

TROCADORES DE CALOR

nas Usinas de Açúcar, Etanol e Energia

Álvaro Salla

EDITORA RECANTO DAS LETRAS

Este livro é dedicado ao meu pai Adolfo que me ensinou a sempre aprender e me proporcionou condições para estudar, minha mãe Aurora que me apoiou nas adversidades e também a minha esposa Sônia e filha Bruna que me deram grande apoio e estímulo para escrever este material.



Álvaro Salla

TROCADORES DE CALOR

nas Usinas de Açúcar, Etanol e Energia

EDITORA RECANTO DAS LETRAS

© Álvaro Salla

Editora Recanto das Letras
editorarecantodasletras.com.br

Coordenadora editorial: Cassia Oliveira
Revisão do texto: Maciel Salles
Diagramação e projeto gráfico: Denes Miranda
1ª edição – dezembro de 2020

Todos os direitos reservados.

A reprodução não autorizada desta publicação, no todo ou em parte, constitui violação de direitos autorais. (Lei 9.610/98)

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Angélica Ilacqua CRB-8/7057

Salla, Álvaro

Trocadores de calor nas usinas de açúcar, etanol e energia / Álvaro Salla. -- São Paulo : Recanto das Letras, 2020.

288 p. : il., color

Bibliografia

ISBN: 978-65-86751-51-2

1. Engenharia mecânica 2. Trocadores de calor I. Título

20-4374

CDD 660.24827

Índices para catálogo sistemático:

1. Engenharia mecânica - Trocadores de calor

PREFÁCIO

Este livro teve início sem que o autor se desse conta, pois foi a partir do preparo de boletins técnicos sobre aplicações de trocadores de calor nas usinas de açúcar e etanol que este material começou a tomar forma.

Uma outra motivação para escrevê-lo foi reunir várias fontes técnicas e aplicá-las ao processo das usinas, destacando: vantagens e desvantagens, cuidados e principalmente as comparações quando temos opções, pois algumas tecnologias foram aplicadas nas usinas, mas algumas literaturas disponíveis ou não as abordavam por serem mais antigas (Hugot) ou não se aprofundavam o suficiente para dar uma visão mais clara ao usuário de modo que este pudesse decidir afinal qual era a mais adequada à realidade da sua usina.

Vários fabricantes de trocadores de calor acabam informando somente as vantagens de determinado produto, negligenciando (conscientemente ou não) as recomendações de instalação, operação e limpeza, fazendo com que alguns equipamentos sejam abandonados e prejudicando tanto usuários quanto fornecedores.

O autor não tem a pretensão de esgotar o assunto, pois além de já extremamente amplo, a tecnologia continua a desenvolver novos produtos, mas tem o desejo de dividir com o leitor o máximo possível da experiência que adquiriu, permitindo que avalie as opções e decida pela que lhe atende da melhor forma, dentro da realidade que tem na empresa, pois temos que lembrar que um equipamento operando bem em uma usina corre o risco de ter grandes problemas em outra quando mal planejado e mal aplicado.

Não foi possível abordar profundamente aplicações que necessitem de maior dedicação aos cálculos, tais como condensadores de vapores alcoólicos na destilaria, termossifão, etc. — assuntos estes que podemos abordar em uma eventual segunda edição —, porém neste momento, convido o leitor mais “curioso” a não parar aqui e sim dedicar-se também aos trocadores, nos quais se tem mudanças de fase (evaporação e condensação) e que demandam maior conhecimento e cálculos mais extensos. É necessário destacar que a quantidade de profissionais com este conhecimento adicional no mercado é bem menor que o número de agentes especializados nas aplicações sem mudanças de fase (líquido-líquido ou gás-gás), logo as oportunidades de crescimento profissional para quem possui mais conhecimento são bem maiores.

SOBRE O AUTOR

Formado em 1990 em Engenharia Mecânica pela FEI - Faculdade de Engenharia Industrial, em São Bernardo do Campo – SP, o autor iniciou sua carreira profissional na área de refrigeração industrial, onde adquiriu conhecimentos sobre trocadores de calor, que, devido às características das aplicações, requerem cuidados com o fluxo crítico de calor (*critical heat flux*), o qual muitas vezes é negligenciado em outras aplicações, criando problemas de performance em vários evaporadores de processo.

Passando por um grande fabricante alemão de trocadores de calor, acabou se especializando nos trocadores de calor a placas em várias aplicações (açúcar e etanol, alimentos, química, óleo e gás, etc.). Isso lhe permitiu ter uma visão mais ampla das aplicações desses equipamentos não apenas baseado nos objetivos da empresa, mas sim no melhor equipamento para o processo, fosse em placas, casco & tubo, aletado, etc.

Teve o privilégio de aprender sobre evaporadores *falling films* a placas e tubular com um engenheiro alemão que já não está entre nós, porém tinha o objetivo de transmitir seus conhecimentos para a geração mais nova. Depois disso, dedicou-se a aprofundar os conhecimentos em vários processos através dos cálculos de balanço térmico e de massa para otimizar o uso de energia, fosse de aquecimento ou de resfriamento.

Certa vez, em conversa com um outro alemão que ficou surpreso com o início da carreira deste autor em refrigeração e agora se dedicava ao uso de vapor, a resposta foi: “A refrigeração retira energia do processo, o vapor entrega energia e podemos aproveitar boa parte dos conhecimentos de um no outro”. Aparentemente, o alemão não entendeu bem a resposta, mas isso já é uma outra história...

