

Design termo-hidráulico de um arrefecedor de ar de tiragem forçada com tubos com aletas para arrefecimento a metanol.

Design termo-hidráulico de um arrefecedor de ar forçado com tubos com aletas para arrefecimento por metanol.

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

Recebido: 03/02/2026 – Aceite: 19/06/2026 – Publicado: 07/12/2026

Artigos de
Investigação

☒

Artigos de
Revisão

☐

Julgamentos

☐

* Autor
correspondente.



Esta obra está licenciada sob a licença Creative Commons Atribuição-NãoComercial-PartilharIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0). Os autores mantêm os direitos sobre os seus artigos e são livres de partilhar, copiar, distribuir, apresentar e comunicar publicamente a obra, desde que seja dada a atribuição adequada, o uso seja não comercial e quaisquer obras derivadas estejam licenciadas sob os mesmos termos.

Resumo.

Os permutadores de calor arrefecidos a ar são um dos equipamentos mais eficientes e amplamente utilizados para troca de calor. Este artigo discute o design termo-hidráulico de um permutador de calor arrefecido a ar com tubos com aletas, com tiragem forçada, para arrefecer 28 000 kg/h de um fluxo de metanol líquido de 90 °C a 45 °C, utilizando uma metodologia de design bem conhecida. Foram determinados vários parâmetros importantes de projeto, como a taxa de fluxo de ar (55,44 kg/s), o número necessário de tubos (277), a largura do permutador de calor (2,78 m) e o coeficiente total de transferência de calor (280,95 W/m². K). A queda de pressão calculada do fluxo de metanol (559,73 Pa) estava abaixo do valor máximo permitido estabelecido pelo processo, enquanto a eficiência da aleta tinha um valor de 0,853, o que pode ser considerado adequado. A potência do motor do ventilador tinha um valor de 7,21 kW, e o arrefecedor de ar projetado pode ser usado satisfatoriamente para o serviço de troca de calor necessário, pois a razão de parâmetros entre a área projetada do ventilador e a área frontal é superior ao valor estabelecido pela metodologia de projeto.

Palavras-chave.

Arrefecimento a ar, potência do motor do ventilador, eficiência das aletas, queda de pressão, design termo-hidráulico.

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.

1. Introdução

Uma das soluções mais comuns na indústria de permutadores de calor é a utilização de um permutador de calor arrefecido a ar (ACHE), que envolve a operação de arrefecimento a ar à temperatura ambiente. Os ACHEs (também conhecidos como arrefecedores de ar) são usados no sistema de arrefecimento e utilizam o ar ambiente como meio de arrefecimento. O ar é um recurso que pode ser obtido sem considerar o custo do ambiente circundante [1].

Os arrefecedores de ar são permutadores de calor compostos por um ou mais bancos de tubos com aletas que são usados para transferir calor de um jato quente para o ar atmosférico,

normalmente utilizando ventoinhas para promover o fluxo de ar. Considerando preocupações ambientais como potenciais dificuldades de escassez de água e regiões onde a água disponível requer tratamentos dispendiosos, os arrefecedores de ar podem ser uma opção importante em comparação com os arrefecedores convencionais [2].

O princípio de funcionamento de um ACHE é o seguinte: o fluido quente do processo entra numa das extremidades do ACHE e flui através dos tubos, enquanto o ar ambiente passa por cima e entre os tubos, que normalmente têm superfícies com aletas externas. O calor é transferido para o ar, que arrefece o fluido do processo, e o ar aquecido é descarregado para a atmosfera. Embora este seja um

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

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

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

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

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

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

conceito fundamentalmente simples, manter o desempenho ótimo do ACHE requer persistência por parte do utilizador final [3].

Entre os inúmeros benefícios importantes do arrefecedor de ar está a não necessidade de usar um segundo fluido de trabalho para conseguir a troca de calor (ou seja, não é necessário ter um meio de arrefecimento devido ao uso de ar); poupa custos energéticos e reduz as dimensões do permutador de calor; Não há corrosão de incrustação na superfície exterior do tubo [4], não há contaminação e um custo de manutenção mais baixo [1].

Preocupações ambientais como escassez de água, eliminação por expulsão e poluição térmica tendem a favorecer a ACE. Embora o custo de capital do ACHE seja geralmente elevado, o custo operacional é geralmente consideravelmente inferior ao exigido para um permutador de calor arrefecido a água [5].

As principais desvantagens associadas ao uso do ACHE são o seu desempenho a baixas temperaturas devido ao baixo coeficiente de transferência de calor do lado do ar, enquanto o seu desempenho é afetado pela temperatura ambiente, especialmente no verão [1].

Para colmatar estas desvantagens, uma solução amplamente sugerida para estes permutadores de calor é a utilização de superfícies estendidas ou aletas nos feixes de tubos de arrefecimento de ar, como barbatanas onduladas, aletas de fenda, aletas com persianas e aletas com geradores de vórtice [1], aletas planas e aletas serrilhadas [6]. O uso de aletas melhorou com relativamente sucesso o coeficiente de transferência de calor do lado do ar.

Os arrefecedores de ar são amplamente utilizados em energia, ar condicionado, refrigeração [6] e processos petroquímicos [1]. Atualmente, existem milhares destes permutadores em uso, realizando o arrefecimento e/ou condensação de fluidos que vão desde água na camisa do motor até vapor de processamento e alcatrão altamente viscoso [3].

Os ACHEs são classificados principalmente como *recrutamento forçado* ou *recrutamento induzido* [5]. O ACHE de tração forçada (Fig. 1) é o arrefecedor de ar mais económico e comum, onde os ventiladores axiais usados para forçar o ar através do feixe de tubos da deriva estão montados abaixo da viga, de modo que as secções mecânicas não estão expostas ao fluxo quente do ar de escape. Além disso, outra vantagem deste sistema é que proporciona acesso direto ao pacote para substituição. A ACHE induzida por puxão envolve ventoinhas axiais que puxam ar através do feixe de tubos da aleta, sendo a segunda configuração mais económica. Ao contrário da disposição anterior, os ventiladores estão localizados acima da viga, o que oferece maior controlo do fluido de processo e proteção da viga graças à estrutura adicional. As ventoinhas usadas em ACHEs são do tipo de fluxo axial [7].

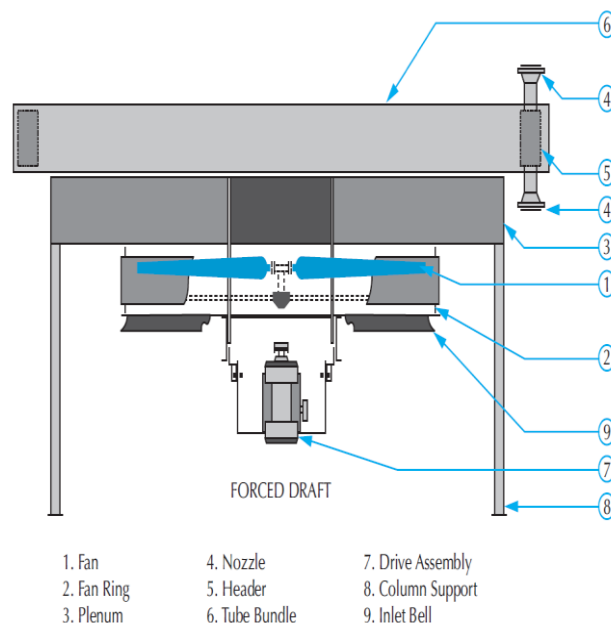


Fig. 1. Configuração de atenuação de ar forçada.
Fonte: Adaptado de [8]

As principais vantagens dos arrefecedores de ar de tiragem forçada são [8]:

1. Os requisitos de energia provavelmente serão menores se o ar residual estiver muito quente. (A potência varia inversamente com a temperatura absoluta.)
2. Melhor acesso a ventoinhas e rolamentos superiores para manutenção.
3. Melhor acessibilidade dos pacotes para substituir.
4. Permite temperaturas de entrada de processo mais elevadas.

