestra, expone de manera más detallada, las temperaturas registradas:

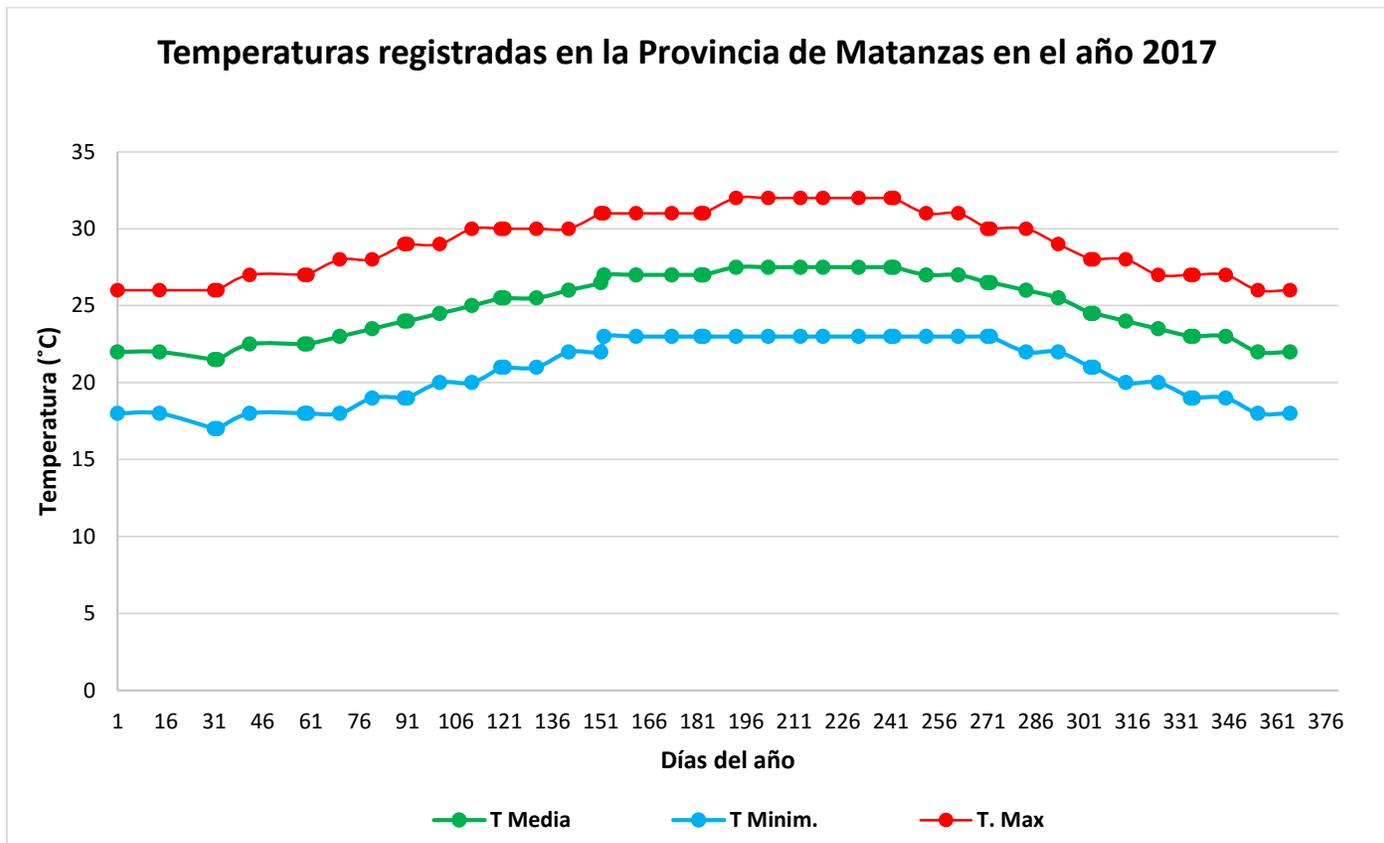


Gráfico 1 Temperaturas registradas en la provincia de Matanzas en el año 2017

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos obtenidos de *Weather Spark*, 2017.

Observándose el gráfico, se puede apreciar cómo la temperatura media se mantuvo por debajo de los 30 °C durante todo el año. En cuanto a la temperatura máxima, se sobrepasó los 30 °C durante los meses de verano, la mayoría de ellos entre los días 151 y 262 correspondiente al periodo del 31 de mayo al 21 de septiembre. A modo de ilustración, se muestra la temperatura registrada para los días más caluroso y frío respectivamente, correspondiente a los días 7 de agosto y 29 de enero del año 2017.

Tabla 3. 5 Temperaturas respectivas para los días, caluroso y frio

Día caluroso 7/08/2017		Día frio 29/01/2017	
Hora	Temperatura °C	Hora	Temperatura °C
1	25,6	1	19,55
2	25	2	18,75
3	24,8	3	18,5
4	24,35	4	18,25
5	24	5	18,24
6	23,75	6	18,05
7	24	7	18
8	24,75	8	18,24
9	25	9	20
10	27	10	21
11	28,5	11	22,75
12	30	12	24
13	30,25	13	25
14	30,75	14	25,5
15	32	15	26
16	31,25	16	25,75
17	30,85	17	24,6
18	30	18	24
19	28,75	19	23,25
20	28,2	20	22
21	27,6	21	21,7
22	26,35	22	21
23	26,1	23	20,65
24	26	24	20

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos obtenidos de *Weather Spark*, 2017.

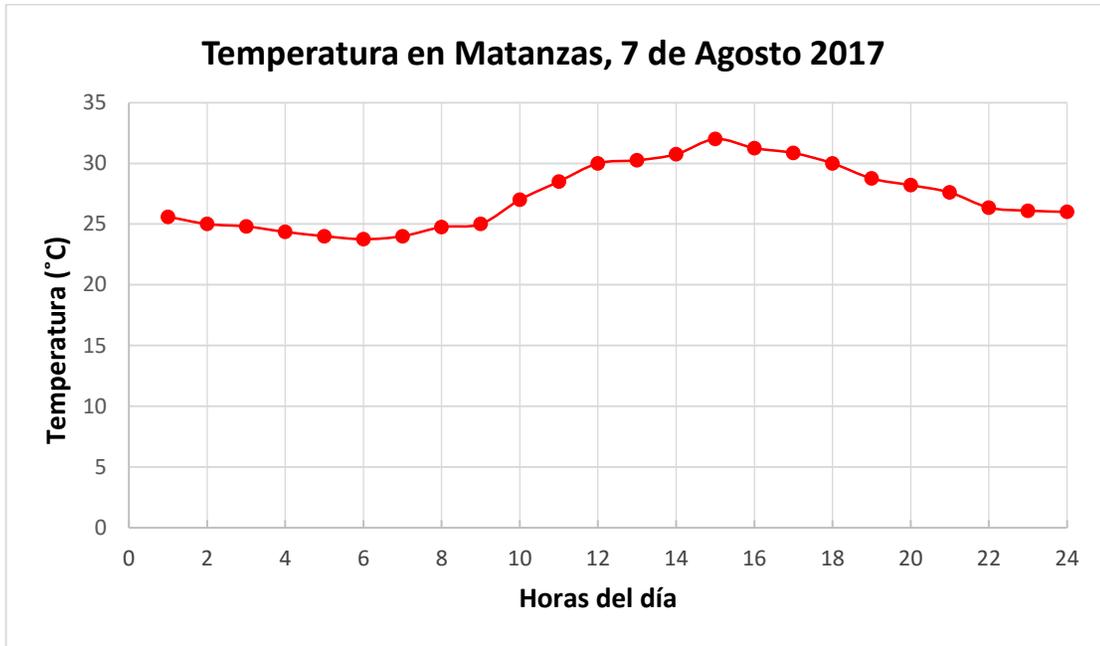


Gráfico 2 Temperatura en Matanzas, 7 de agosto de 2017

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos obtenidos de *Weather Spark*, 2017.

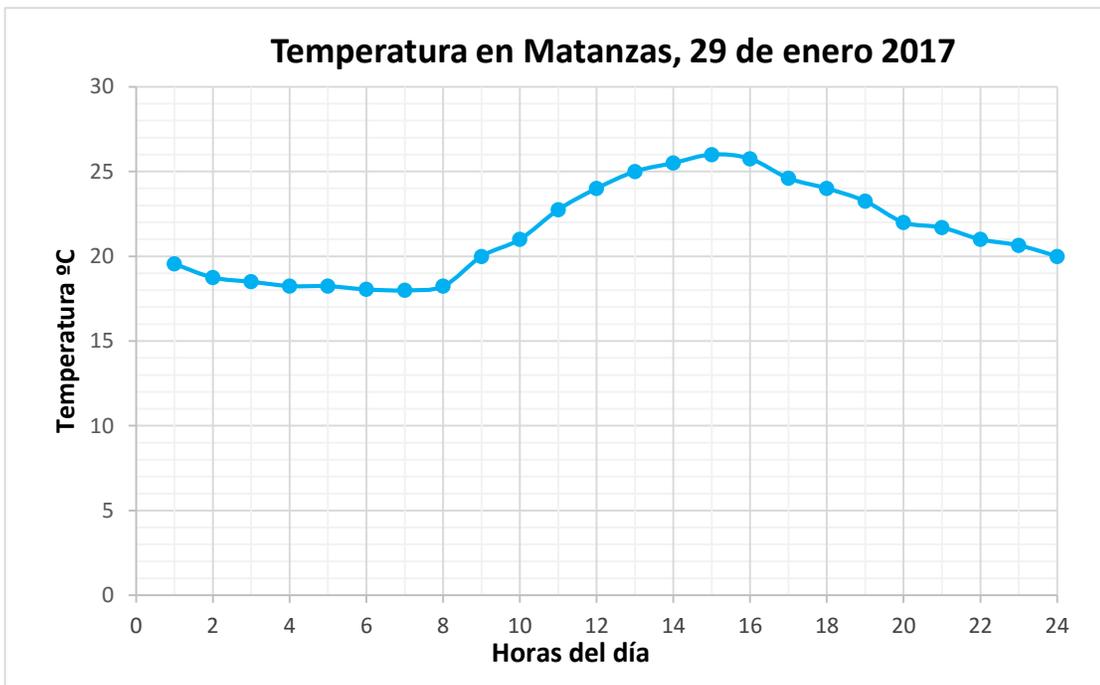


Gráfico 3 Temperatura en Matanzas, 29 de enero de 2017

Fuente: Elaboración propia a partir de los datos obtenidos de *Weather Spark*, 2017.

Para evitar sobredimensionar en exceso el diseño, lo cual elevaría los costos, se escoge la temperatura media anual más caliente correspondiente a 29,18 °C, como temperatura de diseño de entrada del aire al condensador.

Una vez determinada la temperatura, las propiedades se determinan directamente a partir de las tablas de propiedades del aire seco a presión atmosférica (ver anexo 11).

Tabla 3. 6 Propiedades del aire seco a 29,18 °C y presión atmosférica

Propiedades del aire seco a 29,18 °C (302,18 K) y presión atmosférica	
Temperatura del aire, T_{airein}	29,18 [°C]
Densidad del aire, ρ_{aire}	1,167 [kg/m ³]
Calor específico del aire, cp_{aire}	1007 [J/kg-K]
Conductividad térmica del aire, k_{aire}	0,02582 [W/m-K]
Viscosidad del aire, μ_{aire}	0,00001868 [kg/m-s]
Número de Prandtl, Pr_{aire}	0,71

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

3.4 Cálculos y resultados

La metodología utilizada en el cálculo del aerocondensador se basa en el flujo de calor que habrá que disipar en la superficie de intercambio. Para ello se utiliza el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica F-LMTD, resolviendo la ecuación 2.4 y desglosando cada una de sus incógnitas:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

3.4.1 Cálculo de la potencia térmica a disipar

Para determinar el calor a disipar por el ACC, se hace uso de la ecuación 2.2, se asume un valor del flujo másico del vapor igual a 4,31kg/s producto a que para una producción de vapor igual a 30 kg/s según plantea Consuegra et al. (2017). El valor de flujo másico del vapor antes mencionado, debe estar en un rango de 10 a 15 % del flujo másico inicial para que no se curve el eje de la turbina, obteniéndose:

$$Q_{agua} = 4,31 \cdot (2562 - 251,3) = 9\,957,7 \text{ [kW]} = 9\,957\,705,7 \text{ [W]}$$

3.4.2 Cálculo del área de transferencia de calor

Para calcular el área de transferencia de calor, A, se comenzará con una primera estimación aproximada de la temperatura de salida del aire del condensador y el

Análisis y discusión de los resultados

coeficiente global de transferencia de calor. Más adelante se realizará un número de iteraciones para obtener los valores reales tanto de estos dos parámetros como del área final.

Para determinar la temperatura de salida del aire se hace uso de la ecuación 2.8:

$$T_{\text{sal,aire}} = \frac{(29,18 + 60,05)}{2} = 44,61 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Obteniéndose un valor inferior a la temperatura de saturación del vapor, cumpliendo así con las leyes de la termodinámica.

Con esto, ya se puede calcular la variación de temperatura media logarítmica a partir de la ecuación 2.5.

Los valores de las variaciones de temperaturas se determinan a partir de las expresiones 2.6 y 2.7 respectivamente:

$$\Delta T_2 = 60,05 - 29,18 = 30,87 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_1 = 60,05 - 44,61 = 15,43 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$LMTD = \frac{(30,87 - 15,43)}{\ln\left(\frac{30,87}{15,43}\right)} = 22,26 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

En cuanto a la estimación del coeficiente global de transferencia de calor, U , se buscó en la literatura valores típicos encontrándose que U puede tener valores desde 25 y hasta 50 [W/ (m²-K)], en este caso se selecciona un valor de 30 [W/ (m²-K)], en el anexo 11 se puede apreciar algunos coeficientes para distintas combinaciones de fluidos (Incropera, 1999).