Hoje, o autor trabalha como consultor de engenharia térmica na empresa Foxtermo, atuando em vários setores além das usinas de açúcar, etanol e energia.



www.foxtermo.com.br

alvaro.salla@foxtermo.com.br

ÍNDICE

Capítulo 01 – AQUECEDOR DE CALDO TUBULAR	9
Capítulo 02 – AQUECEDOR DE CALDO A PLACAS	67
Capítulo 03 – EVAPORADOR ROBERT	89
Capítulo 04 – EVAPORADOR FALLING FILM TUBULAR	103
Capítulo 05 – EVAPORADOR FALLING FILM A PLACAS	117
Capítulo 06 – EVAPORADOR RISING FILM A PLACAS	123
Capítulo 07 – EVAPORAÇÃO DE MÚLTIPLO EFEITO	135
Capítulo 08 – CONDENSADOR BAROMÉTRICO	147
Capítulo 09 – RESFRIADOR DE DORNA	163
Capítulo 10 – CONDENSADOR DE SUPERFÍCIE	183
Capítulo 11 – TROCADOR K E RESFRIADOR DE ETANOL	197
Capítulo 12 – TORRE DE RESFRIAMENTO	223
Capítulo 13 – DESSUPERAQUECEDOR	233
Capítulo 14 – INCRUSTAÇÃO	237
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	241
Apêndice A – PROPRIEDADES FÍSICAS DOS FLUIDOS	243
Apêndice B – TABELAS	255
Apêndice C – GRÁFICOS	259
Apêndice D – EQUAÇÕES	277
Apêndice E – CONVERSÃO DE UNIDADES	281

CAPÍTULO 01

AQUECEDOR DE CALDO TUBULAR

O aquecedor é um componente importante no tratamento de caldo, seja do lado do processo para permitir a operação adequada do decantador em relação à temperatura de entrada, ou para melhorar a eficiência energética da usina, visando minimizar o consumo específico de vapor por tonelada de cana a fim de disponibilizar a maior quantidade possível de vapor, seja de escape ou de maior pressão, destinado para a geração elétrica.

Há vários procedimentos para o cálculo térmico de trocadores de calor tipo casco & tubo, a começar pelo mais famoso e utilizado no meio acadêmico conhecido como método Kern, que é excelente, porém não se aprofunda sobre as correntes secundárias no casco que fluem entre os tubos e a chicana, entre a chicana e o casco e nos cortes diferentes de 25% das chicanas, que impactam no coeficiente global de transmissão. Esses efeitos que ocorrem no casco foram brilhantemente abordados pelo departamento de química da Universidade de Delaware, nos Estados Unidos, durante os estudos entre os anos 1947 e 1963, cujo relatório final, o Bulletin N° 5, foi feito pelo Dr. K. J. Bell, que acabou emprestando seu nome ao método que ficou conhecido como Bell-Delaware. Destaco que as duas referências continuam válidas e acabam se complementando, pois, no final da década de 60, os norte-americanos enxergaram uma oportunidade de negócio na criação de programas de computador para facilitar os cálculos que muitas vezes são repetitivos devido à convergência de soluções matemáticas. Dessa forma, surgiram duas empresas bem conhecidas: a HTRI (Heat Transfer Reseach Inc.) e a B-JAC, que passou a ser controlada pela Aspentech. Surgiram outras também, como a HYSYS e a HI-Trans, que acabaram sendo incorporados por estas ou outras companhias no decorrer dos anos.

Alguns dos leitores podem se questionar: por que devo, afinal, saber fazer o cálculo de um trocador de calor, seja de qual tipo for, se há disponibilidade de vários *softwares* excelentes no mercado?

A resposta pode ser bem simples: devido à quantidade de combinações de possibilidades em função das muitas decisões dentro dos cálculos, esses *softwares* literalmente “despejam” uma lista enorme de opções que certamente atenderão às necessidades do processo. A resposta à pergunta do outro parágrafo é uma nova pergunta: como um engenheiro irá interpretar as muitas opções que o *software* mostra sem conhecer os conceitos aplicados nos cálculos?

A resposta para as questões acima é: sem conhecer a essência dos cálculos, o engenheiro que utiliza a ferramenta tem pouca ou nenhuma chance de ser competitivo ou tecnicamente eficiente na escolha, ou

menos ainda de alterar pequenos parâmetros de alimentação de informações para o cálculo que impactam positivamente, seja na área de troca menor, menor perda de carga, seja numa solução bem mais criativa, pois, pelo menos até o momento que escrevo estas linhas, os atuais computadores ainda não têm essa capacidade inerente ao ser humano.

Na minha atuação como consultor de engenharia térmica, depois de passar muitos anos dimensionando trocadores, utilizo muito os conhecimentos sobre esses cálculos, não apenas para solucionar problemas de processo dos meus clientes, mas para avaliá-los melhor onde os trocadores estão inseridos, pois, embora sejam partes relevantes do sistema, o trocador dimensionado pelo *software* mais poderoso disponível não irá funcionar se foi escolhido erroneamente por um engenheiro “piloto” de computador/software.

Outro ponto comum é que muitas vezes alguns usuários das usinas utilizam os valores de K ou U (Coeficiente Global de Troca Térmica) tabelados e calculam o trocador de calor, imaginando que o problema está resolvido — doce engano. Os valores tabelados servem para o início do cálculo, pois na verdade o que é feito é a verificação do trocador “estimado” inicialmente com o U ou K tabelados, e no final comparamos o que realmente o trocador pode proporcionar de performance, e caso o U tabelado seja maior que o U calculado, temos de aumentar a área do trocador (reduzindo o U inicial) e calcular tudo novamente; caso o U calculado seja muito maior que o U inicial, reduzimos a área e recalculamos. Vejam que a solução é encontrada por uma convergência de cálculos, semelhante ao processo de erros e acertos. Pode parecer pouco “inteligente”, mas é dessa forma que os *softwares* de cálculo também funcionam, simulam muitas opções e listam as “teoricamente” mais econômicas; utilizar o critério de menor área de troca térmica significa menor custo. É exatamente aqui que entra o fator humano com todos os seus defeitos e, principalmente, virtudes.