Embora as suas principais desvantagens sejam:

1. Distribuição menos uniforme do ar sobre o feixe.
2. Maior probabilidade de recirculação de ar quente, resultando em baixa taxa de descarga do feixe, elevada taxa de admissão para o anel do ventilador e ausência de chaminé.
3. Baixa capacidade natural de estol devido a falha do ventilador.
4. Exposição completa dos tubos com aletas ao sol, chuva e granizo, resultando num controlo e estabilidade do processo deficientes.

A construção de um ou mais feixes de tubos, servidos por um ou mais ventiladores, completos com plenum, estrutura e dispositivos auxiliares, é chamada *de baía*. Ao lidar com altos caudais, é comum que a unidade seja dividida em vários vãos para facilitar o transporte e a construção. A Fig. 2 mostra algumas configurações de arrefecedores de ar. Geralmente, a base do design é usar duas baías de ventoinha [5].

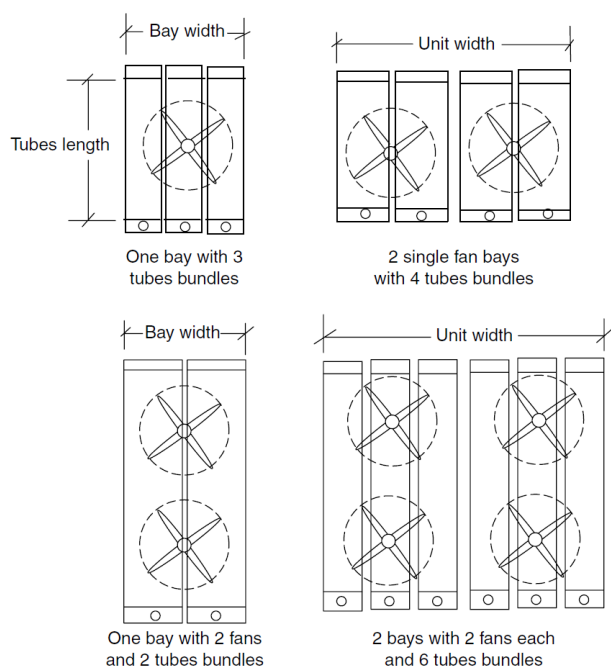


Fig. 2. Configurações de arrefecimento a ar.
Fonte: Adaptado de [7]

O núcleo do ACHE é o feixe de tubos. Um feixe de tubos é um conjunto de tubos, coletores, estruturas laterais e suportes tubulares. Normalmente, a superfície do tubo do lado do ar tem uma superfície estendida sob a forma de aletas helicoidais para compensar a baixa taxa de transferência de calor do ar sob condições atmosféricas e baixas velocidades. Como as pressões de processo do lado do tubo normalmente excedem 1 atm, o tubo ideal é geralmente redondo e pode ser feito de qualquer metal adequado ao fluido de processo, tendo em conta a sua corrosividade, pressão e temperatura [3].

Artigos publicados sobre o design e otimização de arrefecedores a ar baseiam-se em duas abordagens principais: métodos metaheurísticos e programação matemática [2].

O procedimento convencional de conceção dos ACHEs é semelhante ao utilizado nos permutadores de calor de casca e tubos. Seguindo as diretrizes de design, o primeiro passo da metodologia é encontrar um projeto preliminar para a unidade usando um coeficiente aproximado de transferência total de calor. Depois, através de uma falha de teste, o desenho inicial é modificado iterativamente para obter um desenho satisfatório que cumpra critérios específicos de tolerância. Embora este método possa ser usado de forma eficiente para avaliar unidades existentes ou para obter novos desenhos através de simulação, não é adequado para otimização, especialmente quando muitas variáveis de otimização devem ser consideradas.

Sem dúvida, a aplicação desta metodologia de design para otimização rigorosa de ACHEs pode ser laboriosa e demorada se forem tomadas decisões discretas (tipo de

regime de fluxo, tipo de tubo com aletas, número de filas de tubos, número de tubos por fila, número de passagens, aletas por unidade de comprimento e espessura média das aletas) e condições de funcionamento (velocidades, quedas de pressão, coeficiente total de transferência) são medidas como parâmetros de otimização [5].

Mais parâmetros são tidos em conta no design térmico dos ACHEs em comparação com os permutadores de casca e tubos. Os ACHEs são suscetíveis a uma grande diversidade de condições meteorológicas em constante mudança, causando problemas de controlo que não são encontrados nos permutadores de casca e tubos. Os projetistas devem encontrar um equilíbrio económico entre o custo da energia elétrica proveniente dos ventiladores e o investimento inicial de capital no equipamento. Deve ser tomada uma decisão sobre qual a temperatura do ar ambiente a usar para o design. O fluxo de ar e a temperatura do escape são inicialmente desconhecidos e podem ser variados na fase de projeto, variando o número de filas de tubos e, assim, modificando a superfície da face [8].

Existem vários estudos em que um permutador de calor arrefecido a ar é projetado ou avaliado. Neste sentido, [4] analisou a eficiência de diferentes tipos de aletas e o uso de inserções tubulares, bem como as alterações nos coeficientes de transferência de calor do ar e do gás natural, dependendo das alterações nos tipos de aletas e insertos tubulares, e na sua geometria, para um permutador de calor arrefecido a ar forçado. Para isso, foi utilizado o software de aplicação Xchanger Suite.

Além disso, [9] propôs uma abordagem de modelação para arrefecedores de ar em centrais solares concentradas, bem como um algoritmo baseado em otimização para definir o funcionamento ótimo das unidades embutidas e o seu agendamento ótimo de limpeza.

Da mesma forma, [10] investigou a utilização da análise de sensibilidade global (GSA) e do algoritmo de pesquisa de harmonia (HS) para a otimização do design de permutadores de calor arrefecidos a ar, do ponto de vista económico. Neste estudo, foi realizado o GSA para estudar a influência dos parâmetros de projeto e identificar parâmetros não influentes, de modo a reduzir o tamanho do problema de otimização. A HS é então aplicada para otimizar os parâmetros de influência.

Outros autores [11] estabeleceram um modelo tridimensional simplificado para simular um campo de fluxo de temperatura de um tubo com aletas num arrefecedor de ar seco, baseado no software Fluent, enquanto estudavam também o efeito de arrefecimento do equipamento no gás natural a altas temperaturas e altas pressões na saída do compressor. Neste estudo, comparando e analisando as relações entre o fluxo de massa do gás natural, a temperatura do ar de entrada, a temperatura do gás natural de entrada e a temperatura do gás natural de saída para um arrefecedor de ar, a fórmula de queda de

temperatura do arrefecedor de ar seco é ajustada em relação ao gás natural. e a fórmula de ajuste é verificada por dados de operações de campo.

De forma semelhante, [6] propôs uma estratégia usando algoritmo genético multiobjetivo combinado com a superfície de resposta de Kriging para um design ótimo de tubo corrugado num arrefecedor de ar, considerando o fator mínimo de perda de pressão, o fator máximo de transferência de calor e o fator de desempenho global.

