



Universidade Federal do Rio de Janeiro  
Centro Multidisciplinar UFRJ Macaé  
Instituto Politécnico – Engenharia Mecânica

Alexandre Jesus Detogne Debossan

**Projeto de um Condensador Resfriado a Ar para uma Planta de Ciclo Combinado**

Macaé – RJ

2023

Alexandre Jesus Detogne Debossan

**Projeto de um Condensador Resfriado a Ar para uma Planta de Ciclo Combinado**

Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica na  
Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé

Orientadora: Elisa Pinto da Rocha

Macaé – RJ

2023

## CIP - Catalogação na Publicação

D287

Debossan, Alexandre Jesus Detogne

Projeto de um condensador resfriado a ar para uma planta de ciclo combinado  
/ Alexandre Jesus Detogne Debossan - Macaé, 2023.  
54 f.

Orientador(a): Elisa Pinto da Rocha.

Trabalho de conclusão de curso (graduação) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Instituto Politécnico, Bacharel em Engenharia Mecânica, 2023.

1. Condensador. 2. Troca de calor. 3. Engenharia mecânica.  
I. Rocha, Elisa Pinto da, orient. II. Título.

CDD 624

**CENTRO MULTIDISCIPLINAR  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO**

**ATA DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DA ENGENHARIA  
MECÂNICA DO CM UFRJ**

**Aluno:** ALEXANDRE JESUS DETOGNE DEBOSSAN



DRE: 118065625

**Título:** Projeto de um Condensador Resfriado a Ar para uma Planta de Ciclo Combinado

**Orientador(es):** Elisa Pinto da Rocha

**Pareceres:** Os membros da Banca Avaliadora, designada pelo NDE, atribui os seguintes resultados ao aluno em questão:

(códigos das opções de resultados: ASR – Aprovado Sem Restrição; ACR – Aprovado Com Restrição; RP – Reprovado)

Nome	Parecer	Assinaturas
Orientadora:		
Elisa Pinto da Rocha	ASR	
Demais membros:		
Diego Cunha Malagueta	ASR	
Marcelo Costa Cardoso	ASR	 Documento assinado digitalmente MARCELO COSTA CARDOSO Data: 18/05/2023 15:25:42-0300 Verifique em <a href="https://validar.itl.gov.br">https://validar.itl.gov.br</a>
Marcos Ribeiro da Silva	ASR	

**Parecer final:** Aprovado Sem Restrição

Macaé, 18 de Maio de 2023

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer a Deus em primeiro lugar, pois em todas as noites sem dormir, foi Sua força que me permitiu seguir em frente. Agradeço a minha mãe, Vanuzia, por um amor sem limites que, por incontáveis vezes, acreditou mais em minha capacidade do que eu mesmo. Agradeço a meu pai, Alexandre, por me ensinar a enfrentar as dificuldades com otimismo, sem reclamar.

Também agradeço à minha orientadora, Elisa, por me guiar na construção deste trabalho e pelos ensinamentos divididos comigo. E, por fim, não poderia deixar de agradecer aos professores que tive fora da faculdade, Marcos, Alexandre, Celso, Diego, Fabricio e Tamara, por todo conhecimento profissional e pessoal que compartilharam comigo.

## RESUMO

Dado o cenário atual, no qual o avanço da indústria exige um aumento de oferta de energia, o aumento no consumo de água acarretado pelos processos de geração de energia é um grande problema para o tema de conservação ambiental, sendo necessário buscar saídas para contornar os gastos de água. O presente trabalho objetiva definir uma área de troca térmica adequada para um condensador resfriado a ar (*Air Cooled Condenser*) que será instalado em uma planta de ciclo combinado, uma vez que o principal consumidor de água dentro de um ciclo Rankine, é o condensador. Para resolução, foi programado um código no *Octave 6.3* com um método iterativo que permitiu calcular a área de troca térmica em função do fluxo mássico de ar, levando em consideração o caso de um trocador de casco tubo com aletas retangulares no exterior dos tubos e também, um caso sem aletas. Além disso, foi verificado o fluxo de vapor que o condensador é capaz de condensar de maneira adequada, dado o fluxo de ar. Em ambos os casos, valores de temperatura de entrada e saída do condensador, foram dados operacionais mantidos constantes. Dessa forma, foi verificado que para valores acima de 1.000.000 kg/s de fluxo de ar, a diminuição da área de troca térmica se torna irrisória, dado o gasto de energia necessário para aumentar o escoamento de ar e que, a inserção de aletas gera uma redução no tamanho do trocador, permitindo sua instalação plantas com área disponível, menor.

## **ABSTRACT**

Given the current scenario, in which the advancement of industry requires an increase in energy supply, the increase in water consumption caused by energy generation processes is a major problem for the issue of environmental conservation, and it is necessary to seek ways to circumvent the water costs. This work aims to define an adequate heat exchange area for an air-cooled condenser (Air Cooled Condenser) that will be installed in a combined cycle plant, since the main consumer of water within a Rankine cycle is the condenser. For resolution, a code was programmed in Octave 6.3 with an iterative method that allowed the calculation of the heat exchange area as a function of the mass air flow, taking into account the case of a shell-tube heat exchanger with rectangular fins on the outside of the tubes and a case without fins. In addition, the steam flow that the condenser is able to adequately condense, given the air flow, was verified. In both cases, condenser inlet and outlet temperature values were operational data kept constant. In this way, it was verified that for values above 1,000,000 kg/s of air flow, the decrease in the thermal exchange area becomes negligible, given the energy expenditure necessary to increase the air flow and that, the insertion of fins generates a reduction in the size of the exchanger, allowing its installation in plants with a smaller available area.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Trocador de calor casco-tubo (KAKAÇ; et. al., 2012).....	15
Figura 2. Trocador de calor duplo-tubo (SEKULIC e SHAH, 2003). ....	15
Figura 3. Trocador de placas vedado por juntas (KAKAÇ; et. al., 2012).....	16
Figura 4. Trocador de placas em espiral (SEKULIC e SHAH, 2003). ....	17
Figura 5. Trocador de lamelas. (a) Lamelas; (b) Fluxo no trocador. (KAKAÇ; et. al., 2012). .....	18
Figura 6. Aletas em trocadores de placas (KAKAÇ; et. al., 2012). ....	19
Figura 7. Trocador de fluxo paralelo. (a) Escoamento (KAKAÇ; et. al., 2012); (b) Distribuição de temperatura (SEKULIC e SHAH, 2003).....	20
Figura 8. Trocador de calor de fluxo contracorrente. (a) Escoamento (KAKAÇ; et. al., 2012); (b) Distribuição de temperatura (SEKULIC e SHAH, 2003). ....	21
Figura 9. Trocador de calor com fluxo cruzado. (a) Não-misturado; (b) Misturado. (INCROPERA e DEWITT, 2014). ....	21
Figura 10. Circuito de resistência térmica (THULUKKANAM, 2013). ....	24
Figura 11. ACC de sistema direto (POULLIKKAS; et. al., 2013) .....	30
Figura 12. ACC de sistema indireto (POULLIKKAS; et. al., 2013). ....	31
Figura 13. ACC com placas corta-vento. Disponível em: < <a href="https://www.bronswerk.com/air-cooled-steam-condenser">https://www.bronswerk.com/air-cooled-steam-condenser</a> >.....	33
Figura 14. Volumes de controle. ....	33
Figura 15. Método iterativo.....	35
Figura 16. Gráfico da área de troca térmica pelo fluxo de ar.....	40
Figura 17. Gráfico do comprimento dos tubos pelo fluxo de ar. ....	41
Figura 18. Fluxo de vapor pelo fluxo de ar. ....	42