Escolhi colocar pouca teoria neste material, apresentando uma descrição resumida e fazendo os esclarecimentos dentro dos exemplos numéricos e especialmente com a análise dimensional das grandezas aplicadas, pois a área de transmissão de calor em função da grande variedade de fontes acaba mesclando o SI – Sistema Internacional de Unidades com o Sistema Britânico, além da mescla com o SM – Sistema Métrico. O leitor deve estar bem atento às unidades das fontes que consultará para evitar falhas que sem exageros já chegaram a fazer um foguete não tripulado da NASA cair por misturas de unidades.

Neste capítulo, vamos avaliar os aquecedores de caldo do tipo casco & tubo, pois são de grande uso nas usinas brasileiras, com uma quantidade enorme de fabricantes, onde várias empresas de engenharia e projetos os dimensionam com bons resultados em campo.

A meu ver, uma ótima opção são os trocadores a placas tipo free flow, também conhecidos como de canal largo, porém há basicamente os que os utilizam e estão satisfeitos e outros que tentaram e chegaram a desistir e voltaram para o tubular. Isto é o que um antigo chefe meu chamava de fracasso malsucedido, ou seja, falhou e não sabe por que não funcionou, e a chance de acontecer novamente é muito grande. O fracasso bem-sucedido é aquele que a falha aconteceu e sabemos por que, e temos a escolha de corrigir ou desistir sabendo das reais causas.

Vejo muitas usinas que têm até sistemas de abertura dos trocadores a placas com pistões hidráulicos, para a limpeza placa por placa; eu sempre falo que, embora o trocador a placas seja desmontável, não é para ser aberto regularmente, porque isso reduz drasticamente a vida útil das gaxetas, acarretando em maiores custos de substituição destas, além de aumentar muito a chance de deformação plástica das

placas, especialmente nas canaletas, onde várias empresas de manutenção de trocadores fazem a chamada “gabaritagem” das canaletas onde são fixadas as gaxetas, visando eliminar os vazamentos em operação.

Enquanto as usinas fizerem a limpeza de trocadores e evaporadores por hidrojateamento com a entrada dos colaboradores no interior dos equipamentos, lembrando das normas e recomendações do Ministério do Trabalho para espaços confinados, não estaremos prontos para utilizar os trocadores a placas no tratamento de caldo de forma adequada, pois já temos soluções técnicas com ótimos resultados com limpeza química CIP – clean in place, tanto nos trocadores como nos evaporadores Robert ou até mesmo em *falling film* tubular.

Muitos me questionam sobre os custos dos produtos químicos do CIP, porém quando pergunto qual foi o valor que foi descontado dos custos do CIP referentes à eliminação dos custos do hidrojateamento, fico sem resposta convincente, e chego à conclusão de que no Brasil ainda temos muito a aprender sobre custos industriais.

Embora eu seja um grande fã dos trocadores a placas nas usinas de açúcar e etanol, depois de vários anos visitando clientes, entendi que o melhor trocador de calor é aquele que sabemos utilizar ou temos os recursos adequados para operá-lo muito bem. Há falhas nos usuários na usinas? Sim, é verdade, mas alguns dos fabricantes de trocadores a placas também têm sua parcela de culpa, pois, ao vender os equipamentos, deixam dar todas as orientações necessárias para o uso adequado dos trocadores, tais como: vazões de CIP, produtos químicos recomendados, temperaturas, entre outros.; além de pouco ou não orientarem de como deve ser a instalação em relação às válvulas de bypass, partidas de bomba, apertos máximos e mínimo do pacote de placas, etc.

Eu costumo dizer que vários clientes, conscientes ou não, terceirizaram seus departamentos de engenharia para os fornecedores e esqueceram de avisá-los e os mesmos fornecedores não perceberam e/ou não estavam preparados para isso. Uma comparação muito simples é a compra de um automóvel: o fabricante tem de seguir várias normas na fabricação e fornecer todas as orientações de uso e manutenção através do manual do proprietário e o motorista deve possuir CNH – Carteira Nacional de Habilitação e, principalmente, ler o manual.

Em alguns eventos que participo, eu lembro para os mais “canassauros” que, no início do pró-álcool, na década de 70, ainda utilizávamos serpentina nas dornas de fermentação, causando grandes dificuldades na limpeza, além das perdas na fermentação causadas pelas temperaturas maiores. Hoje em dia ninguém pensa em outra solução, diferente do trocador a placas, pois seu uso está bem compreendido pelo usuário, diferente do tratamento de caldo, onde temos partidas de bombas de caldo “bruscas” e variações de vazão/pressão na linha, devido aos free flows e os de canal largo serem mais frágeis aos golpes de aríete na linha — já os trocadores tubulares toleram bem esses “desaforos”.

Apenas para dar uma ideia do efeito que a variação de pressão tem sobre os trocadores a placas no tratamento de caldo, no teste hidrostático que todo fabricante realiza antes de enviar o equipamento, temos três etapas de pressurização: a primeira coloca pressão em somente um dos lados, por exemplo o do caldo, enquanto que o outro lado, o do vapor, permanece sem pressão. Observam-se eventuais vazamentos e a estabilização da pressão durante o teste. Estando aprovada essa fase, passamos a pressurizar o outro lado, que está sob pressão atmosférica para a mesma pressão do outro lado; o lado que já estava pressurizado acaba por ficar com cerca de 50% a mais de pressão apenas pela pressurização do outro lado. Isto evidencia que o trocador free flow ou de canal largo tem deslocamento no cento das placas,

semelhante ao inflarmos um balão infantil em formato de almofada. Não há nenhum problema nisso, pois todo projeto de trocador prevê tal deformação; o problema é a frequência que esse processo ocorre em campo. Tivemos relatos de trocador com placas trincadas por fadiga na região próxima à gaxeta em única safra e, quando fomos ao campo avaliar, vimos que o tanque de caldo misto do cliente era muito pequeno para a vazão da moenda e a bomba estava dimensionada para uma vazão muito acima da necessária, esgotando rapidamente o caldo do tanque e cavitando (alguém já viu isso acontecer em alguma usina?), com variação de pressão de 0 a 8 kgf/cm² a cada 3 segundos, ou apenas 20 ciclos por hora, 480 por dia, 3.360 por semana, 14.448 por mês e 115.584 por safra. Apenas para dar uma ideia da fadiga, lembro a você de como quebramos um clipe de papel com as mãos: flexionando várias vezes para cima e para baixo, em poucos movimentos rompemos o clipe. Então, imagine o efeito de 115.448 cavitações em uma safra! Não há trocador que suporte essa situação.