Carvalho et al. [2] apresentaram a otimização dos arrefecedores de ar tendo em conta o desempenho dos ventiladores, onde a seleção do ventilador é uma variável de projeto e o fluxo de ar correspondente resulta de um balanço mecânico de energia. Esta abordagem permitiu uma solução precisa, representada pelo feixe e baías do tubo do arrefecedor de ar, bem como pelos ventiladores, sem necessidade de qualquer procedimento de arredondamento para identificar um ventilador adequado a aplicar após a otimização, como é implicitamente usado em todas as abordagens anteriores.

Foi desenvolvido e validado experimentalmente um procedimento de conceção para um arrefecedor a gás tubular com aletas e dióxido de carbono (CO₂). Com o foco nas características de transferência de calor do lado do ar, o modelo desenvolvido foi corroborado por uma configuração experimental que utilizava água como fluido de trabalho. Foram realizadas investigações sobre os efeitos da frequência do ventilador, temperatura de entrada de água e fluxo massivo de água no coeficiente total de transferência de calor, enquanto desvios foram extraídos entre o modelo e os resultados dos testes com base na frequência do ventilador.

Em [13], foi descrita a modelação matemática de um arrefecedor a gás CO₂ arrefecido a ar com tubos com aletas, utilizando um método distribuído, onde foram usadas as correlações atualizadas dos coeficientes de transferência de calor e das quedas de pressão tanto para o refrigerante como para o lado do ar. Foi também proposto um método eficiente para resolver a simulação. O modelo foi validado com resultados de testes da literatura publicada e depois utilizado para explorar o potencial de projetos melhorados de arrefecedores a gás que alcançassem a temperatura mínima de aproximação e a máxima eficiência operacional do sistema.

Manassaldi et al. [5] apresentaram um modelo matemático disjuntivo para o design ótimo de permutadores de calor arrefecidos a ar. O modelo envolveu sete decisões discretas relacionadas com a seleção do tipo de tubo com aletas, número de filas de tubos, número de tubos por fila, número de passagens, aletas por unidade de comprimento, espessura média das aletas e tipo de regime de fluxo. Cada decisão discreta foi modelada usando disjunções, variáveis booleanas e proposições lógicas, enquanto as principais decisões contínuas são: diâmetro do ventilador, largura do

feixe, comprimento do tubo, quedas de pressão e velocidades em ambos os lados do ACHE, área de transferência de calor e consumo de energia do ventilador.

Hu et al. [14] selecionaram e validaram um modelo de simulação usando dados de experiências, e depois investigaram o desempenho da transferência de calor e fatores que influenciam os arrefecedores de ar de CO₂.

Num estudo recente, [1] sugeriu a quantidade ótima de água pulverizada no sistema para resolver simultaneamente o baixo desempenho de arrefecimento dos ACHEs e o problema da corrosão do equipamento. A quantidade ótima de água pulverizada foi obtida com os resultados experimentais desenvolvidos e o modelo CFD, onde o modelo CFD calculou o efeito de arrefecimento e a razão de evaporação da água de acordo com a temperatura do ar ambiente e a quantidade de água pulverizada. Como resultado, foi apresentada a quantidade ótima de spray de água capaz de resolver problemas de desempenho em arrefecimento e corrosão ao mesmo tempo, e foi aplicado um sistema de névoa de água a processos comerciais.

Em [15] foi apresentada uma análise numérica da solidificação localizada dentro de um permutador de calor arrefecido a ar, utilizando sal fundido, empregando um solucionador newtoniano baseado em pressão tridimensional juntamente com um modelo de k-turbulência realizável e uma abordagem de entalpia-porosidade. Neste estudo, foram estabelecidos os limites de funcionamento do fluido de trabalho (ar) que desencadeiam a solidificação dentro do feixe de tubos do permutador de calor arrefecido a ar com sal fundido. Foi utilizado um método em dois passos, envolvendo análises em regime estacionário e transitório, para avaliar o efeito da temperatura de entrada de ar, pressão, velocidade do ar e temperaturas iniciais do sal fundido na temperatura de saída, coeficiente total de transferência de calor e eficácia.

Em [16] foi realizado um estudo teórico sobre o desempenho de um arrefecedor de ar para orientar o design ótimo de um arrefecedor de ar. O modelo de parâmetros distribuídos do arrefecedor de ar foi inicialmente estabelecido juntamente com alguns submodelos que calculavam os parâmetros estruturais, propriedades físicas do ar húmido, coeficiente de transferência de calor e resistência do fluxo do lado do refrigerante e do lado do ar. Os modelos propostos foram então integrados para calcular o desempenho do arrefecedor de ar sob o efeito de diferentes parâmetros estruturais, como espaçamento das aletas, espessura das aletas, espaçamento dos tubos, diâmetro exterior do tubo e materiais dos tubos das aletas.

Finalmente, em [17] foi apresentada uma nova abordagem ao design globalmente ótimo de arrefecedores de ar. Primeiro, ao acoplar as opções geométricas do sumidouro de ar com ventoinhas comerciais, eliminou-se a tradicional incompatibilidade que surgia ao desenhar primeiro o sumidouro e depois escolher uma ventoinha comercial. Em

segundo lugar, o método afastou-se dos métodos tradicionais LMTD e ε -NTU, adotando um modelo composto por um sistema diferencial algébrico de equações (sistema DAE) para a simulação do arrefecedor de ar, que foi discretizado para considerar propriedades variáveis com a temperatura. O problema resultante de otimização foi resolvido usando Set Trimming e Smart Enumeration, que podem identificar o ótimo global simulando apenas uma pequena fração do espaço de pesquisa.

O livro escrito por [18] expôs as vantagens e desvantagens dos ACHEs, explicou e ilustrou o que são os ACHEs, discutiu o design térmico dos ACHEs bem como a otimização do design térmico, e examinou várias aplicações especiais deste equipamento.

Numa dada fábrica de processamento químico, um jato de metanol líquido deve ser arrefecido de 90 °C a 45 °C, e é proposto um arrefecedor de ar de tiragem forçada para este fim devido à escassez de abastecimento de água e à disponibilidade de espaço. Neste contexto, o presente trabalho trata do design termo-hidráulico de um permutador de calor refrigerado a ar com tubos com aletas, utilizando uma metodologia de cálculo bem conhecida, onde são determinados vários parâmetros importantes de projeto, como a relação entre a área projetada do ventilador e a superfície frontal da baía, o coeficiente total de transferência de calor, o fluxo de ar, a queda de pressão de ambos os fluxos e a potência do driver do ventilador, entre outros.

