

Diseño térmico-hidráulico de un enfriador por aire de tiro forzado con tubos aleteados para el enfriamiento de metanol.

Thermo-hydraulic design of a finned tube forced-draft air cooler for methanol cooling.

Amaury Pérez Sánchez ^{1*}; Arlette de la Caridad González Abad ²; Heily Victoria González ³ María Isabel La Rosa Veliz ⁴; Zamira María Sarduy Rodríguez ⁵; Lizthalía Jiménez Guerra ⁶

Recibido: 02/03/2026 – Aceptado: 19/06/2026 – Publicado: 12/07/2026

Artículos de
investigación



Artículos
de revisión



Ensayos



* Autor
correspondiente.



Esta obra está licenciada bajo la licencia Creative Commons Atribución-No Comercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0). Los autores conservan los derechos sobre sus artículos y son libres de compartir, copiar, distribuir, interpretar y comunicar públicamente la obra, siempre que se dé una atribución adecuada, el uso no sea comercial y cualquier obra derivada esté licenciada bajo los mismos términos.

Resumen.

Los intercambiadores de calor enfriados por aire son uno de los equipos más eficientes y ampliamente usados para el intercambio de calor. El presente artículo trata acerca del diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado con tubos aleteados con el fin de enfriar 28 000 kg/h de una corriente de metanol líquido desde 90 °C hasta 45 °C usando una metodología de diseño bien conocida. Varios parámetros importantes de diseño fueron determinados tales como el caudal de aire (55,44 kg/s), el número requerido de tubos (277), el ancho del intercambiador de calor (2,78 m) y el coeficiente global de transferencia de calor (280,95 W/m².K). La caída de presión calculada de la corriente de metanol (559,73 Pa) estuvo por debajo del valor máximo permisible establecido por el proceso, mientras que la eficiencia de la aleta tuvo un valor de 0,853, el cual puede considerarse adecuado. La potencia del motor del ventilador tuvo un valor de 7,21 kW, y el enfriador por aire diseñado puede ser usado satisfactoriamente para el servicio de intercambio de calor requerido debido a que el parámetro relación entre el área proyectada del ventilador y el área frontal es superior que el valor establecido por la metodología de diseño.

Palabras clave.

Enfriador por aire, potencia del motor del ventilador, eficiencia de la aleta, caída de presión, diseño térmico-hidráulico.

Abstract.

Air-cooled heat exchangers are one of the most efficient and widely used equipment for heat exchange. The present paper deals with the thermo-hydraulic design of a finned tube, forced-draft air-cooled heat exchanger in order to cool down 28,000 kg/h of a liquid methanol stream from 90 °C to 45 °C using a well-known design methodology. Several important design parameters were determined such as the air flowrate (55.44 kg/s), the required number of tubes (277), the heat exchanger width (2.78 m) and the overall heat transfer coefficient (280.95 W/m².K). The calculated pressure drop of the methanol stream (559.73 Pa) was below the maximum allowable value established by the process, while the fin efficiency had a value of 0.853, which can be considered adequate. The driver power for the fan had a value of 7.21 kW, and the designed air cooler could be satisfactorily used for the requested heat exchange service since the value of the parameter ratio between the projected area of the fan and the face area is higher than the value established by the design methodology.

Palabras clave.

Air cooler, fan driver power, fin efficiency, pressure drop, thermo-hydraulic design.

1. Introducción

Una de las soluciones más comunes en la industria de intercambiadores de calor es el uso de un intercambiador de calor refrigerado por aire (ACHE) que implica operación de refrigeración por aire a temperatura ambiental. Los ACHEs (también conocidos como enfriadores de aire) se utilizan en el sistema de refrigeración y emplean aire ambiente como medio de refrigeración. El aire es un recurso que puede obtenerse sin considerar el coste en el entorno circundante [1].

Los enfriadores de aire son intercambiadores de calor compuestos por uno o más bancos de tubos con aletas que se utilizan para transferir calor de un chorro caliente al aire atmosférico, normalmente utilizando ventiladores para promover el flujo de aire. Teniendo en cuenta

preocupaciones medioambientales como posibles dificultades de escasez de agua y regiones donde el agua disponible requiere tratamientos costosos, los enfriadores de aire pueden ser una opción importante en comparación con los enfriadores convencionales [2].

El principio de funcionamiento de un ACHE es el siguiente: el fluido caliente del proceso entra en un extremo del ACHE y fluye a través de tubos, mientras que el aire ambiente fluye sobre y entre los tubos, que normalmente tienen superficies con aletas externas. El calor se transfiere al aire, que enfría el fluido del proceso, y el aire calentado se descarga a la atmósfera. Aunque este es un concepto fundamentalmente sencillo, mantener un rendimiento óptimo de ACHE requiere persistencia por parte del usuario final [3].

¹ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; amaury.perez84@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey, Cuba.

² Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; arlette.delacaridad@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-3193-0660>, Camagüey, Cuba.

³ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; heily.victoria@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0007-9319-6506>, Camagüey, Cuba.

⁴ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; maria.rosa@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-9517-6118>, Camagüey, Cuba.

⁵ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; zamira.sarduy@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0003-1428-3809>, Camagüey, Cuba.

⁶ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-2471-7263>, Camagüey, Cuba.

Entre los numerosos beneficios importantes que presenta el enfriador de aire se encuentran que no es necesario usar un segundo fluido de trabajo para lograr el intercambio de calor (es decir, no es necesario tener un medio de refrigeración debido al uso de aire); permite ahorrar costes energéticos y reducir las dimensiones del intercambiador de calor; No hay corrosión por incrustación en la superficie exterior del tubo [4], no hay contaminación y un menor coste de mantenimiento [1].

Preocupaciones medioambientales como la escasez de agua, la eliminación por expulsión y la contaminación térmica tienden a favorecer el ACHE. Aunque el coste de capital de ACHE suele ser alto, el coste operativo suele ser considerablemente menor que el requerido por un intercambiador de calor refrigerado por agua [5].

Las principales desventajas asociadas al uso de ACHE son su rendimiento a bajas temperaturas debido al bajo coeficiente de transferencia de calor del lado del aire, mientras que su rendimiento se ve afectado por la temperatura del aire ambiente, especialmente en verano [1].

Para cubrir estas desventajas, una solución ampliamente sugerida para estos intercambiadores de calor es el uso de superficies o aletas extendidas en los haces de tubos de refrigeración de aire, como aletas onduladas, aletas de rendija, aletas con persianas y aletas con generadores de vórtice [1], aletas planas y aletas dentadas [6]. El uso de aletas ha mejorado con relativo éxito el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire.

Los enfriadores de aire se utilizan ampliamente en procesos de energía, aire acondicionado, refrigeración [6] y petroquímicos [1]. Hoy en día existen miles de estos intercambiadores en uso, realizando el enfriamiento y/o condensación de fluidos que van desde agua en la camisa del motor hasta vapor de proceso y alquitrán altamente viscoso [3].

Los ACHEs se clasifican principalmente como *reclutamiento forzado* o *reclutamiento inducido* [5]. El ACHE de tiraje forzado (Fig. 1) es el refrigerador de aire más económico y común, donde los ventiladores axiales usados para forzar el aire a través del haz de tubos de aleta están montados debajo del hace, por lo que las secciones mecánicas no están expuestas al flujo caliente de aire de escape. Además, otra ventaja de este sistema es que proporciona acceso directo al paquete para su reemplazo. La ACHE inducida por tiraje implica ventiladores axiales que atraen el aire a través del haz de tubos de aleta y es la segunda disposición más económica. Contrariamente a la disposición anterior, los ventiladores están situados por encima del hace, lo que ofrece un mayor control del fluido del proceso y la protección del haz gracias a la estructura adicional. Los ventiladores usados en ACHEs son del tipo de flujo axial [7].

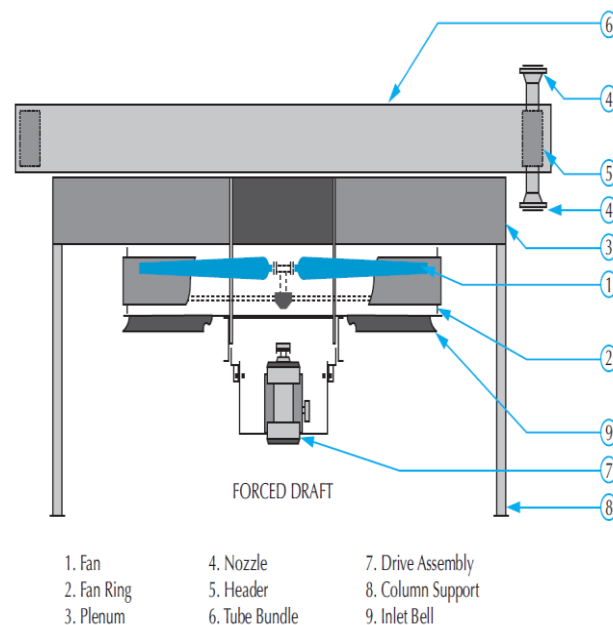


Fig. 1. Configuración de disipador de aire de tiraje forzado.