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Condições de escoamento. ....	36
Tabela 2. Características do vapor (água) à 81 mbar (INCROPERA e DEWITT, 2014).....	38
Tabela 3. Características do ar à 27°C (INCROPERA e DEWITT, 2014).....	38
Tabela 4. Características do condensador. ....	39
Tabela 5. Dados operacionais.....	39

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	9
1.1. OBJETIVOS.....	10
1.1.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	10
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	11
2.1. MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	11
2.2. ESPECIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR.....	13
2.2.1. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO AO PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA .....	13
2.2.2. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO À CONSTRUÇÃO .....	14
2.2.3. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO AO ESCOAMENTO .....	19
2.2.4. CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR QUANTO AO MECANISMO DE TRANSFERÊNCIA .....	22
2.3. METODOLOGIAS DE CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	22
2.3.1. MÉTODO DA EFETIVIDADE-NTU.....	25
2.3.2. MÉTODO P-NTU .....	26
2.3.3. MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTIMICA .....	27
2.4. AIR COOLED CONDENSERS (ACC).....	28
3. METODOLOGIA.....	32
3.1. ESCOLHA DO CONDENSADOR.....	32
3.2. ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO FLUXO MÁSSICO DE AR NAS CARACTERÍSTICAS DE PROJETO DO CONDENSADOR RESFRIADO A AR.....	33
3.2.1. CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA PARA CONDENSADORES .....	36
3.3. QUANTITATIVO DE ÁGUA CONDENSADA POR FLUXO DE AR.....	37
4. RESULTADOS .....	38
5. CONCLUSÃO.....	43
REFERÊNCIAS .....	44
APÊNDICE I – MÉTODO ITERATIVO PARA ÁREA DE TROCA TÉRMICA .....	45
APÊNDICE II - MÉTODO ITERATIVO PARA FLUXO MÁSSICO DE VAPOR.....	52

## 1. INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos, o crescimento no número de indústrias e da economia no Brasil de maneira geral, vêm solicitando cada vez mais do sistema nacional de energia e, por consequência, das usinas de produção. Prova disso, foi que no dia 21/12/2021, a Aneel (Agência Nacional de Energia Elétrica) realizou um leilão de 4,6 GW de disponibilidade de potência (AGÊNCIA BRASIL, 2021), o que evidencia esse crescimento. Nesse cenário, usinas termelétricas tem uma importante função no controle de frequência dentro do sistema nacional, devido a sua maior facilidade no controle de carga, e, em conjunto, a função de suprir a demanda energética em períodos de seca em que as hidrelétricas, as quais são as principais produtoras de energia no Brasil, diminuem a sua produção.

Plantas térmicas que utilizam o ciclo Rankine necessitam utilizar um trocador de calor próprio para realizar a condensação de todo o vapor que realizou trabalho na turbina, chamado de condensador. Para realizar esse resfriamento que proporciona a condensação do vapor, é necessário utilizar um fluido de menor temperatura que realizará essa troca térmica, sendo a água o mais utilizado. No entanto, o aumento no número de usinas utilizando recursos hídricos pode ocasionar secas em rios que não suportam essas demandas. Um exemplo disso, é o caso da cidade de Macaé (RJ), na qual existe uma previsão de serem instaladas 15 novas termelétricas e estudos apontam uma preocupação quanto a secagem do Rio Macaé devido ao aumento no consumo de água (Portal Tratamento de Água, 2022).

Com isso, uma saída para redução desse consumo, ainda atendendo as demandas energéticas do país, é a implementação de usinas termelétricas com condensadores resfriados a ar, nas quais o consumo de água é drasticamente menor que as termelétricas comuns, uma vez que o fluido utilizado no resfriamento do vapor é o próprio ar atmosférico. Condensadores resfriados a ar, são construídos com ventiladores ou exaustores que forçam uma corrente de ar por uma superfície, onde a troca térmica ocorre.

Por conta das características do ar não serem tão propensas à troca térmica quanto as da água, é necessário aplicar uma vazão de ar mais elevada, algo que é limitado apenas pela capacidade dos ventiladores. Outro fator importante, é a área de troca térmica necessária para atender as condições operacionais do ciclo térmico, uma vez que a instalação do equipamento pode se tornar inviável pelo tamanho necessário do mesmo.

## 1.1. OBJETIVOS

Este trabalho objetiva projetar um condensador resfriado a ar em escoamento cruzado para reduzir o consumo de água de uma usina termelétrica facilitando sua inserção dentro de uma outorga de captação já existente. Assim, é necessário que o mesmo gere uma redução de temperatura semelhante ao de um condensador resfriado a água já instalado em uma planta térmica de 826 MW de capacidade de geração localizada na cidade de Macaé.

### 1.1.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar a área de troca térmica necessária de acordo com a vazão mássica de ar pelo condensador.
- Observar a relação entre o fluxo mássico de água condensada em função da vazão de ar.
- Comparar as características do condensador resfriado a ar com o condensador úmido.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo traz conceitos importantes acerca da construção e do funcionamento de trocadores de calor de uma maneira geral, abordando os modos de transferência de calor, as classificações construtivas e operacionais, bem como as metodologias aplicadas para projeto e estudo dos trocadores de calor. Além disso, o capítulo elucida as características específicas de um condensador resfriado a ar.

### 2.1. MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na natureza, de forma geral, é possível observar que, ao existir um gradiente de temperatura entre dois pontos no espaço, ocorre um trânsito de energia térmica do ponto de maior temperatura para o de menor, sendo este trânsito de energia chamado de transferência de calor ou somente calor. Com isso em vista e buscando entender o funcionamento de trocadores de calor, é possível separar as formas que a transferência de calor ocorre em 3 modos: Condução, convecção e radiação.

A transferência de calor por condução é toda aquela em que o trânsito de energia ocorre por conta de um gradiente de temperatura e a atividade atômica ou molecular aleatória (difusão). Isso significa que átomos ou moléculas mais energéticos, ao se movimentarem aleatoriamente dentro de um meio, transferem energia para moléculas menos enérgicas através de colisões ou, através dos movimentos de translação aleatório de todas as moléculas, ocorre uma difusão de energia dentro do meio, causando a transferência de calor por condução (HOLMAN, 2010).

Esse modo de transferência de calor, assim como todos os outros, é descrito através da sua equação de taxa, que no caso da condução, é definida pela Lei de Fourier (Eq. (1)).

$$q''_{cond} = -k \left( \mathbf{i} \left( \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \mathbf{j} \left( \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \mathbf{k} \left( \frac{\delta T}{\delta z} \right) \right) \quad (1)$$

Onde, a taxa de transferência térmica ( $q''_{cond}$ ) depende do fator de condutividade térmica ( $k$ ) inerente ao material, e dos gradientes de temperatura em todas as direções do volume observado.

Por sua vez, o modo de transferência de calor por convecção se diferencia da condução ao ter o trânsito de energia por conta do movimento global do fluido, além da difusão. Quando um grande

número de moléculas movem-se em conjunto, algo possível somente em fluidos, e existe um gradiente de temperatura no sistema observado, a transferência de calor por convecção ocorre.

Sendo assim, esse movimento global pode acontecer de maneira forçada, com o uso de um agente externo para gerar o escoamento do fluido, como um ventilador ou uma bomba, o que, em conjunto com o gradiente de temperatura, gera a convecção forçada. No entanto, este escoamento pode ocorrer de maneira natural, quando existe uma diferença de massa específica no fluido advinda de um gradiente de temperatura. Essa diferença de densidade cria forças de empuxo que movem fluido, gerando a convecção livre ou natural.