2. Materiais e métodos.

2.1. Definição do problema de concepção.

Queremos conceber um arrefecedor de ar de tiragem forçada para arrefecer 28.000 kg/h de um fluxo de metanol entre 90 °C e 45 °C, usando ar a uma temperatura de entrada de 25 °C e uma pressão de 1 atm. Os diâmetros interno e externo dos tubos são 20,5 mm e 25,4 mm, respectivamente, estando equipados com aletas de alumínio de 15 mm de altura, 0,380 mm de espessura e 394 aletas por metro. O comprimento máximo permitido do tubo é de 6 m. A disposição dos tubos terá um padrão triangular com um passo de 60,32 mm. A queda máxima de pressão permitida para metanol é de 800 Pa, e para este fluido deve ser usada uma resistência interna de incrustação de 0,0003 K.m²/W. Finalmente, o valor do parâmetro é 52,23 mm (Fig. 3), enquanto serão usados dois ventiladores com diâmetro de 1,8 m. De acordo com a metodologia de cálculo de projeto [7], a razão entre a área projetada do ventilador e a área da face da baía (ou seja, o parâmetro) deve ser pelo menos 40% para ter uma distribuição uniforme, e essa será a restrição selecionada neste estudo para projetar o arrefecedor de ar de tiragem forçada. $S_F \phi$

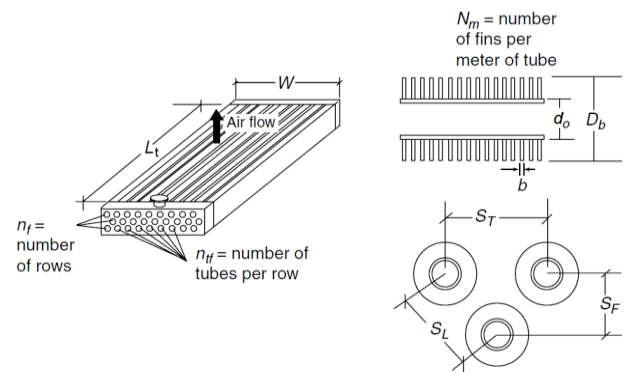


Fig. 3. Nomenclatura do arrefecimento a ar.
Fonte: Adaptado de [7].

2.2. Metodologia de concepção.

Para projetar o arrefecedor de ar de tiragem forçada, foram usadas várias correlações, tabelas e dados publicados principalmente em [7,8,19], onde o projeto preliminar é primeiro feito e depois o projeto detalhado é feito para determinar a relação entre a área projetada do ventilador e a área frontal da baía, que deve ser superior a 40%. Da mesma forma, são determinados vários parâmetros importantes, como o calor transferido, o fluxo massivo de ar necessário, a eficiência das aletas, o coeficiente total de transferência de calor e a queda de pressão para ambos os fluidos, entre outros. Finalmente, a potência do controlador de ventoinha é calculada.

2.3. Projeto preliminar

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis:

- Caudal mássico de metanol ($\dot{m}_h$)
- Temperatura de entrada do metanol (T_1)
- Temperatura de saída do metanol (T_2)
- Temperatura de entrada de ar (T_1)
- Pressão do ar (P_a)
- Diâmetro interior dos tubos (d_i)
- Diâmetro exterior dos tubos (d_o)
- Espessura da barbatana (b)
- Altura da barbatana (H_f)
- Afinação a válvulas (S_L)
- Parâmetro S_F
- Número de aletas por metro de tubo (N_m)
- Comprimento do tubo (L_t)
- Queda máxima de pressão permitida para metanol [$\Delta p_{(m)h}$]
- Resistência da Escala para Metanol (R_h)
- Condutividade térmica do alumínio (k_f)
- Número de adeptos (n_F)
- Diâmetro de uma ventoinha (D_F)

Passo 2. Temperatura média do metanol ($\bar{T}$)

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

Passo 3. Definição das propriedades físicas do metanol (à temperatura média determinada no passo anterior) e do ar (à temperatura de entrada):

A Tabela 1 apresenta as propriedades físicas que devem ser definidas tanto para o metanol como para o fluxo de ar. As propriedades físicas do metanol são definidas à temperatura média determinada no passo anterior (), enquanto para o ar são definidas à temperatura de entrada (25 °C). $\bar{T}$

Tabela 1. Propriedades físicas a definir para ambos os fluxos.

Propriedade	Metanol	Aéreo	Unidades
Densidade ¹	ρ_h	-	kg/m ³
Viscosidade	μ_h	μ_c	Pa.s
Condutividade Térmica	k_h	k_c	W/m.K
Capacidade calorífica	Cp_h	Cp_c	J/Kg.K

¹A densidade do ar será calculada numa etapa posterior.

Fonte: Explicação própria.

Passo 4. Transferência térmica (): Q

Utilização de dados de jato quente (metanol):

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

Passo 5. Suposição do coeficiente global de transferência de calor (): U^a

Deve-se assumir um valor para o coeficiente global de transferência de calor, tendo em conta os valores sugeridos por [7] dependendo da aplicação da troca de calor.

Passo 6. Parâmetro : Z

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

Passo 7. Selecionando o número de filas de tubos () e a velocidade da face (): $n_f v_f$

As linhas de tubos e a velocidade da face devem ser selecionadas de acordo com o valor calculado do parâmetro, usando os valores da Tabela 2. Z

Tabela 2. Recomendações de design baseadas em parâmetros. Z

Parâmetro Z	Número de filas de tubos () n_f	Velocidade Facial () [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

Fonte: Adaptado de [8].

Passo 8. Suposição da temperatura de saída de ar (). t_2

Passo 9. Fluxo de Massa Preliminar de Ar (): m_c

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

Passo 10. Densidade da entrada de ar (): ρ_c

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

Onde $M_c = 29$ kg/kmol; $P_a = 1$ caixa multibanco; $R = 0,082 M_c P_a R^{\text{atm.m.m.}^3/\text{kmol.K}}$; $y = 298$ K. t_1

Passo 11. Área da face para obter o valor da velocidade facial (): a_v

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

Passo 12. Largura do permutador de calor (): W^a

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

Passo 13. Diferença média de temperatura logarítmica (): $LMTD$

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

Passo 14. Área de Transferência de Calor (): A

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

Passo 15. Número necessário de tubos (): N

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

Onde ocorre em metros. d_0

Passo 16. Número de tubos por linha (): n_{tf}

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

Passo 17. Parâmetro . S_T

Passo 18. Largura calculada do permutador de calor (): W^c

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

Passo 19. Verificação do valor de calculada no passo 12 com o valor de determinado no passo anterior. $W^a W^c$

Se o valor da largura calculada do permutador de calor () difere do valor de , o valor de , e os parâmetros fluxo de ar, temperatura de saída de ar, e corrigido considerando o resultado de pelas seguintes equações: $W^c W^a W^c LMTD W^c$

Caudal de ar (): m_c

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

Temperatura da saída de ar (): t_2

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

Diferença média de temperatura logarítmica corrigida
():LMTD

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

Passo 20. Compilação e definição dos parâmetros de projeto determinadas no desenho preliminar.

Os seguintes parâmetros de concepção para o processo de troca de calor devem ser compilados e definidos:

- Número necessário de tubos (): N
- Número de tubos por fila (): n_{tf}
- Número de filas de tubos (): n_f
- Largura calculada do permutador de calor (): W^c
- Fluxo de ar (): m_c
- Temperatura da saída de ar (): t_2
- Diferença média de temperatura logarítmica ():LMTD

2.4. Design detalhado

Passo 21. Adoção do número de passagens para o fluido quente (): n

Passo 22. Parâmetros e :RS

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

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

Passo 23. Parâmetro : P_X

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

onde é o número de passagens de projéteis, e é igual a 1 para esta abordagem de design. N_S

Passo 24. Fator de correção ():LMTDF_t

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

Se R = 1, devem ser usadas as seguintes equações:

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

Depois:

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

Passo 25. Diferença média de temperatura efetiva (): ΔT
 $\Delta T = LMTD \cdot F_t$ (19)

Passo 26. Área de fluxo para fluido do lado do tubo (): a_t

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

Passo 27. Velocidade do metanol nos tubos (): v_t

$$v_t = \frac{\frac{m_h}{3,600}}{\rho_h \cdot a_t} \quad (21)$$

Onde m_h é dado em kg/h.

