

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA-ECONÔMICA ENTRE TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS E PLACAS APLICADOS EM CHILLER DE 100TR

Aluno: Gabriel de Almeida Guayanaz, gabriel.guayanaz@edu.pucrs.br

Orientadora: Prof.^a Dra. Karina Ruschel.

Resumo. Esta pesquisa analisa dois tipos comuns de trocadores de calor: o casco e os tubos e placas. O principal objetivo é examinar suas utilizações em sistemas de refrigeração, particularmente em chillers. O texto analisa as particularidades de cada categoria, tais como estrutura, materiais, custos, manutenção e eficácia. A meta é estabelecer um alicerce robusto para a seleção do trocador de calor mais apropriado em variadas circunstâncias, levando em conta aspectos técnicos, econômicos e operacionais. Ao realizar a pesquisa, notou-se que os trocadores de casco e tubos se destacam pela robustez, confiabilidade e longa vida útil, sendo indicados para aplicações que exigem alta resistência à corrosão e condições operacionais severas. Por outro lado, os trocadores de placas oferecem alta eficiência térmica, flexibilidade e facilidade de limpeza, tornando-os ideais para processos que demandam otimização do espaço e redução de custos. Ao final do trabalho, foi criada uma situação hipotética para comparar as dimensões necessárias que cada trocador requer com os mesmos parâmetros de entrada. Devido a complexidade e tempo para calcular o trocador de placas, foi utilizado um trocador de placas da empresa SWEP. Já para o trocador casco e tubos, utilizou-se a metodologia de Kern, para efetuar seus cálculos. A partir dos resultados, concluiu-se que o trocador de placas requer apenas 694 milímetros de altura e 415 milímetros de espessura. Enquanto o trocador casco e tubos, exige 0,6858 metros de diâmetro do casco e 3 metros de comprimento.

Palavras-chave: Transferência de calor; Trocador de calor casco e tubos; Trocador de calor de Placa.

1. INTRODUÇÃO

A busca por ambientes com condições térmicas confortáveis e estáveis é um anseio humano que remonta às primeiras civilizações; o povo romano, por exemplo, desenvolveu um sistema de climatização que consistia em casas com paredes ocas por onde passava água fria, resfriando o ambiente. Isso mostra como, ao longo da história, diversas estratégias foram desenvolvidas para controlar a temperatura, desde soluções rudimentares como o resfriamento das paredes até sistemas de climatização cada vez mais sofisticados.

Com o avanço tecnológico e a crescente demanda por eficiência energética, os sistemas de refrigeração, especialmente os chillers, ganharam destaque na indústria e no setor de serviços, pois proporcionam o conforto térmico, que é essencial para a vida humana e para a sociedade, uma vez que controlar a temperatura do ambiente, a fim de deixá-lo mais agradável, proporciona uma maior confortabilidade aos indivíduos. Por isso, como objetivo principal do projeto, será comparado o desempenho de trocadores de calor do tipo casco e tubos e de placas em aplicações de chillers de condensação a ar, visto que, diante das singularidades dos dois tipos de trocadores, escolher qual o mais adequado à instalação é imprescindível para uma maior eficiência do projeto, incluindo seus custos, espaço e produtividade.

Os chillers, segundo Giuseppe E. Dino (2022), são equipamentos responsáveis por remover calor de um fluido. Eles dependem de componentes essenciais para seu funcionamento, dentre os quais destacam-se os trocadores de calor. De acordo com Shah e Sekulić (2003), um trocador de calor é um dispositivo projetado para transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos com diferentes temperaturas, através de uma superfície sólida. Essa transferência de calor é fundamental para o ciclo

de refrigeração, garantindo a remoção do calor do ambiente e a manutenção de uma temperatura desejada.

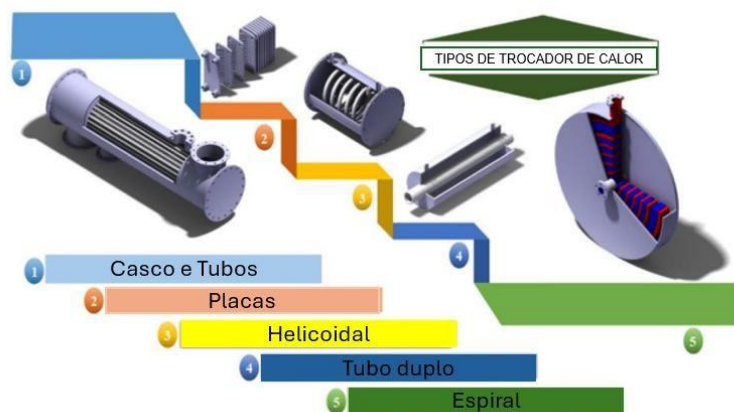


Figura 1. Representação dos tipos de trocadores de calor. Fonte adaptado Edreis (2020).

Dentre a vasta gama de trocadores de calor disponíveis, apresentado na **Figura 1**, os modelos de casco e tubos e de placas são os mais comumente utilizados em sistemas de refrigeração. Os trocadores de casco e tubos, caracterizados por sua construção robusta e versátil, são amplamente empregados em aplicações que exigem alta capacidade de transferência de calor e resistência a condições operacionais severas. Por outro lado, os trocadores de placas, com sua construção modular e compacta, oferecem alta eficiência térmica e facilidade de limpeza.

A escolha entre diferentes tipos de trocadores de calor, como um requisito inicial de projeto, considera diversos requisitos, como a eficiência térmica, capacidade de transferir calor entre os fluidos, a compactidade, dimensões físicas dos equipamentos, o custo, o investimento inicial, a facilidade de fabricação e manutenção, o tempo e os recursos necessários para a sua produção e manutenção. Dentro do contexto dos sistemas tipo do chiller, a escolha do trocador de calor influencia diretamente o desempenho, custo total do sistema e a sua vida útil. Ao comparar o desempenho térmico, as dimensões físicas e os custos associados a cada tipo de trocador, é possível identificar qual alternativa oferece o melhor custo-benefício para cada aplicação específica.

Assim, o presente trabalho tem como objetivo realizar uma análise comparativa entre trocadores de calor do tipo casco e tubos e placas, com foco em aplicações em chillers de condensação a ar. Serão avaliados aspectos técnicos, meios de fabricação e manutenção e custo de investimento. A comparação entre esses dois tipos de trocadores é fundamental para a tomada de decisão mais assertiva na seleção do equipamento mais adequado para cada aplicação.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Os mecanismos de transferência de calor ocorrem quando há diferença de temperatura entre dois corpos ou um corpo e o meio que o envolve. A segunda lei da termodinâmica fala que tendem a ocorrer em uma única direção específica, do estado de maior ordem de energia para o de menor ordem, ou seja, no caso de transferência de calor, o fluxo de calor sempre ocorrerá do corpo com maior temperatura para o de menor temperatura. Na natureza, existem três processos de transferência de calor: condução, convecção e a radiação (Ralph H. Fowler, 1930). Esses três modos distintos, trabalham em conjunto para atingir o equilíbrio térmico.

A condução ocorre por meio da transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas, ou seja, na presença de um gradiente de temperatura, a transferência de energia ocorre na direção da diminuição de temperatura, podendo ocorrer em meios líquidos, sólidos ou gasosos. Através da lei de Fourier pode-se calcular a quantidade de energia sendo transferida por condução, de forma unidimensional,

$$Q_{Cond} = kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad [W] \quad \text{Eq. 1}$$

sendo k a condutividade térmica do material [$W/(m.K)$], a área da transferência térmica [m^2], $\partial T/\partial x$ o gradiente de temperatura (K) e em relação a espessura do corpo (m).

Por sua vez, na convecção, a transferência de calor ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois em diferentes temperaturas. Quanto mais rápido for o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de movimento da massa do fluido, a condução é o modo do dimensionamento térmico. Ao se estudar mais a fundo sobre convecção, é possível observar que o tipo de troca térmica, depende da natureza do escoamento. Se define a convecção forçada quando o escoamento é causado por meios externos. Por outro lado, a convecção natural (ou livre) ocorre quando o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferenças de densidades. A lei que expressa essa taxa é a lei de Newton do resfriamento,

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [W] \quad \text{Eq. 2}$$

sendo h o coeficiente de transferência de calor por convecção do material [$W/(m^2.K)$], A_s é a área da superfície de troca térmica [m^2], T_s é a temperatura da superfície (K) e T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície [K].

Finalmente, a radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula (INCROPERA, 2008). A taxa máxima de radiação que pode ser emitida de uma superfície na temperatura termodinâmica T , (em K ou R) é dada pela lei de Stefan-Boltzmann da radiação como:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad [W] \quad \text{Eq. 3}$$

sendo, ε é uma propriedade radiante da superfície, σ é constante de Steffan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/(m^2 \times K^4)$), A_s é a área da superfície (m^2), T_s^4 é a temperatura da superfície (K) e T_{viz}^4 é a temperatura da vizinhança.

Incropera e De Witt (2002) apresentam que a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U), que é a função da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos, constitui um passo crucial, porém sujeito a incertezas, na análise de qualquer trocador de calor.

A formação de depósitos nas superfícies internas de trocadores de calor, como mostra a **Figura 2** em trocadores a placa e a **Figura 3** em trocadores casco e tubos, resultante da deposição de impurezas e reações químicas, causa um aumento significativo na resistência térmica de contato. Consequentemente, o coeficiente global de transferência de calor diminui, reduzindo a eficiência energética do equipamento. Esse efeito pode ser levando em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional, conhecida como fator de deposição, R_d .

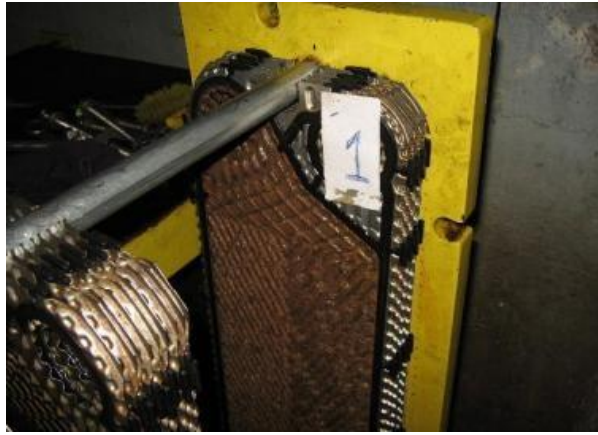


Figura 2. Incrustações nas placas do trocador de calor. Fonte: Mauricio, N. Frota (2019)



Figura 3. Incrustações em trocadores casco e tubos. Fonte Ferreira, Leon. (2019).