Fuente: Adaptado de [8]

Las principales ventajas de los refrigeradores de aire de tiro forzado son [8]:

1. Probablemente los requerimientos de potencia sean menores si el aire residual está muy caliente. (La potencia varía inversamente con la temperatura absoluta).
2. Mejor accesibilidad a los ventiladores y rodamientos superiores para el mantenimiento.
3. Mejor accesibilidad de los paquetes para reemplazar.
4. Permite temperaturas de entrada de proceso más altas.

Aunque sus principales desventajas son:

1. Distribución menos uniforme del aire sobre el hace.
2. Mayor probabilidad de recirculación de aire caliente, resultado de baja velocidad de descarga de los haces, alta velocidad de admisión hacia el anillo del ventilador y ausencia de chimenea.
3. Baja capacidad de calado natural debido a fallo del ventilador.
4. La exposición completa de los tubos aletados al sol, la lluvia y el granizo, lo que resulta en un control y estabilidad del proceso deficiente.

La construcción de uno o más haces de tubos, servidos por uno o más ventiladores, completos con plenum, estructura y dispositivos auxiliares, se denomina *bahía*. Cuando se manejan caudales elevados, es común que la unidad se divida en varios tramos para facilitar el transporte y la construcción. La Fig. 2 muestra algunas configuraciones de refrigeradores de aire. Generalmente, la base del diseño consiste en usar dos bahías de ventiladores [5].

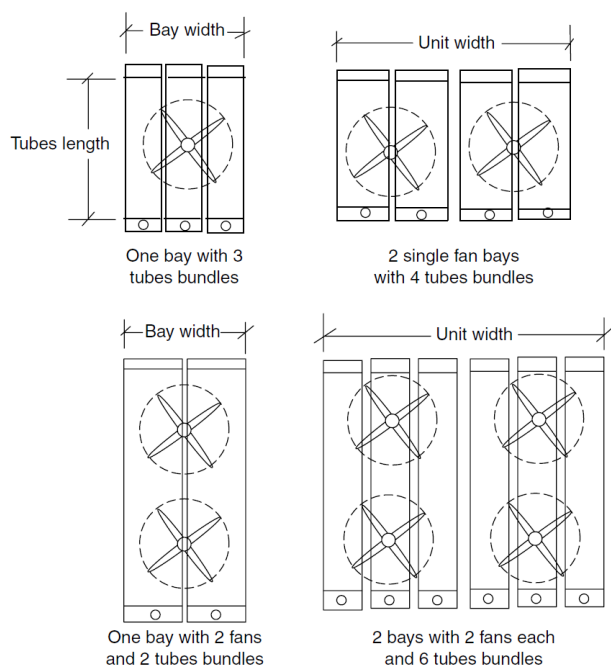


Fig. 2. Configuraciones de refrigeradores de aire.

Fuente: Adaptado de [7]

El núcleo del ACHE es el haz de tubos. Un haz de tubos es un conjunto de tubos, colectores, bastidores laterales y soportes tubulares. Normalmente, la superficie del tubo del lado del aire tiene una superficie extendida en forma de aletas helicoidales para compensar la baja tasa de transferencia de calor del aire en condiciones atmosféricas y bajas velocidades. Dado que las presiones de proceso en el lado del tubo normalmente superan 1 atm, el tubo óptimo suele ser redondo y puede ser de cualquier metal adecuado para el fluido de proceso dada su corrosividad, presión y temperatura [3].

Los artículos publicados que abordan el diseño y la optimización de los enfriadores de aire se basan en dos enfoques principales: métodos metaheurísticos y programación matemática [2].

El procedimiento de diseño convencional de los ACHEs es similar al utilizado en intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Siguiendo las directrices de diseño, el primer paso de la metodología consiste en encontrar un diseño preliminar para la unidad utilizando un coeficiente aproximado de transferencia de calor total. Luego, mediante un error de prueba, el diseño inicial se modifica iterativamente para obtener un diseño satisfactorio que cumpla criterios específicos de tolerancia. Aunque este método puede utilizarse de forma eficiente para valorar unidades existentes o para obtener nuevos diseños mediante simulación, no es adecuado para la optimización, especialmente cuando se deben considerar muchas variables de optimización.

Sin duda, la aplicación de esta metodología de diseño para una optimización rigurosa de los ACHEs puede ser laboriosa y llevar mucho tiempo si se toman decisiones discretas (tipo de régimen de flujo, tipo de tubo con aletas, número de filas de tubo, número de tubos por hilera, número de pasadas, aletas por unidad de longitud y grosor medio de aletas) y condiciones de funcionamiento (velocidades, las caídas de presión, coeficiente de transferencia total) se miden como parámetros de optimización [5].

Se tienen en cuenta más parámetros en el diseño térmico de los ACHEs en comparación con los intercambiadores de carcasa y tubos. Los ACHEs son susceptibles a una amplia diversidad de condiciones climáticas en constante cambio, lo que causa problemas de control que no se encuentran con los intercambiadores de carcasa y tubos. Los diseñadores deben lograr un equilibrio económico entre el coste de la energía eléctrica de los ventiladores y el gasto inicial de capital en el equipo. Debe tomarse una decisión sobre qué temperatura del aire ambiente debe usarse para el diseño. El caudal de aire y la temperatura de escape son inicialmente desconocidos y pueden variarse en la fase de diseño variando el número de filas de tubos y así modificando la superficie de la cara [8].

Existen varios estudios en los que se diseña o evalúa un intercambiador de calor refrigerado por aire. En este sentido, [4] analizó la eficiencia de diferentes tipos de aletas y el uso de insertos tubulares, así como los cambios en los coeficientes de transferencia de calor del aire y el gas natural, dependiendo de los cambios en los tipos de aletas e insertos tubulares, y su geometría, para un intercambiador de calor refrigerado por aire con tirada forzada. Para ello, se utilizó el software de aplicación Xchanger Suite.

Además, [9] propuso un enfoque de modelización para refrigeradores de aire en centrales solares concentradas, así como un algoritmo basado en optimización para definir el funcionamiento óptimo de las unidades bajo incrustación y su programación óptima de limpieza.

Asimismo, [10] investigó el uso del análisis de sensibilidad global (GSA) y el algoritmo de búsqueda de armonía (HS) para la optimización del diseño de intercambiadores de calor refrigerados por aire desde la perspectiva económica. En este estudio, se realizó GSA para estudiar la influencia de los parámetros de diseño e identificar los parámetros no influyentes, con el fin de reducir el tamaño del problema de optimización. Luego se aplica el HS para optimizar los parámetros influyentes.

Otros autores [11] establecieron un modelo simplificado tridimensional para simular un campo de flujo de temperatura de un tubo con aletas en un enfriador de aire seco basado en el software Fluent, mientras que también se estudió el efecto de enfriamiento del equipo sobre gas natural a alta temperatura y alta presión en la salida del compresor. En este estudio, comparando y analizando las relaciones entre el flujo másico de gas natural, la

temperatura del aire de entrada, la temperatura del gas natural de entrada y la temperatura del gas natural de salida para un enfriador de aire, se ajusta la fórmula de caída de temperatura del enfriador de aire seco respecto al gas natural, y la fórmula de ajuste se verifica mediante datos de operación en campo.

De manera similar, [6] propuso una estrategia mediante algoritmo genético multiobjetivo combinado con la superficie de respuesta de Kriging para un diseño óptimo de tubo ondulado en un enfriador de aire, considerando el factor mínimo de pérdida de presión, el factor máximo de transferencia de calor y el factor de rendimiento global.

Carvalho et al. [2] presentaron la optimización de los enfriadores de aire teniendo en cuenta el rendimiento del ventilador, donde la selección del ventilador es una variable de diseño y el caudal de aire correspondiente es el resultado de un balance energético mecánico. Este enfoque permitió una solución precisa, representada por el haz de tubos del refrigerador de aire y las bahías, así como los ventiladores, sin necesidad de ningún procedimiento de redondeo para identificar un ventilador adecuado a aplicar tras la optimización, como se usa implícitamente en todos los enfoques anteriores.