Novamente, tudo começa com um usuário/projetista que conhece os requisitos de operação do equipamento e passa pelo fabricante, que tem de fornecer todas as orientações de uso e instalação do produto; caso, contrário ainda ouviremos usuários dizerem que o trocador a placas no tratamento de caldo não funciona, e dessa forma não funciona mesmo.

EXEMPLO DE CÁLCULO 01-01: AQUECEDOR DE CALDO TUBULAR COM VAPOR

Dimensionar um aquecedor de caldo tipo tubular (casco & tubo) para as seguintes condições de operação com a metodologia de cálculo proposta por Hugot.

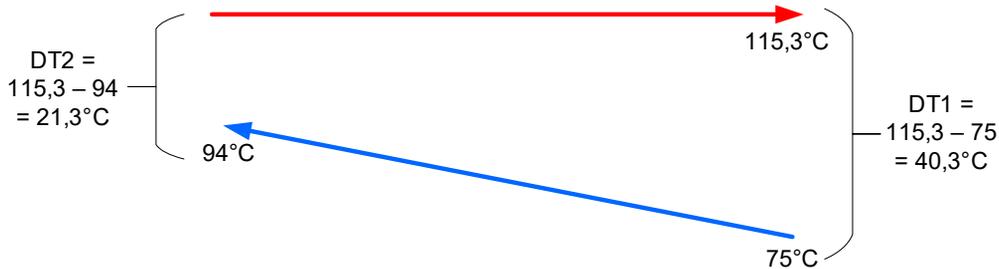
Vazão de caldo:	700.000 kg/h
Temperatura de entrada:	75 °C
Temperatura de saída:	94 °C
Tempo entre limpezas:	7 dias (7 × 24h = 168 horas)
Concentração do caldo:	12% ST
Pureza do caldo:	82%
Fonte de calor disponível:	Vapor vegetal 1 (V1) a 115,3 °C a 1,708 bar abs.

As propriedades dos fluidos obtidas pelas equações do Apêndice A desta obra ou de outras tabelas são:

Dados de projeto	Unit	VAPOR		CALDO	
		Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão de saturação	bara	1,708	x-x-x	x-x-x	x-x-x
Calor latente	kJ/kg	2.215,2	x-x-x	x-x-x	x-x-x
Densidade	kg/m ³	0,97418	947,8	1.021,4	1.009,2
Calor específico	kJ/kg·K	2,148	4,282	3,943	3,960
Viscosidade dinâmica	cP	0,0128	0,2391	0,5288	0,4323
Condutividade térmica	W/m·K	0,0269	0,5890	0,6317	0,6434

Para realizarmos a verificação do trocador ainda indefinido, vamos utilizar a já comentada tabela de U ou K para aquecedor de caldo que indica uma faixa entre 500 e 1.000 $\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$.

Perceba que é uma faixa bem ampla, e inicialmente vamos utilizar um valor médio de 750 $\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$. Calculamos o diferencial médio logarítmico de temperaturas LMTD:



$$LMTD = \frac{DT1 - DT2}{LN\left(\frac{DT1}{DT2}\right)} = \frac{40,3 - 21,3}{LN\left(\frac{40,3}{21,3}\right)} = 29,8 \text{ } ^\circ C$$

Observação: lembrando que para trocadores de calor onde os 2 fluidos têm variação de temperatura (nesta situação consideramos que a temperatura do vapor é constante durante a condensação e desprezamos o sub-resfriamento do líquido), teríamos de considerar o fator de correção F para trocadores com mais de um passe, sobre o qual veremos no capítulo seguinte, obtendo $MTD = LMTD \times F$. Consideramos, neste caso, $F = 1$, então $MTD = LMTD \times 1 = 29,8 \text{ } ^\circ C$.

Calculamos a carga térmica Q, valor este que o trocador deverá atender:

$$Q = m \times C_p \times (t_f - t_i)$$

$$Q = 700.000 \frac{kg}{h} \left(\frac{3,943 + 3,960}{2} \right) \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (94 - 75) ^\circ C = 52.554.950 \frac{kJ}{h} = 12.552.534 \text{ kcal/h} = 14.598,6 \text{ kW}$$

Com os dados anteriores, fazemos a estimativa preliminar da área necessária para realizarmos os cálculos de verificação, utilizando a equação geral de trocadores de calor:

$$Q = U \times A \times MTD \text{ ou } Q = U \times A \times (F \times LMTD)$$

$$A = \frac{Q}{U \times MTD} = \frac{12.552.534 \frac{kcal}{h}}{750 \frac{kcal}{(h \cdot m^2 \cdot ^\circ C)} \times 29,8 \text{ } ^\circ C} = 561,6 \text{ m}^2$$

Os tubos mais “populares” nas usinas brasileiras têm $\Phi = 38,1 \text{ mm}$ e, neste caso, usaremos aço inoxidável AISI 316, portanto a parede escolhida será de 1,5 mm, com comprimento total de 4.000 mm. Calculamos com estes parâmetros a quantidade de tubos necessária.