Con estos datos y a partir del uso de la expresión 2.4, se obtiene un área externa de transferencia de calor provisional, A , con la que se comenzarán los cálculos e iteraciones:

$$A = \frac{9\,957\,705,7}{30 \cdot 22,26} = 14\,908 \text{ [m}^2\text{]}$$

El número de aletas totales por tubo se obtiene usando la ecuación 2.9:

$$N_{ftubo} = 433 \cdot 9,55 = 4\ 135 \text{ [aletas]}$$

Diámetro interior del tubo a partir de la ecuación 2.10:

$$D_i = 0,0254 - 2 \cdot 0,00318 = 0,01904 \text{ [m]}$$

El área en el interior de un tubo, haciendo uso de la ecuación 2.11, se puede determinar:

$$A_i = \pi D_i L = \pi \cdot 0,01904 \cdot 9,55 = 0,5712 \text{ [m}^2\text{]}$$

El área de una aleta se determina haciendo uso de la ecuación 2.12:

$$A_f = \pi(0,0254 + 2 \cdot 0,0158) \cdot 0,000279 + 2\pi \left[\left(h_f + \frac{0,0158}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0254}{2} \right)^2 \right]$$
$$A_f = 0,00414 \text{ [m}^2\text{]}$$

Por último, área exterior de un tubo se determina por la ecuación 2.13:

$$A_e = \pi \cdot 0,0254(9,55 - 0,000279 \cdot 4\ 135) + 0,00414 \cdot 4\ 135 = 17,79 \text{ [m}^2\text{]}$$

Con el área exterior de un tubo y el área total externa de transferencia de calor, se obtiene entonces, el número total de tubos. Demostrado en la expresión 2.14:

$$N_t = \frac{14\ 908}{17,79} = 838 \text{ [tubos]}$$

3.4.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos

El componente principal del flujo interno es el coeficiente de transferencia de calor de dos fases. Para calcular la transferencia de calor en dos fases se usa la correlación desarrollada por *Chato* (1960), ecuación 2.18.

En primer lugar, el área total de la sección transversal se calcula para todas las entradas de tubos donde entra el vapor a partir de la ecuación 2.15:

$$A_c = 875 \cdot \left[\pi \cdot \frac{0,01904^2}{4} \right] = 0,2386 \text{ [m}^2\text{]}$$

A continuación, utilizando la ecuación 2.16, se calcula la tasa de flujo másico por área para cada tubo:

$$G_s = \frac{4,31}{0,2386} = 18,06 \left[\text{kg}/\text{m}^2 - \text{s} \right]$$

Luego, el número de *Reynolds* se puede calcular usando la ecuación 2.17:

$$R_{ei} = \frac{0,01904 \cdot 15,05}{0,0004662} = 737,7$$

El coeficiente de transferencia de calor de dos fases se calcula utilizando la correlación desarrollada por *Chato* (1960), ecuación 2.18, afectando dicha ecuación por el ángulo de inclinación, puesto que el valor del número *Reynolds* está por debajo de 2800, por tanto, la mezcla se encuentra en régimen laminar, en dicho caso, la ecuación a utilizar es la 2.19:

$$h_{TP} = 0,555 \left[\frac{983,1(983,1 - 0,1332)9,81 \sin(60)0,641^3 2562}{0,0004662 \cdot 0,01904(60,05 - 58,15)} \right]^{\frac{1}{4}}$$
$$h_{TP} = 3333 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Existen valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección (ver anexo 13) (Incropera, 1999).

La temperatura de la superficie del tubo es desconocida. Teniendo en cuenta que debe tomar valores cerca de la temperatura de saturación del líquido, se realiza un análisis paramétrico de la ecuación de *Chato* (1960) para determinar el valor de dicha temperatura. A los efectos de esta investigación se asume para el coeficiente de transferencia de calor por convección, un rango entre 2 500 y 100 000 [W/(m²-K)] según (Incropera, 1999). Al realizar este análisis, se obtiene:

Tabla 3. 7 Variación del coeficiente de transferencia de calor interno

Iteraciones	h_{TP}	T_c	T_w
iteración 1	1898	60,05	42
iteración 2	1924	60,05	42,95
iteración 3	1951	60,05	43,9
iteración 4	1981	60,05	44,85
iteración 5	2013	60,05	45,8
iteración 6	2048	60,05	46,75
iteración 7	2087	60,05	47,7
iteración 8	2129	60,05	48,65
iteración 9	2176	60,05	49,6
iteración 10	2228	60,05	50,55
iteración 11	2288	60,05	51,5
iteración 12	2356	60,05	52,45
iteración 13	2436	60,05	53,4
iteración 14	2532	60,05	54,35
iteración 15	2650	60,05	55,3
iteración 16	2802	60,05	56,25
iteración 17	3012	60,05	57,2
iteración 18	3333	60,05	58,15
iteración 19	3966	60,05	59,1
iteración 20	Indefine	60,05	60,05

Fuente: Elaboración propia

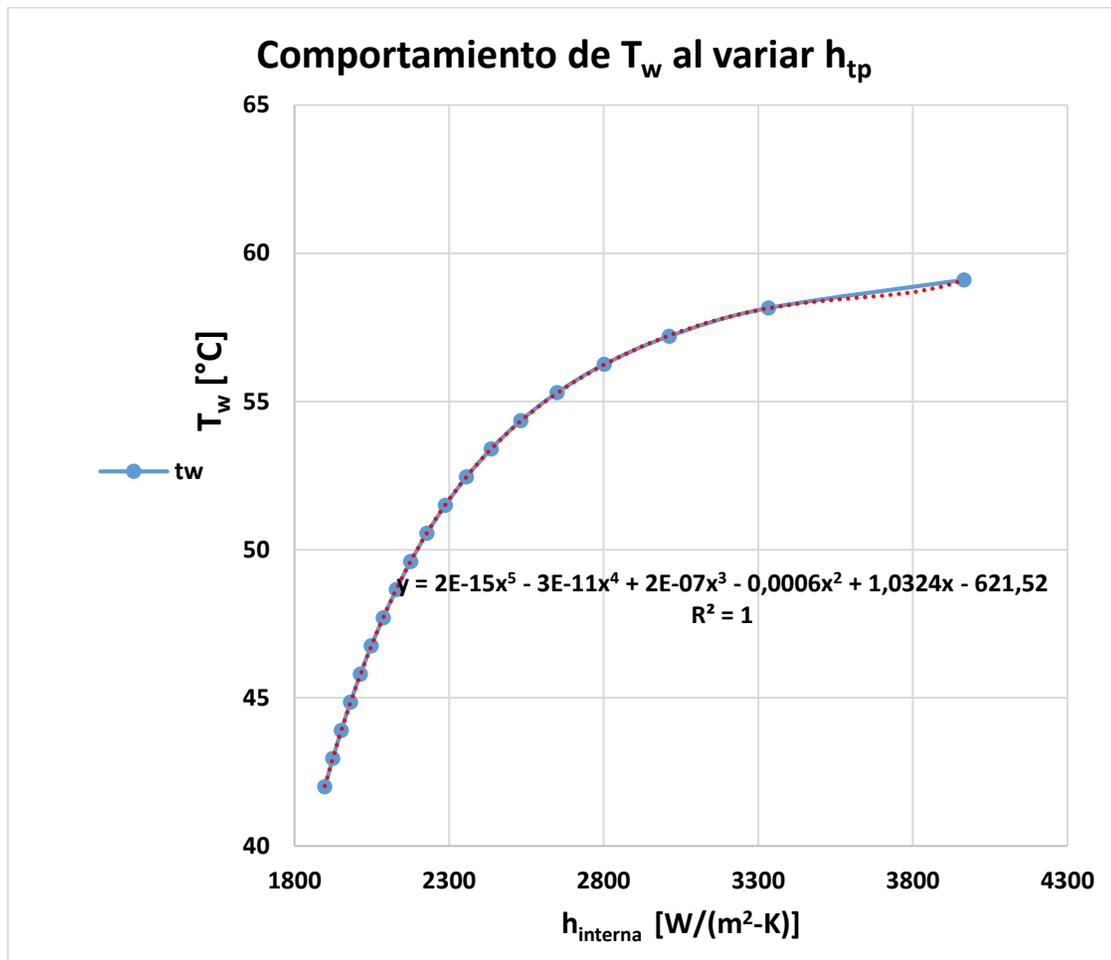


Gráfico 4 Comportamiento de T_w al variar el coeficiente de convección interno (h_{TP})

Fuente: Elaboración propia.

El gráfico mostrado anteriormente, describe el comportamiento de la temperatura de la superficie en el interior de los tubos al variar el coeficiente de convección interno.

Se puede apreciar, como la temperatura de la superficie aumenta hasta alcanzar el valor de la temperatura de condensación del vapor a la presión correspondiente, a medida que aumenta el coeficiente de convección interna, trayendo consigo que al ocurrir esto, la ecuación de *Chato* (1960) se indefine y por tanto el coeficiente de convección interno aumentaría hasta alcanzar valores infinitos, atendiendo a esto, se toma como temperatura de la superficie interna de los tubos un valor de 58,15 °C correspondiéndole a esta un valor del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos igual a 3 333 [W/(m²-K)].

3.4.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior

A partir de la correlación de *Zhukauskas* (1972), ecuación 2.21, se determina el número de *Nusselt* para haces de tubos compuestos de 20 o más líneas ($N_L \geq 20$):

$$N_u = 0,4 \cdot 10\,013^{0,6} \cdot 0,71^{0,36} \left(\frac{0,71}{0,701} \right)^{\frac{1}{4}} = 89,17$$

Para calcular el número de *Reynolds* en el exterior de los tubos primero es necesario conocer la velocidad del aire. A partir de lo planteado por Serth (2007), se escoge una velocidad de aire de 3,9 m/s.

A continuación, se determina el número de *Reynolds* en el exterior de los tubos, haciendo uso de la ecuación 2.23:

$$Re_D = \frac{1,167 \cdot 6,309 \cdot 0,0254}{0,00001868} = 10\,013$$

La velocidad máxima, es la mayor velocidad entre V_1 y V_2 , las cuales se obtienen de las ecuaciones 2.25 y 2.26 respectivamente:

$$V_1 = \frac{0,06653}{2 \cdot (0,06653 - 0,0254)} \cdot 3,9 = 3,154 \text{ [m/s]}$$

$$V_2 = \frac{0,06653}{(0,06653 - 0,0254)} \cdot 3,9 = 6,309 \text{ [m/s]}$$

En este caso, $V_1 < V_2$, entonces:

$$V_{\max} = V_2 = 6,309 \text{ [m/s]}$$

Los parámetros S_L/D_e , S_T/D_e y S_D se calculan a partir del uso de las ecuaciones 2.27, 2.28 y 2.29 respectivamente, el valor de S_f se asume igual 0,009525 según recomendaciones:

$$S_T = 0,0254 + 2 \cdot 0,0158 + 0,009525 = 0,06653 \text{ m} \rightarrow \frac{S_T}{D_e} = 2,619 \text{ [m]}$$

$$S_L = 0,06653 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0,05761 \text{ m} \rightarrow \frac{S_L}{D_e} = 2,268 \text{ [m]}$$

$$S_D = \left[0,05761^2 + \left(\frac{0,06653}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,06653 \text{ [m]}$$

De la tabla del anexo 5, se obtienen los valores de C_1 y m , los cuales son:

$$C_1 = 0,4$$

$$m = 0,6$$

La ecuación 2.21 es útil para un número de filas de tubos mayor que 10, en este trabajo se utiliza un número de filas igual a 4 como se recomienda en la literatura, es por eso que mediante la ecuación 2.22 se puede determinar un nuevo número de *Nusselt*, afectado por un coeficiente C_2 el cual también depende de la configuración de los tubos y su disposición geométrica (ver anexo 6).

Para un valor de 4 el número de filas, C_2 toma el valor de 0,89.

$$N_{u(N_L \leq 10)} = 0,89 \cdot 89,17 = 79,36$$

Finalmente, el coeficiente de calor por convección externa queda de la siguiente manera, producto al despeje de la ecuación 2.30:

$$h_o = \frac{79,36 \cdot 0,02582}{0,0254} = 72,96 \text{ [W/(m}^2 \text{ - K)]}$$

3.4.5 Cálculo del rendimiento de las aletas

Uno de los factores importantes a tener en cuenta en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es el rendimiento de las aletas y la superficie aleteada de los tubos.

Para determinar la eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular, se acude a la gráfica representada en la figura 2.4. Para ello es necesario acudir a una serie de relaciones, las cuales se calculan a continuación

A partir de las expresiones 2.32 y 2.33, se representan los siguientes cocientes:

$$\frac{0,02864}{0,0127} = 2,255$$

$$\left[0,01594^{3/2} \cdot \left(\frac{61,69}{234 \cdot 4,45 \times 10^{-6}} \right)^{1/2} \right] = 0,49$$

Donde:

$$r_{2c} = 0,0285 + \frac{0,000279}{2} = 0,02864 \text{ [m]}$$

$$r_2 = \frac{0,0254}{2} + 0,0158 = 0,0285 \text{ [m]}$$

$$r_1 = \frac{0,0254}{2} = 0,0127 \text{ [m]}$$

$$A_p = 0,01594 \cdot 0,000279 = 0,00000444726 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$L_c = 0,0158 + \frac{0,000279}{2} = 0,01594 \text{ [m]}$$

Con estos resultados, se puede pasar a determinar la eficiencia de una aleta $\eta_f = 83 \%$, a partir de la figura mostrada.