En [12] se desarrolló y validó experimentalmente un procedimiento de diseño para un enfriador de gas de tubo aletado con dióxido de carbono (CO₂). Con el enfoque en las características de transferencia de calor del lado de aire, el modelo desarrollado fue corroborado con un montaje experimental que utilizaba agua como fluido de trabajo. Se realizaron investigaciones sobre los efectos de la frecuencia del ventilador, la temperatura de entrada de agua y el flujo masivo de agua sobre el coeficiente total de transferencia de calor, mientras que se extrajeron desviaciones entre el modelo y los resultados de la prueba según la frecuencia del ventilador.

En [13] se describió la modelización matemática de un enfriador de gas CO₂ refrigerado por aire con tubos aletados mediante un método distribuido, donde se utilizaron las correlaciones actualizadas de coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión tanto para el refrigerante como para el lado del aire. También se propuso un método eficiente de resolución en la simulación. El modelo fue validado con los resultados de las pruebas de la literatura publicada y luego se utilizó para explorar el potencial de diseños mejorados de enfriadores de gas que lograran la temperatura mínima de aproximación y la máxima eficiencia operativa del sistema.

Manassaldi et al. [5] presentaron un modelo matemático disyuntivo para el diseño óptimo de intercambiadores de calor refrigerados por aire. El modelo implicó siete decisiones discretas relacionadas con la selección del tipo de tubo con aletas, número de filas de tubos, número de tubos por hilera, número de pasadas, aletas por unidad de longitud, grosor medio de aleta y tipo de régimen de flujo.

Cada decisión discreta se modeló usando disyunciones, variables booleanas y proposiciones lógicas, mientras que las principales decisiones continuas son: diámetro del ventilador, ancho del haz, longitud del tubo, caídas de presión y velocidades en ambos lados del ACHE, área de transferencia de calor y consumo de potencia del ventilador.

Hu et al. [14] seleccionaron y validaron un modelo de simulación utilizando datos de experimentos, y luego investigaron el rendimiento en la transferencia de calor y los factores que influyen en los enfriadores de aire de CO₂.

En un estudio reciente, [1] sugirió la cantidad óptima de agua pulverizada en el sistema para resolver simultáneamente el bajo rendimiento de refrigeración de los ACHEs y el problema de corrosión del equipo. La cantidad óptima de agua pulverizada se obtuvo con los resultados experimentales desarrollados y el modelo CFD, donde el modelo CFD calculó el efecto de enfriamiento y la relación de evaporación del agua según la temperatura del aire ambiente y la cantidad de agua rociada. Como resultado, se presentó la cantidad óptima de agua pulverizada que puede resolver problemas de rendimiento en refrigeración y corrosión al mismo tiempo, y se aplicó un sistema de niebla de agua a procesos comerciales.

En [15] se presentó un análisis numérico de solidificación localizada dentro de un intercambiador de calor refrigerado por aire utilizando sal fundida, empleando un solucionador newtoniano tridimensional basado en presión junto con un modelo de turbulencia *k* realizable y un enfoque de entalpía-porosidad. En este estudio, se establecieron los límites operativos del fluido de trabajo (aire) que desencadenan la solidificación dentro del haz de tubos del intercambiador de calor refrigerado por aire con sales fundidas. Se empleó un método de dos pasos, que implicaba análisis en estado estacionario y transitorios, para evaluar el efecto de la temperatura de entrada de aire, la presión, la velocidad del aire y las temperaturas iniciales de las sales fundidas sobre la temperatura de salida, el coeficiente total de transferencia de calor y la efectividad.

En [16] se realizó un estudio teórico sobre el rendimiento de un enfriador de aire para guiar el diseño óptimo de un enfriador de aire. El modelo de parámetros distribuidos del enfriador de aire se estableció primero junto con algunos submodelos que calculaban los parámetros estructurales, las propiedades físicas del aire húmedo, el coeficiente de transferencia de calor y la resistencia al flujo en el lado del refrigerante y el lado del aire. Luego, los modelos propuestos se integraron para calcular el rendimiento del enfriador de aire bajo el efecto de diferentes parámetros estructurales, como el espaciado de aletas, el grosor de las aletas, el espaciado de los tubos, el diámetro exterior del tubo y los materiales de los tubos aletas.

Finalmente, en [17] se presentó un nuevo enfoque para el diseño globalmente óptimo de los enfriadores de aire. Primero, al acoplar las opciones geométricas del disipador

de aire con ventiladores comerciales, se eliminó la desadaptación tradicional que surgía de diseñar primero el disipador de aire y luego seleccionar un ventilador comercial. En segundo lugar, el método se apartó de los métodos tradicionales LMTD y ε -NTU, adoptando un modelo compuesto por un sistema diferencial-algebraico de ecuaciones (sistema DAE) para la simulación del enfriador de aire, que se discretizó para considerar propiedades variables con la temperatura. El problema de optimización resultante se resolvió usando Set Trimming y Smart Enumeration, que pueden identificar el óptimo global mediante la simulación de solo una pequeña fracción del espacio de búsqueda.

El libro escrito por [18] expuso las ventajas y desventajas de los ACHEs, explicó e ilustró qué son los ACHEs, discutió el diseño térmico de los ACHEs así como la optimización del diseño térmico, y examinó varias aplicaciones especiales de este equipo.

En una determinada planta de procesamiento químico se desea enfriar un chorro de metanol líquido de 90 °C a 45 °C, y para ello se propone un enfriador de aire de tiraje forzado debido a la escasez de suministro de agua y la disponibilidad de espacio. En este contexto, el presente trabajo trata sobre el diseño termohidráulico de un intercambiador de calor refrigerado por aire de tubo forzado con aletas, utilizando una metodología de cálculo bien conocida, donde se determinan varios parámetros importantes de diseño, como la relación entre el área proyectada del ventilador y la superficie frontal de la bahía, el coeficiente total de transferencia de calor, el caudal de aire, la caída de presión de ambos flujos y la potencia del conductor del ventilador, entre otros.

2. Materiales y métodos.

2.1. Definición del problema de diseño.

Se desea diseñar un enfriador de aire de tiro forzado para enfriar 28.000 kg/h de un flujo de metanol de 90 °C a 45 °C, utilizando aire a una temperatura de entrada de 25 °C y una presión de 1 atm. Los diámetros interno y externo de los tubos son de 20,5 mm y 25,4 mm, respectivamente, mientras que estarán equipados con aletas de aluminio de 15 mm de altura, 0,380 mm de grosor y 394 aletas por metro. La longitud máxima admisible del tubo es de 6 m. La disposición de los tubos será de patrón triangular con 60,32 mm de paso. La caída máxima de presión permitida para el metanol es de 800 Pa, y para este fluido debe utilizarse una resistencia interna a la incrustación de 0,0003 K.m²/W. Finalmente, el valor del parámetro es 52,23 mm (Fig. 3), mientras que se usarán dos ventiladores con un diámetro de 1,8 m. Según la metodología de cálculo de diseño [7], la relación entre el área proyectada del ventilador y el área de la cara de la bahía (es decir, el parámetro $S_F \phi$) debe ser al menos del 40 % para tener una distribución uniforme, y esa será la restricción seleccionada en este estudio para diseñar el enfriador de aire de tiro forzado. $S_F \phi$

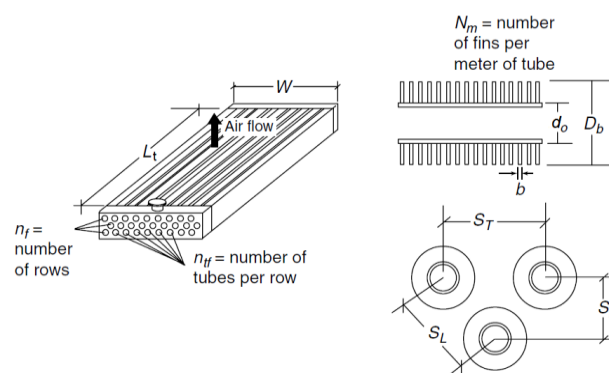


Fig. 3. Nomenclatura del enfriador de aire.

Fuente: Adaptado de [7].

2.2. Metodología de diseño.

Para diseñar el enfriador de aire de tiro forzado se utilizaron varias correlaciones, tablas y datos publicados principalmente en [7,8,19], donde primero se realiza el diseño preliminar y luego se realiza el diseño detallado para determinar la relación entre el área proyectada del ventilador y el área frontal de la bahía, que debe ser superior al 40%. Asimismo, se determinan varios parámetros importantes como el calor transferido, el caudal masivo de aire requerido, la eficiencia de las aletas, el coeficiente total de transferencia de calor y la caída de presión para ambos fluidos, entre otros. Finalmente, se calcula la potencia del controlador del ventilador.