Para ambos os casos, a equação que descreve a taxa de transferência de calor (Eq. (2)) é a mesma, conhecida como a lei do resfriamento de Newton (HOLMAN, 2010).

$$q''_{convec} = h(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Onde a taxa de calor convectiva ( $q''_{convec}$ ) depende do coeficiente convectivo ( $h$ ) e da diferença entre a temperatura na superfície observada ( $T_s$ ) e a temperatura do fluido ( $T_\infty$ ).

Por fim, todo o corpo que possui matéria e temperatura diferente do zero absoluto, emite energia térmica na forma de radiação eletromagnética sem a necessidade de que exista um meio para que essa energia transite. Isso se deve aos movimentos realizados pelos elétrons dos átomos que compõem a matéria quando alteram as suas configurações, sendo que essa característica está atrelada ao poder emissivo do objeto ( $E$ ), que dita a capacidade do corpo de emitir energia térmica (Eq. (3)). Além disso, todo corpo que recebe energia térmica na forma de radiação (irradiação), possui uma capacidade inerente de absorvê-la ( $G_{abs}$ ), dependendo da fonte de radiação observada (Eq. (4)).

$$E = \epsilon\sigma T_s^4 \quad (3)$$

$$G_{abs} = \alpha G \quad (4)$$

Sendo o poder emissivo dependente da emissividade do material ( $\epsilon$ ), o qual varia entre 0 e 1, da constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma$ ) e a temperatura do corpo estudado ( $T_s$ ), já a irradiação absorvida depende da absorvidade ( $G$ ) do material e da constante ( $\alpha$ ) que varia entre 0 e 1.

Com os corpos em constante interação, o fluxo de calor por radiação realmente emitido por um corpo para a sua vizinhança ( $q''_{rad}$ ) é a diferença entre o seu poder emissivo e sua capacidade de absorção. Ao se fazer as devidas considerações para esse modo de transferência de calor, chegasse a lei de Stefan-Boltzmann (Eq. (5)), a qual, além dos fatores do poder emissivo, depende também da temperatura dos corpos em sua vizinhança ( $T_{viz}^4$ ) que estão emitindo radiação para o objeto observado (INCROPERA e DEWITT, 2014).

$$q''_{rad} = \epsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (5)$$

## 2.2. ESPECIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

Dentro de processos industriais que necessitam de controle de temperatura dos fluidos de trabalho, é muito comum ser utilizado trocadores de calor para realizar esse controle de maneira calculada. Isso porque os trocadores de calor são equipamentos os quais utilizam dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes para que se possa realizar a transferência de calor. No entanto, a forma construtiva ou o funcionamento dos trocadores de calor podem variar em uma grande faixa, sendo possível assim, classificá-los de acordo com o processo de transferência de calor, forma construtiva, arranjo de fluxos, entre outros.

### 2.2.1. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO AO PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA

Os trocadores de calor nos quais os fluidos envolvidos se misturam durante o processo de troca térmica são classificados como trocadores de contato direto. Nesses trocadores, além da transferência de calor, geralmente se tem o fenômeno de transferência de massa ocorrendo em conjunto, aumentando a capacidade de troca térmica desses trocadores. No entanto, os casos em que esses trocadores podem ser aplicados são limitados, uma vez que o processo em que ele está inserido deve permitir que essa mistura aconteça. Dessa forma, geralmente são utilizados fluidos imiscíveis ou gás e líquido, como fluidos de trabalho nesse tipo de trocadores. Um exemplo bastante comum dessa classificação são as torres de resfriamento (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

Por outro lado, quando os fluidos envolvidos estão separados por algum componente construtivo do trocador, esse trocador é classificado como um trocador de contato indireto (Ex.:

Casco-tubo, de placas etc.), no qual, essa superfície que separa os fluidos está em contato com ambos e, através dela, o calor é transferido por condução do fluido de maior temperatura para o de menor (SEKULIC e SHAH, 2003).

Essa última classificação pode ser separada entre trocadores de transferência direta (recuperadores) e transferência indireta (regeneradores). O primeiro caso, e o mais comum, são trocadores em que ambos os fluidos fluem ao mesmo tempo pelo trocador e o fluxo de calor que deixa o fluido quente, é simultaneamente absorvido pelo fluido frio (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

Já para os regeneradores, o fluido quente passa primeiro pelo trocador, aquecendo a superfície de contato para que, posteriormente, essa energia armazenada seja transferida para o fluido frio, quando este é escoado pelo trocador (SEKULIC e SHAH, 2003).

## 2.2.2. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO À CONSTRUÇÃO

Inseridos dentro de processos, os trocadores de calor possuem diversas formas construtivas para se adequarem às necessidades dos sistemas em que estão inseridos. Limitações de processo, de disponibilidade dos fluidos ou financeiras são alguns exemplos de problemas que podem ser contornados ou minimizados pela forma construtiva do trocador.

Sendo assim, dentro de trocadores de contato indireto, é possível separá-los em quatro grandes grupos de acordo com suas características de construção.

O primeiro grupo é o dos trocadores tubulares que, por definição, utilizam tubos como elemento construtivo base de sua formação. Este é amplamente utilizado devido ao fator da flexibilidade construtiva que os tubos possuem, podendo-se alterar o diâmetro, o comprimento ou a configuração de montagem, além do escoamento dos fluidos.

Um tipo de trocador tubular bastante comum é o trocador casco-tubo. Neste trocador, uma série de tubos é montado paralelamente a um casco que envolve completamente o conjunto de tubos (Fig. 1), sendo que um fluido passa por dentro dos tubos e o outro passa pelo casco.



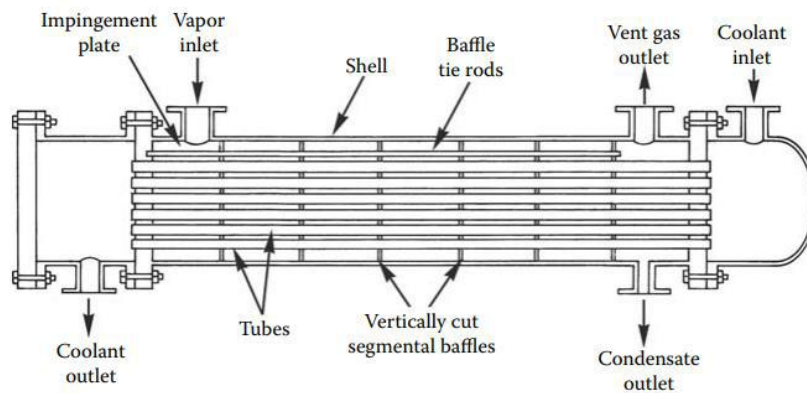


Figura 1. Trocador de calor casco-tubo (KAKAÇ; et. al., 2012).

Esses trocadores de calor podem ter diversas formas construtivas para suportar a expansão térmica, facilitar a limpeza e para que se possa atingir a troca térmica requerida, como por exemplo a utilização de defletores (chicanas) que guiam o fluxo do fluido que passa pelo casco e aumentam o coeficiente de troca térmica, além disso, trabalham com fluxos paralelos ou contracorrente (KAKAÇ; et. al., 2012).

Outro tipo bastante aplicado é o duplo-tubo, no qual um tubo de diâmetro maior é montado concentricamente a um de diâmetro menor, englobando-o (Fig. 2). Neste trocador em que um fluido passa pelo tubo interno enquanto o outro passa pelo anel externo, é mais interessante, para que se possa aumentar a troca térmica, que os fluxos sejam contracorrentes (SEKULIC e SHAH, 2003), exceto em casos específicos. Essa característica que torna esse modelo bastante aplicável em sistemas em que existe a necessidade de a temperatura de saída do fluido quente ser menor que a temperatura de saída do fluido frio (THULUKKANAM, 2013).