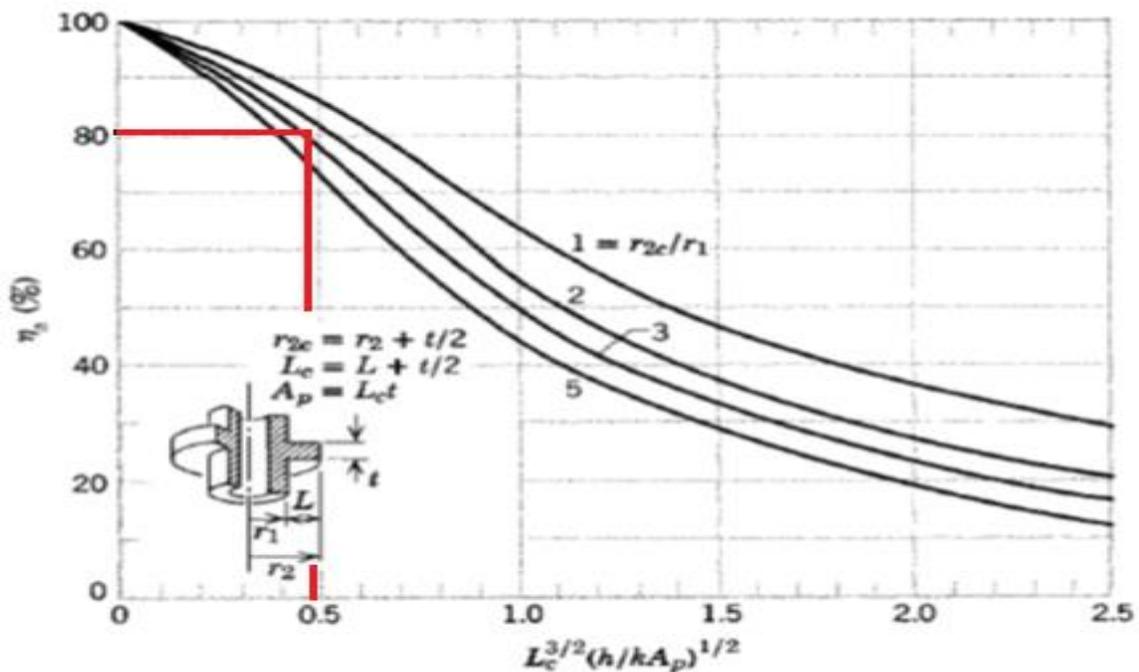


Figura 3. 3 Representación de la eficiencia de una aleta

Fuente: Tomado de Holman, 1999.

Con la eficiencia de una aleta ya se puede conocer el rendimiento de toda la superficie aleteada mediante la expresión 2.39:

$$\eta_w = 1 - \frac{4 \cdot 135 \cdot 0,00414}{17,79 \cdot 629} (1 - 0,83) = 0,9997 \approx 1$$

Al haber un número tan elevado de tubos y un área de transferencia de calor tan grande es lógico que el rendimiento de la superficie aleteada sea prácticamente del 100 %.

3.4.6 Factores de ensuciamiento

Pasado un cierto tiempo operando, las superficies de transferencia de calor de un condensador, o intercambiador de calor en general, pueden verse cubiertas con partículas procedentes de los fluidos o del medio. También es muy habitual que estas superficies se oxiden como resultado de la interacción entre los fluidos y el material usado para la construcción del aparato. En cualquier caso, la capa formada representa una resistencia adicional al flujo de calor y tiene como resultado una reducción del rendimiento.

El efecto total se representa mediante un factor de incrustación, R, obtenido experimentalmente y que, en el caso del vapor de agua, que circula por el interior de los tubos, se corresponde con (ver anexo 7) (Holman, 1998) :

$$\dot{R}_{f,i} = 0,0002 [(m^2 - K)/W]$$

En cambio, el aire que circula por el exterior de los tubos, presenta un factor de incrustación de (ver anexo 7) (Holman, 1998):

$$\dot{R}_{f,o} = 0,0004 [(m^2 - K)/W]$$

Estos factores deben incluirse como una resistencia térmica más en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

3.4.7 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con los cálculos realizados en apartados anteriores ya se dispone de todo lo necesario para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor, que resulta:

$$U = \left[\frac{1}{1 \cdot 72,96} + \frac{17,79 \cdot \ln\left(\frac{0,0254}{0,01904}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 9,55 \cdot 234} + \frac{0,0004}{1} + \left(\frac{1}{3 \cdot 333} + 0,0002\right) \cdot \frac{17,79}{0,5712} \right]^{-1}$$

$$U = 31,39 \text{ [W/(m}^2 \text{ - K)]}$$

Este coeficiente resulta diferente al usado inicialmente, $U_0 = 30 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$, por lo que será necesario iterar hasta que los valores coincidan o se acerquen suficientemente.

3.4.8 Iteraciones

Al principio de los cálculos se utilizaron una temperatura de salida del aire, $T_{aireout}$, y un coeficiente global de transferencia de calor, U_0 , aproximados.

Ya se ha visto que el U obtenido es muy diferente del usado inicialmente, a continuación, se verá qué ocurre con la temperatura de salida del aire.

Para hallar la temperatura de salida del aire, se hace necesario el cálculo del flujo másico de aire, m_{aire} , que ahora ya se puede obtener debido a que se conoce la velocidad del aire, el número de tubos que se utilizarán, sus dimensiones y colocación en haces de cuatro filas. Con esto se obtiene el área del “tejado” del condensador, necesaria para el cálculo del m_{aire} :

$$A_l = \frac{N_{tubo}}{4} \cdot (2 \cdot h_f + D_e) \cdot L$$

$$A_{lat} = \frac{838}{4} \cdot (2 \cdot 0,0158 + 0,0254) \cdot 9,55 = 114 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$m_{aire} = \rho_{aire} \cdot A_{lat} \cdot V_{aire}$$

$$m_{aire} = 1,167 \cdot 136,9 \cdot 3,9 = 519,2 \text{ [kg/s]}$$

Haciendo un balance de energía entre la potencia térmica disipada por el aerocondensador y el calor captado por el aire en su paso por él (ecuación 2.1), se obtiene la temperatura de salida del aire, que quedaría, despejando la ecuación 2.3:

$$T_{aireout} = \frac{9 \ 957 \ 705,7}{519,2 \cdot 1 \ 007} + 29,18 = 48,23 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Cuando en una primera aproximación, se tomó un valor de $44,61[^\circ\text{C}]$

Análisis y discusión de los resultados

Con los resultados obtenidos en esta primera iteración se vuelven a realizar todos los cálculos hasta que los valores cumplan la condición, que a continuación se muestra:

$$\frac{|U_i - U_{i-1}|}{U_i} \cdot 100 \leq 0,1 \%$$

$$\frac{|T_{aireout_i} - T_{aireout_{i-1}}|}{T_{aireout_i}} \cdot 100 \leq 0,1 \%$$

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para cada una de las iteraciones realizadas:

Tabla 3. 8 Valores de U_o y $T_{aireOut}$ obtenidos para cada iteración.

Valor inicial	$U_o = 30 [W/m^2-K]$	$T_{aireout0} = 44,61 [^{\circ}C]$
Iteración 1	$U_1 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout1} = 48,23 [^{\circ}C]$
Iteración 2	$U_2 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout2} = 47,74 [^{\circ}C]$
Iteración 3	$U_3 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout3} = 47,25 [^{\circ}C]$
Iteración 4	$U_4 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout4} = 47,55 [^{\circ}C]$
Iteración 5	$U_5 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout5} = 47,37 [^{\circ}C]$
Iteración 6	$U_6 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout6} = 47,48 [^{\circ}C]$
Iteración 7	$U_7 = 31,39 [W/m^2-K]$	$T_{aireout7} = 47,41 [^{\circ}C]$

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, en la iteración número siete, se cumple la condición planteada anteriormente

$$\frac{|U_2 - U_1|}{U_2} \cdot 100 = 0 \leq 0,1 \%$$

$$\frac{|T_2 - T_1|}{T_2} \cdot 100 = 0,08 \leq 0,1 \%$$

En la siguiente tabla se muestran los parámetros de diseño obtenidos a partir de los valores del coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura de salida del aire, resultantes de la última iteración.

Tabla 3. 9 Parámetros de diseño del aerocondensador

Parámetros de diseño del aerocondensador	
Coeficiente global de transferencia de calor, U	31,39 [W/m ² -K]
Temperatura de salida del aire, $T_{aireout}$	47,41 [°C]
Área total exterior de transferencia de calor, A	15 541 [m ²]
Número de tubos totales, N_{tubos}	874 tubos
Caudal de aire, \dot{Q}_{aire}	463,7 [m ³ /s]

Fuente: Elaboración propia.

Conociendo el número de tubos totales y sus dimensiones ya es posible hacerse una idea del tamaño que tendrá el aerocondensador. Sin embargo, antes de concluir el diseño se realizará un chequeo teórico de su comportamiento con datos reales de temperatura y producción.

3.5 Análisis operativo del diseño

En el diseño efectuado en el apartado anterior se ha tomado como temperatura de entrada del aire 29,18 °C por suponerse suficientemente alta para garantizar el buen funcionamiento del aerocondensador y evitar el excesivo sobredimensionamiento de éste, lo cual elevaría los costos.

Debido a que en realidad la temperatura del aire variará en gran medida entre el día y la noche en las diferentes estaciones y a que la temperatura máxima alcanzada durante el año será superior a estos 29,18 °C, a continuación, se analiza el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor, U , que se necesitaría en cada momento.

Para ello se calculará de nuevo el U del aerocondensador valiéndose del área de transferencia de calor, A , calculada en el apartado anterior e introduciendo en las fórmulas valores reales de temperatura del aire.

3.5.1 Invierno

El día 29 de enero de 2017, fue el más frío del año como se puede observar en la tabla 3.5. Se realiza un análisis de la temperatura del aire para cada una de las horas del día estudiado, obteniéndose las propiedades del aire, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 3. 10 Propiedades del aire para cada hora del día del 29 de enero de 2017

Hora del día	Temperatura °C	c_p (kJ/kg-K)	Densidad (kg/m ³)
1	19,55	1,007	1,206
2	18,75	1,007	1,209
3	18,5	1,007	1,21
4	18,25	1,007	1,211
5	18,24	1,007	1,211
6	18,05	1,007	1,212
7	18	1,007	1,212
8	18,24	1,007	1,211
9	20	1,007	1,204
10	21	1,007	1,2
11	22,75	1,007	1,193
12	24	1,007	1,2
13	25	1,007	1,184
14	25,5	1,007	1,182
15	26	1,007	1,18
16	25,75	1,007	1,181
17	24,6	1,007	1,185
18	24	1,007	1,188
19	23,25	1,007	1,191
20	22	1,007	1,196
21	21,7	1,007	1,197
22	21	1,007	1,2
23	20,65	1,007	1,201
24	20	1,007	1,204

Fuente: Elaboración propia.

Para cada hora del día se realizarán las siguientes operaciones a partir del área de transferencia de calor, A y el calor a disipar por el equipo, Q_{aire} , anteriormente calculados:

- Área del “tejado del aerocondensador”

$$A_l = \frac{N_{tubo}}{4} \cdot (2 \cdot h_f + D_e) \cdot L$$

- Flujo másico del aire

$$m_{aire} = \rho_{aire} \cdot A_{lat} \cdot V_{aire}$$

- Temperatura de salida del aire

$$T_{aireout} = \frac{Q_{aire}}{m_{aire} \cdot Cp_{aire}} + T_{airein}$$

- Variación de la temperatura media logarítmica

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

- Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{Q}{A \cdot LMTD}$$

Finalmente, los datos obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 29 de enero de 2017 son:

Tabla 3. 11 Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 29 de enero de 2017

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
U[W/m²-K]	20,08	20,24	20,07	19,91	19,9	19,77	19,74	19,9	21,13	21,9	23,4	24,6
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
U[W/m²-K]	25,67	26,24	26,84	26,54	25,23	24,6	23,86	22,73	22,74	21,9	21,62	21,13

Fuente: Elaboración propia.

Mediante un gráfico se aprecia mejor la variación del coeficiente global de transferencia de calor a lo largo del día.

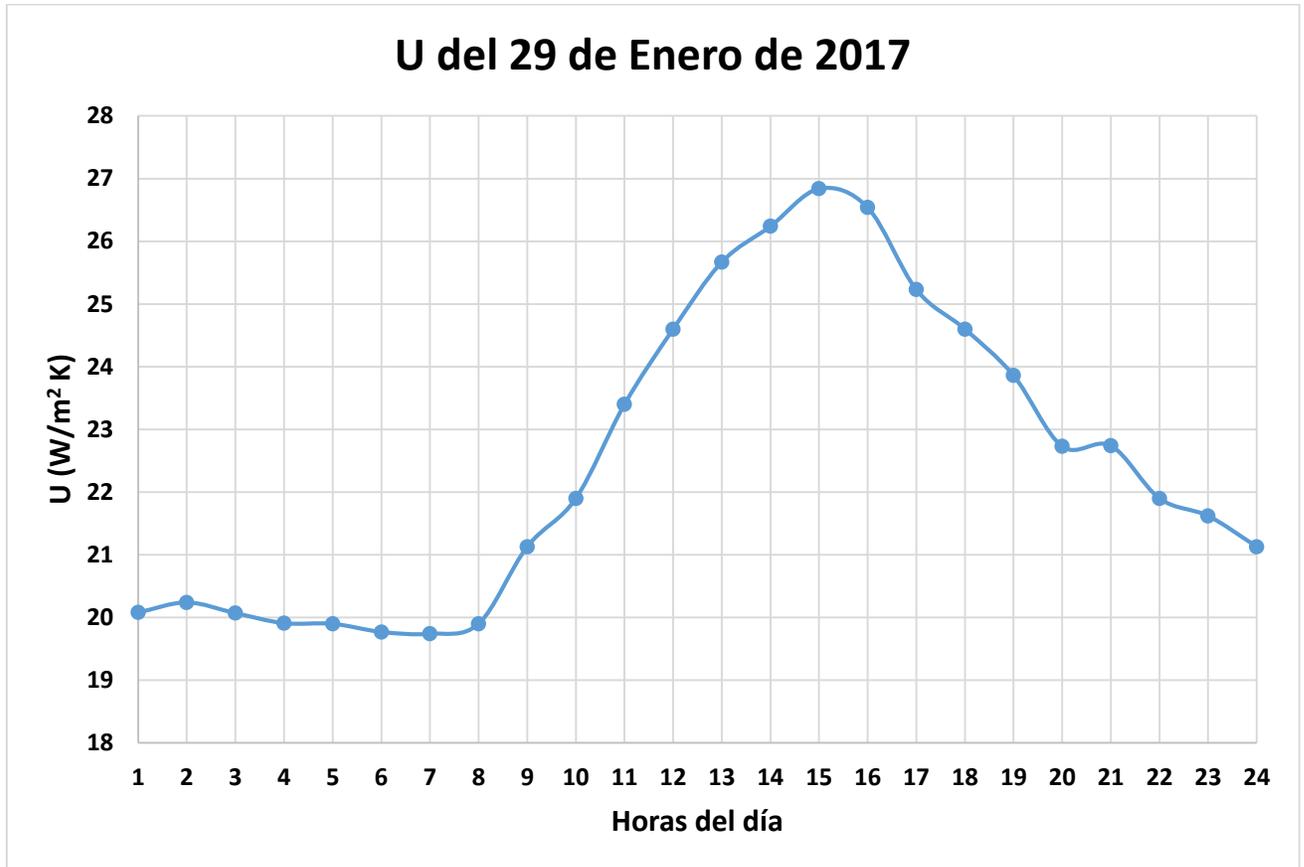


Gráfico 5 Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 29 de enero de 2017

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos, muestran el coeficiente global de transferencia de calor que se necesitaría para disipar la potencia térmica en cada momento del día. Teniendo en cuenta que, en el diseño efectuado, el U obtenido es de 31,39 [W/ (m²-K)] y según estos cálculos el máximo U necesario en este día es de 26,84 [W/ (m²-K)], se llega a la conclusión que, el ACC diseñado es capaz de disipar la potencia térmica requerida.