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

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

Passo 29. Número de Metanol (): Pr_h

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

Passo 30. Coeficiente interno do filme para metanol (): h_i

- Para o regime 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 o regime de transição ($2.100 - 10.000 \leq Re_h \leq$)

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

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

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

Passo 31. O coeficiente interno do filme referia-se à área externa (): h_{i0}

$$h_{i0} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_0} \quad (27)$$

Passo 32. Superfície lisa do tubo por metro de tubo (): A_0

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \quad (28)$$

Onde ocorre em metros. d_0

Passo 33. Superfície nua do tubo por metro de tubo (): A_D

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

Onde ocorre em metros. b

Passo 34. Diâmetro da Aleta: D_b

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

Onde e são dados em metros $H_f d_0$

Passo 35. Superfície da barbatana (A_f)

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

Onde todos os diâmetros são dados em metros.

Passo 36. Perímetro projetado (P_p)

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

Onde todos os diâmetros e são dados em metros. b

Passo 37. Diâmetro equivalente (D_{eq})

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

Passo 38. Área de Fluxo de Ar (a_s)

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

Onde todos os diâmetros e são dados em metros. b

Passo 39. Número de Reynolds para o ar (Re_c)

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

Passo 40. Parâmetro j

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

Passo 41. Número de Prandtl para ar (Pr_c)

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

Passo 42. Coeficiente do filme de convecção para tubos e aletas (h_f)
Como não é considerado um fator de contaminação do lado do ar:

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

Passo 43. Parâmetro m

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

Onde ocorre em metros. b

Passo 44. Parâmetro H

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

Onde ocorre em metros. d_0

Passo 45. Parâmetro Y

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

Onde e são dados em metros. $b d_0$

Passo 46. Eficiência das Aletas (Ω)

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

Passo 47. Coeficiente do filme corrigido pela eficiência das aletas, e considerando a superfície externa do tubo liso como área de referência (h_{fo})

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

Passo 48. Resistência de escamas do fluido lateral do tubo corrigida para a razão de diâmetro interno/externo (R_{hi})

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

Passo 49. Coeficiente total de transferência de calor (U)

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

Passo 50. Área projetada do leque (a_F)

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

Passo 51. Razão entre a área projetada do leque e a superfície da face (ϕ)

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

2.5. Queda de pressão

Passo 52. Fator de atrito para fluido do lado do tubo (f_t)

- Regime laminar (< 2.100): Re_h

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

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

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

Passo 53. Queda de pressão 1 (Δp_1)

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

Passo 54. 2 Queda de Pressão (Δp_2)

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

Passo 55. Queda total de pressão para fluido do lado do tubo
(Δp_t)

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

Passo 56. Volume Líquido Livre (N_{FV})

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

Onde , , e são dados em metros. $S_F d_o b D_b$

Passo 57. Diâmetro equivalente para atrito (D'_{eq})

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

Passo 58. Número de ar de Reynolds para cálculos de queda de pressão (Re'_c)

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

Passo 59. Fator de atrito para o ar (f_a)

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

Passo 60. Temperatura média do ar através do arrefecedor de ar ($\bar{t}$)

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

Passo 61. Densidade média de ar no feixe de tubos em ($\bar{\rho}_c$)

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

Passo 62. Queda de pressão do ar ao longo do feixe (Δp_a)

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

Onde é a densidade de entrada de ar calculada no Passo 10. ρ_c

2.6. Alimentação do controlador do ventilador

Passo 63. Velocidade do ar na ventoinha (v_F)

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

Passo 64. Pressão desenvolvida pelo ventilador (P_F)

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

Passo 65. Caudal volumétrico em ventoinhas (q_F)

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

Passo 66. Alimentação do Controlador de Ventoinhas (P_D)

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

Onde é 0,75 e é 0,95, segundo [7]. $\eta_F \eta_d$

3. Resultados.

3.1. Projeto preliminar

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis:

- Caudal mássico de metanol (m_h): 28.000 kg/h.
- Temperatura de entrada do metanol (T_1): 90 °C.
- Temperatura de saída do metanol (T_2): 45 °C.
- Temperatura de entrada de ar (t_1): 25 °C.
- Pressão do ar (P_a): 1 atm.
- Diâmetro interno dos tubos (d_i): 20,5 mm = 0,0205 m.
- Diâmetro externo dos tubos (d_o): 25,4 mm = 0,0254 m.
- Espessura da barbatana (b): 0,380 mm = 0,00038 m.
- Altura da barbatana (H_f): 15 mm = 0,015 m.
- Passo do tubo (S_L): 60,32 mm = 0,06032 m.
- Parâmetro: 52,23 mm = 0,05223 m. S_F
- Número de aletas por metro de tubo (N_m): 394.
- Comprimento do tubo (L_t): 6 m.
- Queda máxima de pressão permitida para metanol [$\Delta p_{(m)h}$]: 800 Pa.
- Resistência à incrustação do metanol ($0,0003 \text{ K.m}^2 R_h/W$).
- Condutividade térmica do alumínio (200 W/m.K [7]). k_f
- Número de fás (n_f): 2.
- Diâmetro de um ventilador (D_F): 1,8 m.

Passo 2. Temperatura média do metanol ($\bar{T}$)

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

Passo 3. Definição das propriedades físicas do metanol e do ar:

A Tabela 3 apresenta os valores das propriedades físicas a definir para ambos os fluxos, de acordo com os dados reportados por [20]. As propriedades físicas do metanol são estabelecidas em 67,5 °C; enquanto para o ar são definidos a 25 °C.

Tabela 3. Propriedades físicas a definir para ambos os fluxos.

Propriedade	Metanol	Aéreo	Unidades
Densidade	746.73	-	kg/m ³
Viscosidade	0.000336	0.000018	Pa.s
Condutividade Térmica	0.1880	0.0260	W/m.K

Capacidade calorífica	2,835.79	1,011	J/Kg.K
-----------------------	----------	-------	--------

Fonte: Explicação própria.

Passo 4. Transferência térmica (Q):

Utilização de dados de jato quente (metanol):

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

Passo 5. Suposição do coeficiente global de transferência de calor (U^a):

Como sugerido [7], um valor para o coeficiente total de transferência de calor de $260 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ foi assumido para este tipo de aplicação de troca de calor.

Passo 6. Parâmetro Z :

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

Passo 7. Selecionando o número de filas de tubos (n_f) e a velocidade da face (v_f):

De acordo com a Tabela 1 [8], para um valor do parâmetro 0,692, o número de filas de tubos e a velocidade da face terão valores de 6 e 2,8 m/s, respectivamente. Z

Passo 8. Suposição da temperatura de saída de ar (t_2):

Deve-se assumir um valor para a temperatura de saída de ar de 50°C .

A Tabela 4 mostra os resultados dos parâmetros determinados nos passos 9-18.

Tabela 4. Parâmetros determinados nos passos 9-18.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
9	Fluxo de ar preliminar	m_c	39.27	kg/s
10	Densidade da entrada de ar	ρ_c	1.187	kg/m ³
11	Área da face	a_v	12.02	M ²
12	Largura do permutador de calor	W^a	2.00	m
13	Diferença média de temperatura logarítmica	$LMTD$	28.85	$^\circ\text{C}$
14	Área de Transferência de Calor	A	132.32	M ²
15	Número necessário de tubos	N	277	-
16	Número de tubos por fila	n_{tf}	46.17	-
17	Parâmetro S_T^{-1}	S_T	0.06032	m
18	Largura calculada do	W^c	2.78	m

permutador de calor

1 Como sugerido por [7], o valor do parâmetro

S_T é igual ao passo do tubo (ϕ) = 0,06032 m, para a geometria proposta. S_L

Fonte: Explicação própria.