Lembro que a área de troca térmica disponível deve descontar a parte do tubo que ficará no interior dos espelhos do feixe tubular, adotando uma espessura dos espelhos de 50 mm cada:

$$L = 4.000 - 2 \times 50 \text{ mm} = 3.900 \text{ mm}$$

Área interna de um tubo: A_{1tubo}

$$D_{int} = D_{ext} - 2 \times \text{parede} = 38,1 - 2 \times 1,5 = 35,1 \text{ mm}$$

$$A_{1tubo} = \pi \times D_{int} \times L$$

$$= \pi \times 35,1 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}} \times 3.900 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}} = 0,430052618 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}$$

$$\text{Número de tubos requerido: } N_t = \frac{A}{A_{1tubo}} = \frac{561,6 \text{ m}^2}{0,430052618 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}} = 1.305,9 \text{ tubos}$$

A partir desse ponto, adotaremos o método de cálculo já consagrado descrito no *Handbook of Cane Sugar Engineering*, de Émile Hugot. Este método de cálculo é aplicável somente para aquecedores com vapor, calculando o coeficiente global de troca térmica (U, K ou OTHC) a partir da velocidade do caldo nos tubos, pois esta é a resistência de controle que governa a transmissão de calor nesta aplicação, porém, para aplicações com outras fontes de calor distintas do vapor — como por exemplo: condensado de vapor, vinhaça, etc., ou seja, fluidos *sem* mudança de fase — a metodologia será outra, a qual iremos abordar a partir da página 29.

Outro detalhe importante é que, como o método de Hugot se baseia na velocidade interna nos tubos, a área de troca térmica também deve ser calculada na face interna dos tubos, que é ligeiramente menor que a externa, que alguns fabricantes de trocadores utilizam nas folhas de dados para dar a impressão de um equipamento maior. Esta área é conhecida como SAI.

O método de Hugot, tendo como base a velocidade nos tubos, recomenda trabalharmos entre 1,5 e 2,0 m/s; com estes limites, adotamos o valor médio de 1,75 m/s e, assim, calculamos o número de passes nos tubos da seguinte maneira:

$$\text{Vazão volumétrica de caldo} = \frac{700.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{\frac{(1.021,4 + 1.009,2) \text{ kg}}{2} \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}} = 689,45 \text{ m}^3/\text{h} = 0,191514276 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Área transversal de 1 tubo} = A_{t1tubo} = \frac{\pi \times D_{int}^2}{4} = \frac{\pi \times \left(\frac{35,1 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}}\right)^2}{4} = 0,000967618 \text{ m}^2/\text{tubo}$$

$$\text{Número de tubos por passe: } N_{tp} = \frac{\text{Vazão volumétrica}}{A_{t1tubo} \times \text{Velocidade}} = \frac{0,191514276 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,000967618 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} \times 1,75 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 113,1 \text{ tubos/passe}$$

Com o número de tubos requerido $N_t = 1.305,9$ tubos, calculamos a quantidade de passes necessária para manter a velocidade adotada de 1,75 m/s:

$$\text{Número de passes nos tubos: } N_{tp} = \frac{1.305,9 \text{ tubos}}{113,1 \frac{\text{tubos}}{\text{passe}}} = 11,5 \text{ passes}$$

Adotando número par de passes para termos a entrada e a saída de caldo no mesmo lado do casco, utilizaremos 12 passes.

Mantendo a quantidade de tubos por passe igual, temos 1.305,9 tubos/12 passes = 108,8 tubos por passe, adotaremos 110 tubos por passe, logo a nova quantidade de tubos passa para 110 x 12 passes = 1.320 tubos.

O aquecedor fica inicialmente com as seguintes características:

1.320 tubos no total divididos em 12 passes, com comprimento efetivo de 3.900 mm (descontando os espelhos), e a seguinte área de troca térmica para verificação do trocador, ou seja, calcularemos a partir de agora o coeficiente de troca térmica efetivo para esta construção:

$$\text{Área interna (SAI)} = \pi \times D_{int} \times L \times N_t = \pi \times \frac{35,1 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \times \frac{3.900 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \times 1.320 = 567,7 \text{ m}^2$$

Recalculando a velocidade com a definição da quantidade de tubos e número de passes nos tubos:

$$V_{caldo} = \frac{\text{Vazão em volume}}{\text{Área de passagem}} = \frac{\text{Vazão em volume}}{A_{t1tubo} \times n^{\circ} \text{ de tubos por passe}}$$

$$V_{caldo} = \frac{0,191514276 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,000967618 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} \times 110 \frac{\text{tubos}}{\text{passe}}} = 1,7992 \text{ m/s (que está dentro da faixa de 1,5 a 2,0 m/s)}$$

Material dos tubos: aço inoxidável AISI 316, então a condutividade térmica do tubo utilizada será: $\lambda_{tubo} = 17 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Calculamos a resistência térmica proporcionada pela parede do tubo:

$$R_{ttubo} = \frac{\text{Espessura da Parede do tubo}}{\lambda_{tubo}} = \frac{1,5 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}}}{17 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 8,8235294 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

ou 0,088235294 m²·K/kW

Observação: muitas vezes a literatura sobre transmissão de calor trabalha com unidades no SB (BTU, °F, PSI, etc.), e isto pode causar erros nos cálculos se houver conversões equivocadas. Neste material, procuraremos colocar as unidades de cada grandeza nas equações, visando facilitar a compreensão pelo leitor e deduzir da maneira correta a unidade no resultado. Neste caso, temos a espessura da parede em mm que foi convertida para metro no numerador e a condutividade foi mantida conforme a informação obtida em tabelas de propriedades térmicas dos tubos. Observe que o resultado foi W/(m²·K), que é facilmente deduzido pela análise dimensional dos componentes da equação:

$$\text{Temperatura de referência do caldo} = \frac{t_{Entrada} + t_{Saída}}{2} = \frac{75^{\circ}\text{C} + 94^{\circ}\text{C}}{2} = 84,5^{\circ}\text{C}$$

A equação abaixo é descrita por Hugot, na qual é calculado o coeficiente global de troca térmica U em função da velocidade do caldo, resistência térmica do material dos tubos, tempo de intervalo entre limpezas e a temperatura média do caldo em aquecimento:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{D_{int}^{0,25}}{4,35} + R_{ttubo} + 0,0035 x T_{horas}^{0,8} x \left(1 + \frac{10,763}{V_{caldo}^3} \right) + \frac{1}{D_{int}^{-0,2} x 0,283 x V_{caldo}^{0,8} x T_{refcaldo}^{0,467}} \right)}$$