3.5.2 Verano

El día más caluroso del año 2017 en Matanzas fue el 9 de agosto, como se muestra en la tabla 5. Como en el caso anterior al variar la temperatura del aire también cambiarán sus propiedades, por lo que para cada hora se tiene:

Tabla 3. 12 Propiedades del aire para cada hora del día 7 de agosto de 2017

Hora del día	Temperatura °C	c_p (kJ/kg-K)	Densidad (kg/m ³)
1	25,6	1,007	1,181
2	25	1,007	1,184
3	24,8	1,007	1,185
4	24,35	1,007	1,186
5	24	1,007	1,188
6	23,75	1,007	1,189
7	24	1,007	1,188
8	24,75	1,007	1,185
9	25	1,007	1,184
10	27	1,007	1,176
11	28,5	1,007	1,17
12	30	1,007	1,164
13	30,25	1,007	1,163
14	30,75	1,007	1,161
15	32	1,007	1,157
16	31,25	1,007	1,159
17	30,85	1,007	1,161
18	30	1,007	1,164
19	28,75	1,007	1,169
20	28,2	1,007	1,171
21	27,6	1,007	1,173
22	26,35	1,007	1,178
23	26,1	1,007	1,179
24	26	1,007	1,18

Fuente: Elaboración propia.

Siguiendo la misma secuencia de operaciones que en el análisis de un día de invierno, para los datos descritos en este apartado:

- Área del “tejado del aerocondensador”

$$A_l = \frac{N_{tubo}}{4} \cdot (2 \cdot h_f + D_e) \cdot L$$

- Flujo másico del aire

$$m_{aire} = \rho_{aire} \cdot A_{lat} \cdot V_{aire}$$

- Temperatura de salida del aire

$$T_{aireout} = \frac{Q_{aire}}{m_{aire} \cdot Cp_{aire}} + T_{airein}$$

- Variación de la temperatura media logarítmica

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

- Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{Q}{A \cdot LMTD}$$

Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor necesario para disipar toda la potencia térmica requerida para cada hora del día:

Tabla 3. 13 Coeficiente global de transferencia de calor para cada hora del día 7 de agosto de 2017

Hora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
U[W/m²-K]	26,36	25,67	25,45	24,97	24,6	24,35	24,6	25,39	25,67	28,12	30,32	32,91
Hora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
U[W/m²-K]	33,39	34,4	37,24	35,48	34,61	32,91	30,72	29,85	28,96	27,27	26,96	26,84

Fuente: Elaboración propia.

Mediante un gráfico se aprecia mejor la variación del coeficiente global de transferencia de calor a lo largo del día.

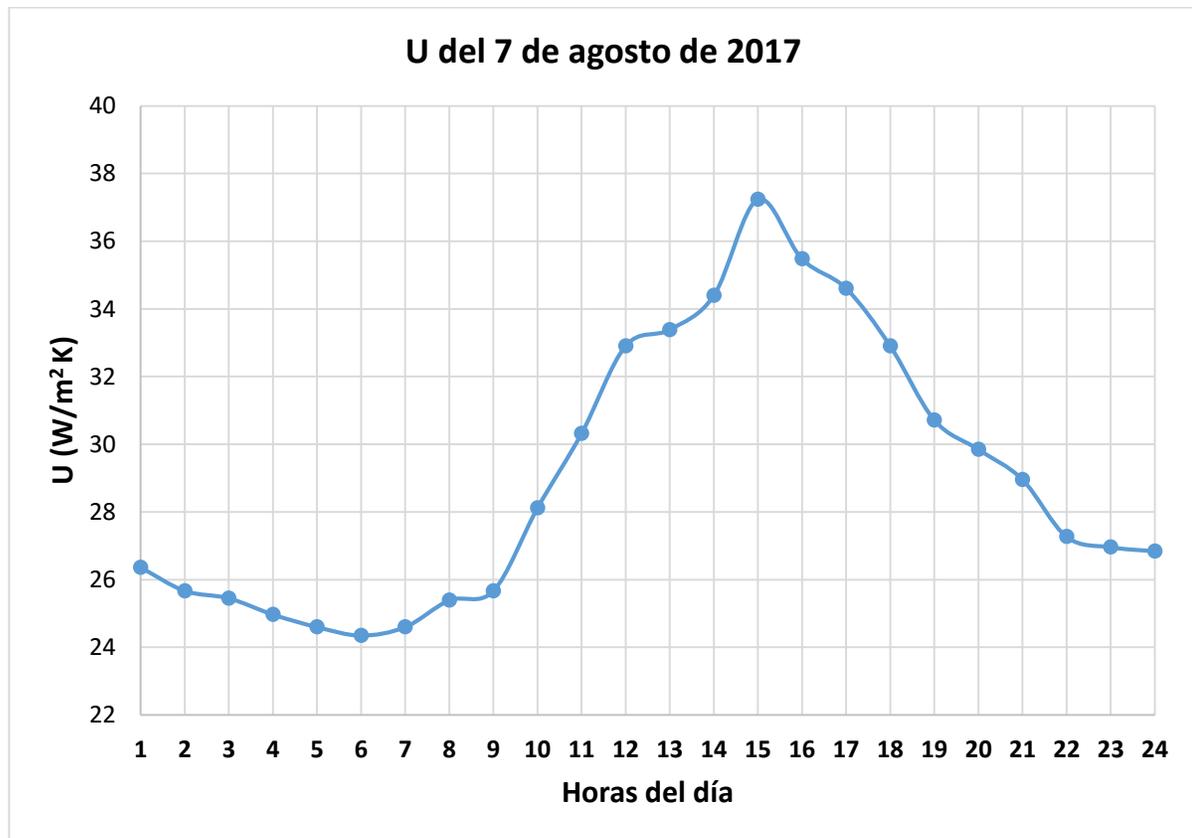


Gráfico 6 Coeficiente global de transferencia de calor necesario a lo largo del 7 de agosto de 2017

Fuente: Elaboración propia.

En este caso, el equipo diseñado no es capaz de disipar toda la potencia, puesto que entre las horas 12:00 m y 18:00 pm el coeficiente global de transferencia de calor supera al obtenido mediante el diseño.

Cuando la temperatura exterior alcanza los valores señalados en el gráfico 6, el aerocondensador no es capaz de disipar toda la potencia térmica requerida con la velocidad del aire establecida en el diseño, que era de 3,9 m/s. Para solucionar este problema es necesario realizar una serie de modificaciones en cuanto a la velocidad y flujo másico del aire, manteniendo como máximo coeficiente global de transferencia de calor $U= 31,39$ [W/m²·K]. Para poder operar en estas condiciones de temperatura sería necesario aumentar la velocidad de entrada del aire y por consiguiente al caudal de aire,

aprovechando la capacidad de los ventiladores de variar su régimen de giro. A continuación, se muestran los resultados alcanzados:

Tabla 3. 14 Velocidad del aire necesaria para distintas horas del día, manteniendo U de diseño

Horas del día	U_{max} [W/m ² -K]	Velocidad del aire [m/s]	m [kg/s]	Caudal de aire [m ³ /s]	Temperatura de salida del aire [°C]
12	31,39	4,216	583,6	501,3	46,95
13	31,39	4,32	597,5	513,7	46,8
14	31,39	4,545	627,6	540,5	46,51
15	31,39	5,236	720	622,5	45,74
16	31,39	4,797	661,3	570,4	46,21
17	31,39	4,594	634,1	546,2	44,45
18	31,39	4,216	583,6	501,3	46,95

Fuente: Elaboración propia.

En el gráfico a continuación mostrado, se observa detalladamente el comportamiento del caudal de aire a medida que la temperatura real excede la temperatura de diseño.



Gráfico 7 Comportamiento del caudal de aire

Fuente: Elaboración propia.

3.6 Consumo del aerocondensador

Para poder tener una imagen del consumo del aerocondensador en condiciones normales de operación, es necesario conocer el número de ventiladores a utilizar en el equipo.

3.6.1 Dimensiones del aerocondensador

Con los datos resultantes del diseño se determinan las dimensiones del aerocondensador. En primer lugar, el equipo diseñado estará formado por haces de tubos con un total de filas igual a cuatro. Los haces se distribuirán en dos paneles de condensación, los cuales presentan una inclinación respecto a la horizontal de 60° , formando una configuración en “A”, como se explicó en capítulo 1.

Con esta disposición en forma de triángulo equilátero, se forma una base de longitud aproximadamente igual a la longitud de los tubos, en este caso de 9.6 m de ancho, en la que se ensamblarán los ventiladores.

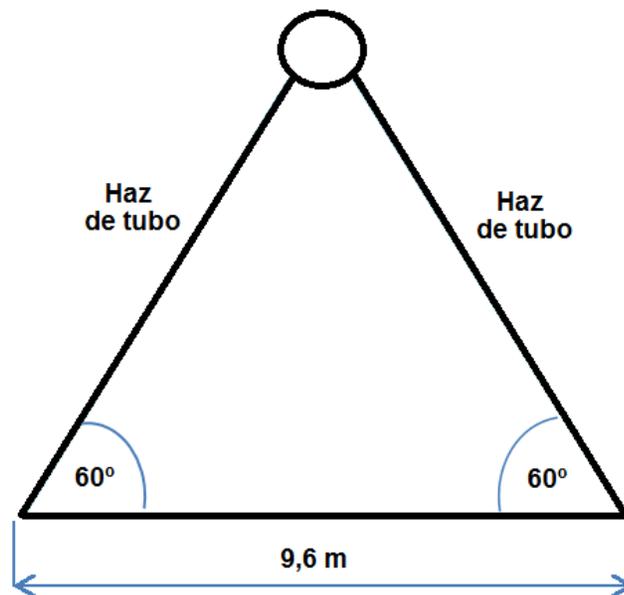


Figura 3. 4 Esquema de la estructura en “A” del aerocondensador.

Fuente: Elaboración propia.

Análisis y discusión de los resultados

Por otro lado, la longitud del aerocondensador se obtiene conociendo el número de tubos, sus dimensiones y configuración. Operando de la siguiente manera la longitud total queda:

$$L_{total} = \frac{N}{(2 \cdot 4)} \cdot (2 \cdot h_f + D_e + S_f)$$

$$L_{total} = \frac{874}{(2 \cdot 4)} \cdot (2 \cdot 0,0158 + 0,0254 + 0,009525) = 7,268 \text{ [m]} \approx 8 \text{ [m]}$$

El aerocondensador medirá 8 m x 9,6 m. Con esta configuración se tendrán seis ventiladores con diámetro igual a 2 900 mm, dependiendo de las dimensiones exactas del modelo elegido en el catálogo del fabricante de ventiladores seleccionado. (ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011)

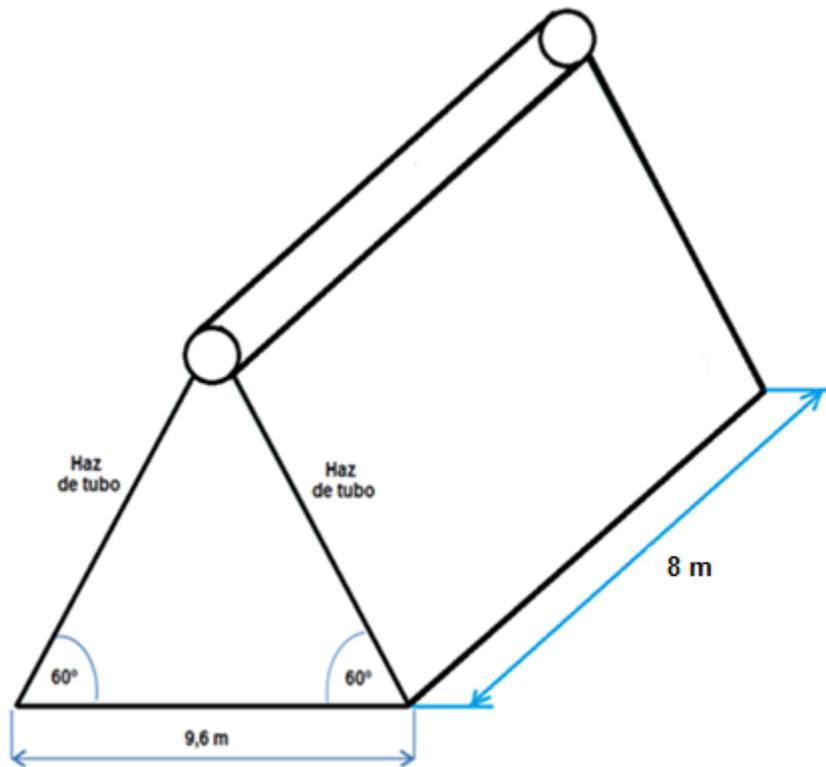


Figura 3. 5 Esquema del aerocondensador

Fuente: Elaboración propia.