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h A_f} + \frac{1}{\eta_o A_f} + \frac{R_{d,f}}{R_p} + \eta_o \frac{R_{d,q}}{A_q} + \frac{1}{\eta_o h A_q}} \quad \text{Eq. 4}$$

sendo i e e, indicam interno e externo, respectivamente, R_p é a resistência condutiva na parede e η_o é a eficiência global da superfície.

Um trocador de calor opera a partir dos mecanismos de transferência de calor, sendo estes uma das suas classificações. Assim, é fundamental apresentar as demais classificações destes equipamentos.

2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios principais:

1. Recuperadores/regeneradores
2. Processos de transferência: contato direto e contato indireto
3. Geometria da construção: tubos, placas e superfícies estendidas
4. Mecanismos de transferência de calor: monofásico e bifásico
5. Arranjos de escoamento: fluxos paralelos, contrafluxos e fluxos cruzados

Na **Figura 4** é possível verificar na forma de fluxograma a classificação dos trocadores e como eles se correlacionam.

O parâmetro da geometria de construção, utiliza critérios baseados nas características construtivas dos trocadores de calor para determinar sua classificação, podendo ser de grupos e subgrupos. Dentre os grupos, os principais são trocadores tubulares, trocadores de placa e trocadores de superfície ampliada (KAKÁÇ, 2002). O enfoque do trabalho será em trocadores tubulares, do tipo casco e tubo e em trocadores de placa.

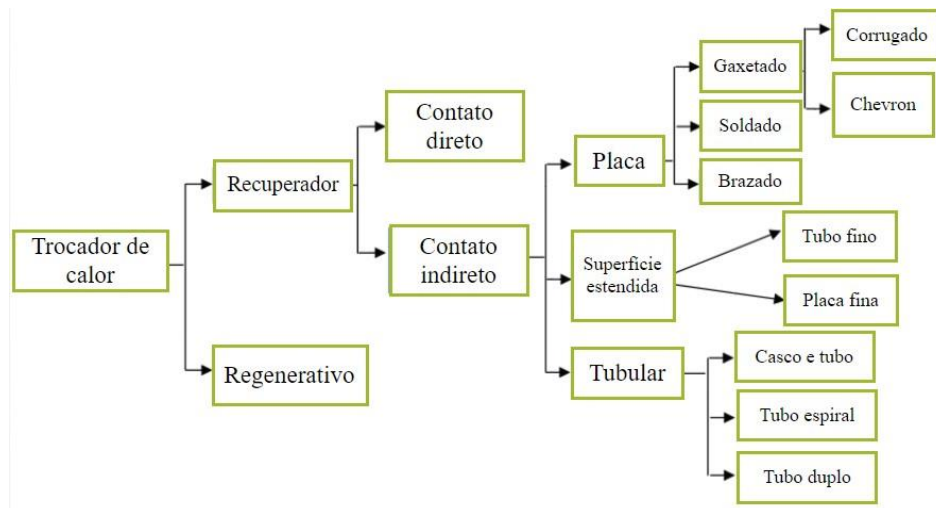


Figura 4. Divisão e classificação dos trocadores (Fonte: adaptado de KAKÁÇ, 2002)

No entanto, para dimensionar um trocador de calor, há algumas etapas necessárias para o dimensionamento, chamada de etapa preliminar. O principal problema, para projetar um trocador, é a sua classificação e tamanho. A dificuldade de determinar o tamanho, envolve selecionar um trocador apropriado que cumpra as temperaturas de entrada e saída desejadas, e que a vazão e a queda de pressão também consigam cumprir com o que foi calculado. Já a classificação, pode variar conforme a pressão de trabalho desejada, espaço disponível, custo e eficiência.

A **Figura 5**, mostra o passo a passo básico de como dimensionar o trocador de calor.

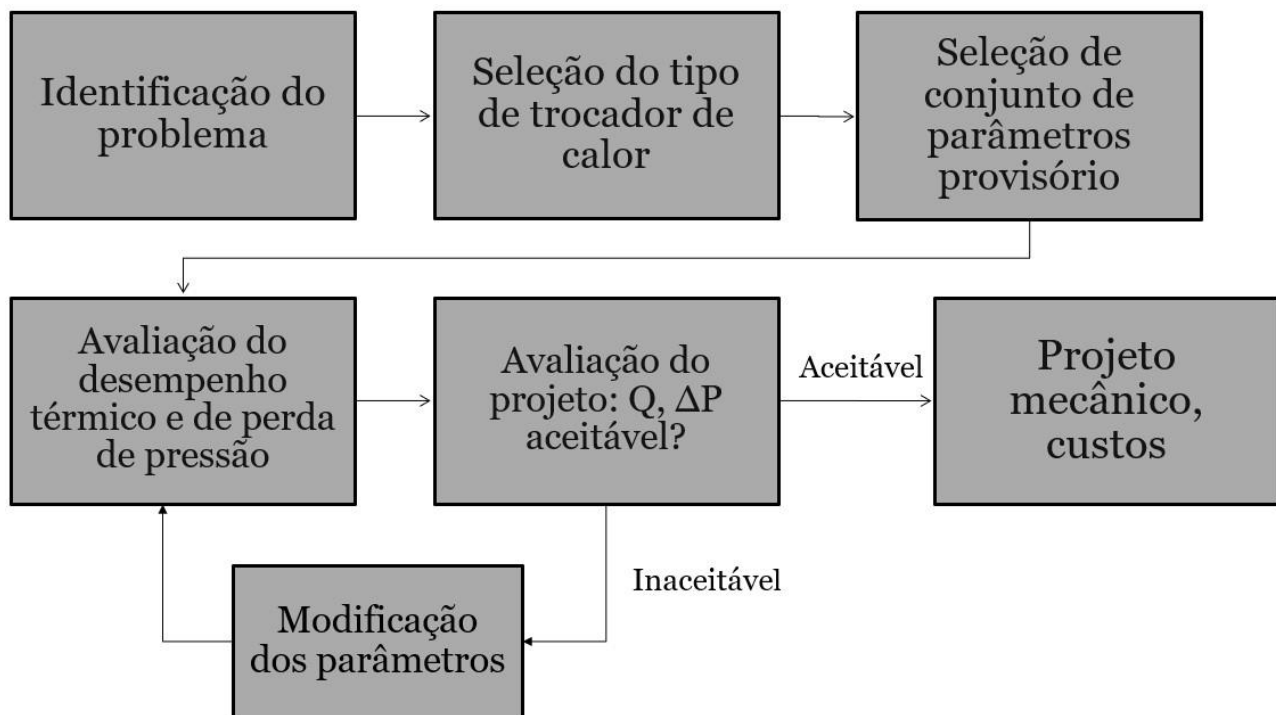


Figura 5. Estrutura para projeto de trocador de calor. Fonte: Adaptado de Kakaç (2012).

Além de seguir esse procedimento, há etapas de cálculo que também devem ser seguidas para todos os tipos de trocador de calor. O balanço energético é definido por,

$$q = m_q c_q T_{1,ent} - T_{2,ent} = m_f c_f T_{2,sai} - T_{1,sai} \quad \text{Eq.6}$$

onde q é o fluxo térmico (Kw), m é a taxa mássica (kg/s), c é o calor específico (J/kgK). A diferença de temperatura real (DMLT contracorrente corrigido = Δt real (°C) para trocadores com dois ou mais passes nos tubos),

$$DMLT = \frac{(T_{1,sai} - T_{2,ent}) - (T_{1,ent} - T_{2,sai})}{\ln \left(\frac{T_{1,sai} - T_{1,ent}}{T_{1,sai} - T_{2,sai}} \right)} \quad \text{Eq.7}$$

De acordo com Shah e Sekulić (2003), a equação pode sofrer alterações em função do sentido de escoamento do trocador, contracorrente ou paralelo, como mostra a **Figura 6**.

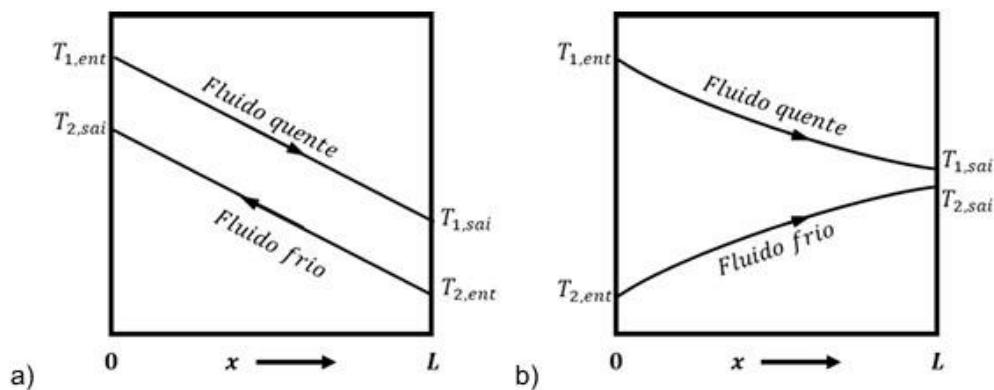


Figura 6. Distribuição de temperatura em um trocador de: a) escoamento contracorrente e b) escoamento paralelo. Fonte: Belino Lucas Eduardo (2024).

$$\Delta t_{real} = DMLT \times F_T \quad \text{Eq.8}$$

onde, F_T é o fator de correção

A temperatura calórica ($T_c; t_c$) se calcula através de,

$$T_c = T_2 + Fc(T_1 - T_2) \text{ e } t_c = t_1 + Fc(t_2 - t_1) \quad \text{Eq.9}$$

onde, Fc é fração calórica e é um valor tabelado.

Tais etapas devem ser seguidas, independente do trocador, porque a partir delas, consegue-se definir e dar prosseguimento aos cálculos de cada trocador em específico.

2.1.1 Trocador de calor casco e tubo

KAKÁÇ (2002) define o trocador de calor casco e tubos como:

(...) são o tipo mais versátil de trocadores de calor. São utilizados nas indústrias de processamento, em centrais elétricas convencionais e nucleares como condensadores, geradores de vapor em centrais elétricas de reatores de água pressurizada e aquecedores de água de alimentação, e são propostos para muitas aplicações de energias alternativas, incluindo a oceânica, térmica e geotérmica. Os condensadores também são utilizados em alguns sistemas de ar-condicionado e de refrigeração. São projetados para altas pressões, oferecem grande flexibilidade para quase todas as requisições de projeto.