Substituindo, temos:

$$\frac{1}{\left(\frac{\left(\frac{35,1}{1000} m \right)^{0,25}}{4,35} + 0,088235294 \frac{m^2 K}{kW} + 0,0035 x 168^{0,8} x \left(1 + \frac{10,763}{\left(1,7992 \frac{m}{s} \right)^3} \right) + \frac{1}{\left(\frac{35,1}{1000} m \right)^{-0,2} x 0,283 x \left(1,7992 \frac{m}{s} \right)^{0,8} x 84,5^{\circ C^{0,467}}} \right)}$$

$$U = 1,074045 \text{ kW}/(m^2 \cdot K) = 923,5 \text{ kcal}/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$$

Valor este dentro da faixa recomendada, entre 500 e 1.000 kcal/(m²·h·°C), porém perto do limite superior, sinalizando que a perda de carga pode estar alta em função da velocidade do caldo utilizada. Por enquanto, mantenhamos desta forma e avaliemos após o cálculo da perda de carga.

Observação: para o cálculo da primeira etapa de aquecimento (1º aquecedor de caldo), o valor 4,35 deve ser substituído por 3,8 e o fator 0,283 substituído por 0,295.

Análise: comparando o U adotado para início dos cálculos (750 kcal/(m²·h·°C) e o valor calculado (923,5), observamos que temos uma boa margem de trabalho, ou seja, o aquecedor está folgado para o regime de operação requerido, porém vamos calcular a perda de carga na análise hidráulica do equipamento.

Calculando a perda de carga no lado do caldo pela expressão:

$$\Delta_p = 2,5 x \frac{V_{caldo}^2 x N_{pt} x (L+1)}{D_{int}} = 2,5 x \frac{1,7992^2 \frac{m}{s} x 12 x \left(3.900 \text{ mm} x \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}} + 1 \right)}{35,1 \text{ mm} x \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}}} = 13557,2 \text{ kgf}/m^2 = 1,35572 \text{ kgf}/cm^2$$

Análise: aqui, devemos avaliar as baterias dos aquecedores, pois elas estão interligadas em série na parte do caldo; bem como a soma das perdas de carga dos aquecedores acrescentada das perdas nas válvulas, elevação, tubulação, etc. deve ser avaliada pelo engenheiro na seleção da bomba de caldo. Um critério de referência é manter a perda de carga em cada um dos aquecedores entre 0,7 e 1,0 kgf/cm².

Diante dessa situação reduziremos a velocidade, mantendo o número de passes utilizando a mesma equação de cálculo de perda de carga com um valor de 1,0 kgf/cm² = 10.000 kgf/m².

$$\Delta_p = 2,5 x \frac{V_{caldo}^2 x N_{pt} x (L+1)}{D_{int}}, \text{rearranjando a equação, temos:}$$

$$V_{caldo} = \sqrt{\frac{\Delta_p x D_{int}}{2,5 x N_{pt} x (L+1)}} = \sqrt{\frac{10.000 x 35,1 \text{ mm} x \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}}}{2,5 x 12 x \left(3.900 x \frac{1 \text{ m}}{1.000 \text{ mm}} + 1 \right)}} = 1,54524 \text{ m/s (entre 1,5 e 2,0)}$$

Com a nova velocidade nos tubos, recalculamos a quantidade de tubos por passe:

$$N_{tp} = \frac{\text{Vazão volumétrica}}{A_{t1tubo} \times \text{Velocidade}} = \frac{0,191514276 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,000967618 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} \times 1,54524 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 128,1 \text{ tubos/passe}$$

Como já fixamos o número de passes nos tubos em 12, adotamos 128 tubos por passe, ficando a quantidade total de tubos no aquecedor = 1.536 tubos e nova área de troca térmica em:

$$\text{Área interna (SAI)} = \pi \times D_{int} \times L \times N_t = \pi \times \frac{35,1 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \times \frac{3.900 \text{ mm}}{1.000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \times 1.536 = 660,6 \text{ m}^2$$

Com a nova velocidade, recalculamos o U do trocador:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{\left(\frac{35,1}{1000} \text{ m} \right)^{0,25}}{4,35} + 0,088235294 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{kW}} + 0,0035 \times 168^{0,8} \times \left(1 + \frac{10,763}{\left(1,54524 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^3} \right) + \frac{1}{\left(\frac{35,1}{1000} \text{ m} \right)^{-0,2} \times 0,283 \times \left(1,54524 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^{0,8} \times 84,5^\circ \text{C}^{0,467}} \right)}$$

$$U = 0,851003833 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 731,7 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C})$$

Observação: alguns engenheiros preferem tubos de aço carbono ao invés dos de inox ou de latão. Refizemos os cálculos com os seguintes materiais e espessuras de tubos:

Material	Diam. x Espessura	Condutividade	Velocidade	U (kcal/(m ² ·h·°C))
Aço carbono	38,1 x 2,0 mm	52,0 W/(m·K)	1,628 m/s	838,2
Cobre	38,1 x 1,6 mm	377,0 W/(m·K)	1,555 m/s	791,1
Latão	38,1 x 1,6 mm	109,0 W/(m·K)	1,555 m/s	790,4

Observação: nos materiais de maior condutividade são utilizadas paredes mais finas para reduzir o custo, porém temos o efeito negativo da menor velocidade que reduz o U.