3.6.2 Estimación consumo eléctrico del aerocondensador

Los ventiladores se repartirán el caudal de aire total necesario, para este caso se toma el valor máximo del caudal de aire obtenido para el día más caluroso, siendo este igual a 720 m³/s, siendo equivalente a 2 592 000 m³/h. Dividiendo este caudal por cada ventilador utilizado, se obtiene el caudal de aire que cada ventilador debe suministrar que es de 432 000 m³/h. A continuación, se muestra el plano del ventilador seleccionado:

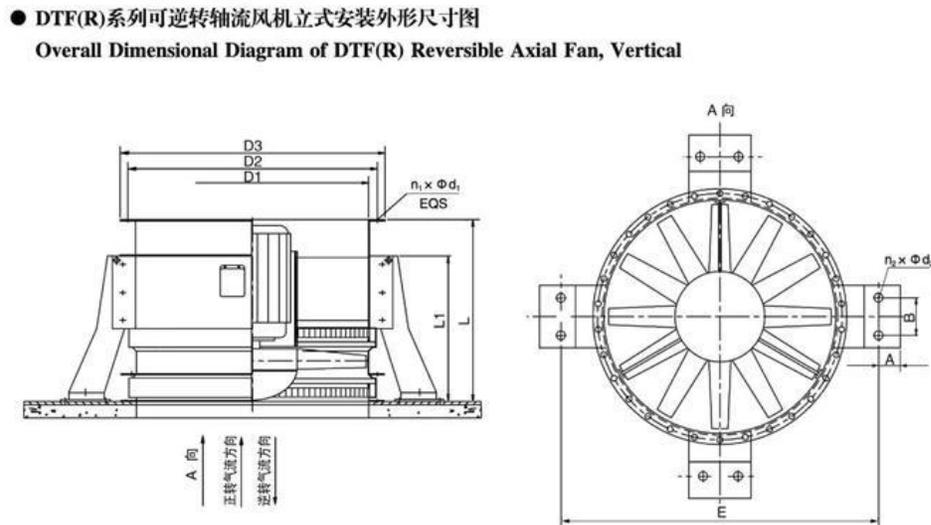


Figura 3. 6 Plano del ventilador axial vertical DTF (R) - 2 400 - 14

Fuente: Tomado del catálogo de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011.

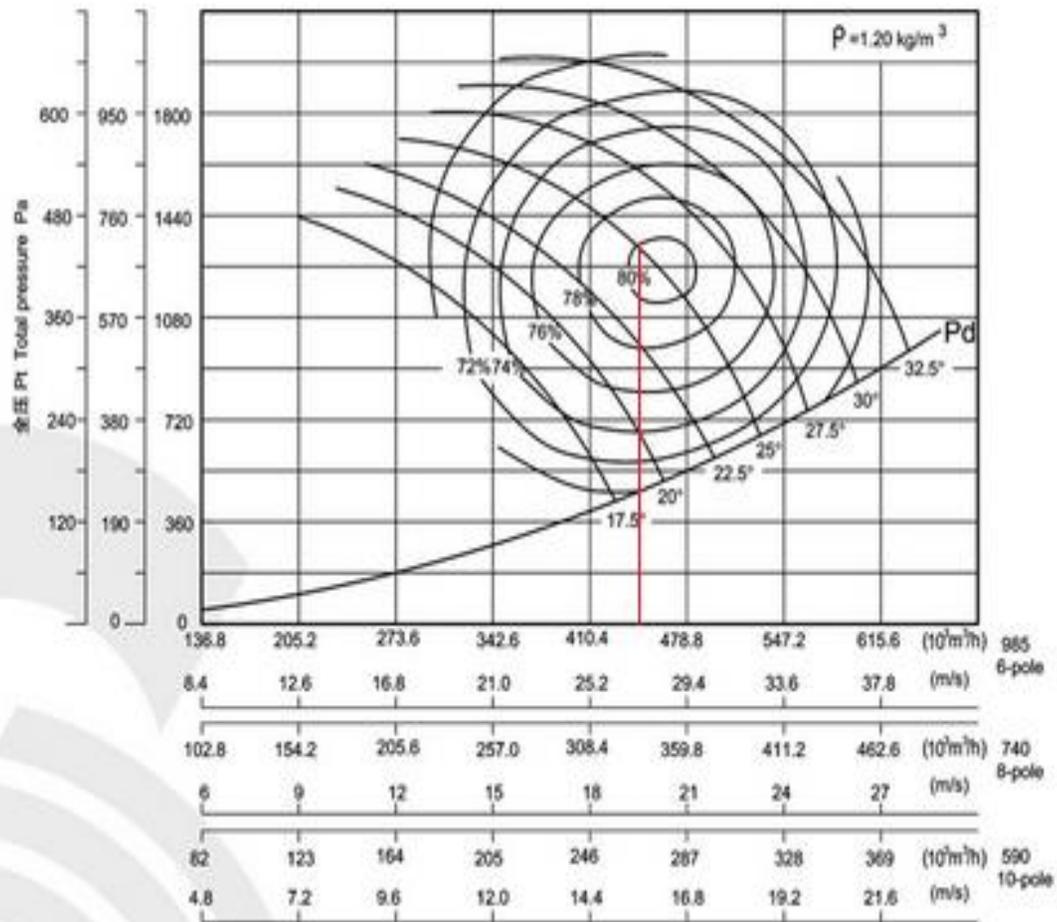
Las dimensiones de este ventilador, atendiendo a la nomenclatura que aparece en la figura, se muestran a continuación:

Tabla 3. 15 Dimensiones del ventilador axial vertical DTF (R) - 2 400 - 14

D1	D2	D3	E	L	L1	A	B	n ₁ xφd ₁	n ₁ xφd ₁
2 412	2 530	2 616	2 900	1 800	850	80	140	36xφ20	8xφ22

Fuente: Tomado del catálogo de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011.

Para calcular el rendimiento y consumo de los ventiladores a partir de un caudal de aire determinado se hace uso de las curvas características proporcionadas por el fabricante (ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011):



轴功率 Peak absorbed power(kW)

自由空间 Free-field (dB)

Speed min ⁻¹	叶片角度 Pitch angle (°)							频率 Frequency (Hz)							
	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
985 motor	138.5 160	162.7 185	189.5 220	216.7 250	255.1 315	292.5 355	342.2 400	-13	-11	-2	-4	-7	-10	-17	-21
740 motor	54.3 75	63.7 90	73.6 110	84.6 132	99.8 132	113.6 160	133.9 160	-12	-10	-1	-4	-8	-10	-18	-23
590 motor	27.5 37	32.3 45	37.3 55	42.9 55	50.6 75	57.6 75	67.9 90	-12	-9	-1	-3	-7	-11	-18	-28

DTF(R)-2500-12 可逆转地铁、隧道轴流风机性能曲线

Figura 3. 7 Curvas características y consumo del ventilador DTF (R) 2 400 – 14

Fuente: Tomado del catálogo de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011.

Eligiendo el ventilador con motor de velocidad igual a 980 rad/min, se entra en la curva con un caudal de 432 000 m³/h hasta cortar con la línea de ángulo de inclinación igual a 25°, con lo que se podrá operar con un rendimiento máximo.

La tabla bajo la curva muestra el consumo del ventilador según el motor escogido y el ángulo de inclinación. En este caso, al tener un rendimiento tan elevado, el consumo del ventilador será 216,7 kW.

Al tener un total de seis ventiladores, el consumo total del aerocondensador en condiciones máximas de trabajo será de 1 296 kW.

Al realizar una comparación con la potencia térmica a disipar por el aerocondensador, aproximadamente de 9 958 kW, el consumo de los ventiladores es de aproximadamente 13 % de la potencia térmica a disipar por el equipo.

3.7 Análisis económico

En este epígrafe se analizan los costos de instalación del equipo diseñando, y se tienen en cuenta los costos de mantenimiento y consumo eléctrico del mismo.

3.7.1 Costo de instalación

Para determinar el costo de instalación de un ACC, inicialmente se toma en cuenta el costo de instalación del kW en torres evaporativas húmedas, por ser estas las más usadas en plantas de generación de energía, a nivel mundial. Las torres de refrigeración poseen un costo de instalación por cada kW de aproximadamente 54 USD/kW instalado, según plantea Arellano (2011).

Como plantea Bustamante et al. (2016), el costo de instalación y operación de un sistema ACC en la actualidad oscila entre 3,5 y 5 veces más que el de cualquier otro sistema húmedo. Para este caso, se asume un valor de 4 veces.

Considerando lo planteado anteriormente, para cuando este condensador disipa aproximadamente 9 958 kW, el costo de instalación del equipo asciende a:

$$9\,958\text{ kW} * 54\text{ USD/kW} * 4 = 2\,150\,928\text{ USD}$$

El costo de instalación de este equipo alcanza un valor total de 2 150 928 USD como se muestra anteriormente; para una torre evaporativa húmeda de la misma potencia, el

costo de instalación es de 537 732 USD, lo que representa un 25 % del costo de instalación de un ACC, por lo que se sobrepasa en 1 613 196 USD.

3.7.2 Consumo eléctrico del aerocondensador

EL consumo eléctrico del aerocondensador asciende a 1 296 kW, teniendo en cuenta que el costo de la energía en Cuba para las industrias es de 0,15 USD/kWh y utilizando un factor de capacidad del 85 %, se obtiene entonces el costo de la energía eléctrica anual, la cual asciende a:

$$1\,296\text{ kW} \cdot \frac{24\text{ h}}{\text{día}} \cdot \frac{365\text{ días}}{\text{año}} \cdot 0,15 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}} \cdot 0,85 = 1\,447\,502,4 \frac{\text{USD}}{\text{año}} \approx 1\,447\,502 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

3.7.3 Mantenimiento

Por otro lado, el mantenimiento trae consigo un costo anual importante y por tanto se debe tener en cuenta.

Para el buen funcionamiento del aerocondensador, se deben tener todas las piezas mecánicas en buen estado, mediante un mantenimiento preventivo, además de varias limpiezas de los tubos para mejor el rendimiento de este y disminuir el coeficiente de ensuciamiento.

El costo de mantenimiento de un aerocondensador, incluyendo ventiladores y accesorios es de unos 164 652 USD (C.T. Gral. Francisco Villa, 2008). Por otro lado, el costo de mantenimiento en las torres de enfriamiento alcanza valores aproximadamente iguales a 4 795 000 USD anuales como plante Arellano (2011), ahorrando un total de 4 630 348 USD.

El costo de mantenimiento en los ACC representa aproximadamente el 3,43 % del mantenimiento en torres de refrigeración.

3.7.4 Tratamiento de agua

El costo del tratamiento de agua no se tiene en cuenta, puesto que no se tiene la bibliografía correspondiente. Es evidente que el costo de tratamiento de agua es mayor que el de los ACC, puesto que los ACC tienen el potencial de casi eliminar el uso del agua de la planta de energía.

3.8 Conclusiones parciales

1. Para comenzar el diseño del ACC, inicialmente se realizó un análisis de las temperaturas del aire en la provincia de Matanzas, donde se seleccionó como temperatura de entrada al ACC, la temperatura media anual correspondiente a 29,18 [°C].
2. Preliminarmente, se asumió un coeficiente global de transferencia de calor igual a 30 [W/m²-K] y una temperatura de salida del aire de 44,61 [°C], que al finalizar el diseño se obtuvo un valor de 31,39 [W/m²-K] para el coeficiente global de transferencia de calor y 48,23 [°C] de temperatura; este diseño es factible, puesto que al realizar una serie de iteraciones se obtuvo un valor de 31,39 [W/m²-K] y 47,41 [°C], cumpliendo la condición de que deben ser valores con un porcentaje de error menor que 0,1 %, así como un área total exterior de transferencia de calor igual a 15 541 [m²] y 874 tubos.
3. Al analizar los días más extremos del año 2017 se obtuvo, para el día más frío, que este equipo es capaz de disipar toda la potencia requerida puesto que los coeficientes globales de transferencia de calor son menores que el obtenido en el diseño final; cuando se analiza el día cálido, el equipo es capaz de disipar la potencia térmica solamente para un 71 % del día, para el otro 29 % es necesario realizar una variación de la velocidad del aire para con ello aumentar el flujo del mismo, obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor máximo igual al obtenido en el diseño del equipo, lográndose entonces disipar toda la potencia que se requiere.

CONCLUSIONES

1. La revisión bibliográfica sobre el tema permitió evaluar el estado del arte de los sistemas de condensación para plantas de generación de energía a nivel mundial, así como fundamentar teórico y metodológicamente el tema en cuestión.
2. El diseño del aerocondensador es ventajoso, puesto que estos no necesitan agua para su funcionamiento, de manera que permiten la ubicación de centrales en emplazamientos climatológicamente ideales sin tener que buscar acuíferos con un caudal importante durante todo el año; además la ubicación puede optimizarse con respecto a las líneas de transmisión y a las líneas de distribución de gas o las líneas de ferrocarril.
3. A partir del método de la LMTD se determinó los parámetros principales del sistema ACC, obteniéndose al realizar una serie de iteraciones un coeficiente global de transferencia de calor de 31,39 [W/(m²-K)] y una temperatura de salida del aire de 47,41 [°C], así como un área total exterior de transferencia de calor igual a 15 541 [m²] y 874 tubos.
4. El diseño conceptual del sistema comprende haces de tubos de cuatro filas, tendrá una dimensión de 8 m x 9,6 m y seis ventiladores con diámetro igual a 2 900 mm.
5. El costo de instalación de un aerocondensador sobrepasa en 1 613 196 USD el valor del mantenimiento de las torres evaporativas húmedas, el costo de mantenimiento del ACC equivale 3,43 % del costo de las torres evaporativas y este ACC consume eléctricamente a 1 296 kWh, equivalente a 1 447 502 USD/año

RECOMENDACIONES

Económicamente, el condensador húmedo resulta menos costoso que el ACC, pero, se recomienda para trabajos futuros no considerar solamente la falta de agua disponible como el único factor comparativo. A nivel mundial, hay una tendencia, cada vez más creciente de que el ACC se convierta en una opción de diseño de central eléctrica estándar. Ya no es necesario ubicar un sitio de planta cerca de una fuente de agua si se selecciona ACC. En cambio, la ubicación puede optimizarse con respecto a las líneas de transmisión y las líneas de distribución eléctricas o las líneas de ferrocarril o de carreteras para el traslado de la biomasa.