2.3. Diseño preliminar

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles:

- Caudal másico del metanol ($\dot{m}_h$)
- Temperatura de entrada del metanol (T_1)
- Temperatura de salida del metanol (T_2)
- Temperatura de entrada del aire (T_1)
- Presión del aire (P_a)
- Diámetro interno de los tubos (d_i)
- Diámetro externo de los tubos (d_o)
- Espesor de la aleta (b)
- Altura de la aleta (H_f)
- Afinación de tubo (S_L)
- Parámetro S_F
- Número de aletas por metro de tubo (N_m)
- Longitud del tubo (L_t)
- Caída máxima de presión permitida para metanol [$\Delta p_{(m)h}$]
- Resistencia a la incrustación para metanol (R_h)
- Conductividad térmica del aluminio (k_f)
- Número de aficionados (n_F)
- Diámetro de un ventilador (D_F)

Paso 2. Temperatura media del metanol ($\bar{T}$)

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

Paso 3. Definición de las propiedades físicas del metanol (a la temperatura media determinada en el paso anterior) y del aire (a la temperatura de entrada):

La Tabla 1 presenta las propiedades físicas que deben definirse tanto para el flujo de metanol como para el de aire. Las propiedades físicas del metanol se definen a la temperatura media determinada en el paso anterior (), mientras que para el aire se definen a la temperatura de entrada (25 °C). $\bar{T}$

Tabla 1. Propiedades físicas que se definirán para ambos flujos.

Propiedad	Metanol	Aire	Unidades
Densidad	ρ_h	-	kg/m ³
Viscosidad	μ_h	μ_c	Pa.s
Conductividad térmica	k_h	k_c	W/m.K
Capacidad calorífica	Cp_h	Cp_c	J/Kg.K

1La densidad del aire se calculará en un paso posterior.

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Transferencia térmica (): Q

Utilizando datos del chorro caliente (metanol):

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (2)$$

Paso 5. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor (): U^a

Debe asumirse un valor para el coeficiente global de transferencia de calor, teniendo en cuenta los valores sugeridos por [7] dependiendo de la aplicación del intercambio de calor.

Paso 6. Parámetro : Z

$$Z = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - t_1)} \quad (3)$$

Paso 7. Selección del número de filas de tubos () y la velocidad de la cara (): $n_f v_f$

Las filas de tubos y la velocidad de la cara deben seleccionarse según el valor calculado del parámetro , empleando los valores de la Tabla 2.Z

Tabla 2. Recomendaciones de diseño en función del parámetro.Z

Parámetro Z	Número de filas de tubos (n_f)	Velocidad de cara () [m/s] v_f
0.4	4	3.3
0.5	5	3
0.6	6	2.8
0.8-1	8-10	2-2.4

Fuente: Adaptado de [8].

Paso 8. Asunción de la temperatura de salida de aire (). t_2

Paso 9. Caudal masivo de aire preliminar (): m_c

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

Paso 10. Densidad de entrada de aire (): ρ_c

$$\rho_c = \frac{M_c \cdot P_a}{R \cdot t_1} \quad (5)$$

Donde $M_c = 29$ kg/kmol; $P_a = 1$ cajero automático; $R = 0,082 M_c P_a R^{atm.m.m.3}/kmol.K$; $y = 298$ K. t_1

Paso 11. Área de la cara para obtener el valor de la velocidad de la cara (): a_v

$$a_v = \frac{m_c}{v_f \cdot \rho_c} \quad (6)$$

Paso 12. Anchura del intercambiador de calor (): W^a

$$W^a = \frac{v}{L_t} \quad (7)$$

Paso 13. Diferencia de temperatura media logarítmica (): $LMTD$

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (8)$$

Paso 14. Área de transferencia de calor (): A

$$A = \frac{Q}{U^a \cdot LMTD} \quad (9)$$

Paso 15. Número requerido de tubos (): N

$$N = \frac{A}{\pi \cdot d_0 \cdot L_t} \quad (10)$$

Donde se da en metros. d_0

Paso 16. Número de tubos por fila (): n_{tf}

$$n_{tf} = \frac{N}{n_f} \quad (11)$$

Paso 17. Parámetro . S_T

Paso 18. Ancho calculado del intercambiador de calor (): W^c

$$W^c = S_T \cdot n_{tf} \quad (12)$$

Paso 19. Verificación del valor de calculada en el paso 12 con el valor de determinado en el paso anterior. $W^a W^c$
Si el valor del ancho calculado del intercambiador de calor () difiere del valor de , se mantendrá el valor de , y los parámetros caudal de aire, temperatura de salida de aire, y se corregirá considerando el resultado de mediante las siguientes ecuaciones: $W^c W^a W^c LMTD W^c$

Caudal de aire (): m_c

$$m_c = v_f \cdot \rho_c \cdot W^c \cdot L_t \quad (13)$$

Temperatura de salida de aire (): t_2

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{m_c \cdot CP_c} \quad (14)$$

Diferencia de temperatura media logarítmica corregida
():LMTD

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (8)$$

Paso 20. Compilación y definición de los parámetros de diseño determinados en el diseño preliminar.

Se deben compilar y definir los siguientes parámetros de diseño para el proceso de intercambio de calor:

- Número requerido de tubos (): N
- Número de tubos por fila (): n_{tf}
- Número de filas de tubos (): n_f
- Ancho calculado del intercambiador de calor (): W^c
- Caudal de aire (): m_c
- Temperatura de salida del aire (): t_2
- Diferencia de temperatura media logarítmica ():LMTD

2.4. Diseño detallado

Paso 21. Adopción del número de pasadas para el fluido caliente (): n

Paso 22. Parámetros y :RS

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (15)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (16)$$

Paso 23. Parámetro : P_X

$$P_X = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1}\right)^{1/N_S}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1}\right)^{1/N_S}} \quad (17)$$

Donde es el número de pasadas de proyectil, y es igual a 1 para este enfoque de diseño. N_S

Paso 24. Factor de corrección ():LMTDF_t

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \left[\frac{(1 - P_X)}{(1 - R \cdot P_X)} \right]}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_X}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_X}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (18)$$

Si $R = 1$ deben emplearse las siguientes ecuaciones:

$$P_X = \frac{S}{(N_S - N_S \cdot S + S)} \quad (18a)$$

Entonces:

$$F_t = \frac{\frac{P_X \cdot \sqrt{R^2 + 1}}{1 - P_X}}{\ln \left[\frac{\left(\frac{2}{P_X}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_X}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (18b)$$

Paso 25. Diferencia media efectiva de temperatura (): ΔT

$$\Delta T = LMTD \cdot F_t \quad (19)$$

Paso 26. Área de flujo para el fluido del lado del tubo (): a_t

$$a_t = \frac{N \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_i^2}{4}\right)}{n} \quad (20)$$

Paso 27. Velocidad del metanol en los tubos (): v_t

$$v_t = \frac{m_h}{\rho_h \cdot a_t} \quad (21)$$

Donde m_h se da en kg/h.

Paso 28. Número de metanol de Reynolds (): Re_h

$$Re_h = \frac{d_i \cdot v_t \cdot \rho_h}{\mu_h} \quad (22)$$

Paso 29. Número de metanol (): Pr_h

$$Pr_h = \frac{Cp_h \cdot \mu_h}{k_h} \quad (23)$$

Paso 30. Coeficiente interno de la película para metanol (): h_i

- Para el régimen laminar (< 2.100): Re_h

$$h_i = 1.86 \cdot \left(\frac{k_h}{d_i}\right) \cdot \left[Re_h \cdot Pr_h \cdot \left(\frac{d_i}{L_t}\right) \right]^{0.33} \quad (24)$$

- Para el régimen de transición ($2.100 \leq Re_h \leq 10.000$):

$$h_i = 0.116 \cdot Cp_h \cdot \rho_h \cdot v_t \cdot \left(\frac{Re_h^{0.66} - 125}{Re_h} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_t}\right)^{0.66} \right] \cdot Pr_h^{-0.66} \quad (25)$$

- Para régimen turbulento ($Re_h > 10.000$):

$$h_i = 0.023 \cdot \left(\frac{k_h}{d_i}\right) \cdot Re_h^{0.8} \cdot Pr_h^{0.33} \quad (26)$$

Paso 31. El coeficiente interno de la película se referirá al área externa (): h_{i0}

$$h_{i0} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (27)$$

Paso 32. Superficie lisa del tubo por metro de tubo (): A_0

$$A_0 = \pi \cdot d_o \quad (28)$$

Donde se da en metros. d_o

Paso 33. Superficie desnuda del tubo por metro de tubo
(A_D)

$$A_D = A_0 \cdot (1 - b \cdot N_m) \quad (29)$$

Donde se da en metros. b

Paso 34. Diámetro de la aleta (D_b)

$$D_b = d_0 + 2 \cdot H_f \quad (30)$$

Donde y se dan en metros $H_f d_0$

Paso 35. Superficie de la aleta (A_f)

$$A_f = \frac{\pi \cdot 2 \cdot N_m \cdot (D_b^2 - d_0^2)}{4} \quad (31)$$

Donde todos los diámetros se dan en metros.