Com o valor do U recalculado, calculamos a temperatura de saída do caldo aquecido:

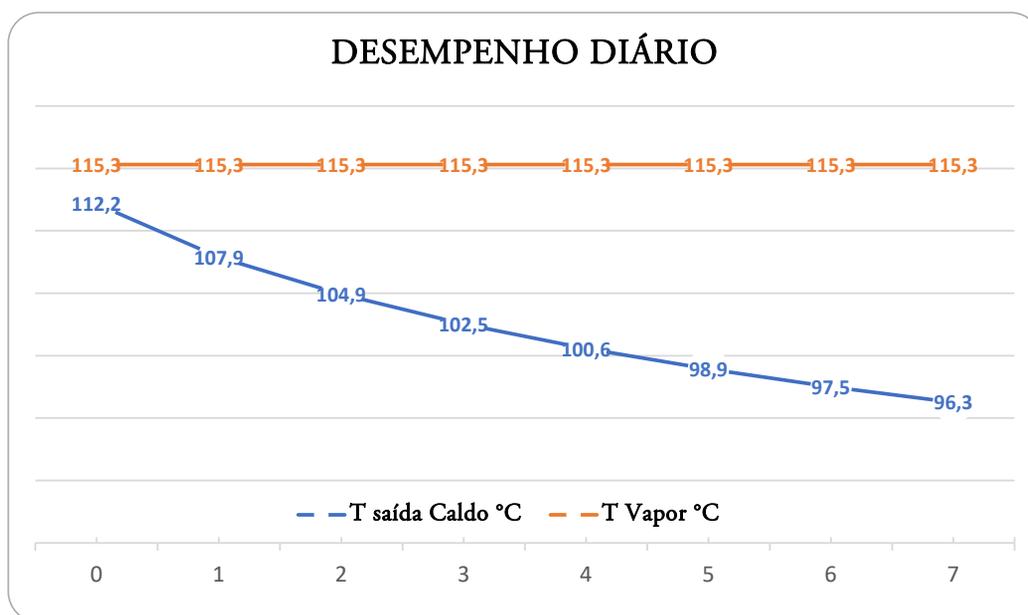
$$t_{saída \text{ do caldo}} = t_{vapor} - (t_{vapor} - t_{entrada}) \times 2,81 \left(- \frac{U_{kcal} \times Area}{m_{caldo} \times C_{pcaldo}} \right)$$

$$= 115,3^\circ \text{C} - (115,3^\circ \text{C} - 75^\circ \text{C}) \times 2,81 \left(- \frac{\frac{731,7 \text{ kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}} \times 660,6 \text{ m}^2}{700.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 3,943 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} \right) = 96,4^\circ \text{C}$$

Análise: fazendo o uso da expressão proposta por Hugot, podemos montar uma tabela do U do aquecedor ao longo dos dias para visualizarmos a evolução da temperatura de saída do caldo em função do grau de incrustação:

DIA	OPERAÇÃO (HORAS)	U (kcal/(m ² ·h·°C))	VAPOR (°C)	SAÍDA DO CALDO (°C)
0	0	2.469,4	115,3	112,2
1	24	1.639,2	115,3	107,9
2	48	1.312,2	115,3	104,9
3	72	1.112,4	115,3	102,5
4	96	974,0	115,3	100,6
5	120	870,9	115,3	98,9
6	144	790,5	115,3	97,5
7	168	725,8	115,3	96,3

No gráfico a seguir, podemos visualizar melhor a queda na temperatura de saída do caldo aquecido com o tempo:



Questão: O trocador de calor atenderá, de fato, o regime requerido? A verificação é simples com a utilização da equação geral dos trocadores de calor:

$$Q=U \times A \times MTD \quad \text{ou} \quad Q=U \times A \times (F \times LMTD)$$

Carga térmica já calculada no início:

$$Q = 52.554.950 \text{ kJ/h} = 12.552.534 \text{ kcal/h} = 14.598,6 \text{ kW}$$

$$U = 0,851003833 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 731,7 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{Área interna (SAI)} = 660,6 \text{ m}^2$$

$$\text{LMTD} = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$F = 1$ [Para trocadores em que um dos lados tem mudança de fase (condensação ou evaporação de substâncias puras, sem curva de condensação/evaporação)]

$$Q = \frac{731,7 \text{ kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \times 660,6 \text{ m}^2 \times (1 \times 29,8 \text{ }^\circ\text{C}) = 14.404,58 \text{ kcal/h}$$

Considerando a carga exigida pelo processo de 12.552.534 kcal/h, temos uma folga no trocador de 14,75% na área de troca.

Observações:

- Essa margem se deve ao limite imposto pela perda de carga, pois qualquer trocador de calor sempre deve atender aos dois requisitos simultaneamente: o critério térmico para as temperaturas requeridas pelo processo e o critério da perda de carga; caso contrário, teremos problemas;
- O método proposto por Hugot, cujo cálculo considera o número de horas em operação (neste exemplo, 7 dias), considera um fator de incrustação ou sujidade nos tubos para manter as temperaturas dentro das exigidas pelo processo. A visualização dessa folga embutida nos cálculos pode ser feita pela temperatura de saída do caldo no início da operação (dia 0 na tabela, correspondente a 112,2 °C) contra uma temperatura de projeto inicial de 94 °C e calculada posteriormente em 96,4 °C. Essa diferença é exatamente a folga do trocador limpo sobre o trocador após 1 semana de uso, que fica em 132%. Temos duas formas de calcular esse valor: uma pelo método simplificado de Hugot, em que utilizamos o número de horas nulo (zero), que daria um U de 2.469,4 kcal/(m²·h·°C), resultando numa folga de 237,5%, a qual sabemos que é apenas teórica; e a outra seria o cálculo detalhado pelo método de Bell-Delaware, em que desenvolveremos no outro exemplo de cálculo que resultaria, nesta situação com vapor, em cerca de 132% de folga de área limpa sobre a área suja.
- O método de Hugot não faz menção sobre a perda de carga no lado do casco onde o vapor se condensa. Há vários engenheiros que “ignoram” este cálculo por se tratar de valores bem pequenos e, em alguns casos, como nos aquecedores de caldo, podem até ser negligenciados, porém tal perda existe, sendo extremamente importante em trocadores que operam sob vácuo, onde as pressões são pequenas e uma perda de carga aparentemente pequena pode comprometer o funcionamento do condensador. É possível calcular essa perda de carga na condensação, e a faremos em momento oportuno;
- A perda de carga nos bocais não faz parte do método de Hugot e será feita a seguir.