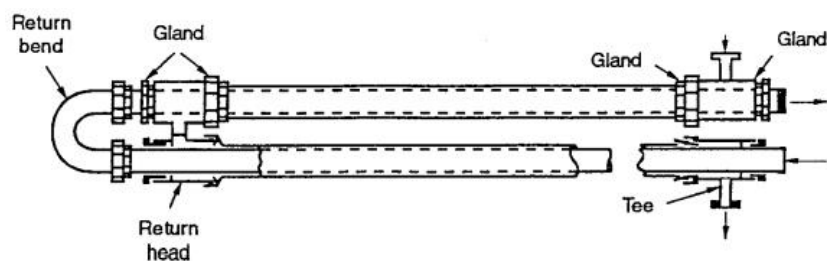


Figura 2. Trocador de calor duplo-tubo (SEKULIC e SHAH, 2003).

Vale citar também os trocadores com tubos em espiral. A tubulação em forma de espira, dentro de um casco, semelhante ao casco-tubo, concede um coeficiente de troca térmica maior, apesar de dificultar a limpeza (SEKULIC e SHAH, 2003).

Uma outra categoria seria os trocadores classificados como trocadores de placas que são aqueles em que a superfície dividindo os fluxos dos fluidos quentes e frios são placas finas. Tais placas são instaladas com uma distância entre si de maneira que formam as cavidades pelas quais os fluidos escoam e realizam a troca térmica. Esses trocadores, apesar de não suportarem trabalhos com altas temperaturas, altas pressões ou altos gradientes de ambas as grandezas, podem trabalhar com gás, líquido ou mudança de fase (SEKULIC e SHAH, 2003).

Existem algumas configurações desse tipo de trocadores, como o trocador de placas vedado por juntas, o de placas em espiral e o de lamelas. Na primeira configuração, o trocador é composto por placas retangulares montadas paralelamente e comprimidas umas contra as outras. Entre elas, é colocado uma junta de borracha, a qual é responsável por impedir vazamentos (internos e externos) e por determinar qual fluido escoará por qual canal, garantindo que exista uma alternância entre o fluido frio e o quente para que todas as placas estejam em contato com ambos (Fig. 3), tendo, geralmente, os fluidos escoando em contracorrente (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

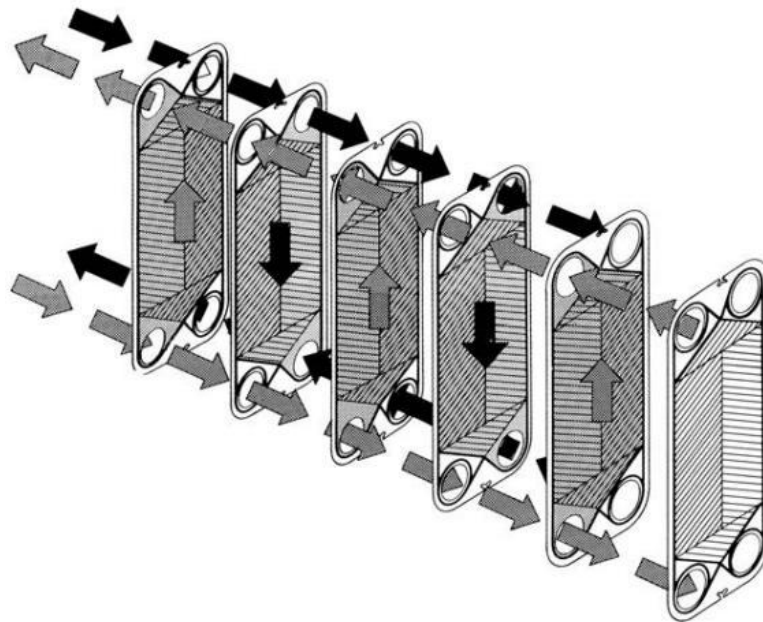


Figura 3. Trocador de placas vedado por juntas (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

O trocador em espiral é construído a partir de duas placas dobradas em formas de espiras e com suas pontas soldadas para que se forme as cavidades pelas quais os fluxos passam (Fig. 4).

Alguns modelos mais comuns utilizam a entrada de um fluido pelo centro da espira e a saída pelas laterais e vice-versa para outro fluido, com o objetivo de obter um fluxo contracorrente, porém, é possível encontrar trocadores em espiral que utilizam fluxos cruzados (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

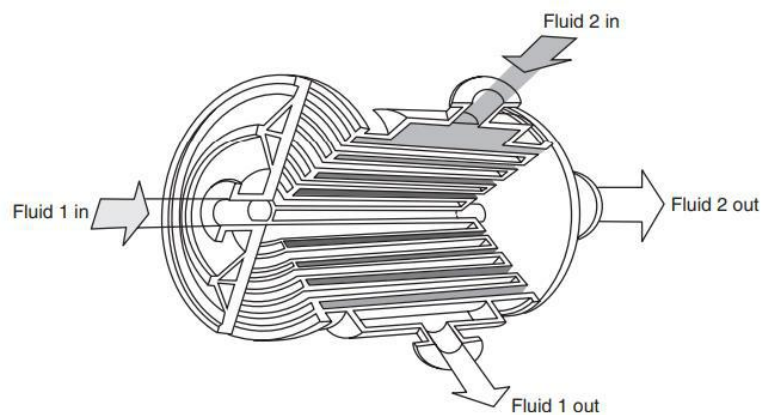


Figura 4. Trocador de placas em espiral (SEKULIC e SHAH, 2003).

Por fim, existem os trocadores de lamelas (Fig. 5) que são fabricados a partir de duas chapas de espessura muito pequena e perfiladas de maneira a criarem canais retangulares (lamelas). As lamelas são envolvidas em um casco semelhante aos trocadores casco-tubo e, em conjunto com as dobras das lamelas, formam um conjunto de canais por onde o fluido do lado casco escoava (THULUKKANAM, 2013).

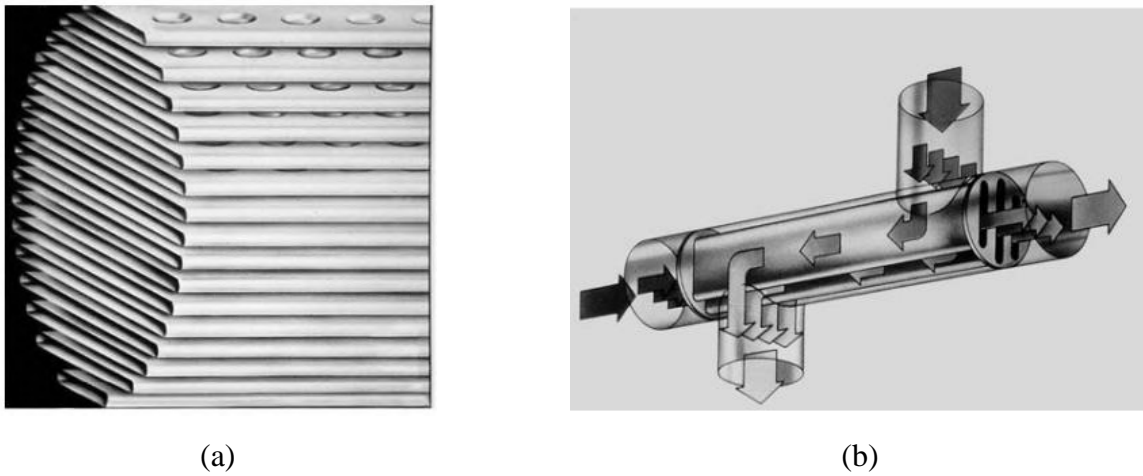


Figura 5. Trocador de lamelas. (a) Lamelas; (b) Fluxo no trocador. (KAKAÇ; et. al., 2012).