O funcionamento ocorre da seguinte forma: um fluido escoar dentro dos tubos e o outro flui ao redor do casco. Os principais objetivos desse projeto são acomodar a expansão térmica, facilidade de limpeza e modo de construção com menor custo possível (Shah e Sekulic, 2003). Na **Figura 7**, é possível observar o trocador de calor casco e tubos.



Figura 7. Representação de um trocador de casco e tubo. Fonte (KAKÁÇ, 2002).

Existem grandes diferenças entre trocadores casco e tubo dependendo da aplicação. Segundo Ozisik (1985) e Kakac (2002), essas variações disponíveis do equipamento, estão no arranjo das

correntes do escoamento, na construção, da carga térmica, queda de pressão, incrustações, custo, controle de corrosão e limpeza. Os tipos de fluido podem ser líquido-líquido, líquido-gás ou gás-gás. A aplicação líquido-líquido é a mais comum em trocadores de calor.

2.1.1.1 Componentes do trocador casco e tubos

Os principais componentes são tubos, casco, cabeçote, defletor e chicanas, conforme **Figura 8**.

- Casco: Envoltório externo do trocador, envolvendo os feixes de tubos;
- Feixe de tubos: Conjunto de tubos montados internamente no casco cilíndrico;
- Espelho: Placas que permitem a passagem do fluido e selam as extremidades do feixe de tubos;
- Defletor ou chicana: anéis instalados no interior do casco para possibilitar a turbulência do fluido, que faz aumentar a eficiência da troca térmica;
- Cabeçote: Delimitam a posição de entrada e de saída dos fluidos.

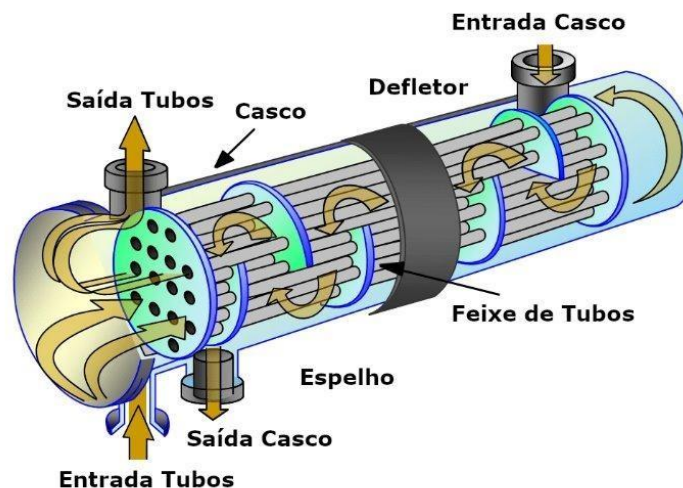


Figura 8. Representação esquemática do trocador de calor do tipo casco e tubos com 2 passes
Fonte: BELDAR E KOMBLE (2018).

Existem diversos tipos de casco, porém as mais comuns foram padronizadas pela TEMA (2007). A **Figura 9** retrata os principais cabeçotes e cascos padronizados. Segundo TEMA (2007) o tipo de casco mais comum é do tipo “E”, sendo de baixo custo e simplicidade. Nesse tipo de trocador, o fluido do casco entra em uma extremidade e sai pela outra, sendo de um único passe no casco. Já, os tubos podem ter um ou múltiplos passes, onde são sustentados por defletores transversais.

Para aumentar a diferença de temperatura e a efetividade do trocador de calor, usa-se o casco do tipo “F”, onde há dois passes no lado do casco. Entretanto, nesse tipo de casco a perda de carga é muito maior do que a perda de carga comparado ao tipo “E”. O casco do tipo “G”, tem perda de carga semelhante ao do tipo “E”, entretanto, a efetividade térmica é maior. Já o casco do tipo “J”, contém um cabeçote de entrada e dois cabeçotes de saída para o fluido que corre no lado do casco. O tipo “X” permite baixas perdas de carga muito baixas, porque não é utilizado defletores nesse tipo de trocador.

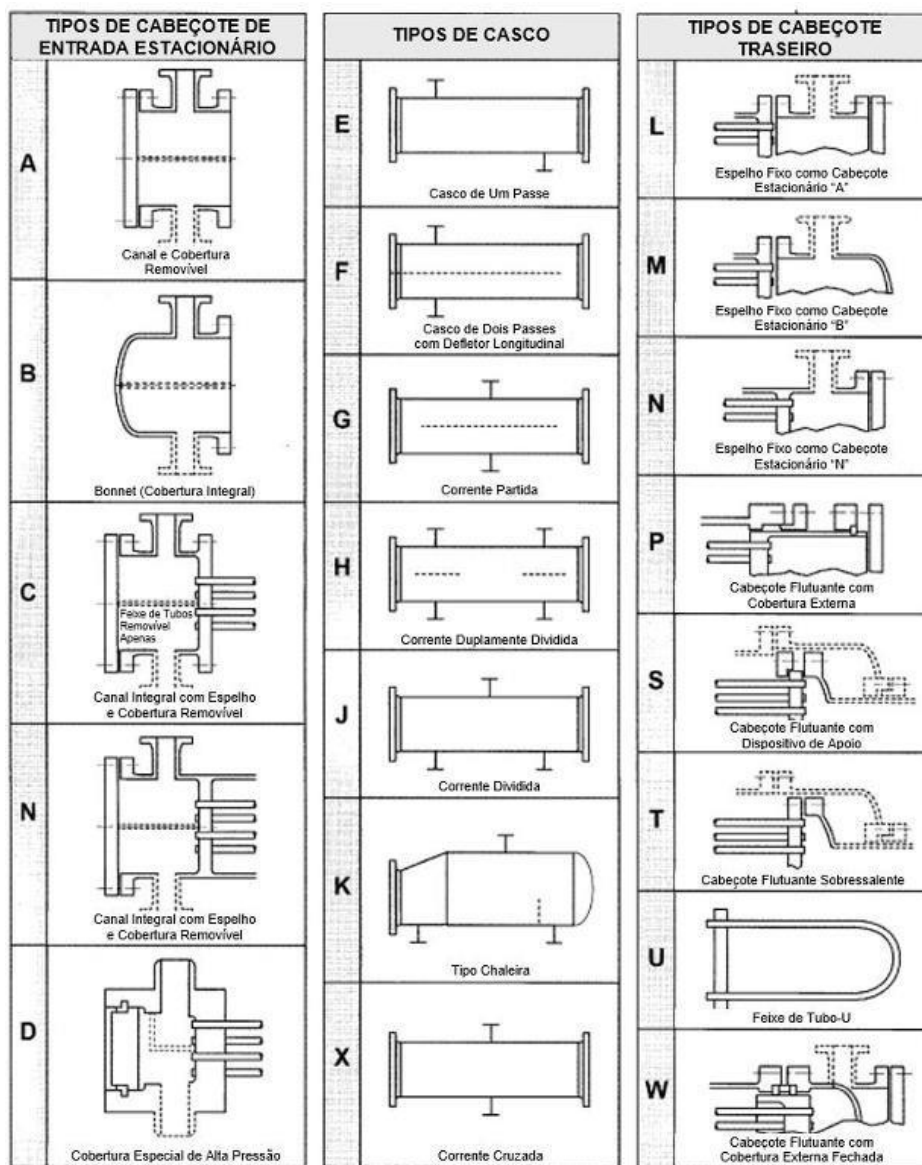


Figura 9. Sistema de Nomenclatura NBR 12555 (1991)

2.1.1.2 Tubos

- Tipo de feixe de Tubos: Segundo Kakac (2002), o principal objetivo é melhor atender à combinação de requisitos que envolve acomodar dilatação térmica e promover a facilidade de limpeza. Algumas das configurações que definem o tipo de feixe podem ser compostas por espelhos fixos, diversos tipos de cabeçotes flutuantes e feixe de tubos em forma de U. A configuração com tubos em forma de “U” permite que a dilatação térmica dos tubos seja independente da dilatação térmica do casco;
- Diâmetro dos Tubos: A escolha por diâmetros menores favorece as considerações termo hidráulicas, onde o diâmetro fica limitado no mínimo aos 20mm;
- Comprimento dos Tubos: Quanto mais longo o tubo for, menor é o seu custo de fabricação e operação. Isso ocorre porque o diâmetro do casco é pequeno, espelhos e flanges finos, à menor quantidade de partes para manusear e à menor quantidade de furos para perfurar resultantes. Para Kakac (2012), o comprimento do casco pode ser até 30 metros, maior que isso delimita transporte e restrições estruturais;
- Configuração e Espaçamento dos Tubos: De acordo com Taborek (1983), estabelecer uma configuração adequada de tubos requer um espaçamento mínimo de 1,25 vezes o diâmetro

dos tubos e/ou uma espessura mínima de parede entre os tubos de aproximadamente 3,2mm para garantir força suficiente para a laminação dos tubos. Geralmente, o menor espaçamento em uma configuração triangular 30° é recomendado para um escoamento turbulento e laminar em aplicações limpas. Para aplicações que requerem limpeza mecânica, é recomendado uma configuração quadrada 90° ou 45° com folga de 6,4mm. Exceções podem se aplicar para casos em que seja necessário regular a perda de carga e/ou velocidade do escoamento. De acordo com Kakáç (2012), a configuração ou o arranjo do feixe de tubos é caracterizada pelo ângulo formado entre eles, conforme a **Figura 10**. Uma configuração de 30° resulta na maior densidade possível de tubos, sendo mais recomendada para se utilizar. Como exemplo, folgas de 7mm são necessárias devido à limpeza externa utilizando uma configuração quadrada de 90° ou 45°. O espaçamento – ou pitch – dos tubos é usualmente escolhido de forma que a razão entre essa distância e o diâmetro exterior dos tubos resulte em um valor entre 1,25 e 1,50. Caso esse espaçamento seja muito pequeno, os defletores serão estruturalmente frágeis. A configuração e localização dos tubos é padronizada. O número de tubos que pode ser colocado dentro do casco dependerá das seguintes variáveis: configuração dos tubos, diâmetro externo dos tubos, espaçamento, número de passes do feixe e diâmetro do casco.