BIBLIOGRAFÍA

- Acedo, J., 2006. *Instrumentación y control avanzado de proceso*. Primera ed. España: s.n.
- Adame, J., 2015. *DISEÑO Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN AEROCONEENSADOR EN UNA CENTRAL TERMOSOLAR*. Sevilla: Universidad de Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingenieros.
- AIRCO - FIN, 2017. *AIRCO - FIN*. [En línea] Available at: www.aircofin.com/tubos-de-aletas-altas [Último acceso: 23 marzo 2018].
- Akhavan-Behabadi, M., Kumar, R. & Mohseni, S., 2007. Condensation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations. *International*, Issue 50.
- American Society, 2005. *Refigerating and Air Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook Fundamentals*. USA: ASHRAE.
- Arellano, B. G., 2011. *Metodología y análisis para la selección del aerocondensador en centrales de generación*. s.l.:s.n.
- Barrera, J. A., 2015. *DISEÑO Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN AEROCONEENSADOR EN UNA CENTRAL TERMOSOLAR*. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Universidad de Sevilla .
- Bejan, A. & Kraus, A., 2003. *HEAT TRANSFER HANDBOOK*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- Black & Veatch, 2003. *Power Plant Engineering*. Boston: Kluwer Academic Publishers.
- Bredell, J. R. a. D. G. K., 2016. *Numerical Investigation of Fan Performance in a forced draft Air-Cooled Steam Condenser*. California: California Federal Energy Commission and Related Environmental Research 2016 CEC-500-2016-113..
- Briggs, D. & Young, E., 1963. Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, pp. 1-10.
- Bustamante, J. G., Rattner, A. S. & Garimella, S., 2016. *Reducing the performance penalty of air-cooled condensers in power plants*. Atlanta: Sustainable Thermal Systems Laboratory, George W. Woodruff School of Mechanical.
- Butler, C. & Grimes, R., 2014. The effect of wind on the optimal design and performance of a modular air-cooled condenser for a power plant. *Energy*, Volumen 68, p. 886–895.
- C.T. Gral. Francisco Villa, 2008. *“Reporte de costos de mantenimiento anual, sistema R3*, Mexico: s.n.
- Camaraza, Y., Cruz Fonticiella, O. & García Morales, O., 2017. *Obtención de un modelo para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor por condensación en sistemas ACC*, Matanzas: Despacho Provincial de Carga, Empresa Eléctrica Matanzas.

- Cao, E., 2009. *Heat Transfer in Process Engineering*. Buenos Aires: s.n.
- Caruso, G. & Vitale Di Maio, D., 2013. Heat and mass transfer analogy applied to condensation in the presence of noncondensable gases inside inclined tubes.. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 68.
- Caruso, G., Vitale Di Maio, D. & Naviglio, A., 2014. Film condensation in inclined tubes with noncondensable gases: An experimental study on the local heat transfer coefficient.. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Issue 45.
- CELAC, 2016. *Impacto ambiental, bicomcombustibles, biomasa y ahorro de agua: Una herramienta para la toma de decisiones*. Montevideo, s.n.
- Çengel, Y. A. & Ghajar, j. A. J., 2011. CONDUCCIÓN DE CALOR. En: *Transferencia de Calor y Masa. Fundamentos y Aplicaciones*. cuarta ed. Mexico DF(Colonia Desarrollo Santa Fe): McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, pp. 135-194.
- Çengel, Y. & Boles, M., 2012. Ciclos de potencia de vapor y combinados. En: *Termodinámica*. Reno: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., pp. 559-614.
- Chato, J., 1960. *Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes*.. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology.
- CHERRY METAL, 2018. *CHERRY METAL*. [En línea] Available at: <http://www.cherry-metalco.com/fin-tube-and-u-bend-tube/fin-tube/china-high-fin-extruded-and-serrated.html> [Último acceso: 12 abril 2018].
- Chiou, J., Yang, S. & Chen, C., 1994. Laminar film condensation inside a horizontal elliptical tube. *Applied Mathematical Modelling*, Issue 18.
- Consuegra, H. A., Esmoris, T. C. & Pallera, X. C., 2017. *BIOELÉCTRICA DE 20 MW EN LA UEB CENTRAL AZUCARERO: JESÚS RABÍ*., Villa Clara: Unidad Empresarial de Base IPROYAZ Centro.
- Faires, V. M., 1983. *Termodinámica*. sexta ed. Mexico: Unión Tipográfica Hispano - Americana .
- Fernández, E., 2012. *Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW*. Madrid: Universidad Carlos III.
- Fernández, P., 2009. *Centrales Térmicas*. online.<http://es.libros.redsauce.net> ed. Cantabria: s.n.
- GEA Heat Exchangers;GEA Power Cooling Inc., 2012. *Air Cooled Condensers (ACC)*. [En línea] Available at: <http://www.gea-heatexchangers.com>[Último acceso: 24 abril 2018].
- González, A. M., 2017. Biomasa, la que más aporta. *Trabajadores*, 29 Mayo, p. 4.

- Gray, D. & Webb, R., 1986. Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 8.
- Hewitt, G., 1998. *Heat Exchanger Design Handbook. Part 2. Fluid Mechanics and Heat Transfer*. USA: s.n.
- Hofmann, R., Frasz, F. & Ponweiser, K., 2007. Heat Transfer and Pressure Drop Performance Comparison of Finned-Tube Bundles in Forced Convection. *WSEAS Transactions of Heat and Mass Transfer*, Issue 2.
- Holman, J., 1998. *Transferencia de Calor*. Octava ed. Madrid: s.n.
- Holman, J. P., 1999. *Transferencia de Calor*. Continental ed. México: 10ma.ed.
- Hu, H. & Chen, C., 2005. Simplified approach of turbulent film condensation on an inclined elliptical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 49.
- Incropera, F., 1996. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. La Habana: Félix Varela.
- Incropera, F., 1999. Conducción unidimensional de estado estable. En: *Fundamentos de transferencia de calor*. cuarta ed. s.l.:s.n., pp. 79-82.
- Kelvion, 2017. *Air-cooled heat exchangers Individual Solutions*. [En línea] Available at: www.kelvion.com [Último acceso: 15 marzo 2018].
- Kern, D., 1999. *Procesos de Transferencia de Calor*. 31ra ed. México: Continental.
- Kim, S. & No, H., 1999. Turbulent film condensation of high pressure steam in a vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 43.
- Kröger, D., 2012. Air-cooled heat exchanger and cooling tower. En: *Air-cooled heat exchanger and cooling tower*. Oklahoma: PennWell Corporation, pp. 143-147.
- Kröger, D. G., 2004. Air-Cooled heat exchangers. En: K. Bjornsgaard, ed. *Air-Cooled heat exchangers and cooling towers*. Tulsa(Oklahoma): PennWell Corporation, pp. 12-20.
- Li, K. & Priddy, A., 1985. *Power Plant System Design*. Nueva York: John Wiley & sons.
- Lips, S. & Meyer, J., 2011a. Experimental study of convective condensation in an inclined smooth tube. Part I: Inclination effect on flow pattern and heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 55.
- Lips, S. & Meyer, J., 2011b. Experimental study of convective condensation in an inclined smooth tube. Part II: Inclination effect on pressure drops and void fractions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 55.
- Lips, S. & Meyer, J., 2011c. Two-phase flow in inclined tubes with specific reference to condensation: A review. *International Journal of Multiphase Flow*, Issue 37.
- Lips, S. & Meyer, J., 2012. Stratified flow model for convective condensation in an inclined tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Issue 36.

Bibliografía

MatWeb, 2018. *MatWeb*. [En línea] Available at: www.matweb.com [Último acceso: 3 Mayo 2018].

Meyer, J., Dirker, J. & Adelaja, A., 2013. Condensation heat transfer in smooth inclined tubes for R134a at different saturation temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 70.

Nagel, P. & Wurtz, W., 2006. *Dry Cooling for Power Plants an Innovative Modularization Concept*. s.l., s.n.

Putman, R. E. & Jaresch, D., 2012. *EL IMPACTO DE LOS CONDENSADORES REFRIGERADOS POR EL AIRE EN EL DISEÑO DE INSTALACIONES*. Bochum: Conco Consulting Corp..

Ríos, Y., 2017. *Perspectivas de generación eléctrica de la Empresa Azucarera de Villa Clara en el 2030 y vías para su incremento*. Santa Clara: UCLV.

Serth, R. W., 2007. *Process Heat Transfer. Principles and applications*. s.l.:Elsevier Science & Technology Books.

Shah, M., 1979. A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 22.

Shultz, Jim & Biggs, a. B. S., 2014. *"The Blue Revolution." Troubled Water: Saints, Sinners, Truths and Lies about the Global Water Crisis*. , Chichester: U.K.Anita Roddick Publication.

Sistema informativo de la TVC. 2017. [Película] Cuba: Mesa redonda del día 04/04/2017.

Spirax Sarco, 2011. *Spirax Sarco*. [En línea] Available at: <http://www.spiraxsarco.com/> [Último acceso: 4 Junio 2018].

UNESA, 2017. *Asociación Española de la Industria Eléctrica*. [En línea] Available at: <https://es.climate-data.org/location/3194/> [Último acceso: 28 1 2018].

USA Government Foundation for the Future, 2015. *Water-The crisis ahead*, Washington: s.n.

Valenzuela, M., 2003. *Apuntes de Transferencia de Calor*. Riobamba: Espoch.

Wang, B. & Du, X., 1999. Study on laminar film-wise condensation for vapor flow in an inclined small/mini diameter tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 43.

Wang, W., Ma, X., Wei, Z. & Yu, P., 1998. Two-phase flow patterns and transition characteristics for in-tube condensation with different surface inclinations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 41.

Weather Spark, 2017. *Weather*. [En línea] Available at: <https://es.weatherspark.com/d/17556/1/29/Tiempo-promedio-el-29-de-enero-en-Matanzas-Cuba#Sections-Temperature> [Último acceso: 27 marzo 2018].

Bibliografía

Welty, J., 1978. *Transferencia de calor Aplicada a la Ingeniería*. México: Limusa.

Wüffel, R., Kreuzer, T. & Fratzscher, W., 2003. Turbulence Transfer Processes. *Chemical Engineering and Technology*, Issue 26.

ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011. *ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO.,LTD.* [En línea] Available at: <http://www.zj-syfj.com> [Último acceso: 6 junio 2018].

Zhukauskas, A., 1972. *Heat Transfer from Tubes in Cross Flow*. Octava ed. New York: Academic Press.

ANEXOS

Anexo 1 a)

Tabla: Proyecto con aerocondensadores

Localización	Tipo de planta
Amorebleta, España	planta de ciclo combinado de 800 MW
SP Power Plant Datong Generation Co. Ltd., China	planta de generación a carbón de 2 x 600 MW
Durango, México	planta de ciclo combinado de 500 MW
E.on Produzione Centrale Livorno Ferraris, Italia	planta de ciclo combinado de 805 MW
Jinjie, China	planta de generación a carbón de 4 x 600 MW
Siegerland, Alemania	planta de biomasa de 20 MW

Fuente: Elaboración propia, a partir de los datos obtenidos en <http://www.gea-heatexchangers.com> [Último acceso: 24 abril 2018].

Anexo 1 b)

Tabla: Proyecto con aerocondensadores

Localidad	Tipo de planta	Diseño sistema de enfriamiento
Queensland, Australia	planta de generación de carbón 840MW, dos turbinas de vapor 420MW c/u	dos ACC con 36 celdas cada uno en configuración de 6x6
Las Vegas, EE.UU	planta de ciclo combinado de 1200MW, dos turbinas de vapor de 200MW c/u	dos ACC, configuración 10 x 5, en una estructura conjunta (20x5) por limitación de espacio
Plattsburg, New York	planta de ciclo combinado de 240 MW, una turbinas de vapor de 800 MW c/u	un ACC de 25 celdas en configuración 5x5
Hunterstown, Pensilvania	planta de ciclo combinado de 890 MW, con 350 MW generados por turbinas a vapor	un ACC de 50 celdas en configuración 10x5
Linden, New Jersey	planta de cogeneración de 614MW, tres turbinas de vapor de 95MW c/u	tres ACC comprendido por 20 celdas cada uno. Configuración 4x5 continua, debido a limitaciones de espacio
Tucumán, Argentina	ACC para planta de ciclo combinado de 680 MW, una turbina de vapor de 150 MW	GEA recomendó un sistema híbrido que consiste en un ACC de 15 celdas, un condensador de superficie y una torre húmeda de cuatro celdas

Fuente: GEA Power Cooling Inc., citado en Arellano, 2011.

Anexo 1 c)

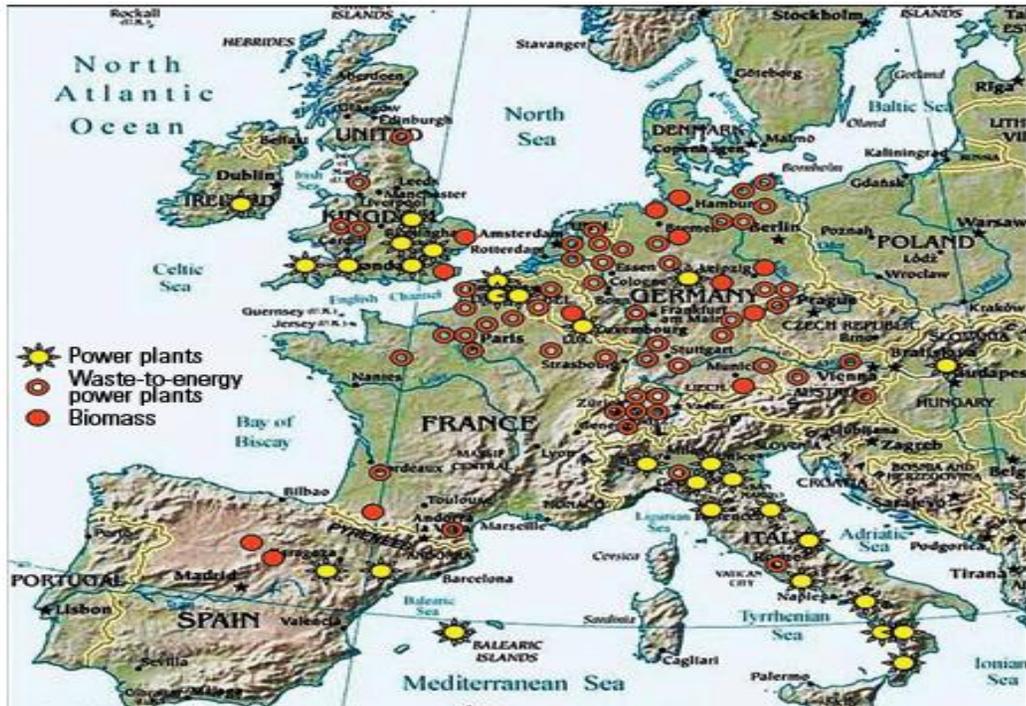


Figura: Proyecto con aerocondensadores en Europa

Fuente: Tomado de *Putman & Jaresch*, 2012.