Passo 19. Verificação do valor de calculada no passo 12 com o valor de determinado no passo anterior. $W^a W^c$

O valor da largura calculada do permutador de calor ($= 2,78 \text{ m}$) difere ligeiramente do valor de determinado no passo 12 ($2,00 \text{ m}$) para uma velocidade facial de $2,8 \text{ m/s}$. Neste caso, manteremos esta geometria e corrigiremos o fluxo de ar, a temperatura de saída e . Consequentemente: $W^c W^a LMTD$

Fluxo de ar:

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

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

Temperatura da saída de ar:

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

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

Diferença média de temperatura logarítmica corrigida ($LMTD$):

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

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

Passo 20. Compilação e definição dos parâmetros de projeto determinadas no desenho preliminar.

O arrefecedor de ar proposto apresentará os seguintes parâmetros preliminares de projeto:

- Número necessário de tubos (N) = 277.
- Número de tubos por fila (n_{tf}) = 46,17.
- Número de filas de tubos (n_f) = 6.
- Largura calculada do permutador de calor (ϕ) = $2,78 \text{ m}$.
- Fluxo de ar (m_c) = $55,44 \text{ kg/s}$.
- Temperatura de saída de ar (t_2) = $42,71^\circ\text{C}$.
- Logarítmica da temperatura média ($LMTD$) = $31,71^\circ\text{C}$.

3.2. Design Detalhado:

Passo 21. Suposição do número de passagens para o fluido quente (n):

Vamos assumir duas passagens para o fluido quente.

A Tabela 5 apresenta os valores dos parâmetros determinados nos passos 22-29.

Tabela 5. Parâmetros determinados nos passos 22-29.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
22	Parâmetro R	R	2.541	-
	Parâmetro S	S	0.272	-
23	Parâmetro P_X^1	P_X	0.272	-
24	Fator de Correção LMTD2	F_t	0.843	-
25	Diferença Média Efetiva de Temperatura	ΔT	26.73	°C
26	Área de fluxo para fluido do lado do tubo	a_t	0.0457	M2
27	Velocidade do metanol em tubos	v_t	0.228	m/s
28	Metanol Reynolds número 3	Re_h	10,388	-
29	Número de Metanol de Prandtl	Pr_h	5.068	-

¹ Como $R \neq 1$, será usada a equação (17) para determinar.

² Como $R \neq 1$, a equação (18) será usada para determinar.

³ Fluxos de metanol em condições turbulentas a partir $Re_h >$ de 10.000.

Fonte: Explicação própria.

Passo 30. Coeficiente interno do filme para metanol (h_i)
Como o metanol flui em condições turbulentas, a equação (26) será usada para determinar o coeficiente interno do filme. Assim:

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

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

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

A Tabela 6 mostra os resultados dos parâmetros determinados nos passos 31-51.

Tabela 6. Parâmetros determinados nos passos 31-51.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
31	O coeficiente interno do filme refere-se à área externa	h_{i0}	475.04	L/m2. K
32	Superfície lisa do tubo por metro de tubo	A_0	0.0797	M2/M
33	Superfície de tubo nua por metro de tubo	A_D	0.0677	M2/M

34	Diâmetro da aleta	D_b	0.0554	m
35	Superfície fina	A_f	1.503	M2/M
36	Perímetro projetado	P_p	25.34	m
37	Diâmetro equivalente	D_{eq}	0.0394	m
38	Área de Fluxo de Ar	a_s	8.399	M2
39	Número Reynolds para o ar	Re_c	14,448	-
40	Parâmetro j	j	93.02	-
41	Número de Prandtl para o ar	Pr_c	0.700	-
42	Coeficiente de Filme de Convecção para Tubos e Aletas	h_f	54.56	L/m2. K
43	Parâmetro m	m	37.89	-
44	Parâmetro H	H	0.0150	-
45	Parâmetro Y	Y	0.0193	-
46	Eficiência das aletas	Ω	0.853	-
47	Coeficiente do filme corrigido para a eficiência das aletas	h_{fo}	924	L/m2. K
48	Resistência à incrustação do fluido lateral do tubo corrigida para a relação diâmetro interno/externo	R_{hi}	0.000372	K.m2/W
49	Coeficiente global de transferência de calor	U	280.95	L/m2. K
50	Área projetada do leque	a_F	5.087	M2
51	Razão entre a área projetada do leque e a área frontal	ϕ	42.32	%

Fonte: Explicação própria.

3.3. Queda de pressão

A Tabela 7 mostra os resultados dos parâmetros determinados nos passos 52-62.

Tabela 7. Resultados dos parâmetros determinados nos passos 52-62.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
52	Fator de atrito para metanol	f_t	0.0089	-
53	Queda de Pressão 1	Δp_1	404.46	Pa
54	Queda de pressão 2	Δp_2	155.27	Pa
55	Queda Total de Pressão para Metanol	Δp_t	559.73	Pa
56	Volume Líquido Livre	N_{FV}	0.6518	M3
57	Diâmetro equivalente para atrito	D'_{eq}	0.0060	m
58	Número de ar de Reynolds para cálculos de queda de pressão	Re'_c	2,200	-
59	Fator de atrito para o ar	f_a	0.4327	-
60	Temperatura média do ar através do arrefecimento de ar	$\bar{t}$	33.85	°C
61	Densidade média do ar no feixe de tubos em $\bar{t}$	$\bar{\rho}_c$	1.153	kg/m3
62	Queda de pressão do ar através do feixe	Δp_a	164.79	Pa

¹ A equação (49) foi usada para determinar o fator de atrito do metanol desde $Re_h \geq$ o ano 2.100.

Fonte: Explicação própria.

3.4. Alimentação do controlador do ventilador

A Tabela 8 mostra os resultados dos parâmetros incluídos nos passos 63-66.

Tabela 8. Resultados dos parâmetros incluídos nos passos 63-66.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
63	Velocidade do ar no ventilador	v_F	9.45	m/s
64	Pressão exercida pelo ventilador	P_F	216.27	Pa
65	Caudal volumétrico em ventiladores	q_F	24.04	m3/s

66	Alimentação do Controlador de Ventoinhas	P_D	7,297.03 ~ 7.3	W kW
----	--	-------	-------------------	---------

Fonte: Explicação própria.

4. Discussão.

O sumidouro de ar, projetado preliminarmente, terá 277 tubos, várias filas de tubos de 6 e um número de tubos por fila de 46,17 (cinco filas com 46 tubos e uma fila com 47 tubos). A largura tem um valor de 2,78 m, o que pode ser considerado suficiente para conter os dois ventiladores com um diâmetro de 1,8 m. Será necessário um fluxo de ar de 55,44 kg/s, enquanto a temperatura de saída de ar será de 42,71 °C e a LMTD de 31,71 °C.

Em [7] foi concebido um ACHE para arrefecer 180.000 kg de gasóleo pesado de 76 °C a 66 °C. O projeto preliminar deste arrefecedor de ar produziu os seguintes resultados: número de tubos: 262; quatro filas de tubos; uma velocidade facial de 3,3 m/s; um número de tubos por fila de 65,5 (duas filas com 65 tubos e duas filas com 66 tubos); um fluxo de ar de 105,5 kg/s; um LMTD de 35,2 °C; uma temperatura de saída de ar de 41,5 °C e uma largura de 3,94 m para albergar dois ventiladores com 2,5 m de diâmetro.