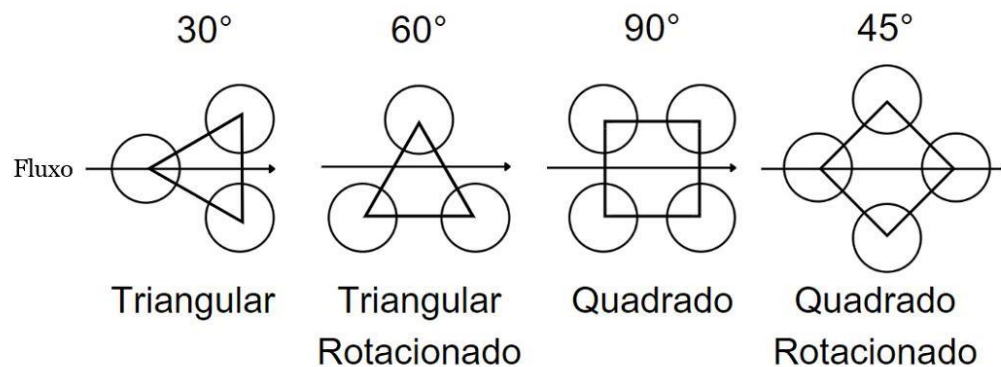


Figura 10. Ângulos do layout de tubos. Fonte: KAKÁÇ (2002).

2.1.1.3 Passes nos tubos

Geralmente, se opta por usar muitos passes de tubos para aumentar a velocidade no lado dos tubos, assim como o seu coeficiente de transferência de calor, e minimizar a ocorrência de incrustações. Para esses casos, o responsável pelo projeto deve se atentar ao fator limitante que pode ser a perda de carga máxima aceitável, uma vez que o acréscimo no número de passes também resulta em um acréscimo em perda de carga.

De acordo com Kakáç (2002), apenas trocadores de calor de casco tipo E com um passe de tubos ou de casco tipo F com dois passes de tubos resultam em uma contracorrente nominal. Enquanto isso, todos os outros tipos com múltiplos passes de tubos requerem um fator de correção de perfil (fator F), ou, em alguns casos, simplesmente não conseguem atender às especificações do projeto, o que requer utilizar múltiplos trocadores de calor em série.

2.1.1.4 Processo de fabricação

Para realizar a produção de um trocador casco e tubos vários processos são necessários. Estes processos, para garantir o bom funcionamento do equipamento, devem ser realizados de forma

adequada e dentro da metodologia de cada empresa. A **Figura 11** representa um método de como produzir o trocador de calor casco e tubos.

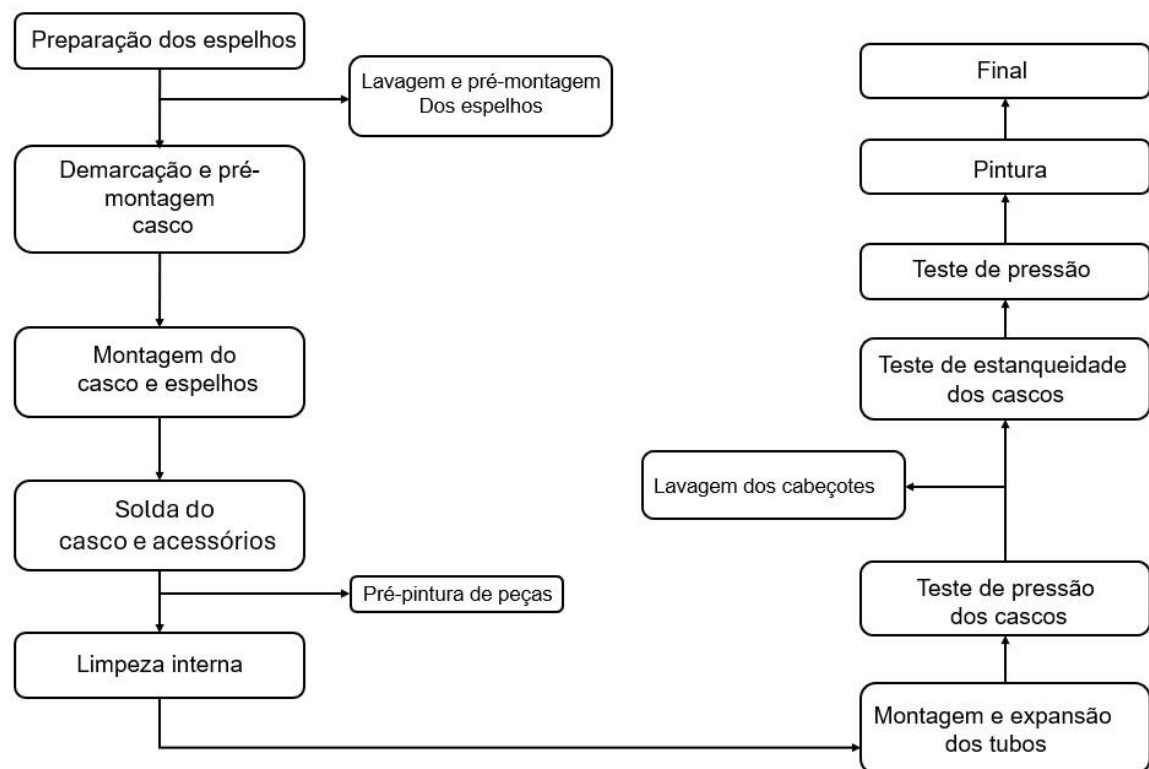


Figura 11. Sequência de processos para produzir o trocador casco e tubos. Fonte: o autor (2024).

Na etapa “Solda do casco e acessórios” é onde ocorre a montagem dos defletores, flanges entre outros equipamentos.

2.1.1.5 Manutenção

Segundo Kakáč (2002), as etapas da manutenção de um trocador de calor casco e tubos podem variar dependendo do tipo de equipamento e da sua condição, mas geralmente incluem:

- Inspeção visual: Verificação de vazamentos, corrosão, danos mecânicos e presença de incrustações.
- Limpeza: Remoção de incrustações e depósitos utilizando métodos como hidrojateamento, limpeza química ou mecânica.
- Troca de peças: Substituição de tubos, placas de tubos, juntas, gaxetas e outros componentes danificados.
- Retubagem: Processo de substituição completa ou parcial dos tubos, geralmente indicado em casos de corrosão severa ou deformação.
- Teste hidrostático: Realizado após a manutenção para verificar a estanqueidade do equipamento.

2.1.1.6 Dimensionamento

O desempenho de trocadores de calor casco e tubo é altamente sensível às condições de fluxo no lado do casco. A complexidade do escoamento nessa região, caracterizado por padrões de fluxo variados e a presença de regiões de estagnação, torna o dimensionamento preciso um desafio

considerável. Segundo Shah e Sekulic (2003), existem muitas variáveis associadas à geometria, como defletores, tubos, cabeçotes etc.

O trocador selecionado, deve satisfazer as exigências de projeto, contudo, primeiramente o problema deve ser entendido de forma mais completa possível, não apenas as taxas de fluxo, entrada e saída de temperaturas, perdas de carga, mas também as restrições de tamanho (comprimento, altura, largura, volume e peso), restrições de custo (custo inicial, operacional e manutenção).

Um dos métodos de cálculo, para verificar se um trocador pode ou não realizar o serviço, é o método Kern. Nesse método, os seguintes passos devem ser seguidos:

O primeiro passo é selecionar qual fluido escoar dentro dos tubos e qual escoar no casco:

- Vazão maior escoando na maior área (escoamento);
- Fluido quente no interior dos tubos;
- Fluido sujo no interior dos tubos. (fluido com maior taxa de incrustação requerida, caso não esteja explícito o valor para cada fluido, excluir da análise e orientar se pelas duas respostas anteriores).

Após encontra-se a área de escoamento:

$$A_c = DI \frac{144 \times C' \times P \times B}{T} \quad A_t = 144 N_t \times x n a_t \quad \text{Eq. 10}$$

sendo DI o diâmetro interno do casco, N_t o número de tubos de feixe (valor tabelado), C' representa a folga do arranjo, a_t significa a área escoamento tubo, B representa espaço entre chicanas, n o número passagens nos tubos e PT significa o passo do arranjo.

Logo na sequência se acha a velocidade mássica através das seguintes fórmulas:

$$G_c = m_c \frac{1}{A_c}, \quad G_t = m_t \frac{1}{A_t} \quad \text{Eq.11}$$

Depois se calcula o número de Reynolds:

$$Re_c = \frac{D_e m_c \times \mu_c}{G_c}, \quad Re_t = \frac{D m_t \times \mu_t}{G_t} \quad \text{Eq.12}$$

sendo, D_e o diâmetro equivalente do casco, D significa diâmetro interno do tubo, o μ_c representa a viscosidade do fluido do casco μ_c e μ_t significa a viscosidade do fluido.

Na sequência o fator de transmissão de calor para o casco onde o valor é tabelado.

Depois o coeficiente de película:

$$h_e = j h_{Dk_{ge}} Pr_{c3} \left(\frac{1}{m_{cs}} \right)^{0,14}, \quad h_i = 0,027 k_{Dt} Re_{t0,8} Pr_{1/3} \left(\frac{1}{m_{cs}} \right)^{0,14} \quad \text{Eq.13}$$

Após se calcula a temperatura de superfície:

$$T_s = t_c + \frac{h^e}{h^e + h_{ie}} (T_c - t_c) \quad (\text{fluido quente no casco}) \quad \text{Eq.14}$$

$$T_s = t_c + h \frac{h_i^e}{e + h_i^e} (T_c - t_c) \text{ (fluido quente nos tubos)} \quad \text{Eq.15}$$

Logo em seguida o coeficiente Global Limpo:

$$UL = \frac{h_e \times h_i^e}{h_e + h_i^e} \quad \text{Eq.16}$$

Após o coeficiente Global Sujo

$$U_s = A \frac{q}{\Delta t_{real}} \quad \text{Eq.17}$$

sendo $A = N t x a t x L$, com a sendo valor tabelado e L como o comprimento do tubo
Depois a taxa de incrustação (Rd disponível):

$$Rdisp = (UL - US) / (UL \times US) \quad \text{Eq.18}$$

Deve resultar maior ou igual ao valor da taxa de incrustação global requerida para que o trocador esteja adequado ao serviço térmico.

E por último se calcula a perda de carga

Casco:

$$\Delta P_c = 5 \frac{f_c G_c^2 x D I \times N + 1}{22 \times 10^{10} x S c x D e (\mu c / \mu s)^{0,14}} \quad \text{Eq.19}$$

Tubos:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad \text{Eq.20}$$

2.1.2 Trocadores de placa

Trocadores de calor de placas (PHEs) são amplamente utilizados em diversas áreas da engenharia devido à sua versatilidade, dimensões compactas e facilidade de limpeza em determinados modelos. Além disso, esses equipamentos demonstram alta eficiência energética, proporcionando a mesma capacidade de troca térmica que trocadores de casco e tubo, com um menor consumo de energia. (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Os trocadores de calor de placas funcionam utilizando uma série de placas de metal, podendo ser de ligas alumínio, aço ou cobre ou até de titânio, onduladas ou em relevo que estão em contato mútuo. O número de placas pode variar entre 2 e 700, dependendo da aplicação (Alfa Laval, 2020). O espaço entre as placas é entre 1,5 e 8,0 milímetros. Cada placa tem quatro aberturas que servem de portas de entrada e de saída, juntamente com vedantes concebidos para direcionar os fluidos em passagens de fluxo alternadas. As placas adjacentes formam passagens de fluxo, permitindo que dois fluxos troquem calor enquanto passam por estas passagens alternadas. Esta concessão permite uma transferência de calor eficiente entre os fluidos, que passam através das placas. (Belino, Lucas

Eduardo, 2024). A **Figura 12** apresenta dois esquemas com os respectivos sentidos de escoamentos citados.