Vale comentar também que, ao se observar o sistema em que um trocador de calor precisa ser inserido, levando em consideração todas as variáveis de entrada e o valor necessário na saída deste trocador, pode ser necessário uma área de troca térmica maior do que aquela proporcionada por um trocador comum. Desta forma, é possível adicionar aletas ou algum outro tipo de extensão na superfície de trocadores de contato indireto (trocadores de superfície estendida) para assim realizar o aumento na transferência de calor por condução (SEKULIC e SHAH, 2003).

Nos trocadores de placas, geralmente, aplicam-se aletas quando se tem uma troca entre gases, sendo as aletas uma placa ondulada de espessura menor que é colocada entre as placas planas do trocador (Fig. 6), para que assim possa existir uma variação nas camadas limites do fluido em conjunto com o aumento da área, aumentando, assim, o coeficiente de troca térmica (KAKAÇ; et. al., 2012).

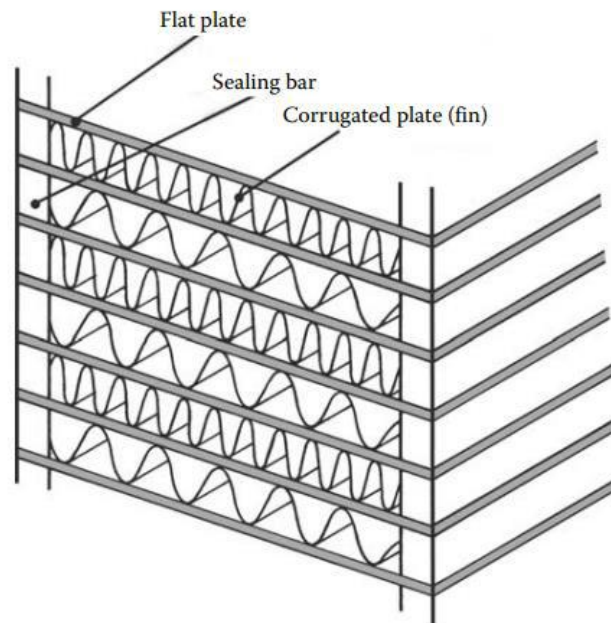


Figura 6. Aletas em trocadores de placas (KAKAÇ; et. al., 2012).

Os trocadores tubulares também apresentam aletas quando são utilizados em sistemas de troca térmica entre um gás e um líquido, sendo as aletas instaladas no lado gás do trocador. Para esses equipamentos, existem aletas transversais, helicoidais, longitudinais, entre outras, com este último tipo mais usado em trocadores de duplo tubo e em de casco-tubo sem defletores (KAKAÇ; et. al., 2012).

### 2.2.3. CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR QUANTO AO ESCOAMENTO

Um fator de grande relevância para a troca térmica é a fluidodinâmica dos fluidos de trabalho envolvidos. Sendo assim, uma divisão importante existente entre os trocadores é com relação a como os fluidos escoam por eles. Dentro dessa classificação existem três principais: os trocadores de fluxo paralelo, os de fluxo contracorrente e de fluxo cruzado.

No primeiro caso, o fluido quente e o frio entram pelo mesmo lado no trocador e saem pelo mesmo lado (Fig. 7a). Essa configuração permite uma maior troca térmica no início do escoamento devido ao maior gradiente de temperaturas, o que depois diminui à medida que as temperaturas se aproximam (Fig. 7b), com isso, esse tipo de escoamento é menos efetivo dentre os três e gera um

grande estresse térmico na entrada devido a diferença de temperatura entre os fluidos (THULUKKANAM, 2013).

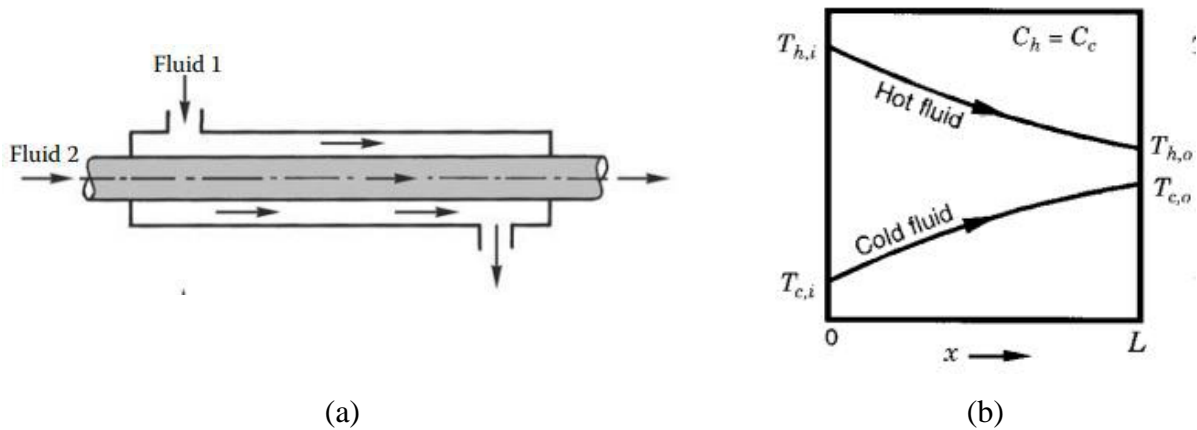


Figura 7. Trocador de fluxo paralelo. (a) Escoamento (KAKAÇ; et. al., 2012); (b) Distribuição de temperatura (SEKULIC e SHAH, 2003).

O fluxo contracorrente é o oposto do fluxo paralelo, pois a entrada do fluido frio no trocador está do mesmo lado que a saída do fluido quente e vice-versa (Fig. 8a). Isso permite que o gradiente de temperatura entre os fluidos diminua em um ritmo mais lento ou até mesmo que não diminua, aumentando consideravelmente a eficiência de troca térmica do trocador (Fig. 8b), sendo assim, são trocadores utilizados somente quando se deseja uma alta eficiência (SEKULIC e SHAH, 2003).

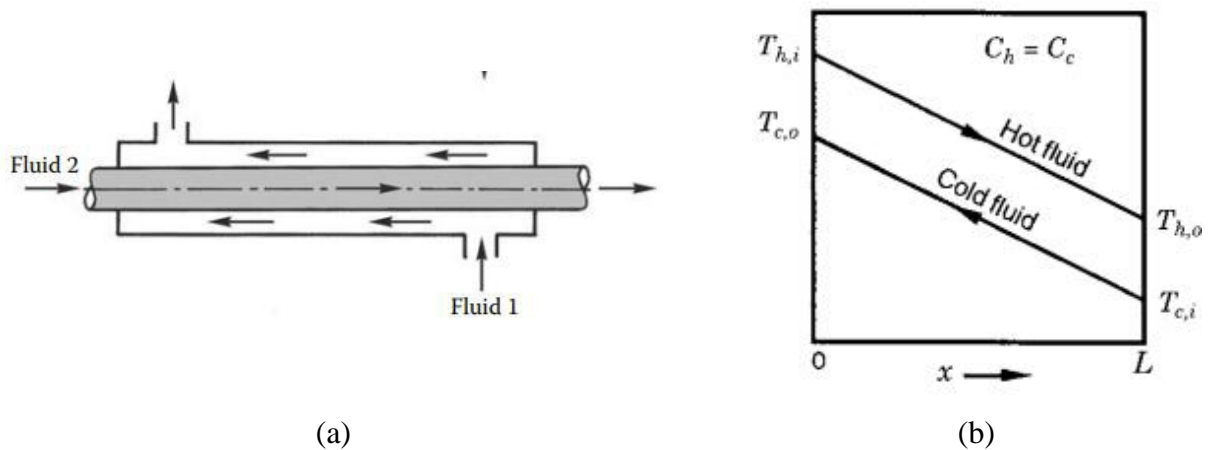


Figura 8. Trocador de calor de fluxo contracorrente. (a) Escoamento (KAKAÇ; et. al., 2012); (b) Distribuição de temperatura (SEKULIC e SHAH, 2003).