Paso 36. Perímetro proyectado (P_p)

$$P_p = 2 \cdot (D_b - d_0) \cdot N_m + 2 \cdot (1 - b \cdot N_m) \quad (32)$$

Donde todos los diámetros y se dan en metros. b

Paso 37. Diámetro equivalente (D_{eq})

$$D_{eq} = \frac{2 \cdot (A_f + A_D)}{\pi \cdot P_p} \quad (33)$$

Paso 38. Área de flujo de aire (a_s)

$$a_s = W^c \cdot L_t - n_{tf} \cdot L_t \cdot [d_0 + N_m \cdot (D_b - d_0) \cdot b] \quad (34)$$

Donde todos los diámetros y se dan en metros. b

Paso 39. Número de Reynolds para el aire (Re_c)

$$Re_c = \frac{D_{eq} \cdot m_c}{a_s \cdot \mu_c} \quad (35)$$

Paso 40. Parámetro j

$$j = 0.0959 \cdot (Re_c)^{0.718} \quad (36)$$

Paso 41. Número de Prandtl para el aire (Pr_c)

$$Pr_c = \frac{Cp_c \cdot \mu_c}{k_c} \quad (37)$$

Paso 42. Coeficiente de película de convección para tubos y aletas (h_f)

Dado que no se considera un factor de incrustación en el lado del aire:

$$h_f = j \cdot \left(\frac{k_c}{D_{eq}} \right) \cdot Pr_c^{0.33} \quad (38)$$

Paso 43. Parámetro m

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_f}{k_f \cdot b}} \quad (39)$$

Donde se da en metros. b

Paso 44. Parámetro H

$$H = \frac{D_b - d_0}{2} \quad (40)$$

Donde se da en metros. d_0

Paso 45. Parámetro Y

$$Y = \left(H + \frac{b}{2} \right) \cdot \left(1 + 0.35 \cdot \ln \frac{D_b}{d_0} \right) \quad (41)$$

Donde y se dan en metros. $b d_0$

Paso 46. Eficiencia de aleta (Ω)

$$\Omega = \frac{\tanh m \cdot Y}{m \cdot Y} \quad (42)$$

Paso 47. Coeficiente de película corregido por eficiencia de aleta, y considerando como área de referencia la superficie externa del tubo liso (h_{fo})

$$h_{fo} = (\Omega \cdot A_f + A_D) \cdot \frac{h_f}{A_0} \quad (43)$$

Paso 48. Resistencia a la incrustación del fluido lateral del tubo corregida para la relación diámetros interno/externo (R_{hi})

$$R_{hi} = R_h \cdot \frac{d_0}{d_i} \quad (44)$$

Paso 49. Coeficiente total de transferencia de calor (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{fo}} + \frac{1}{h_{io}} + R_{hi}} \quad (45)$$

Paso 50. Área proyectada de los ventiladores (a_F)

$$a_F = n_F \cdot \frac{\pi \cdot D_F^2}{4} \quad (46)$$

Paso 51. Relación entre el área proyectada del ventilador y la superficie de la cara (ϕ)

$$\phi = \frac{a_F}{a_v} \cdot 100 \quad (47)$$

2.5. Caída de presión

Paso 52. Factor de fricción para el fluido del lado del tubo (f_t)

- Régimen laminar (< 2.100): Re_h

$$f_t = \frac{16}{Re_h} \quad (48)$$

- Régimen turbulento ($Re_h \geq 2.100$):

$$f_t = 0.0035 + \frac{0.264}{Re_h^{0.42}} \quad (49)$$

Paso 53. Caída de presión 1 (Δp_1)

$$\Delta p_1 = 4 \cdot f_t \cdot n \cdot \left(\frac{L_t}{d_i} \right) \cdot \frac{\rho_h \cdot v_t^2}{2} \quad (50)$$

Paso 54. Caída de presión 2 (Δp_2)

$$\Delta p_2 = 4 \cdot n \cdot \frac{\rho_h \cdot v_t^2}{2} \quad (51)$$

Paso 55. Caída total de presión para el fluido del lado del tubo (Δp_t)

$$\Delta p_t = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (52)$$

Paso 56. Volumen neto libre (N_{FV})

$$N_{FV} = W^c \cdot L_t \cdot S_F - n_{tf} \cdot \pi \cdot L_t \cdot \frac{d_o^2}{4} - N_m \cdot n_{tf} \cdot \pi \cdot L_t \cdot b \cdot \left(\frac{D_b^2 - d_o^2}{4} \right) \quad (53)$$

Donde , , y se dan en metros. $S_F d_o b D_b$

Paso 57. Diámetro equivalente para fricción (D'_{eq})

$$D'_{eq} = \frac{4 \cdot N_{FV}}{L_t \cdot n_{tf} \cdot (A_f + A_D)} \quad (54)$$

Paso 58. Número de aire de Reynolds para cálculos de caída de presión (Re'_c)

$$Re'_c = \frac{D'_{eq} \cdot m_c}{a_s \cdot \mu_c} \quad (55)$$

Paso 59. Factor de fricción para el aire (f_a)

$$f_a = 1.276 \cdot Re'^{-0.14}_c \quad (56)$$

Paso 60. Temperatura media del aire a través del enfriador de aire ($\bar{t}$)

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (57)$$

Paso 61. Densidad media del aire en el haz de tubos en ($\bar{\rho}_c$)

$$\bar{\rho}_c = \frac{M_c \cdot P_a}{R \cdot (\bar{t} + 273)} \quad (58)$$

Paso 62. Caída de presión del aire a través del haz (Δp_a)

$$\Delta p_a = \frac{f_a \cdot \left(\frac{m_c}{a_s} \right)^2 \cdot n_f \cdot S_F}{2 \cdot \rho_c \cdot D'_{eq}} \cdot \left(\frac{D'_{eq}}{S_T} \right)^{0.4} \cdot \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6} \quad (59)$$

Donde es la densidad de entrada de aire calculada en el Paso 10. ρ_c

2.6. Alimentación del controlador del ventilador

Paso 63. Velocidad del aire en el ventilador (v_F)

$$v_F = \frac{m_c}{2 \cdot \bar{\rho}_c \cdot \frac{\pi \cdot D_F^2}{4}} \quad (60)$$

Paso 64. Presión desarrollada por el ventilador (P_F)

$$P_F = \Delta p_a + \frac{\bar{\rho}_c \cdot v_F^2}{2} \quad (61)$$

Paso 65. Caudal volumétrico en los ventiladores (q_F)

$$q_F = \frac{m_c}{2 \cdot \bar{\rho}_c} \quad (62)$$

Paso 66. Alimentación del controlador del ventilador (P_D)

$$P_D = \frac{q_F \cdot P_F}{\eta_F \cdot \eta_d} \quad (63)$$

Donde es 0,75 y es 0,95, según [7]. $\eta_F \eta_d$

3. Resultados.

3.1. Diseño preliminar

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles:

- Caudal másico de metanol (m_h): 28.000 kg/h.
- Temperatura de entrada del metanol (T_1): 90 °C.
- Temperatura de salida del metanol (T_2): 45 °C.
- Temperatura de entrada del aire (t_1): 25 °C.
- Presión del aire (P_a): 1 atm.
- Diámetro interno de los tubos (d_i): 20,5 mm = 0,0205 m.
- Diámetro externo de los tubos (d_o): 25,4 mm = 0,0254 m.
- Espesor de aleta (b): 0,380 mm = 0,00038 m.
- Altura de la aleta (H_f): 15 mm = 0,015 m.
- Paso del tubo (S_L): 60,32 mm = 0,06032 m.
- Parámetro: 52,23 mm = 0,05223 m. S_F
- Número de aletas por metro de tubo (N_m): 394.
- Longitud del tubo (L_t): 6 m.
- Caída máxima de presión permitida para metanol [$\Delta p_{(m)h}$]: 800 Pa.
- Resistencia a la incrustación para metanol (K_f): 0,0003 K.m R_h^2 /W.
- Conductividad térmica del aluminio (k_f): 200 W/m.K [7].
- Número de aficionados (n_F): 2.
- Diámetro de un ventilador (D_F): 1,8 m.