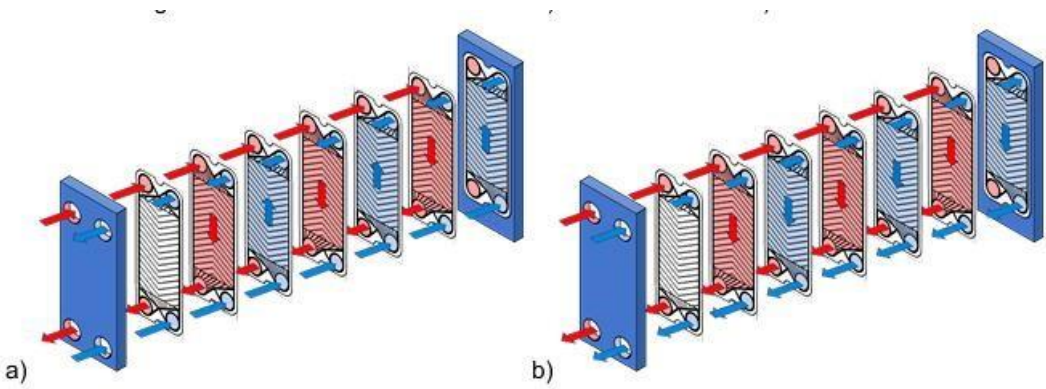


Figura 12. Sentido de escoamento: a) contracorrente e b) concorrente. Fonte Belino, Lucas Eduardo (2024).

Existem três tipos de PHE: PHE com juntas (GPHE), PHE soldado (WPHE) e PHE brazado (BPHE), onde a Tabela 1, pode-se observar um resumo dos modelos de trocadores de calor do tipo placas com suas características, vantagens e desvantagens.

Tabela 1: Tipos de PHE. Fonte: adaptado de Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003).

Tipo de PHE	Características Principais	Vantagens	Desvantagens
GPHE (com juntas)	Juntas elastoméricas para vedação; permite limpeza mecânica e desmontagem.	Fácil limpeza e manutenção; ideal para aplicações que exigem desmontagem.	Menor resistência a altas pressões; suscetível a desgaste das juntas.
WPHE (soldado)	Placas soldadas entre si; não possui juntas.	Alta resistência a pressão; Maior durabilidade.	Dificuldade de limpeza; não permite desmontagem.
BPHE (brazado)	Placas finas de aço inoxidável soldadas; não permite desmontagem.	Leve e compacto; Alta eficiência térmica.	Limpeza limitada a processos químicos; Impossibilidade de desmontagem.

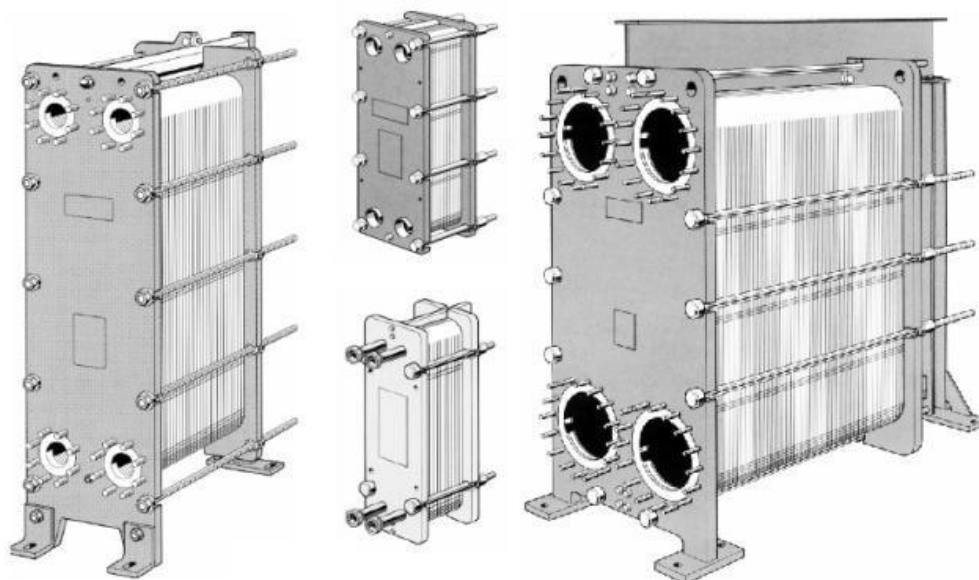


Figura 13. Diferentes tipos de trocadores a placas KAKÁÇ (2002).

Entretanto, segundo Gut, Jorge Andrey Wilhelms (2003) os cálculos obtidos podem ser extrapolados para qualquer modelo de PHE, devido as suas semelhanças de construção e operação.

2.1.2.1 Componentes do trocador de calor

A construção típica de um PHE é mostrada na **Figura 14**. De forma geral, o PHE consiste em um pacote de placas corrugadas de aço inoxidável, agrupadas e comprimidas em um pedestal de aço carbono. As placas são seladas nas extremidades por gaxetas, ou juntas. O pedestal é composto por uma placa fixa, uma placa de aperto móvel, barramentos inferior e superior e parafusos de aperto (Alfa-Laval, 1981)

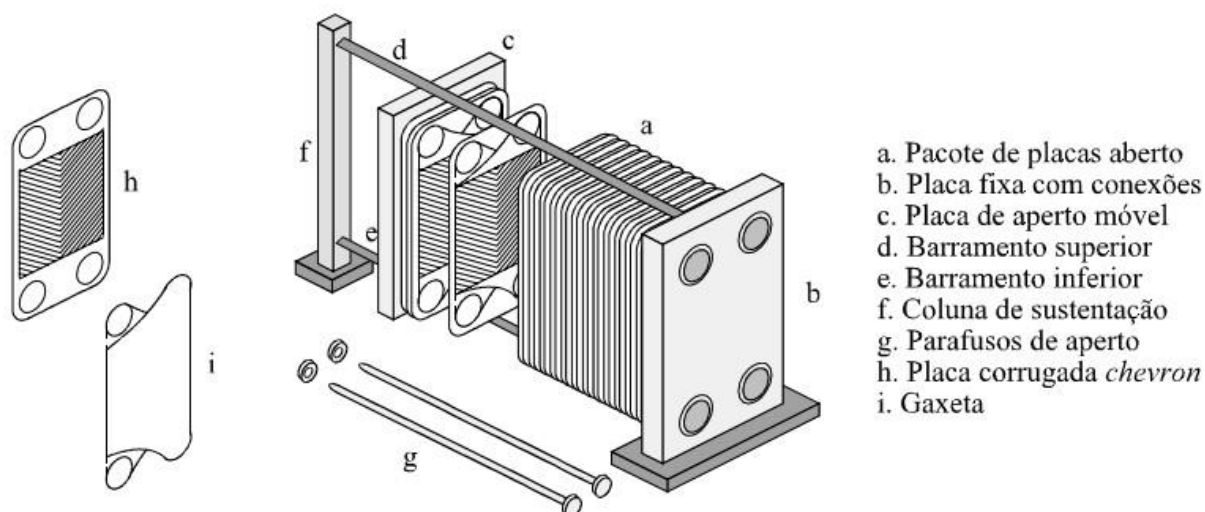


Figura 14. Representação dos componentes do trocador de placa. Fonte: Gut, Jorge Andrey Wilhelms (2003).

As placas são feitas de metal laminado e possuem ranhuras para aumentar a turbulência do escoamento nos canais e, com isso, os coeficientes de troca térmica. Essas ranhuras também criam pontos de contato entre as placas vizinhas, impedindo o curvamento das placas. Há vários tipos de

corrugações, mas a maioria dos PHEs utilizam placas do tipo Chevron ou washboard. Neste tipo de corrugado as placas são montadas de tal modo que o canal de fluxo fornece movimento giratório para o escoamento, o padrão ondulado tem um ângulo, o qual é referido como ângulo de Chevron. Este ângulo, como é mostrado na **Figura 15**, é reverso nas placas adjacentes de modo que quando as placas são presas juntas, as ondulações proporcionam inúmeros pontos de contato. Devido a esses pontos de contato, as placas podem ter espessura de 0,5 mm. O ângulo de inclinação e o tipo de ranhura, influenciam o desempenho térmico e hidráulico das placas (Focke et al. 1985). O ângulo de Chevron varia entre 25° e 65°, determinando a queda de pressão e as características da troca de calor da placa (Kakaç e Liu, 2002).

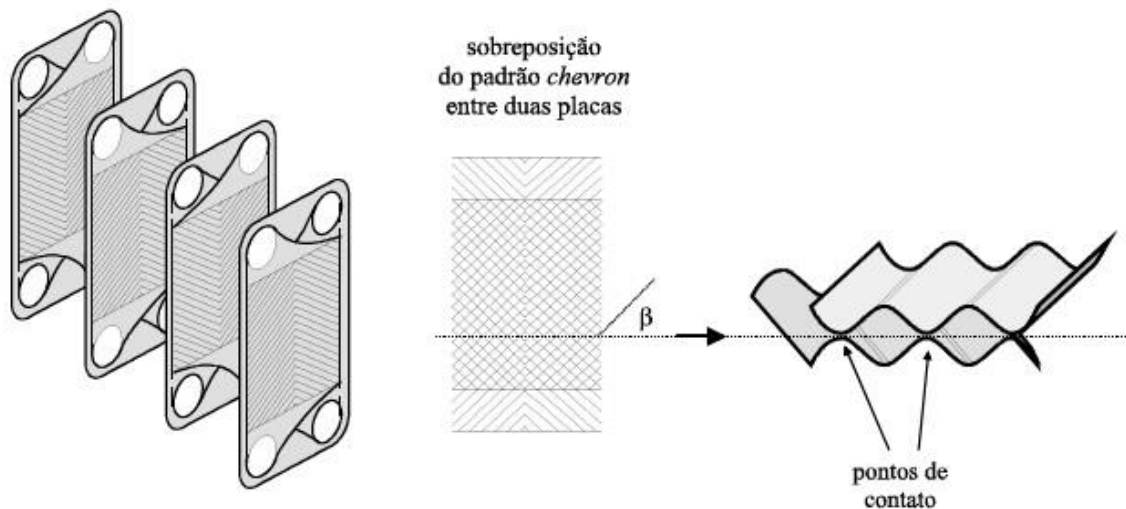


Figura 15. Alinhamento das placas para formação dos pontos de contato. Fonte: Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003).