E no último caso, o trocador de fluxo cruzado se define quando um dos fluidos escoar em uma direção que forma um ângulo de  $90^\circ$  com o escoamento do outro fluido (Fig. **Erro! Fonte de referência não encontrada.**), tendo a distribuição de temperatura em duas dimensões, a eficiência desses trocadores varia em uma faixa entre os trocadores de fluxo paralelo e os de fluxo contracorrente. Vale ressaltar que, para esses trocadores, quando um fluido escoar através de múltiplas superfícies (placas ou tubos), o escoamento é classificado como não-misturado (Fig. 9a), já quando o fluido escoar por um único canal, o escoamento é considerado como misturado (Fig. 9b).

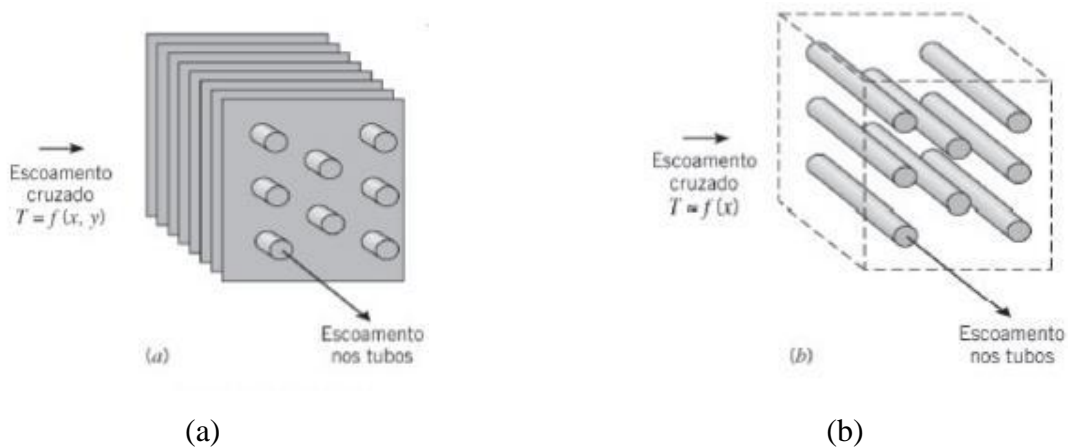


Figura 9. Trocador de calor com fluxo cruzado. (a) Não-misturado; (b) Misturado. (INCROPERA e DEWITT, 2014).

Para todos os casos descritos é possível se ter um único passe ou múltiplos passes, no entanto, quando se existe mudança de fase dentro de trocadores com múltiplos passes, é preciso utilizar de medidas para garantir o escoamento completo de todo fluido entre as mudanças de passes, como por exemplo a utilização de curvas em U, uma vez que a mudança de densidade que acompanha o processo pode ocasionar a separação das fases durante o escoamento (KAKAÇ; et. al., 2012).

#### 2.2.4. CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR QUANTO AO MECANISMO DE TRANSFERÊNCIA

A mudança de fase dos fluidos é um fenômeno que deve ser levado em consideração ao se estudar trocadores de calor, uma vez que influenciam diretamente na transferência de calor. Por esse motivo é possível classificar os trocadores de acordo com o mecanismo pelo qual eles realizam a troca térmica. Caso não haja mudança de fase no fluido, o que ocorre é uma convecção em uma fase, seja ela líquida ou vapor, no entanto, caso a mudança de fase aconteça, a classificação é de uma convecção de duas fases (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

Dependendo do sistema observado, bem como os valores de pressão e temperatura de saturação dos fluidos envolvidos, é possível que a mudança de fase ocorra em apenas um dos fluidos, como é o caso de condensadores e evaporadores de caldeiras. Também é possível que ocorra em ambos os fluidos, sendo um se condensando e o outro evaporando, como nos evaporadores de ar-condicionado. E, por fim, existem exemplos em que não se têm a mudança de fase no trocador, como em radiadores de carros, economizadores de caldeiras, *intercoolers*, entre muitos outros, uma vez que este é o tipo mais comum de trocador (SEKULIC e SHAH, 2003).

#### 2.3. METODOLOGIAS DE CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Ao se analisar trocadores de calor e o processo de transferência é necessário observar como o fluxo de energia térmica transita do fluido quente para o fluido frio. Para isso, existe uma equação básica (Eq. (6)) que define a taxa de calor ( $q$ ).

$$q = \dot{m}(i_{in} - i_{out}) \quad (6)$$

Onde ( $\dot{m}$ ) é a vazão mássica do fluido, ( $i$ ) é a entalpia específica e os índices *in* e *out* definem a entrada e saída do trocador respectivamente.

Assumindo-se que o trocador se encontra em regime estacionário (sem mudança nas variáveis de entrada), que não troca calor com o exterior do sistema e que não existe mudança de fase a equação (6) pode ser escrita da maneira vista na equação (7).



$$q = (\dot{m}c_p)_h (T_{h_{in}} - T_{h_{out}}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) \quad (7)$$

Sendo  $(c_p)$  o calor específico do fluido,  $(T)$  a temperatura, com os índices  $h$  e  $c$  representando os fluidos quente e frio, respectivamente (KAKAÇ; *et. al.*, 2012).

No entanto, essas definições levam em consideração apenas o processo dinâmico que ocorre individualmente em cada fluido, sem envolver características construtivas do trocador ou propriamente a interação entre os fluidos. Para isso, utiliza-se a equação (8) que possibilita calcular a taxa de transferência se for observado o coeficiente global de transferência de calor  $(U)$ , a área de troca térmica  $(A)$  e a diferença temperatura entre os fluidos  $(\Delta T)$  (INCROPERA e DEWITT, 2014).

$$q = UA\Delta T \quad (8)$$

Então, torna-se necessário que, ao se projetar um trocador de calor, se conheça os fluidos envolvidos e o material da superfície de troca térmica. Isso porque as características destes que determinam o coeficiente de transferência global, o qual, por definição (Eq. (9)) é o inverso da resistência total  $(R_t)$  que o sistema composto pelos fluidos e superfície de troca possuem ao trânsito de energia térmica (KAKAÇ; *et. al.*, 2012). Essa resistência total advém de um circuito térmico (Fig. 10) que pode ser observado no processo de transferência de calor, no qual os fluidos quente e frio impõem uma resistência convectiva  $(R_c; R_h)$  e a parede uma resistência condutiva  $(R_s)$  (SEKULIC e SHAH, 2003). Vale citar que, dependendo do fluido com que se trabalha nos trocadores, podem ocorrer deposições em ambos os lados das paredes e adicionando uma nova resistência ao circuito  $(R_{c_f}; R_{h_f})$ .