De acordo com a Tabela 5, a diferença na temperatura média efetiva tem um valor de 26,73 °C, enquanto o fluido do lado do tubo (metanol) fluirá sob regime turbulento, uma vez que o seu número de Reynolds é superior a 10.000, pelo que a equação (26) é usada para determinar o coeficiente interno do filme, que tem um valor de 588,59 W/m². K. O número de Reynolds para o ar (14.448) é 1,39 vezes superior ao número de Reynolds para metanol (10.388), o que se deve principalmente ao valor mais elevado do fluxo mássico (55,44 kg/s) e ao valor de viscosidade mais baixo (0,00018 Pa.s) do ar em comparação com os valores destes parâmetros para metanol (caudal mássico de 7,78 kg/s e viscosidade de 0,000336 Pa.s). Assim, o coeficiente interno do filme referindo-se à área externa tem um valor de 475,04 W/m². K (Tabela 6).

O valor do coeficiente do filme de convecção para tubos e aletas é de 54,56 W/m². K (Tabela 6), que pode ser considerada tipicamente baixa segundo a literatura [19]. A eficiência da aletas tem um valor de 0,853 e pode ser classificada como adequada [7], enquanto o coeficiente do filme corrigido pela eficiência da aletas é de 924 W/m². K, que tem um valor elevado principalmente devido ao elevado valor da eficiência das aletas e ao valor relativamente baixo da área lisa do tubo por metro de tubo (0,0797 m²/m). O coeficiente global de transferência de calor calculado tem um valor de 280,95 W/m². K, e concorda razoavelmente com o valor assumido para este parâmetro no Passo 5 (260 W/m². K), indicando a viabilidade e viabilidade dos resultados obtidos para o coeficiente global de transferência de calor utilizando esta metodologia de desenho.

Finalmente, a razão entre a área projetada do ventilador e a superfície frontal é de 42,32%, o que é superior ao valor estabelecido pelo processo (40%) para ter uma distribuição uniforme, sugerindo que o arrefecedor de ar projetado é viável para este serviço do permutador de calor.

Em [7] o fluido do lado do tubo flui sob regime de transição, uma vez que o número de Reynolds para este fluido tem um valor de 4,511, pelo que o coeficiente interno do filme que se refere à área externa tem um valor de 405 W/m².K. O número de Reynolds para o ar tem um valor de 14.784, e o coeficiente do filme de convecção para tubos e aletas é de 58,1 W/m². K, a eficiência das aletas é 0,83, e o coeficiente do filme corrigido para a eficiência das aletas é 1.028 W/m².K. De forma semelhante, o coeficiente global calculado de transferência de calor é de 264 W/m². K, que está muito próximo do valor assumido de 250 W/m².K. Finalmente, o valor da razão entre a área projetada do ventilador e a área frontal é de 46%, o que é superior aos 40% solicitados, indicando que o sumidouro de ar projetado é viável para uso.

A queda de pressão para o metanol é de 559,73 Pa, que está abaixo do valor máximo permitido definido pelo processo para este fluxo (800 Pa), enquanto a queda de pressão do ar através do feixe é de 164,79 Pa, ou seja, a queda de pressão do metanol é 3,39 vezes maior do que a queda de pressão do ar (Tabela 7).

Em [7], a queda de pressão para o fluido do lado do tubo (óleo diesel pesado) tem um valor de 46.996 Pa, o que pode ser considerado elevado, embora esteja abaixo do valor estabelecido pelo processo para este fluxo (50.000 Pa), enquanto a queda de pressão para o ar é de 164,7 Pa.

Como mostrado na Tabela 8, a velocidade do ar no ventilador, que depende do diâmetro adotado do ventilador (quanto menor esse diâmetro, maior a velocidade para o mesmo fluxo volumétrico), é de 9,45 m/s, a pressão desenvolvida pelo ventilador, que é a soma da altura da velocidade e da queda de pressão por fricção ao longo da viga, é de 216,27 Pa, e o caudal volumétrico nos ventiladores é de 24,04 m³/s. Finalmente, a potência do driver do ventilador ronda os 7,3 kW.

Em [7] a velocidade do ar no ventilador é de 9,21 m/s, a pressão desenvolvida pelo ventilador é de 214,2 Pa e o caudal volumétrico nos ventiladores é de 45,2 m³/s, exigindo assim uma potência de escape do ventilador de 13,6 kW.

5. Conclusões.

Um permutador de calor arrefecido a ar com tubo forçado e aletas foi projetado usando uma metodologia de cálculo bem conhecida, para arrefecer um fluxo líquido de metanol. Foram determinados vários parâmetros, como o calor trocado (992.526,5 W), o fluxo de ar (55,44 kg/s), o número necessário de tubos (277), a largura do permutador de calor

(2,78 m) e o coeficiente total de transferência de calor (280,95 W/m². K). O fluxo de metanol fluirá sob regime turbulento dentro dos tubos do ACH projetado, enquanto a queda de pressão deste fluxo é de 559,73 Pa, o que está abaixo do valor máximo permitido estabelecido pelo processo (800 Pa). A eficiência das aletas tem um valor de 0,853, o que pode ser considerado aceitável, e o valor de potência do driver do ventilador é de 7,3 kW. O ACHE de tiragem forçada projetado poderia ser usado satisfatoriamente para a aplicação de troca de calor, pois o valor da relação dos parâmetros entre a área projetada do leque e a área da face (42,32%) é superior ao valor estabelecido pela metodologia de concepção (40%).

6. Agradecimentos (se aplicável)

7.- Contribuições dos autores (Taxonomia dos Papéis dos Contribuintes (CRediT))

1. Conceptualização: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad.
2. Curadoria de dados: Amaury Pérez Sánchez, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz.
3. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, Zamira María Sarduy Rodríguez.
4. Aquisição de fundos: Amaury Pérez Sánchez.
5. Investigação: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González, Lizthalía Jiménez Guerra.
6. Metodologia: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez.
7. Gestão de projetos: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.
8. Recursos: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz
9. Software: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra
10. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González.
11. Validação: María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
12. Exibição: Arlette de la Caridad González Abad, Heily Victoria González.
13. Redação - rascunho original: María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
14. Escrita - revisão e edição: Amaury Pérez Sánchez, Arlette de la Caridad González Abad.