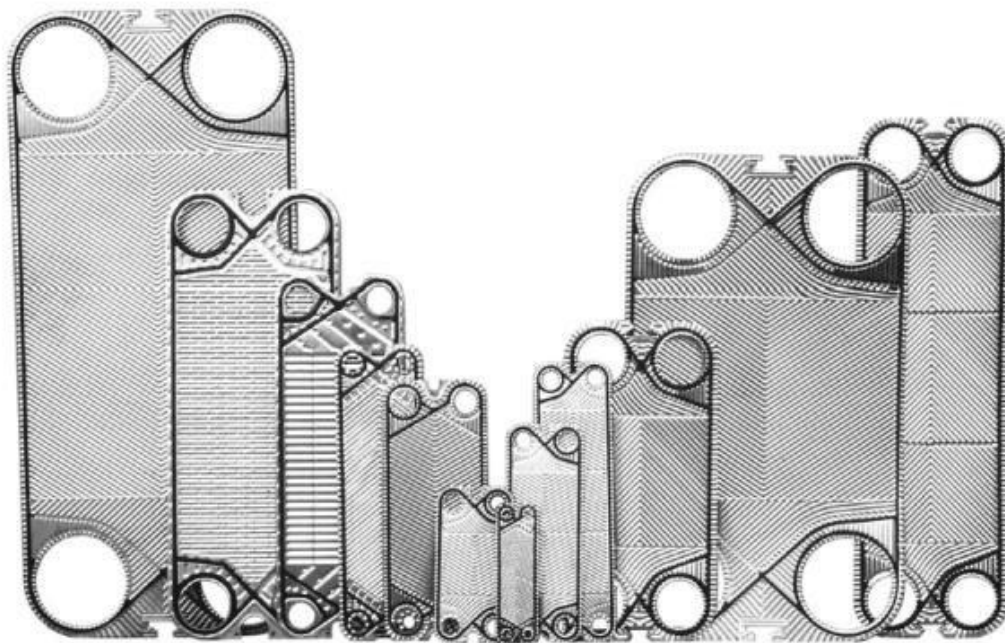


Figura 16. Variedade de tamanhos e designs das placas. Fonte: SEC Heat Exchangers (2002).

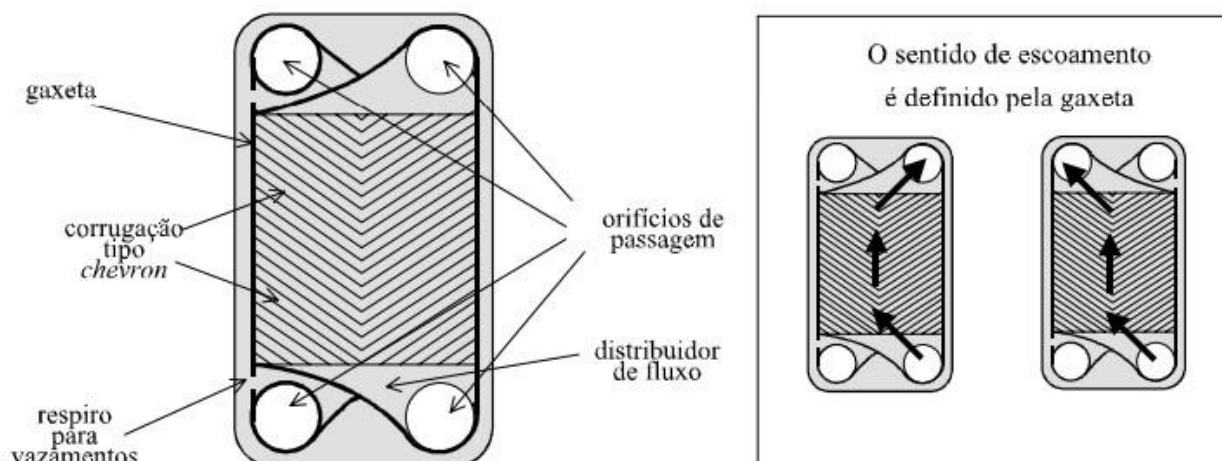


Figura 17. Esquema de uma placa mostrando o canal de escoamento formado pela gaxeta. Fonte: Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003).

2.1.2.2 Fabricação

Para fabricar um trocador de placas, diversas etapas são envolvidas, desde a produção das placas individuais até a montagem final do equipamento. O tempo para sua produção pode variar com o seu tamanho, complexidade e quantidade de passes.

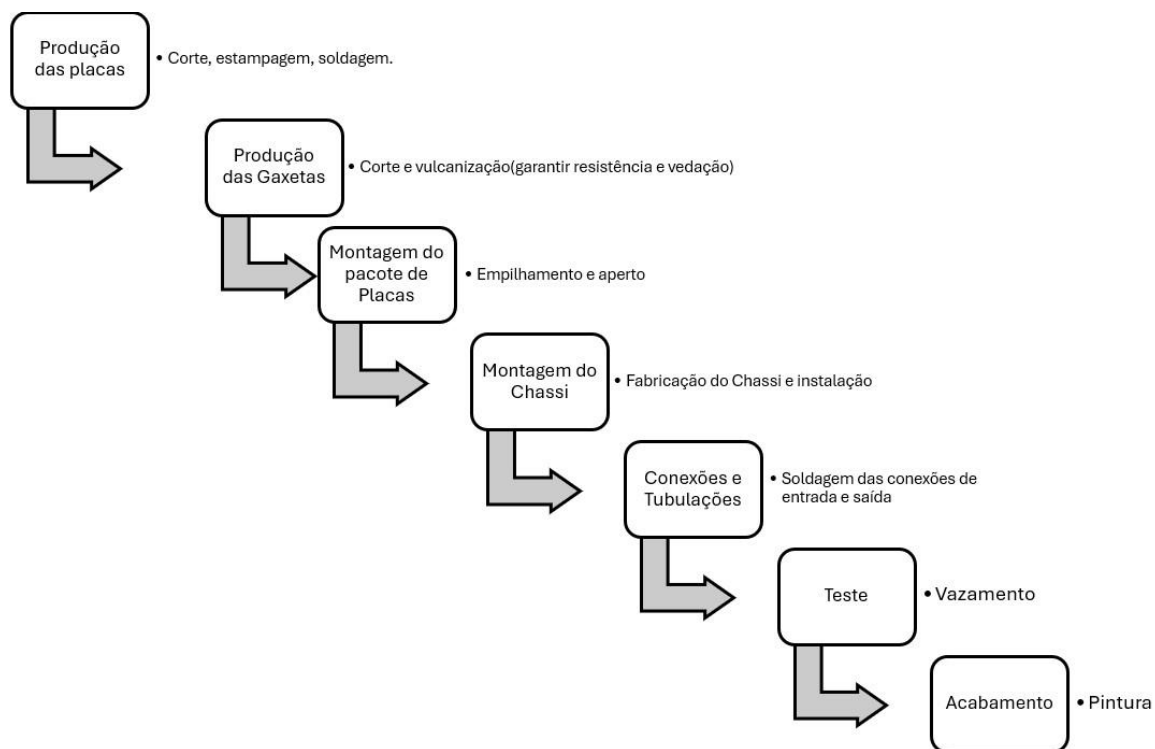


Figura 18. Sequência de processos para produzir o trocador a placas. Fonte: o autor (2024).

2.1.2.3 Manutenção

Segundo Kakac, (2012), o PHE pode ser facilmente aberto para inspeção, limpeza mecânica, gaxetas recolocadas ou reposicionadas, aumento ou diminuição do número de placas, ou outras modificações nos dutos. Efetuar a limpeza das placas é relativamente fácil, porque produtos químicos podem circular entre elas.

Segundo KAPUSTENKO, PETRO (2023) outras práticas que colaboram com a manutenção do trocador de placa são o monitoramento da estrutura e parafusos do PHE em boas condições de uso, estabelecer um plano de manutenção com provisão de placas, gaxetas e mão de obra especializada e evitar corrigir vazamentos apertando o conjunto de placas (o aperto poderá condenar as placas).

2.1.2.4 Dimensionamento

Para dimensionar um trocador de placa é possível encontrar informações dedicadas aos PHEs em livros sobre troca térmica (Hewitt et al., 1994; Rohsenow et al., 1998; Kakaç e Liu, 2002). Esses textos trazem informações consistentes e condensadas sobre características, aplicações, vantagens e desvantagens, materiais de construção e correlações para cálculos de coeficientes de troca térmica e fator de atrito.

Algumas publicações de fabricantes, apesar de serem tendenciosas e muitas vezes incompletas, podem ser usadas em consideração. Nesses textos, são trazidos velocidade de escoamento, espaçamento entre placas, diâmetro hidráulico, incrustação, fator de atrito ou coeficiente convectivo. Segundo Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003):

Grande parte dos trabalhos científicos publicados sobre os PHEs apresentam correlações para determinação do coeficiente convectivo de troca térmica ou do fator de atrito de escoamento de canais. Nas abordagens tradicionais o número de Nusselt (troca térmica convectiva) é correlacionado com os números de Prandtl (propriedades do fluido) e Reynolds (escoamento), enquanto o fator de atrito é correlacionado apenas com o número de Reynolds. Os parâmetros estimados para estas correlações são específicos para cada de tipo de placa pois o padrão das ranhuras está fortemente ligado ao desempenho térmico e hidrodinâmico do PHE.

No **Apêndice 1** são apresentadas algumas correlações de diversas fontes. Nos trabalhos de Shah e Focke (1988) e Saunders (1988) são compiladas correlações para diversas geometrias de placas.

Alguns parâmetros geométricos que afetam o trocador de placa:

Ângulo de Chevron (β): Geralmente varia de 20 °C a 65 °C. β é a medida de suavidade (pequena β , baixa eficiência térmica e queda de pressão) e dureza (grande β , alta eficiência térmica e queda de pressão) de características das placas.

Fator de alargamento da superfície (ϕ): É a razão de desenvolvimento área de operação (A_1) com base no passo de ondulação, passo de PC e placa, p à área projetada (A_{1P}).