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_c + R_{c_f} + R_s + R_{h_f} + R_h} = \frac{1}{\frac{1}{h_c A_c} + \left(\frac{R_{f_c}}{A_c}\right) + \frac{t}{kA} + \left(\frac{R_{f_h}}{A_h}\right) + \frac{1}{h_h A_h}} \quad (9)$$

Onde  $(t)$  é a espessura da superfície de troca.

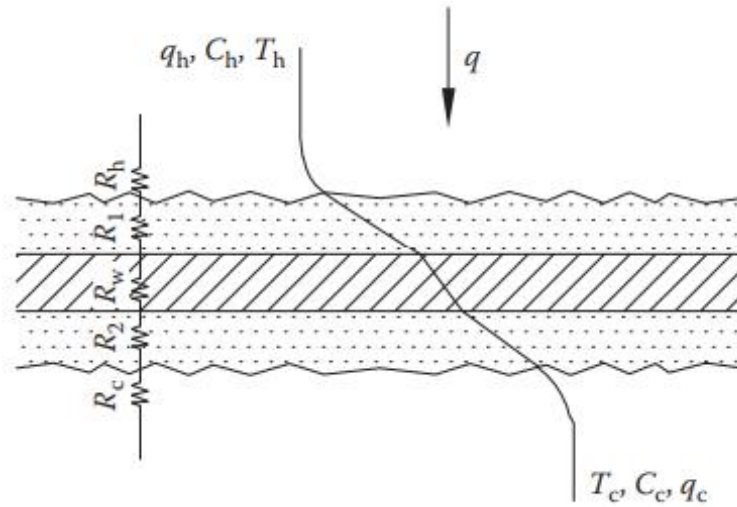


Figura 10. Circuito de resistência térmica (THULUKKANAM, 2013).

Agora, ao se adicionar aletas na superfície, a área de troca é aumentada e a resistência térmica por convecção do fluido do lado aletado é reduzida (INCROPERA e DEWITT, 2014). Isso se torna evidente ao se observar a mudança ocorrida na equação do coeficiente global de transferência de calor (Eq. (10)), a qual, possui um termo referente a eficiência global da superfície ( $\eta$ ) que é responsável por essa redução na resistência uma vez que somente assume valores entre 0 e 1 (Eq. (11)).

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{\eta_c h_c A_c} + \left(\frac{R_{fc}}{\eta_c A_c}\right) + \frac{t}{kA} + \left(\frac{R_{fh}}{\eta_h A_h}\right) + \frac{1}{\eta_h h_h A_h}} \quad (10)$$

$$\eta = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a) \quad (11)$$

Onde ( $A_a$ ) é a área adicionada pelo total de aletas e ( $\eta_a$ ) é a eficiência de uma única aleta (Eq. (12)).

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (12)$$

Sendo o coeficiente ( $m$ ) determinado através da equação (13).

$$m = \left(\frac{2h}{kt}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

### 2.3.1. MÉTODO DA EFETIVIDADE-NTU

Apesar de que dentro das definições já apresentadas existir sempre a necessidade de se conhecer as temperaturas de entrada e saída dos trocadores, na realidade muitas vezes isso não é possível. Dessa forma, foram desenvolvidos métodos que permitem a realização do projeto sem o conhecimento dos parâmetros citados.

O método  $\varepsilon$ -NTU possui a vantagem de não recorrer ao artifício de tentativa e erro, e utiliza parâmetros adimensionais para realizar a análise dos trocadores (KAKAÇ; *et. al.*, 2012). O primeiro parâmetro é a razão entre as capacidades caloríficas ( $C_r$ ), que é definida (Eq. (14)) pela razão entre a menor capacidade calorífica ( $C_{mín}$ ) e a maior ( $C_{máx}$ ) e por isso possui sempre um valor entre 0 e 1, sendo que o zero significa que está ocorrendo mudança de fase em um dos fluidos (HOLMAN, 2010) e o um que a variação de temperatura dos fluidos é igual.

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{mín}}{(\dot{m}c_p)_{máx}} \quad (14)$$

Onde o mínimo e o máximo podem ser tanto o fluido quente quanto o frio dependendo dos fluidos e do escoamento deles (INCROPERA e DEWITT, 2014).

O segundo parâmetro é o número de unidades de transferência (NTU) que demonstra um valor de tamanho térmico para o trocador (THULUKKANAM, 2013) que para o caso de um coeficiente de transferência global constante ao longo do trocador, pode ser escrito como na equação (15).

$$NTU = \frac{UA}{C_{mín}} = \frac{1}{C_{mín}} \left( \frac{1}{\frac{1}{\eta_c h_c A_c} + \left(\frac{R_{fc}}{\eta_c A_c}\right) + \frac{t}{kA} + \left(\frac{R_{fh}}{\eta_h A_h}\right) + \frac{1}{\eta_h h_h A_h}} \right) \quad (15)$$

Por último, tem-se o parâmetro da efetividade ( $\varepsilon$ ) definido pela razão entre a taxa de calor real ( $q''$ ) e a taxa de calor máxima possível ( $q''_{máx}$ ) na equação (16).

$$\varepsilon = \frac{q''}{q''_{m\acute{a}x}} = \frac{(\dot{m}c_p)_h (\Delta T_h)}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{i}n} (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} = \frac{(\dot{m}c_p)_c (\Delta T_c)}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{i}n} (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} \quad (16)$$

Com essas definições em vista, é possível relacioná-las de modo a estabelecer uma dependência entre esses parâmetros, levando em consideração o tipo de escoamento observado no trocador. Essas relações são válidas para quaisquer trocadores independente da classificação construtiva (INCROPERA e DEWITT, 2014).

### 2.3.2. MÉTODO P-NTU

O método P-NTU se trata de uma variação do método  $\varepsilon$ -NTU muito utilizado para trocadores casco-tubo. Neste método existe uma vantagem em relação ao anterior pelo fato de não ser dependente de um valor mínimo de capacitância térmica (o qual pode variar ao longo do processo) para que seja definido a relação entre os parâmetros dependentes (THULUKKANAM, 2013).

No entanto, assim como o método da eficiência, o método do P-NTU possui alguns parâmetros adimensionais. O primeiro é a efetividade térmica ( $P$ ) inerente de cada fluido e definida pela razão do gradiente de temperatura do fluido pelo máximo gradiente de temperatura (Eq. (17)-(18)).

$$P_h = \frac{T_{h_{in}} - T_{h_{out}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}} \quad (17)$$

$$P_c = \frac{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}} \quad (18)$$

O número de unidades de transferência é definido de forma semelhante ao método da efetividade para cada um dos fluidos (Eq. (19)-(20)).

$$NTU_h = \frac{UA}{C_h} \quad (19)$$

$$NTU_c = \frac{UA}{C_c} \quad (20)$$

Por fim, se tem o parâmetro da razão entre as capacidades térmicas ( $R$ ) definidos pelas equações (21) e (22).

$$R_h = \frac{C_h}{C_c} \quad (21)$$

$$R_c = \frac{C_c}{C_h} \quad (22)$$

Apesar de que para esse método cada parâmetro ser individual para cada fluido, é possível estabelecer uma relação entre os fluidos utilizando a razão entre as capacidades térmicas, assim obtendo as equações (23) e (24) (SEKULIC e SHAH, 2003).

$$P_h = P_c R_c \quad (23)$$

$$NTU_h = NTU_c R_c \quad (24)$$

### 2.3.3. MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTIMICA

Como já comentado anteriormente, a equação (8) busca relacionar as interações entre os fluidos de trabalho com a taxa de transferência de calor, no entanto, o gradiente de temperatura (Eq. (25)) depende da posição em que se está analisando o trocador. Esse fato torna necessário a utilização de um gradiente médio ( $\Delta T_m$ ) para se analisar o trabalho total realizado pelo trocador.