8. Apêndice.

Nomenclatura.

a_F	Área projetada do leque	M2
a_S	Área de Fluxo de Ar	M2
a_t	Área de fluxo para fluido do lado do tubo	M2
a_v	Área da face	M2
A	Área de Transferência de Calor	M2
A_D	Superfície de tubo nua por metro de tubo	M2/M
A_f	Superfície fina	M2/M

A_0	Superfície lisa do tubo por metro de tubo	M2/M
b	Espessura da barbatana	m
C_p	Capacidade calorífica	J/Kg.K
d_i	Diâmetro interior dos tubos	m
d_o	Diâmetro exterior dos tubos	m
D_b	Diâmetro da aleta	m
D_{eq}	Diâmetro equivalente	m
D'_{eq}	Diâmetro equivalente para atrito	m
D_F	Diâmetro de uma ventoinha	m
f	Fator de atrito	-
F_t	Fator de Correção LMTD	-
h_f	Coefficiente de Filme de Convecção para Tubos e Aletas	L/m2. K
h_{fo}	Coefficiente do filme corrigido para a eficiência das aletas	L/m2. K
h_i	Coefficiente interno do filme	L/m2. K
h_{io}	O coeficiente interno do filme refere-se à área externa	L/m2. K
H	Parâmetro	-
H_f	Altura da barbatana	m
j	Parâmetro	-
k	Condutividade Térmica	W/m.K
k_f	Condutividade térmica do material da aleta.	W/m.K
L_t	Comprimento do tubo	m
$LMTD$	Diferença média de temperatura logarítmica	°C
m	Caudal mássico	kg/h
m	Parâmetro	-
n_f	Número de filas de tubos	-
n_F	Número de adeptos	-
n_{tf}	Número de tubos por fila	-
N	Número necessário de tubos	-
N_{FV}	Volume Líquido Livre	M3
N_m	Número de aletas por metro de tubo	-
P_a	Pressão do ar	ATM
P_D	Alimentação do Controlador de Ventoinhas	kW
P_F	Pressão exercida pelo ventilador	Pa
P_p	Perímetro projetado	m
P_X	Parâmetro	-
Pr	Número de Prandtl	-
Δp_1	Queda de pressão 1 para fluido do lado do tubo	Pa
Δp_2	2 Queda de Pressão para Fluido do Lado do Tubo	Pa
Δp_a	Queda de pressão do ar através do feixe	Pa
Δp_t	Queda total de pressão para fluido do lado do tubo	Pa
$\Delta p_{(m)h}$	Queda máxima de pressão permitida para metanol	Pa
q_F	Fluxo volumétrico em ventoinhas	m3/s
Q	Transferência de Calor	W
R	Resistência à incrustação	K.m2/W
R	Constante de gás ideal	Atualmente: m3/kmol. K
R	Parâmetro térmico	-
R_{hi}	A resistência à incrustação do fluido do lado do tubo corrigida para a relação diâmetro interno/externo	K.m2/W
Re	Número de Reynolds	-
Re'_c	Número de ar de Reynolds para cálculos de queda de pressão	-
S	Parâmetro térmico	-
S_F	Parâmetro	m
S_L	Tube Pitch	m
S_T	Parâmetro	m
t	Temperatura do fluido frio	°C

$\bar{t}$	Temperatura média do fluido frio através do arrefecimento de ar	°C
T	Temperatura do fluido quente	°C
$\bar{T}$	Temperatura média do fluido quente	°C
ΔT	Diferença Média Efetiva de Temperatura	°C
U^a	Coefficiente global de transferência de calor assumido	L/m2. K
U	Coefficiente global de transferência de calor	L/m2. K
v_f	Velocidade facial	m/s
v_F	Velocidade do ar no ventilador	m/s
v_t	Velocidade do metanol em tubos	m/s
W^a	Largura do permutador de calor (assumida)	m
W^c	Largura do permutador de calor (calculada)	m
Y	Parâmetro	-
Z	Parâmetro	-

Símbolos gregos

ρ	Densidade	kg/m3
$\bar{\rho}$	Densidade média	
μ	Viscosidade	Pa.s
Ω	Eficiência das aletas	-
ϕ	Razão entre a área projetada do leque e a área frontal	%

Subíndices

1	Entrada
2	Saída
a	Aéreo
c	Fluido frio
h	Fluido quente
t	Fluido do Lado do Tubo

7.- Referências.

- [1] H. Park, J. Roh, K. c. Oh, H. Cho e J. Kim, "Modelação e Otimização de Sistemas de Névoa de Água para Trocadores de Calor Eficazes Arrefecidos a Ar," *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 e A. L. H. Costa, "Projeto Globalmente Ótimo de Arrefecedores de Ar Considerando o Desempenho dos Ventiladores," *Applied Thermal Engineering*, vol. 161, p. 114188, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114188>
- [3] Boes, S. (2017). Melhora o desempenho dos permutadores de calor arrefecidos a ar. *Progresso em Engenharia Química*, 1-7.
- [4] D. Artemyev e A. Zaitsev, "Análise do Aumento da Eficiência de Permutadores de Calor Arrefecidos a Ar Devido à Intensificação da Troca de Calor," *Série de Conferências IOP: Ciências da Terra e Ambientais*, vol. 866, p. 012020, 2021. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/866/1/012020>
- [5] J. I. Manassaldi, N. J. Scenna e S. F. Mussati, "Modelo matemático de otimização para o projeto detalhado de permutadores de calor arrefecidos a ar," *Energy*, vol. 64, pp. 734-746, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.062>
- [6] L. Zhou et al., "Design Ótimo para Tubo Corrugado com Aletas num Arrefecedor de Ar com 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, *Transferência de Calor em Engenharia de Processos*. Nova Iorque, EUA: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2010.
- [8] Hudson, "Os Fundamentos dos Permutadores de Calor Arrefecidos a Ar," H. P. Corporation, Ed., ed. Texas, EUA, 2007.
- [9] F. L. Santamaria, J. A. Luceño, M. Martín e S. Macchietto, "Operação Ótima e Planeamento da Limpeza de Arrefecedores de Ar em Centrais 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, e R. Hosseini, "Uma Abordagem Estocástica Robusta para a Otimização do Design de Permutadores de Calor Arrefecidos a Ar," *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, e M. Azimi, "Simulação Numérica e Método de Cálculo Simplificado para o Desempenho de Troca de Calor de um Refrigerador de Ar Seco em Estação de Compressores de Gasodutos Naturais," *Energy Science & Engineering*, vol. 8, pp. 2256–2270, 2020.
- [12] C. Alexopoulos, O. Aljolani, F. Heberle, T. C. Roumpedakis, D. Brüggemann, e S. Karellas, "Avaliação de Projeto para um Refrigerador de Gás CO₂ com Aletas em Aplicações Residenciais," *Energies*, vol. 13, p. 2428, 2020. <https://doi.org/10.3390/en13092428>
- [13] Y. T. Ge e R. T. Cropper, "Simulação e Avaliação de Desempenho de Refrigeradores a Gás CO₂ com Tubos Aletados para Sistemas de Refrigeração," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 957–965, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013>
- [14] K. Hu *et al.*, "Previsão da Taxa de Transferência de Calor e Otimização do Desempenho do Arrefecimento de Ar de CO₂ em Sistemas de Refrigeração," *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 e F. Haglind, "Análise Transitória de Dinâmica Computacional de Fluidos de Solidificação em Trocadores de Calor Arrefecidos a Ar com Sal Fundido," *Energy Conversion and Management*, vol. 347, p. 120539, 2026. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120539>
- [16] L. Dong e Z. El, "Estudo Teórico sobre o Desempenho de um Arrefecedor de Ar em Armazenamento a Frio," *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 e A. L. H. Costa, "Sobre um Novo Método Globalmente Ótimo para Otimizar o Design de Arrefecedores de Ar Acoplados a Ventoinhas Reais," *Chemical Engineering Science*, vol. 303, p. 120926, 2025. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ces.2024.120926>
- [18] R. Mukherjee, "Projetar eficazmente permutadores de calor arrefecidos a ar," *Chemical Engineering Progress*, pp. 26-47, 1997.
- [19] R. Mukherjee, *Design Térmico Prático de Permutadores de Calor Arrefecidos a Ar*. Connecticut, EUA: Begell House, Inc, 2007.
- [20] D. W. Green e M. Z. Southard, *Manual de Engenheiros Químicos de Perry*. Nova Iorque. EUA: McGraw-Hill Education, 2019.