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1P}} \quad \text{Eq.21}$$

onde, $A_1 = L_P \times L_W$, $L_P \approx L_V - D_P$, $L_W \approx L_H + D_P$;

Profundidade de Corrugação ou Espaçamento Médio do Canal (b): É a diferença entre o passo da placa p e a espessura da placa t ,

$$b = p - t \quad \text{Eq.22}$$

Área de fluxo do canal (A_x): Eixo da área de fluxo mínimo entre as placas e é estimado como produto da ondulação da placa profundidade e largura da placa.

$$A_x = bxL_w \quad \text{Eq.23}$$

Diâmetro hidráulico do canal (DA_h): É definido como quatro vezes a relação entre a área mínima de fluxo e o perímetro molhado:

$$DA_h = 2 \frac{4(bxL_w)}{(b+\varphi xL_w)} \quad \text{Eq.24}$$

A Figura 20 mostra as principais dimensões de uma placa Chevron.

Onde L é comprimento efetivo para a troca térmica, W é a largura efetiva do canal, D_p é o diâmetro do orifício, L_p é o comprimento efetivo de escoamento, β é o ângulo de inclinação das ranhuras Chevron (alguns autores usam a direção do escoamento para a determinação do ângulo de inclinação da ranhura).

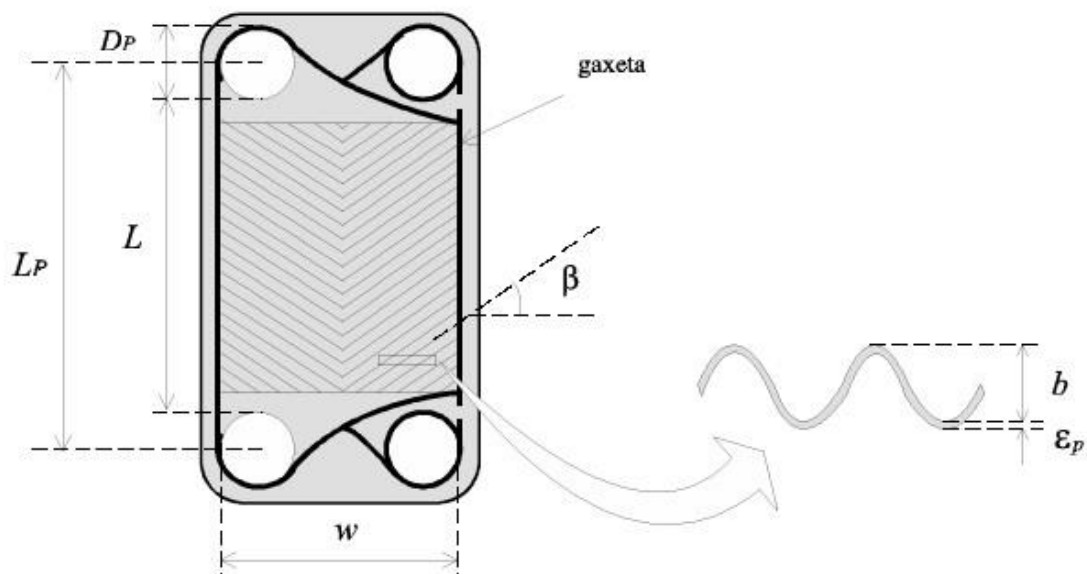


Figura 20. Esquema de uma placa mostrando o canal de escoamento formado pela gaxeta. Fonte: Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003).

Parâmetros da transferência de calor que são importantes:

Coefficiente global de transferência de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hs}} + \frac{1}{h_{cs}} + \frac{O_x}{k} + R_f \quad \text{Eq.25}$$

Onde, h_{hs} = coeficiente de transferência de calor entre o meio e a superfície ($W/m^2\cdot^\circ C$), h_{cs} = coeficiente de transferência de calor entre a superfície e o meio frio ($W/m^2\cdot^\circ C$), O_x = espessura da superfície onde ocorre a transferência de calor (m), R_f = fator de incrustação e k = condutividade térmica do material.

Parâmetros físicos que afetam o PHE:

A quantidade de calor a ser transferida (carga térmica), as temperaturas de entrada e saída no primário e lados secundários, a queda de pressão máxima permitida nos lados primário e secundário, a temperatura máxima de operação, a pressão máxima de operação, a taxa de fluxo nos lados primário e secundário.

3. METODOLOGIA DE PESQUISA (OU MATERIAIS E MÉTODOS)

A metodologia foi realizada através de uma análise comparativa das dimensões físicas requeridas por trocadores de calor do tipo casco e tubos e de placas, quando submetidos a condições de operação equivalentes. Tal análise se justifica pela crescente demanda por soluções compactas e eficientes em sistemas de refrigeração, como os Chillers.

Devido à alta complexidade e tempo em dimensionar um trocador de placas, decidiu-se utilizar o trocador da empresa SWEP instalado em um Chiller de 100TR. Para dimensionar o trocador de calor casco e tubos, utilizou-se a metodologia da **Figura 21**.

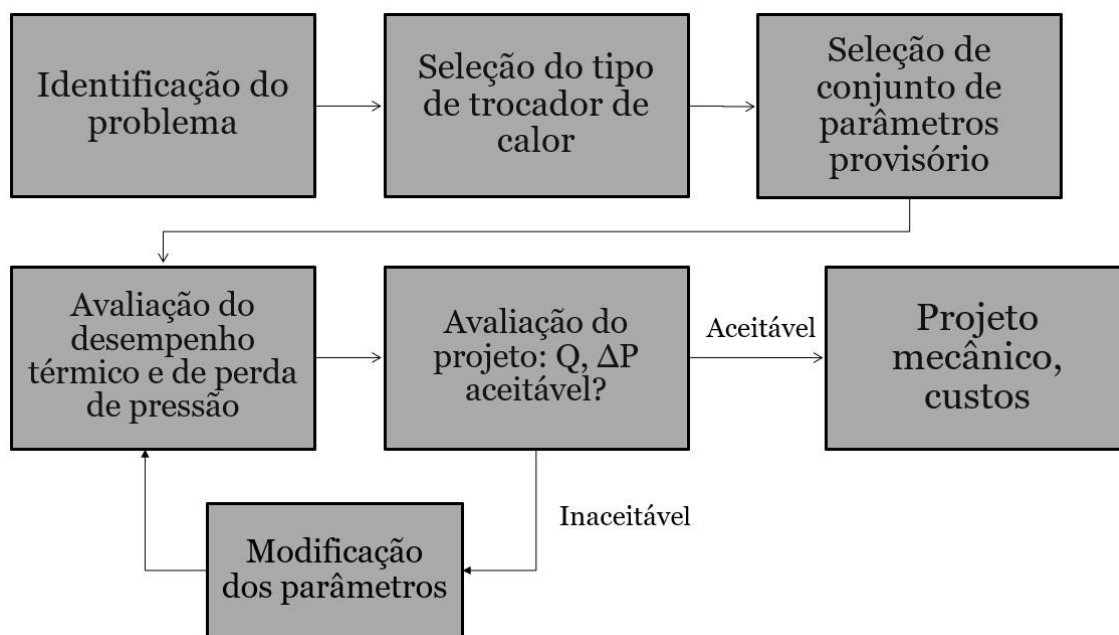


Figura 21. Estrutura para projeto de trocador de calor. Fonte: Adaptado de Kakaç (2012).

Seguindo a metodologia da figura 21, na primeira etapa identifica-se o problema, que nesse caso, é entregar a temperatura de saída desejada. Na segunda etapa, seleciona-se o trocador, onde foi escolhido o trocador de calor casco e tubos. Já na terceira etapa, utilizamos as equações Eq. 6, Eq. 7, Eq. 8 e Eq. 9 para selecionar os parâmetros provisórios. A partir desses parâmetros, segue-se para a quarta etapa onde ocorre a avaliação do desempenho térmico. Para realizar essa avaliação, se utiliza as equações Eq. 10, Eq. 11, Eq. 12, Eq. 13, Eq. 14, Eq. 15, Eq. 16, Eq. 17 e por último a Eq. 18. A partir de todas essas equações, calcula-se as perdas de carga no casco e nos tubos. As perdas de carga são calculadas a partir das equações Eq. 19 e Eq. 20 para o casco e para os tubos, respectivamente. Após calcular as perdas de carga, consegue-se avaliar se a perda de carga está aceitável. Se estiver, a próxima etapa seria calcular o valor do trocador e realizar o projeto mecânico. Se a perda de carga não estiver ok, deve-se voltar uma etapa e trocar os parâmetros provisórios e recalcular a quarta etapa. Para este trabalho foram necessárias três interações.

A **Tabela 2** apresenta a vazão mássica, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e a queda de pressão.

Dados de entrada			
	Unidades	ÁGUA	R410A
Vazão Mássica	kg/s	54,4	40,69
Ta	°C	13	5
Te	°C	7	9,1
Delta ΔP	kPa	100	40

Tabela 2. Apresentação dos valores para realizar o cálculo. Fonte: o autor (2024).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Reconheceu-se que o processo de fabricação de trocadores de calor casco e tubos envolve um maior número de etapas, o que se traduz em prazos de entrega mais extensos e, conseqüentemente, em um tempo de entrega e instalação mais longo do chiller. Além disso, a complexidade geométrica desses equipamentos, caracterizada por um feixe tubular imerso em um casco, resulta em dimensões físicas consideráveis, o que impacta diretamente nas operações de transporte, içamento e instalação. Por outro lado, trocadores de placas, compostos por um empilhamento de placas corrugadas, apresentam uma construção mais simplificada, o que se reflete em prazos de fabricação menores e dimensões mais compactas.

Após seguir o passo a passo que foi mencionado no referencial teórico e realizar três interações, os resultados obtidos são apresentados para o trocador de calor casco e tubo, na Tabela 3.

<u>Resultados</u>	<u>Valores</u>	
<u>Número de tubos (Nt) =</u>	<u>494</u>	
<u>Diâmetro do casco (Ds) =</u>	<u>0,63</u>	<u>m</u>
<u>Comprimento (L) =</u>	<u>3</u>	<u>m</u>

Tabela 3. Valores calculados a partir das três interações realizadas. Fonte: o autor (2024).

Seguindo a tabela de dados dimensionais para tubos comerciais, o número padrão de tubos requeridos para a condição dada, é apresentada na **Figura 22**:

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
3/4-in. OD tubes on 1-in. triangular pitch					
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13 ¼	109	106	86	82	74
15 ¼	151	138	122	118	110
17 ¼	203	196	178	172	166
19 ¼	262	250	226	216	210
21 ¼	316	302	278	272	260
23 ¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078

Figura 22. Tabela de dados dimensionais para tubos comerciais. Fonte: o autor (2024).