Anexo 1 d)



Figura: Proyecto con aerocondensadores en EE. UU

Fuente: Tomado de Putman & Jaresch, 2012.

Anexo 2

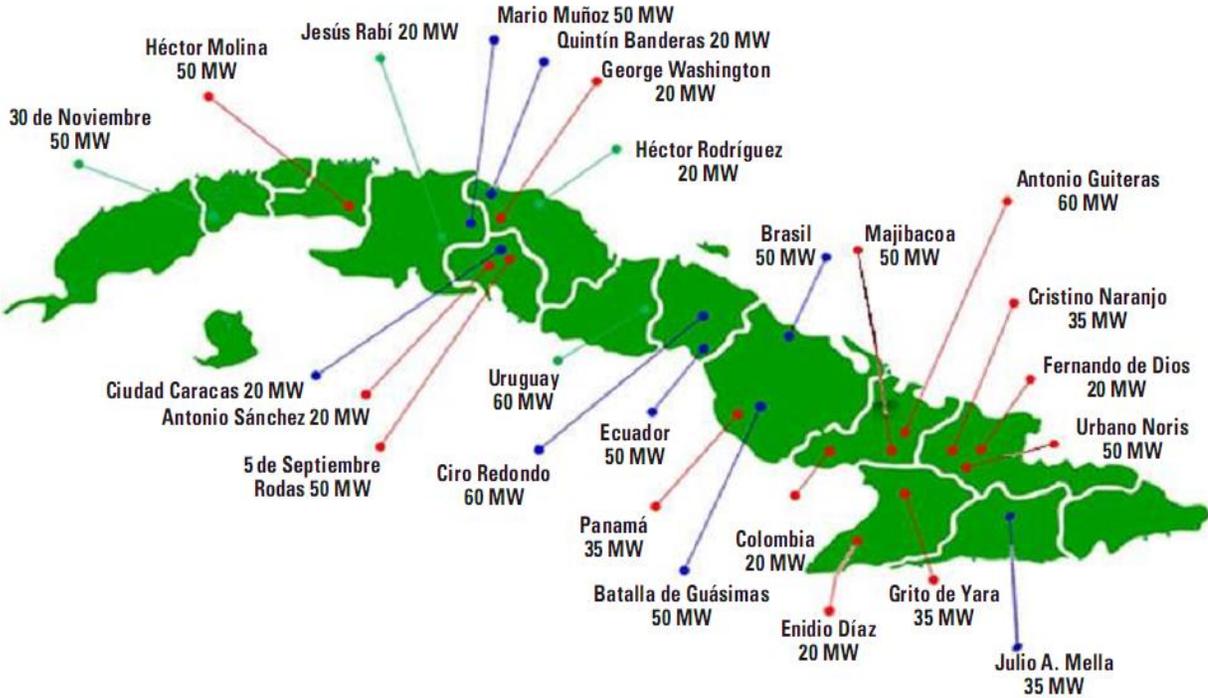


Figura: Ubicación en los centrales azucareros de las 25 bioeléctricas que se proponen construir hasta el 2030, las cuales están en distintas fases de construcción, negociación o en la cartera de oportunidades

Fuente: Tomado de González, 2017

Anexo 3

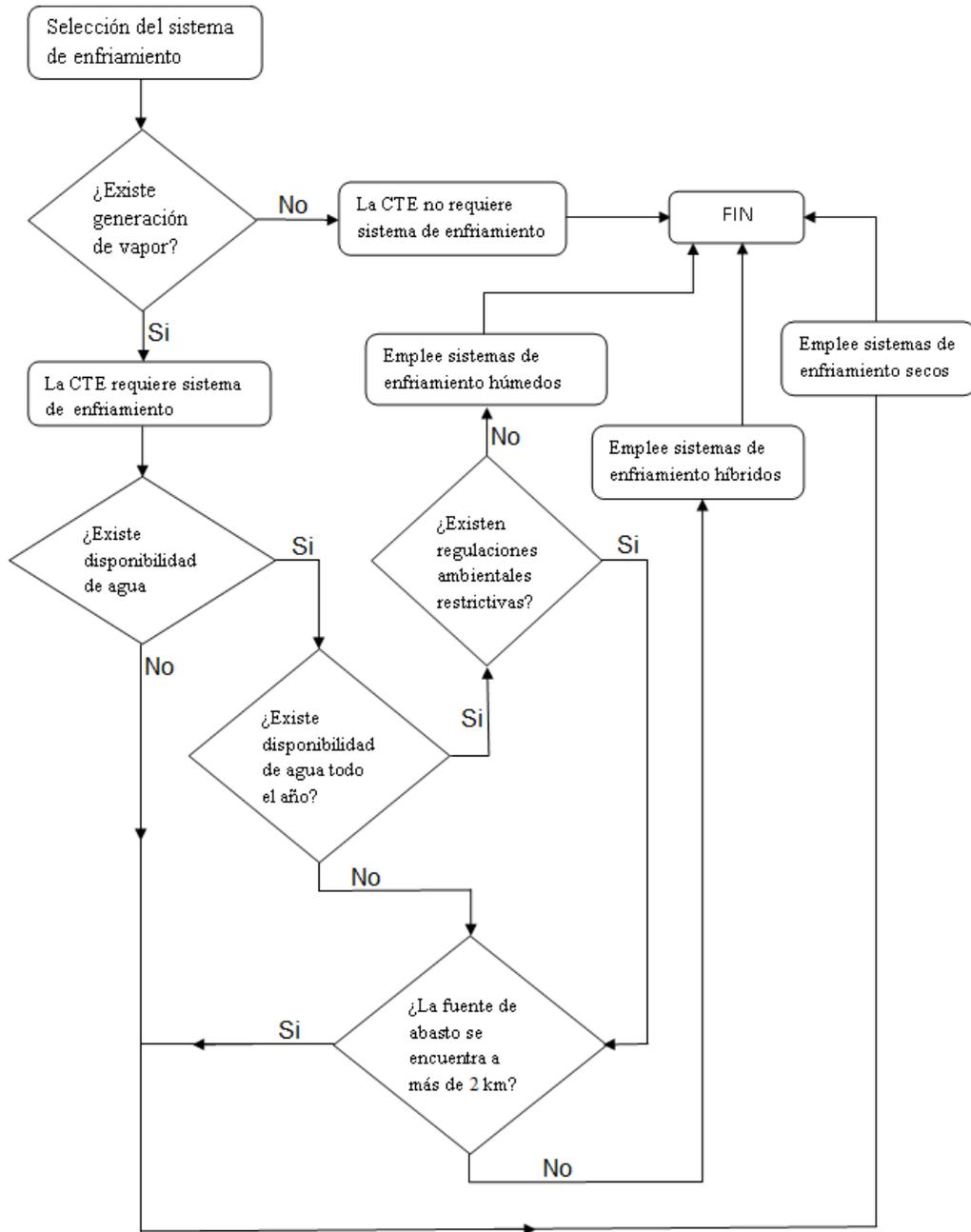


Figura: Procedimiento de selección del sistema de enfriamiento

Fuente: Obtenido de Arellano, 2011.

Anexo 4

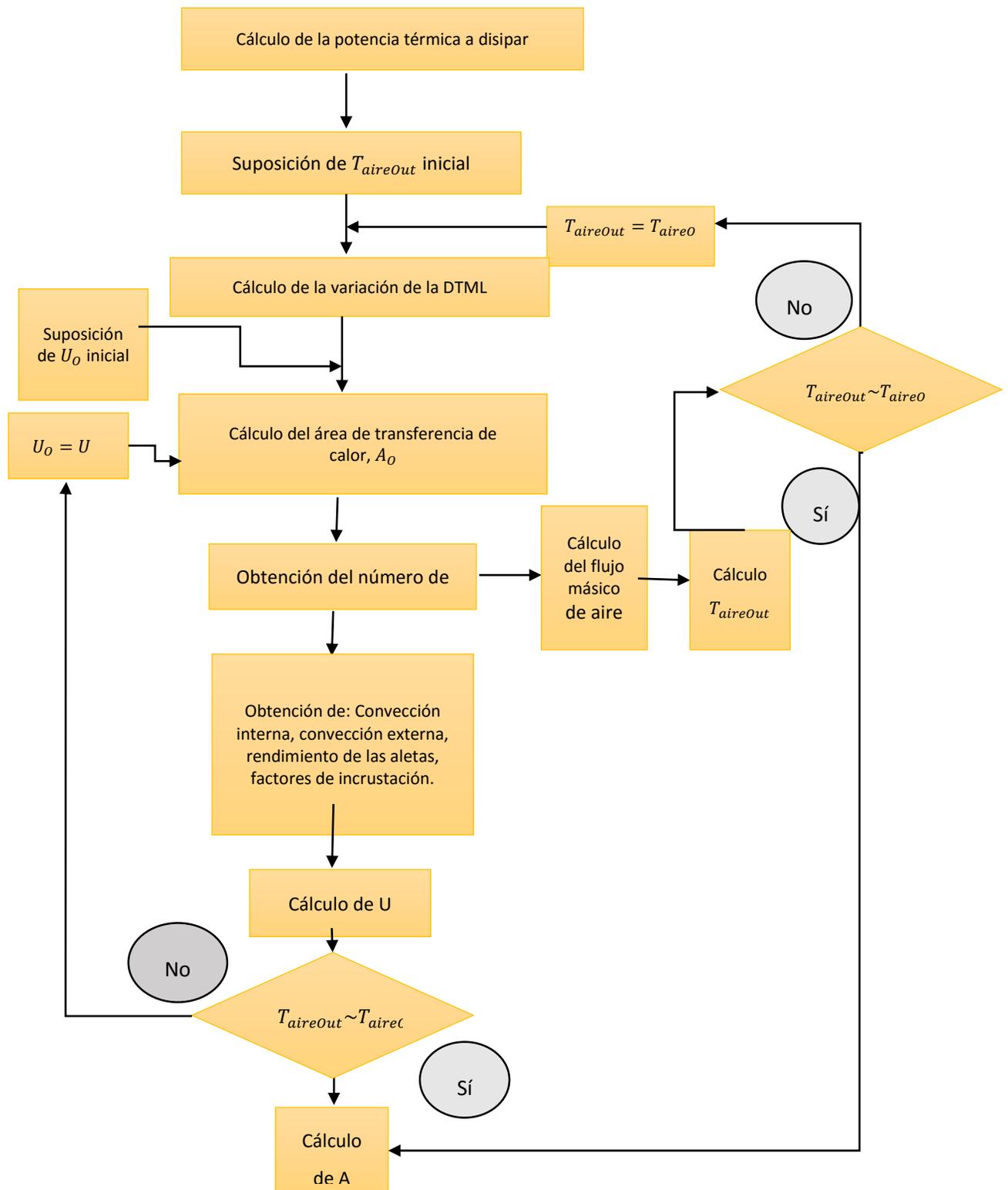


Figura: Diagrama de la secuencia de cálculo de los aerocondensadores

Fuente: Elaboración propia.

Anexo 5

Tabla: Coeficientes C_1 y m para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas

Configuración	$Re_{D,max}$	C_1	m
Alineado	$10 - 10^2$	0,80	0,40
Escalonado	$10 - 10^2$	0,90	0,40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$		
Alineado (ST/SL) > 0,7 ^a	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
Escalonado (ST/SL) < 2	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35(ST/SL)^{1/5}$	0,60
Escalonado (ST/SL) > 2	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,40	0,60
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84
Escalonado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,022	0,84

^a Para (ST/SL) > 0,7, la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar.

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

Anexo 6

Tabla: Factor de correlación C_2 para $N_L \leq 20$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	19
Alineado	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Escalonado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1999.

Anexo 7

Tabla: Factores de incrustación representativos

Tipo de fluido	Factor de incrustación	
	$pie^2 \cdot ^\circ F/Btu$	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua de mar, debajo de 125°F	0.0005	0.00009
Encima de 125°F	0.001	0.0002
Agua tratada para alimentación de caldera, encima de 125°F	0.001	0.0002
Aceite combustible	0.005	0.0009
Aceite de templar	0.004	0.0007
Vapores de alcohol	0.0005	0.00009
Vapor limpio de aceite	0.0005	0.00009
Aire industrial	0.002	0.0004
Líquido refrigerante	0.001	0.0002

Fuente: Tomado de *Holman*, 1999.