CÁLCULO PRELIMINAR DO DIÂMETRO DO ESPELHO

Para os cálculos iniciais do trocador, muitas vezes necessitamos do diâmetro do espelho para o dimensionamento mecânico do espelho, parede do costado, etc. O diâmetro definitivo deve ser feito com a distribuição geométrica da quantidade dos tubos definidas no cálculo térmico, porém, para darmos sequência aos cálculos térmicos, fazemos uma preliminar que deve ser verificada durante o detalhamento do espelho e, caso haja grande divergência, devemos retomar os cálculos térmicos a partir deste ponto.



Figura 01-01 – Espelhos de trocador tubular
Fonte: ABN Engenharia Ltda.

$$\text{Área espelho} = \frac{N_{\text{tubos}} \times \text{Aproj dos tubos}}{CPT}$$

Salvo indicado diferente, adotaremos o passo nos tubos sempre como $\Phi_{\text{ext}} \times 1,25$. Este passo aumenta a densidade dos tubos no espelho, resultando em um diâmetro do espelho e do trocador menor, com um bom aproveitamento da área do espelho.

CL é o fator devido ao ângulo formado no *layout* dos tubos com os seguintes valores.

Também salvo indicação diferente, adotamos o arranjo dos tubos triangulares, que nos proporciona um ângulo de 60° , portanto:

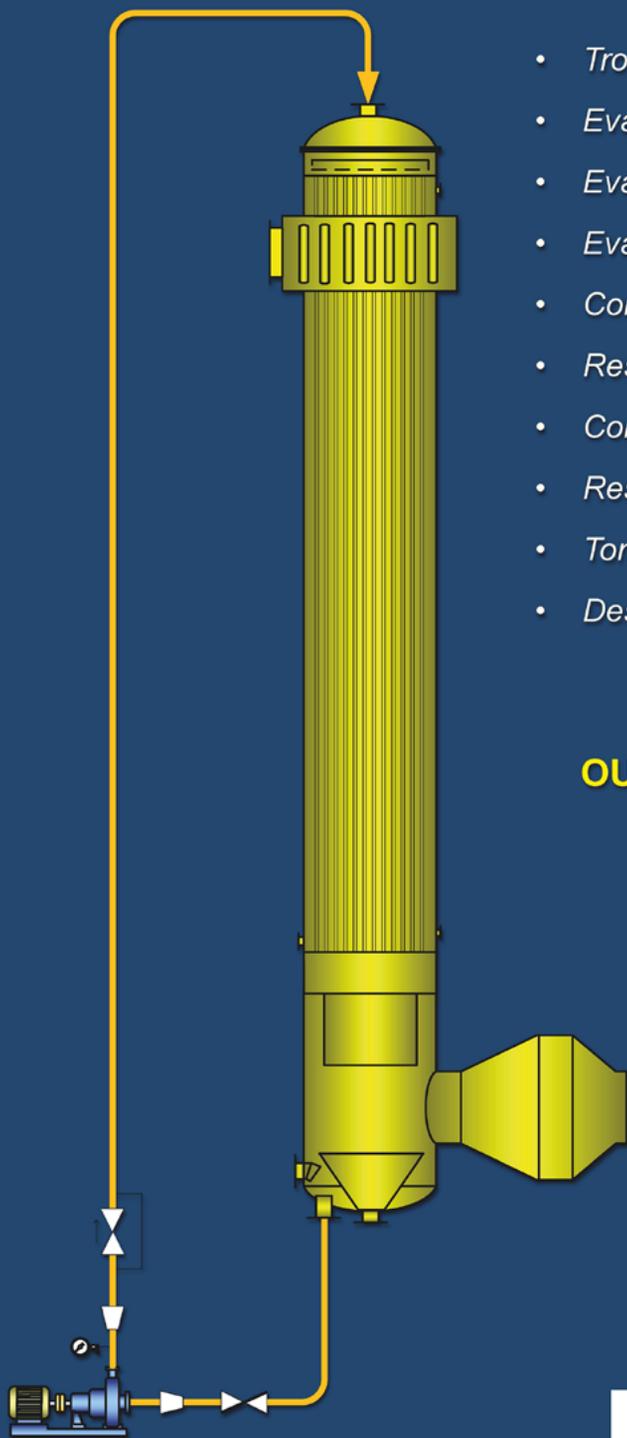
Ângulos de 45° e 90° , $CL = 1,00$

Ângulos de 30° e 60° , $CL = 0,87$

$$\text{Aproj do tubo} = (\text{Passo nos tubos})^2 \times CL = (38,1 \times 1,25)^2 \times 0,87 = 1.973,3 \text{ mm}^2$$

Este livro foi impresso pela gráfica Forma Certa
para a Editora Recanto das Letras
em dezembro de 2020.

CÁLCULOS PRÁTICOS PASSO A PASSO DOS PRINCIPAIS TROCADORES DE CALOR UTILIZADOS NAS USINAS



- *Trocadores com vapor e outros líquidos*
- *Evaporadores tipo Robert*
- *Evaporadores Falling Film tubulares*
- *Evaporadores a placas Rising Film*
- *Condensador Barométrico*
- *Resfriador de dorna*
- *Condensador de superfície*
- *Resfriador de etanol e "K"*
- *Torre de resfriamento*
- *Dessuperaquecedor de vapor*

OUTROS TEMAS ABORDADOS

- *Evaporador Falling Film a placas*
- *Evaporação de múltiplo efeito*
- *Incrustação*
- *Limpeza CIP*
- *Gráficos, tabelas*
- *Equações de estado (EOS) para cálculo das propriedades de: caldo, água, vapor, etanol e ar úmido*