Sendo assim, a Tabela 3 apresenta os novos valores.

<u>Valores</u>			
<u>Resultados</u>			
<u>Casco e Tubos</u>			
Diâmetro de casco	27 polegadas	0,6858	m
Número de tubos	Nt =	534	
Diâmetro dos tubos	de = 19 mm	di = 16 mm	
Material do tubo	k =	60	W/(m.K)
Espaçamento de defletores	B =	0,39	m
Passo entre tubos	Pt =	25,4	mm
Número de passes nos tubos	Np =	2	
Comprimento	L=	3	m

Tabela 3. Resultados obtidos do dimensionamento do trocador de calor casco e tubos. Fonte: o autor (2024).

Na **Figura 23**, as principais cotas do trocador de placa são apresentadas.

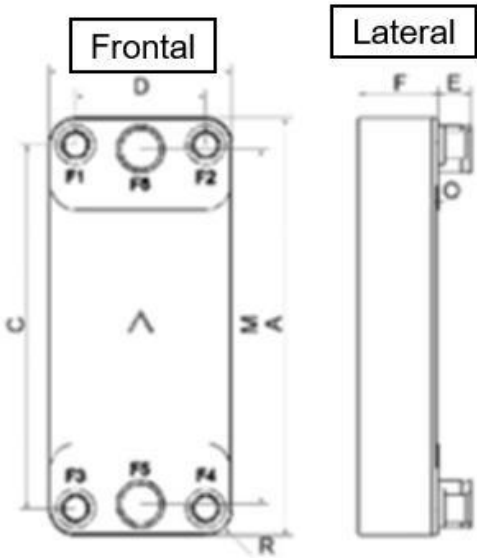


Figura 23. Desenho técnico do trocador de placas. Fonte: SWEP (2023).

A **Tabela 4**, apresenta suas dimensões:

Cota	Valores	
A	694	mm
B	304	mm

C	604	mm
D	216	mm
E	54	mm
F	361	mm
G	1,5	mm
M	590	mm
R	44	mm

Tabela 4. Apresenta as principais dimensões do trocador de placas. Fonte autor (2024).

Diante dos dados, observa-se que o trocador de placa é consideravelmente menor que o trocador de casco e tubo. Uma das razões disso acontecer é: como no trocador de placas o fluido passa entre as suas placas, há formação de películas do fluido, ou seja, o fluido escoar com uma pequena camada entre as placas, facilitando a troca térmica. O comprimento característico foi definido como uma medida linear representativa do tamanho físico do equipamento, podendo ser, por exemplo, o diâmetro externo do casco em trocadores casco e tubos ou a altura total do empilhamento de placas em trocadores de placas.

Outro fato importante sobre os trocadores de placa é que, por serem menores, precisam de menos material, ou seja, são mais econômicos financeiramente.

A **Tabela 5** apresenta uma comparação de preços entre os dois trocadores, aplicados nos Chillers, de capacidades de 50, 75 e 100TR.

Capacidade(TR)	Casco&Tubos	BPHE	ΔR\$	REDUÇÃO
50	R\$ 22.950,00	R\$ 11.950,00	R\$ 11.000,00	48%
75	R\$ 24.150,00	R\$ 11.950,00	R\$ 12.200,00	51%
100	R\$ 30.000,00	R\$ 18.230,00	R\$ 11.770,00	39%

Tabela 5. Comparação de preços entre trocadores. Fonte: autor (2024).

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A presente pesquisa teve como objetivo realizar uma análise comparativa detalhada entre trocadores de calor de casco e tubos e de placas, com o intuito de fornecer subsídios para a seleção do equipamento mais adequado em diferentes aplicações industriais. Através da revisão bibliográfica e análise das características de cada tipo de trocador, foi possível identificar as principais vantagens e desvantagens de ambos os sistemas. Os trocadores de casco e tubos se destacam pela robustez, confiabilidade e longa vida útil, sendo indicados para aplicações que exigem alta resistência à corrosão e condições operacionais severas. Por outro lado, os trocadores de placas oferecem alta eficiência térmica, flexibilidade e facilidade de limpeza, tornando-os ideais para processos que demandam otimização do espaço e redução de custos.

Considerando os resultados obtidos neste estudo, conclui-se que:

- A seleção do trocador de calor deve ser baseada em uma análise criteriosa das necessidades específicas de cada processo.
- Os trocadores de casco e tubos são indicados para aplicações que exigem alta confiabilidade e resistência à corrosão.
- Os trocadores de placas são ideais para aplicações que demandam alta eficiência térmica e flexibilidade.

- A análise termoeconômica é fundamental para a tomada de decisão, considerando os custos de investimento e operação de cada alternativa.

Para produzir o casco e tubos, o processo é mais complexo e envolvem mais etapas do que o trocador de placas. Esse tipo de trocador, demanda maior mão de obra e equipamentos especializados.

Recomenda-se que futuros estudos aprofundem a análise de materiais de construção, tipos de juntas e métodos de cálculo para otimizar o desempenho dos trocadores de calor. Como sugestão para trabalhos futuros, a realização do dimensionamento prévio do trocador de placas, que devido a sua complexidade, requer tempo.

6. AGRADECIMENTOS

Quero manifestar meu sincero agradecimento aos meus pais, que me deram a chance de aprender e crescer. Sou grato também à minha irmã pela ajuda no projeto, à minha orientadora pela sua paciência e conselhos acertados, e a todos os professores que tiveram um papel importante na minha educação.

7. REFERÊNCIAS

- Araujo Silva de, Rebeca. MODELAGEM DE UM TROCADOR DE PLACAS MULTI-CORRENTE. Fortaleza, 2022.
- Belino, L. E. Análises térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor a placas com características especiais. Ufsc.br, 2024.
- Bombardelli, C. et al. REVISÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS PARA A INCRUSTAÇÃO POR COQUE NO PROCESSAMENTO DO PETRÓLEO.
- Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J. Transferência de calor e massa: uma abordagem prática.
- Edreis, E.; Petrov, A. Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, v. 963, n. 963, p. 012027, 13 nov. 2020.
- Ferreira, A. C. ESTUDO COMPARATIVO DA TROCA TÉRMICA EM TROCADORES DE CALOR DOS TIPOS CASCO/TUBOS E DE PLACAS. Unoesc & Ciência - ACET, p. 57–66, 6 jun. 2014.
- Gut, J. A. W. Configurações ótimas para trocadores de calor a placas. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia Química. São Paulo, p. 244. 2003.
- Kakac, S.; Liu, H. Heat Exchangers: Selection, rating and thermal design. 2Edição. Ed. Boca Raton: CRC PRESS, 2002. 501 p. ISBN 0-8493-0902-6.
- Ketan G, P. Heat Transfer Analysis of Corrugated Plate Heat Exchanger . [s.d.].
- Lucas, J. et al. SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL FACULDADE DE TECNOLOGIA SENAI -CIMATEC.
- Lucymilla, D.; Da Silva, C. UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS CENTRO DE TECNOLOGIA -CTEC ENGENHARIA QUÍMICA.
- Novazzi, L.; Moura, T. ESTUDO DE CONFIGURAÇÕES PARA TROCADORES DE CALOR A PLACAS.
- Petro Kapustenko; Jiří Jaromír Klemeš; Olga Arsenyeva. Plate heat exchangers fouling mitigation effects in heating of water solutions: A review. Renewable & Sustainable Energy Reviews, v. 179, p. 113283–113283, 1 jun. 2023

8. APÊNDICES E ANEXOS

Apêndice 1:

Correlação para troca térmica	Correlação para perda de carga	Fonte (em ordem cronológica)
$Nu = 0,15 Re^{0,8}$	$f = \frac{0,29}{Re^{3,2}}$	Placa com ranhura wash-board 1.000 < Re < 10.000 (aproximado) McKillop e Dunkley (1960) Watson et al. (1960)
$Nu = 0,3116 Re^{0,59} Pr^{0,4}$	$Eu = \frac{1831,8}{Re^{0,5116}}$	Ranhuras semicilíndricas diagonais 3.000 ≤ Re ≤ 50.000 Buonopane e Troupe (1969)
$\frac{10^4}{h} = 1,384 W^{-2/3}$	$\Delta P = 11,25 W^{1,9}$	Placa Alfa-Laval Low-θ, chevron β=60° Regime Turbulento, unidades S.I. Marriott (1971)
$Nu = 0,298 Re^{0,646} Pr^{0,316}$	$f = \frac{36}{Re} + 0,2$	Trocador APV HX 150 < Re < 3.500 Changal-Vaie (1975) apud Edwards (1983)
$Nu = 0,2799 Re^{0,668} Pr^{0,4}$	—	Placa Schmidt Sigma-27H, padrão zigzag 0 < NTU < 3 (aproximado) Bassiouny e Martin (1985)
$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14}$	$f = \frac{0,1268}{Re^{0,3}}$	Placa lisa Re > 4.000 (para Nu); Re > 2.000 (para f) Kakaç et al. (1987) apud Muley e Manglick (1999)
$Nu = 0,380 Re^{2/3} Pr^{1/3}$	$f = \frac{0,581}{Re^{0,10}}$	Placa Alfa-Laval P31, ranhura chevron Re > 7 (para Nu); Re > 855 (para f) Shah e Focke (1988)
$Nu = 1,68 \left(Re Pr \frac{D_c}{L} \right)^{0,4} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,1}$	$f = \frac{38}{Re}$	Placas APV com ranhuras intermating Regime Laminar Cooper e Usher (1992)
$Nu = 0,214 (Re^{0,662} - 3,2) Pr^{0,4}$	$\frac{f}{2} = \frac{50}{Re} + \frac{1,30}{Re^{0,10}}$	Placa Vicarb V7, padrão zigzag 0,64 < Re < 3.100 (para f); Re > 22 (para Nu) Leuliet et al. (1990) e Delplace et al. (1997)
$Nu = 0,2910 Re^{0,7} Pr^{0,33}$	—	Placa com ranhura chevron β=60° 50 < Re < 2.700 Grandgeorge et al. (1998)
$Nu = 1,12 \cdot 10^{-5} Re^{1,39} Pr^{1,63}$	—	Placa DeLaval P5-VRB, ranhura intermating 156 < Re < 567; 41 < Pr < 98 Kim et al. (1999)
$Nu = 0,0078 Re^{1,003} Pr^{0,659}$	—	Pasteurizador Armfield FT43A, placas lisas 152 < Re < 215; 5,84 < Pr < 6,25 Tadini et al. (2000)

Apêndice 1. Correlações para troca térmica e perda de carga em PHEs, Fonte: Gut, Jorge Andrey Wilhems (2003).