Anexo 8

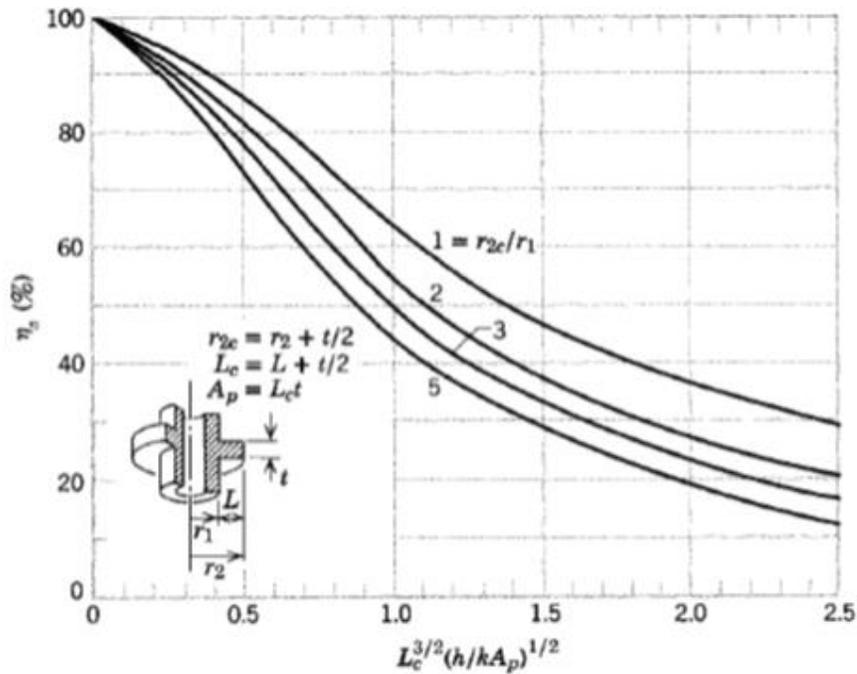
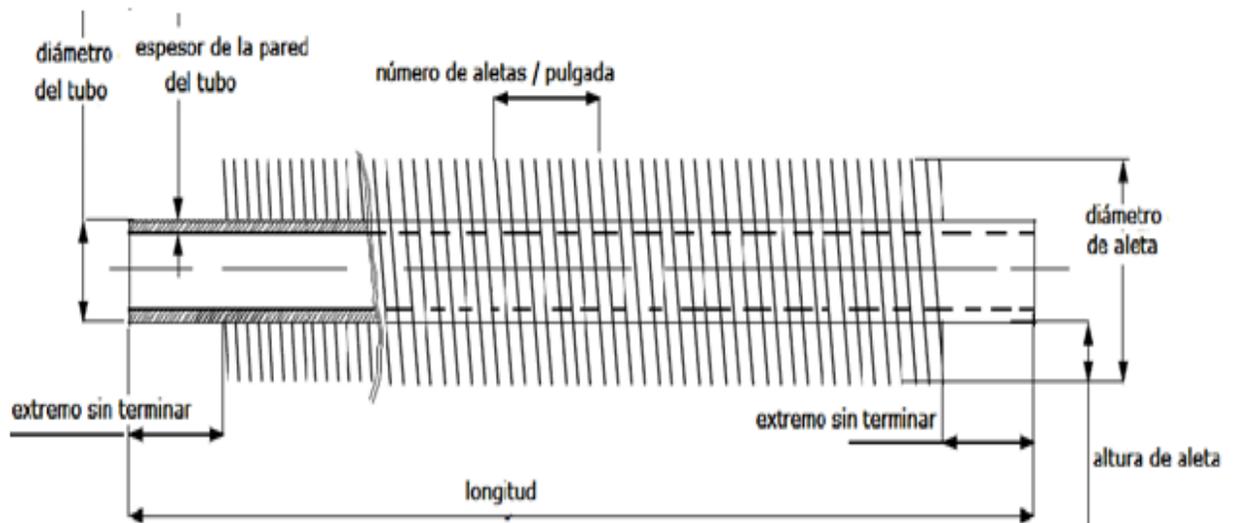


Figura: Rendimientos de aletas anulares de perfil rectangular

Fuente: Tomado de *Holman*, 1999.

Anexo 9



diámetro del tubo base		altura de aleta		número de aletas / pulgada	
				aletas / pulgada	aletas/ metro
		3/8".....	9,55 m.m.	7.....	275
		1/2".....	12,7 m.m.	8.....	315
		5/8".....	15,8 m.m.	9.....	354
				10.....	394
				11.....	433
5/8"	ø 15,88	3/8"		10 - 11	
3/4"	ø 19,05	3/8" - 1/2"		9 - 10 - 11	
1"	ø 25,4	3/8" - 1/2" - 5/8"		7 - 8 - 9 - 10 - 11	
1-1/4"	ø 31,75	3/8" - 1/2" - 5/8"		7 - 8 - 9 - 10 - 11	
1-1/2"	ø 38,1	3/8" - 1/2" - 5/8"		7 - 8 - 9 - 10 - 11	
1-3/4"	ø 44,4	3/8" - 1/2" - 5/8"		7 - 8 - 9 - 10 - 11	
2"	ø 50,8	3/8" - 1/2" - 5/8"		7 - 8 - 9 - 10 - 11	

Figura: Dimensiones de los tubos

Fuente: Tomado de AIRCO-FIN, 2017.

Anexo 10

Tabla: Propiedades del agua saturada

Temperatura (K)	Presión (bar) ^a	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía de vaporización (kJ/kg-K)	Calor específico (kJ/kg-K)		Viscosidad (N·s/m ²)		Conductividad térmica (W/m-K)	
		V _f *10 ³	V _g		C _{pf}	C _{pg}	μ _f * 10 ⁻⁶	μ _g * 10 ⁻⁶	k _f	k _g
295	0,02617	1.002	51,94	2449	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5
300	0,03531	1,003	39,13	2438	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6
305	0,04712	1,005	29,74	2426	4.178	1,877	769	9,29	620	20,1
310	0,06221	1,007	22,93	2414	4.178	1,882	695	9,49	628	20,4
315	0,08132	1,009	17,82	2402	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7
320	0,1053	1,011	13,98	2390	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0
325	0,1351	1,013	11,06	2378	4,180	1,903	528	10,09	645	21,3
330	0,1719	1,016	8,82	2366	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7
335	0,2167	1,018	7,09	2354	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0
340	0,2713	1,021	5,74	2342	4,188	1,930	420	10,69	660	22,3

^a Un bar es equivalente a 100 kPa

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1996

Anexo 11

Tabla: Propiedades del aire seco a presión atmosférica

Temperatura		ρ (kg/m ³)	C _p (J/kg-K)	K (W/m-K)	μ*10 ⁶	Pr
(K)	(°C)					
273	0	1,252	1011	0,0237	17,456	0,71
293	20	1,164	1012	0,0251	18,240	0,71
313	40	1,092	1014	0,0265	19,123	0,71
333	60	1,025	1017	0,0279	19,907	0,71
353	80	0,968	1019	0,0293	20,790	0,71
373	100	1	1022	0,0307	21,673	0,71
473	200	1	1035	0,0370	25,693	0,71
573	300	1	1047	0,0429	39,322	0,71
673	400	1	1059	0,0485	32,754	0,72
773	500	0,442	1076	0,0540	35,794	0,72
1273	1000	0,268	1139	0,0762	48,445	0,74

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1996

Anexo 12

Tabla: Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor

Combinación de fluidos	U (W/m ² -K)
Agua con agua	850 – 1 700
Agua con aceite	110 – 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1 000 – 6 000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800 – 1 400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1996

Anexo 13

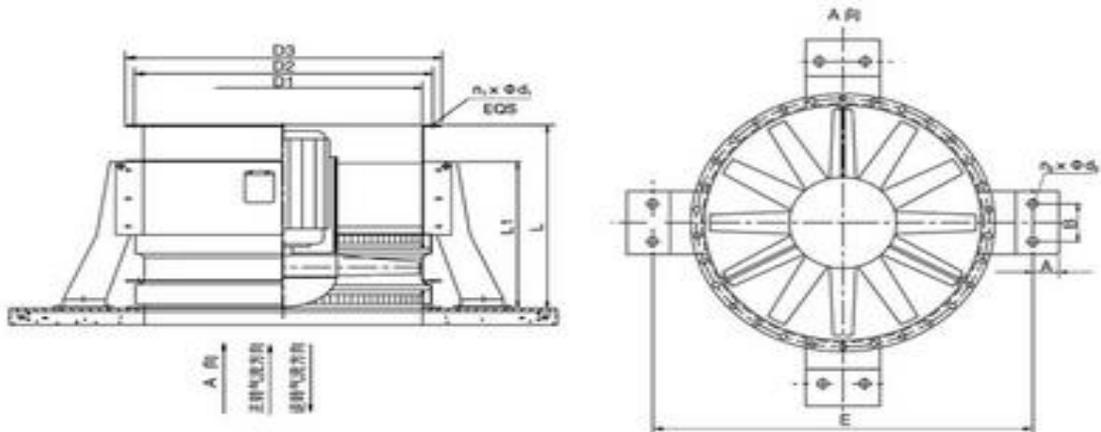
Tabla: Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Proceso	h (W/m ² -K)
Convección libre	
Gases	2-25
Líquidos	50-1 000
Convección forzada	
Gases	25-250
Líquidos	50-20 000
Convección con cambio de fase	
Ebullición y condensación	2 500-100 000

Fuente: Tomado de *Incropera*, 1996

Anexo 14

● DTF(R)系列可逆转轴流风机立式安装外形尺寸图
Overall Dimensional Diagram of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical



● DTF(R)系列可逆转轴流风机立式安装外形尺寸表
Overall Dimensional Table of DTF(R) Reversible Axial Fan, Vertical

Dimension 尺寸 机号 Size	D1	D2	D3	E	L	L1	A	B	$n_1 \times \Phi d_1$	$n_2 \times \Phi d_2$
12.5	1260	1330	1380	1600	940	400	50	100	20xΦ14	8xΦ16
14	1410	1482	1532	1800	1050	500	60	100	20xΦ14	8xΦ16
15	1510	1592	1652	1900	1100	500	60	100	20xΦ14	8xΦ16
16	1610	1702	1772	2000	1200	600	70	100	24xΦ18	8xΦ18
18	1810	1920	2006	2200	1400	700	70	125	30xΦ18	8xΦ18
19	1910	2030	2112	2300	1420	700	70	125	32xΦ18	8xΦ18
20	2010	2130	2214	2400	1500	750	80	125	36xΦ18	8xΦ20
21	2112	2240	2340	2500	1650	750	80	125	36xΦ18	8xΦ20
22	2212	2330	2416	2700	1650	800	80	140	36xΦ18	8xΦ20
24	2412	2530	2616	2900	1800	850	80	140	36xΦ20	8xΦ22
25	2512	2630	2716	3000	1800	850	80	140	36xΦ20	8xΦ22
26	2614	2760	2860	3200	1950	900	80	160	40xΦ22	8xΦ22
28	2814	2960	3060	3400	2100	950	80	160	42xΦ22	8xΦ24

说明: 配用 200kW 以上电机时, 其 L 尺寸应随电机长度增加。
Remarks: If power is 200kW or more, Length "L" shall be extended as per the length of motor.

七、DTF(R)系列可逆转轴流风机性能曲线图表
Performance Data Sheet and Performance Curve DTF(R) Reversible Axial Fan

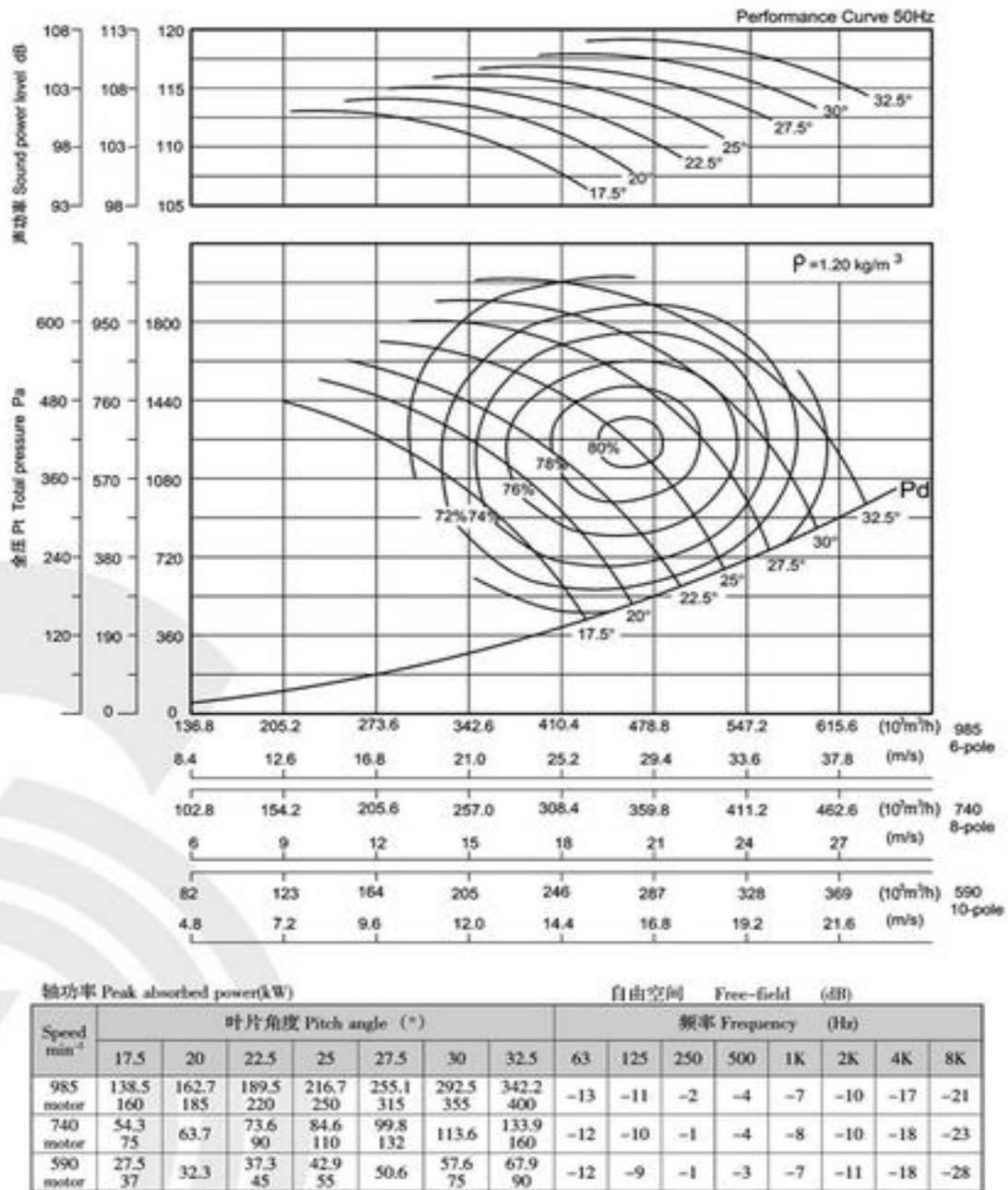
DTF(R)-1250-12 可逆转地铁、隧道轴流风机性能曲线

Figura: Esquema y dimensiones de los distintos modelos del ventilador axial reversible DTF(R)

Fuente: Tomado del catálogo de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO., 2011.

Anexo 15

DTF(R)-2400-14 可逆转地铁、隧道轴流风机性能曲线



DTF(R)-2500-12 可逆转地铁、隧道轴流风机性能曲线

Figura: Curvas características y cuadro de consumos del ventilador axial DTF (R) – 2
400 – 14

Fuente: Tomado del catálogo de ventiladores ZHEJIANG SHUANGYANG FAN CO.,
2011.