Paso 2. Temperatura media del metanol ($\bar{T}$)

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 45}{2} = 67.5 \text{ °C} \quad (1)$$

Paso 3. Definición de las propiedades físicas del metanol y el aire:

La Tabla 3 presenta los valores de las propiedades físicas a definir para ambos flujos, según los datos reportados por [20]. Las propiedades físicas del metanol se establecen en 67,5 °C; mientras que para el aire están definidos a 25 °C.

Tabla 3. Propiedades físicas que se definirán para ambos flujos.

Propiedad	Metanol	Aire	Unidades
Densidad	746.73	-	kg/m ³
Viscosidad	0.000336	0.000018	Pa.s

Conductividad térmica	0.1880	0.0260	W/m.K
Capacidad calorífica	2,835.79	1,011	J/Kg.K

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Transferencia térmica (Q):

Utilizando datos del chorro caliente (metanol):

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot C p_h \cdot (T_1 - T_2) = 992,526.5 \text{ W} \quad (2)$$

Paso 5. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor (U^a):

Como sugiere [7], un valor para el coeficiente total de transferencia de calor de 260 W/m^2 . Se asumió K para este tipo de aplicación de intercambio de calor.

Paso 6. Parámetro Z :

$$Z = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - t_1)} = \frac{(90 - 45)}{(90 - 25)} = 0.692 \quad (3)$$

Paso 7. Selección del número de filas de tubos (n_f) y la velocidad de la cara (v_f):

Según la Tabla 1 [8], para un valor del parámetro 0,692, el número de filas de tubos y la velocidad de la cara tendrán valores de 6 y 2,8 m/s, respectivamente. Z

Paso 8. Asunción de la temperatura de salida de aire (t_2):

Se asumirá un valor para la temperatura de salida de aire de 50°C .

La Tabla 4 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 9-18.

Tabla 4. Parámetros determinados en los pasos 9-18.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
9	Caudal de aire preliminar	m_c	39.27	kg/s
10	Densidad de entrada de aire	ρ_c	1.187	kg/m ³
11	Área de la cara	a_v	12.02	M ²
12	Ancho del intercambiador de calor	W^a	2.00	m
13	Diferencia de temperatura media logarítmica	$LMTD$	28.85	$^\circ\text{C}$
14	Área de transferencia de calor	A	132.32	M ²
15	Número requerido de tubos	N	277	-
16	Número de tubos por fila	n_{tf}	46.17	-

17	Parámetro S_T^{-1}	S_T	0.0603	m
18	Ancho calculado del intercambiador de calor	W^c	2.78	m

Como sugiere [7], el valor del parámetro

S_T es igual al paso del tubo (ϕ) = 0,06032 m, para la geometría propuesta. S_L

Fuente: Explicación propia.

Paso 19. Verificación del valor de calculada en el paso 12 con el valor de determinado en el paso anterior. $W^a W^c$

El valor de la anchura calculada del intercambiador de calor ($= 2,78 \text{ m}$) difiere ligeramente del valor de determinado en el paso 12 (2,00 m) para una velocidad de cara de 2,8 m/s. En este caso, mantendremos esta geometría y corregiremos el caudal de aire, la temperatura de salida y . En consecuencia: $W^c W^a LMTD$

Caudal de aire:

$$m_c = v_f \cdot \rho_c \cdot W^c \cdot L_t \quad (13)$$

$$m_c = 2.8 \cdot 1.187 \cdot 2.78 \cdot 6 = 55.44 \text{ kg/s}$$

Temperatura de salida de aire:

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{m_c \cdot C p_c} = 25 + \frac{992,526.5}{55.44 \cdot 1,011} \quad (14)$$

$$t_2 = 42.71^\circ\text{C}$$

Diferencia de temperatura media logarítmica corregida ($LMTD$):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (8)$$

$$LMTD = \frac{(90 - 42.71) - (45 - 25)}{\ln \frac{(90 - 42.71)}{(45 - 25)}} = 31.71^\circ\text{C}$$

Paso 20. Compilación y definición de los parámetros de diseño determinados en el diseño preliminar.

El enfriador de aire propuesto presentará los siguientes parámetros preliminares de diseño:

- Número requerido de tubos (ϕ) = 277. N
- Número de tubos por fila (ϕ) = 46,17. n_{tf}
- Número de filas de tubos (ϕ) = 6. n_f
- Ancho calculado del intercambiador de calor (ϕ) = 2,78 m. W^c
- Caudal de aire (ϕ) = 55,44 kg/s. m_c
- Temperatura de salida del aire (ϕ) = 42,71 $^\circ\text{C}$. t_2
- Logarítmica de temperatura media (ϕ) = 31,71 $^\circ\text{C}$. $LMTD$

3.2. Diseño detallado:

Paso 21. Suponimiento del número de pasadas para el fluido caliente (n).

Asumiremos dos pasadas para el fluido caliente.

La Tabla 5 presenta los valores de los parámetros determinados en los pasos 22-29.

Tabla 5. Parámetros determinados en los pasos 22-29.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
22	Parámetro R	R	2.541	-
	Parámetro S	S	0.272	-
23	Parámetro P_X^1	P_X	0.272	-
24	Factor de corrección LMTD2	F_t	0.843	-
25	Diferencia de temperatura media efectiva	ΔT	26.73	°C
26	Área de flujo para el fluido del lado del tubo	a_t	0.0457	M2
27	Velocidad del metanol en los tubos	v_t	0.228	m/s
28	Número de metanol de Reynolds ³	Re_h	10,388	-
29	Número de metanol de Prandtl	Pr_h	5.068	-

¹ Como $R \neq 1$, se usará la ecuación (17) para determinar.
 P_X

² Como $R \neq 1$, se usará la ecuación (18) para determinar.
 F_t

³ El metanol fluye bajo régimen turbulento desde $Re_h > 10.000$.

Fuente: Explicación propia.

Paso 30. Coeficiente interno de la película para metanol (h_i)

Dado que el metanol fluye bajo régimen turbulento, se utilizará la ecuación (26) para determinar el coeficiente interno de la película. Así:

$$h_i = 0.023 \cdot \left(\frac{k_h}{d_i}\right) \cdot Re_h^{0.8} \cdot Pr_h^{0.33} \quad (26)$$

$$h_i = 0.023 \cdot \left(\frac{0.1880}{0.0205}\right) \cdot 10,388^{0.8} \cdot 5.068^{0.33}$$

$$h_i = 588.59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

La Tabla 6 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 31-51.

Tabla 6. Parámetros determinados en los pasos 31-51.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
31	El coeficiente interno de la	h_{i0}	475.04	L/m ² . K

	película se refiere al área externa			
32	Superficie lisa del tubo por metro de tubo	A_0	0.0797	M2/M
33	Superficie desnuda del tubo por metro de tubo	A_D	0.0677	M2/M
34	Diámetro de la aleta	D_b	0.0554	m
35	Superficie fina	A_f	1.503	M2/M
36	Perímetro proyectado	P_p	25.34	m
37	Diámetro equivalente	D_{eq}	0.0394	m
38	Área de flujo de aire	a_s	8.399	M2
39	Número de Reynolds para el aire	Re_c	14,448	-
40	Parámetro j	j	93.02	-
41	Número de Prandtl para el aire	Pr_c	0.700	-
42	Coeficiente de película de convección para tubos y aletas	h_f	54.56	L/m ² . K
43	Parámetro m	m	37.89	-
44	Parámetro H	H	0.0150	-
45	Parámetro Y	Y	0.0193	-
46	Eficiencia de aletas	Ω	0.853	-
47	Coeficiente de película corregido para la eficiencia de las aletas	h_{fo}	924	L/m ² . K
48	La resistencia al ensuciamiento o del fluido lateral del tubo corregida para la relación diámetros interno/externo	R_{hi}	0.00037 2	K.m2/ W
49	Coeficiente global de	U	280.95	L/m ² . K

50	transferencia de calor Área proyectada de los ventiladores	a_F	5.087	M2
51	Relación entre el área proyectada del abanico y el área frontal	ϕ	42.32	%

Fuente: Explicación propia.

3.3. Caída de presión

La Tabla 7 expone los resultados de los parámetros determinados en los pasos 52-62.

Tabla 7. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 52-62.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
52	Factor de fricción para el metanol	f_t	0.0089	-
53	Caída de presión 1	Δp_1	404.46	Pa
54	Caída de presión 2	Δp_2	155.27	Pa
55	Caída total de presión para metanol	Δp_t	559.73	Pa
56	Volumen neto libre	N_{FV}	0.6518	M3
57	Diámetro equivalente para la fricción	D'_{eq}	0.0060	m
58	Número de Reynolds para cálculos de caída de presión	Re'_c	2,200	-
59	Factor de fricción para el aire	f_a	0.4327	-
60	Temperatura media del aire a través del enfriador de aire	$\bar{t}$	33.85	°C
61	Densidad media del aire en el haz de tubos en $\bar{t}$	$\bar{\rho}_c$	1.153	kg/m3
62	Caída de presión del aire a través del haz	Δp_a	164.79	Pa

¹ La ecuación (49) se empleó para determinar el factor de fricción del metanol desde $Re_h \geq$ el año 2.100.

Fuente: Explicación propia.

3.4. Alimentación del controlador del ventilador

La Tabla 8 muestra los resultados de los parámetros incluidos en los pasos 63-66.

Mesa 8. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 63-66.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
63	Velocidad del aire en el ventilador	v_F	9.45	m/s
64	Presión desarrollada por el ventilador	P_F	216.27	Pa
65	Caudal volumétrico en los ventiladores	q_F	24.04	m3/s
66	Alimentación del controlador del ventilador	P_D	7,297.03 ~ 7.3	W kW

Fuente: Explicación propia.

4. Discusión.

El disipador de aire diseñado preliminarmente tendrá 277 tubos, varias filas de tubos de 6 y un número de tubos por fila de 46,17 (cinco filas con 46 tubos y una fila con 47 tubos). La anchura tiene un valor de 2,78 m, lo que puede considerarse suficiente para contener los dos ventiladores con un diámetro de 1,8 m. Será necesario un caudal de aire de 55,44 kg/s, mientras que la temperatura de salida del aire será de 42,71 °C y la LMTD de 31,71 °C.

En [7] se diseñó un ACHE para enfriar 180.000 kg de gasóleo pesado de 76 °C a 66 °C. El diseño preliminar de este enfriador de aire arrojó los siguientes resultados: número de tubos: 262; cuatro filas de tubos; una velocidad facial de 3,3 m/s; un número de tubos por fila de 65,5 (dos filas con 65 tubos y dos filas con 66 tubos); un caudal de aire de 105,5 kg/s; un LMTD de 35,2 °C; una temperatura de salida de aire de 41,5 °C y un ancho de 3,94 m para albergar dos ventiladores de 2,5 m de diámetro.

Según la Tabla 5, la diferencia de temperatura media efectiva tiene un valor de 26,73 °C, mientras que el fluido del lado del tubo (metanol) fluirá bajo régimen turbulento ya que su número de Reynolds es superior a 10.000, por lo que la ecuación (26) se utiliza para determinar el coeficiente interno de la película, que tiene un valor de 588,59 W/m².K. El número de Reynolds para el aire (14.448) es 1,39 veces superior al número de Reynolds para el metanol

(10.388), lo que se debe principalmente al mayor valor del caudal másico (55,44 kg/s) y al menor valor de la viscosidad (0,00018 Pa.s) del aire en comparación con los valores de estos parámetros para el metanol (caudal másico de 7,78 kg/s y viscosidad de 0,000336 Pa.s). Entonces, el coeficiente interno de la película referido al área externa tiene un valor de 475,04 W/m². K (Tabla 6).

El valor del coeficiente de la película de convección para tubos y aletas es de 54,56 W/m². K (Tabla 6), que puede considerarse típicamente baja según la literatura [19]. La eficiencia de la aleta tiene un valor de 0,853 y puede clasificarse como adecuada [7], mientras que el coeficiente de la película corregido por eficiencia de aleta es de 924 W/m². K, que tiene un valor alto principalmente debido al alto valor de la eficiencia de la aleta y al valor bastante bajo del área del tubo liso por metro de tubo (0,0797 m²/m). El coeficiente global de transferencia de calor calculado tiene un valor de 280,95 W/m². K, y está razonablemente de acuerdo con el valor asumido para este parámetro en el Paso 5 (260 W/m². K), indicando la viabilidad y viabilidad de los resultados obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor mediante esta metodología de diseño. Finalmente, la proporción entre el área proyectada del ventilador y la superficie frontal es del 42,32%, lo que es superior al valor establecido por el proceso (40%) para tener una distribución uniforme, lo que sugiere que el enfriador de aire diseñado es factible para este servicio de intercambiador de calor.

En [7] el fluido del lado del tubo fluye bajo régimen de transición, dado que el número de Reynolds para este fluido tiene un valor de 4.511, por lo que el coeficiente interno de la película referido al área externa tiene un valor de 405 W/m². K. El número de Reynolds para el aire tiene un valor de 14.784, el coeficiente de película de convección para tubos y aletas es de 58,1 W/m². K, la eficiencia de la aleta es 0,83 y el coeficiente de película corregido por eficiencia de aleta es de 1.028 W/m². K. Del mismo modo, el coeficiente global calculado de transferencia de calor es de 264 W/m². K, que es muy cercano al valor asumido de 250 W/m². K. Finalmente, el valor de la relación entre el área proyectada del ventilador y el área frontal es del 46%, que es superior al 40% solicitado, lo que indica que el disipador de aire diseñado es viable de utilizar.

La caída de presión para el metanol es de 559,73 Pa, que está por debajo del valor máximo permitido establecido por el proceso para este flujo (800 Pa), mientras que la caída de presión del aire a través del haz es de 164,79 Pa, es decir, la caída de presión del metanol es 3,39 veces mayor que la caída de presión del aire (Tabla 7).

En [7] la caída de presión para el fluido del lado del tubo (gasóleo pesado) tiene un valor de 46.996 Pa, que puede considerarse alto, aunque está por debajo del valor establecido por el proceso para este flujo (50.000 Pa), mientras que la caída de presión para el aire es de 164,7 Pa.

Como se muestra en la Tabla 8, la velocidad del aire en el ventilador, que depende del diámetro adoptado del ventilador (cuanto menor este diámetro, mayor será la velocidad para el mismo flujo volumétrico), es de 9,45 m/s, la presión desarrollada por el ventilador, que es la suma de la altura de velocidad y la caída de presión por fricción a través del haz, es de 216,27 Pa, y el caudal volumétrico en los ventiladores es de 24,04 m³/s. Por último, la potencia del conductor del ventilador ronda los 7,3 kW.

En [7] la velocidad del aire en el ventilador es de 9,21 m/s, la presión desarrollada por el ventilador es de 214,2 Pa y el caudal volumétrico en los ventiladores es de 45,2 m³/s, requiriendo así una potencia de manducidad de ventilador de 13,6 kW.

5. Conclusiones.

Se diseñó un intercambiador de calor refrigerado por aire con tubo forzado y aletas utilizando una metodología de cálculo bien conocida, para enfriar un flujo de metanol líquido. Se determinaron varios parámetros como el calor intercambiado (992.526,5 W), el caudal de aire (55,44 kg/s), el número requerido de tubos (277), la anchura del intercambiador de calor (2,78 m) y el coeficiente total de transferencia de calor (280,95 W/m². K). El flujo de metanol fluirá bajo régimen turbulento dentro de los tubos del ACHE diseñado, mientras que la caída de presión de este flujo es de 559,73 Pa, que está por debajo del valor máximo permitido establecido por el proceso (800 Pa). La eficiencia de la aleta tiene un valor de 0,853, lo cual puede considerarse aceptable, y el valor de potencia del driver del ventilador es de 7,3 kW. El ACHE de tiro forzado diseñado podría utilizarse satisfactoriamente para la aplicación de intercambio térmico, ya que el valor de la relación de parámetros entre el área proyectada del ventilador y el área de la cara (42,32%) es mayor que el valor establecido por la metodología de diseño (40%).

6. Agradecimientos (si procede)

7.- Contribuciones de los autores (Taxonomía de Roles de los Colaboradores (CRediT))

1. Conceptualization: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad.
2. Data curation: Amaury Pérez Sánchez, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz.
3. Formal analysis: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, Zamira María Sarduy Rodríguez.
4. Adquisición de fondos: Amaury Pérez Sánchez.
5. Research: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González, Lizthalía Jiménez Guerra.
6. Methodology: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez.
7. Gestión de proyectos: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.

8. Resources: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz
9. Software: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra
10. Supervision: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González.
11. Validation: María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
12. Display: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González.
13. Wording - original draft: María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
14. Writing - revision and editing: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad.

8. Apéndice.

Nomenclatura.

a_F	Área proyectada de los ventiladores	M2
a_S	Área de flujo de aire	M2
a_t	Área de flujo para el fluido del lado del tubo	M2
a_v	Área de la cara	M2
A	Área de transferencia de calor	M2
A_D	Superficie desnuda del tubo por metro de tubo	M2/M
A_f	Superficie fina	M2/M
A_0	Superficie lisa del tubo por metro de tubo	M2/M
b	Espesor de las aletas	m
C_p	Capacidad calorífica	J/Kg.K
d_i	Diámetro interno de los tubos	m
d_o	Diámetro externo de los tubos	m
D_b	Diámetro de la aleta	m
D_{eq}	Diámetro equivalente	m
D'_{eq}	Diámetro equivalente para la fricción	m
D_F	Diámetro de un ventilador	m
f	Factor de fricción	-
F_t	Factor de corrección LMTD	-
h_f	Coefficiente de película de convección para tubos y aletas	L/m ² . K
h_{fo}	Coefficiente de película corregido para la eficiencia de las aletas	L/m ² . K
h_i	Coefficiente interno de la película	L/m ² . K
h_{io}	El coeficiente interno de la película se refiere al área externa	L/m ² . K
H	Parámetro	-
H_f	Altura de la aleta	m
j	Parámetro	-
k	Conductividad térmica	W/m.K
k_f	Conductividad térmica del material de las aletas	W/m.K
L_t	Longitud del tubo	m
$LMTD$	Diferencia de temperatura media logarítmica	°C
m	Caudal másico	kg/h
m	Parámetro	-
n_f	Número de filas de tubos	-
n_F	Número de aficionados	-
n_{tf}	Número de tubos por fila	-
N	Número requerido de tubos	-
N_{FV}	Volumen neto libre	M3
N_m	Número de aletas por metro de tubo	-
P_a	Presión del aire	Cajero automático

P_D	Alimentación del controlador del ventilador	kW
P_F	Presión desarrollada por el ventilador	Pa
P_p	Perímetro proyectado	m
P_X	Parámetro	-
Pr	Número de Prandtl	-
Δp_1	Caída de presión 1 para el fluido del lado del tubo	Pa
Δp_2	Caída de presión 2 para el fluido del lado del tubo	Pa
Δp_a	Caída de presión del aire a través del haz	Pa
Δp_t	Caída total de presión para el fluido del lado del tubo	Pa
$\Delta p_{(m)h}$	Caída máxima de presión permitida para metanol	Pa
q_F	Flujo volumétrico en los ventiladores	m3/s
Q	Transferencia de calor	W
R	Resistencia al ensuciamiento	K.m2/W
R	Constante de gas ideal	Atm.m3/kmol. K
R	Parámetro térmico	-
R_{hi}	Resistencia a la incrustación del fluido en el lado del tubo corregida para la relación diámetros interno/externo	K.m2/W
Re	Número de Reynolds	-
Re'_c	Número de aire de Reynolds para cálculos de caída de presión	-
S	Parámetro térmico	-
S_F	Parámetro	m
S_L	Paso de tubo	m
S_T	Parámetro	m
t	Temperatura del fluido frío	°C
$\bar{t}$	Temperatura media del fluido frío a través del enfriador de aire	°C
T	Temperatura del fluido caliente	°C
$\bar{T}$	Temperatura media del fluido caliente	°C
ΔT	Diferencia de temperatura media efectiva	°C
U^a	Coefficiente global de transferencia de calor asumido	L/m ² . K
U	Coefficiente global de transferencia de calor	L/m ² . K
v_f	Velocidad facial	m/s
v_F	Velocidad del aire en el ventilador	m/s
v_t	Velocidad del metanol en los tubos	m/s
W^a	Ancho del intercambiador de calor (asumido)	m
W^c	Ancho del intercambiador de calor (calculado)	m
Y	Parámetro	-
Z	Parámetro	-

Símbolos griegos

ρ	Densidad	kg/m3
$\bar{\rho}$	Densidad media	
μ	Viscosidad	Pa.s
Ω	Eficiencia de aletas	-
ϕ	Relación entre el área proyectada del abanico y el área frontal	%

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
a	Aire
c	Fluido frío
h	Fluido caliente
t	Fluido lateral del tubo

7.- Referencias.

- [1] H. Park, J. Roh, K. c. Oh, H. Cho y J. Kim, "Modelado y optimización de sistemas de niebla de agua para intercambiadores de calor refrigerados por aire eficaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 184, p. 122297, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122297>
- [2] C. B. Carvalho, M. A. S. S. Ravagnani, M. J. Bagajewicz y A. L. H. Costa, "Diseño globalmente óptimo de refrigeradores de aire considerando el rendimiento de los ventiladores," *Applied Thermal Engineering*, vol. 161, p. 114188, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114188>
- [3] Boes, S. (2017). Mejora el rendimiento de los intercambiadores de calor refrigerados por aire. *Progreso en Ingeniería Química*, 1-7.
- [4] D. Artemyev y A. Zaitsev, "Análisis del aumento de la eficiencia de intercambiadores de calor refrigerados por aire debido a la intensificación del intercambio de calor," *Serie de Conferencias IOP: Earth and Environmental Science*, vol. 866, p. 012020, 2021. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/866/1/012020>
- [5] J. I. Manassaldi, N. J. Scenna y S. F. Mussati, "Modelo matemático de optimización para el diseño detallado de intercambiadores de calor refrigerados por aire," *Energy*, vol. 64, pp. 734-746, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.062>
- [6] L. Zhou y otros., "Diseño óptimo para tubo ondulado de aleta en un enfriador de aire con algoritmo genético," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 2369, p. 012028, 2022. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2369/1/012028>
- [7] E. Cao, *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. Nueva York, EE. UU.: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2010.
- [8] Hudson, "Lo básico de los intercambiadores de calor refrigerados por aire," H. P. Corporation, Ed., ed. Texas, EE. UU., 2007.
- [9] F. L. Santamaria, J. A. Luceño, M. Martín y S. Macchietto, "Óptima operación y planificación de la limpieza de enfriadores de aire en plantas solares concentradas," *Computers and Chemical Engineering*, vol. 150, p. 107312, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2021.107312>
- [10] R. Doodman, M. Fesanghary y R. Hosseini, "Un enfoque estocástico robusto para la optimización del diseño de intercambiadores de calor refrigerados por aire," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1240-1245, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.08.021>
- [11] E. Liu, B. Guo, L. Lv, W. Qiao y M. Azimi, "Simulación numérica y método de cálculo simplificado para el rendimiento de intercambio de calor de un enfriador de aire seco en estación compresora de gasoductos de gas natural," *Energy Science & Engineering*, vol. 8, pp. 2256–2270, 2020.
- [12] C. Alexopoulos, O. Aljolani, F. Heberle, T. C. Roumpedakis, D. Brüggemann y S. Karellas, "Evaluación de diseño para un enfriador de gas CO₂ con tubos aletados en aplicaciones residenciales," *Energies*, vol. 13, p. 2428, 2020. <https://doi.org/10.3390/en13092428>
- [13] Y. T. Ge y R. T. Cropper, "Simulación y evaluación del rendimiento de enfriadores de gas CO₂ con tubos aletados para sistemas de refrigeración," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 957–965, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013>
- [14] K. Hu *et al.*, "Predicción de la velocidad de transferencia de calor y optimización del rendimiento del enfriador de aire de CO₂ en sistemas de refrigeración," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 47, p. 103063, 2023. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103063>
- [15] K. Raj, N. B. Desai, R. Kothari y F. Haglind, "Análisis transitorio de dinámica computacional de fluidos de solidificación en intercambiadores de calor refrigerados por aire con sal fundida," *Energy Conversion and Management*, vol. 347, p. 120539, 2026. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120539>
- [16] L. Dong y Z. El, "Estudio teórico sobre el rendimiento de un enfriador de aire en almacenamiento en frío," *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, vol. 1180, p. 012040, 2021. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012040>
- [17] M. T. d. C. Santos, A. R. Secchi, M. J. Bagajewicz y A. L. H. Costa, "Sobre un nuevo método globalmente óptimo para la optimización del diseño de enfriadores de aire acoplados con ventiladores reales," *Chemical Engineering Science*, vol. 303, p. 120926, 2025. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ces.2024.120926>
- [18] R. Mukherjee, "Diseñar eficazmente intercambiadores de calor refrigerados por aire," *Chemical Engineering Progress*, pp. 26-47, 1997.
- [19] R. Mukherjee, *Diseño térmico práctico de intercambiadores de calor refrigerados por aire*. Connecticut, EE. UU.: Begell House, Inc, 2007.
- [20] D. W. Green y M. Z. Southard, *Manual de Ingenieros Químicos de Perry*. Nueva York, EE. UU.: McGraw-Hill Education, 2019.