É neste quesito que o método da diferença de temperatura média logarítmica formula uma solução para se encontrar esse gradiente médio para fluxos paralelos e contracorrente (INCROPERA e DEWITT, 2014).

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (25)$$

A partir das derivadas parciais das equações (7) e (25) é possível chegar à relação do gradiente de temperatura média logarítmica ( $\Delta T_{lm}$ ) que pode ser aplicado para fluxos paralelos e contracorrente (Eq. (26)).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (26)$$

Sendo que para o escoamento paralelo são aplicadas as equações (27) e (28), já para o contracorrente são utilizadas as equações (29) e (30).

$$\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cin} \quad (27)$$

$$\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cout} \quad (28)$$

$$\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cout} \quad (29)$$

$$\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cin} \quad (30)$$

Com relação à trocadores com outras configurações de fluxos, é possível considerara-los como trocadores de fluxo contracorrente, sendo que o resultado encontrado será o melhor possível para o trocador estudado (levando em consideração que fluxo contracorrente é o mais eficiente) e não o de operação normal (SEKULIC e SHAH, 2003).

#### 2.4. AIR COOLED CONDENSERS (ACC)

Dentro do ciclo Rankine, o condensador é um trocador de calor que tem a função de realizar a transformação de fase do vapor que já realizou trabalho na turbina para o estado líquido (Condensação). Sendo assim, existem três grades grupos de condensadores que são utilizados em usinas: Condensadores resfriados a água ou *Wet Cooled Condensers (WCC)*, condensadores resfriados a ar *Air Cooled Condensers (ACC)* e Condensadores evaporativos.

Os condensadores resfriados a água, como o próprio nome sugere, tem seu princípio de funcionamento baseado no fato que o fluido frio que retira calor do vapor é a água. Esses condensadores necessitam de um sistema auxiliar que retira o calor presente na água de resfriamento depois desta ter realizado o trabalho, sistema que gera uma grande perda de água por evaporação, como torres de resfriamento, por exemplo, e assim aumentando o consumo de água de plantas térmicas que o utilizam (BAWEJA e BARTARIA, 2013).

Agora, segundo Mello e Costa (2014), os condensadores resfriados a ar são trocadores que utilizam o ar atmosférico para realizar a condensação do vapor de trabalho. Essa característica atrelada a crescente preocupação com consumo de água, fornece aos ACC's uma grande vantagem sobre os resfriados a água, já que não geram perdas excessivas de água durante sua operação, reduzindo os gastos. Este fato também permite que usinas termelétricas possam ser construídas em locais com baixa disponibilidade de água.

No entanto, os condensadores resfriados a ar têm a necessidade inerente de que seus tubos estejam expostos ao ambiente, tornando-os muito suscetíveis à aumentos de temperatura, ao vento e ao fenômeno da deposição (*fouling*) nas superfícies externas dos tubos, algo que quando observado, gera também uma diminuição do coeficiente global de troca térmica e uma alteração no escoamento do ar, algo que pode levar até a uma diminuição da geração de energia da turbina (BAWEJA e BARTARIA, 2013).

Os condensadores resfriados a ar podem ser divididos em duas classificações levando em consideração o funcionamento. Em condensadores em que o fluxo de vapor é direcionado por uma série de tubos, geralmente dispostos na forma de um "A" (Fig. 11), e o ar atmosférico escoar em contato com esses tubos, a classificação atribuída é a de um sistema direto. Nesses trocadores, o fluxo de ar geralmente é forçado através de ventiladores ou exaustores, uma vez que o escoamento natural através de uma torre hiperbólica é mais influenciável por correntes de vento no ambiente (POULLIKKAS; *et. al.*, 2013).

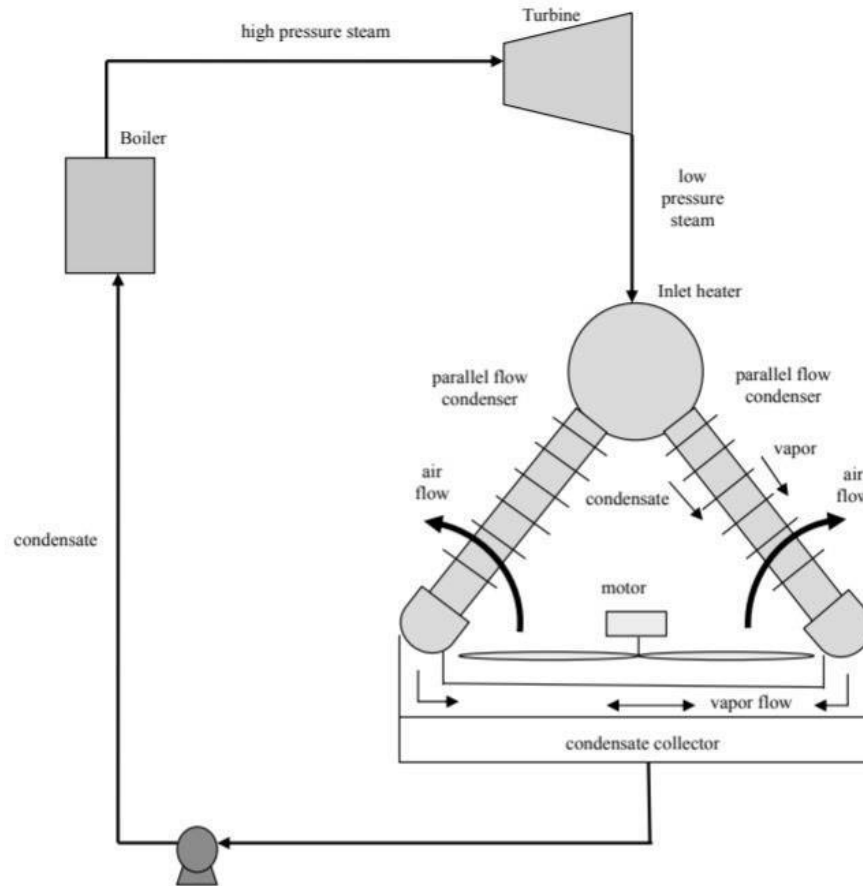


Figura 11. ACC de sistema direto (POULLIKKAS; et. al., 2013)

Por outro lado, em condensadores de sistema indireto, a água de resfriamento é pulverizada no vapor assim que este deixa a turbina, condensando-o. Após isso, parte do condensado é direcionado para as caldeiras, seguindo o ciclo térmico, e parte é direcionada para uma série de tubos em uma torre de resfriamento onde essa água é resfriada pelo fluxo de ar que escoar pela parte externa (Fig. 12), semelhante ao condensador direto, porém sem a mudança de fase (POULLIKKAS; et. al., 2013).

Uma alternativa que retira a suscetibilidade do sistema à aumentos de temperatura ambiente é a utilização de um sistema híbrido composto por um condensador resfriado a água e um resfriado a ar, onde eles podem ser montados em paralelo ou a água é utilizada para resfriar o ar antes de que este realize trabalho. Esse sistema permite reduzir o consumo de água quando comparado a um sistema resfriado a água somente, apesar de possuir um custo de instalação maior, e retira a variabilidade de operação existente nos sistemas resfriados a ar. Para otimizar o funcionamento



reduzindo o consumo de água, os sistemas híbridos normalmente funcionam somente utilizando o condensador a ar e em dias de temperatura elevada, o resfriamento a base de água é acionado para manter a eficiência (POULLIKKAS; *et. al.*, 2013).

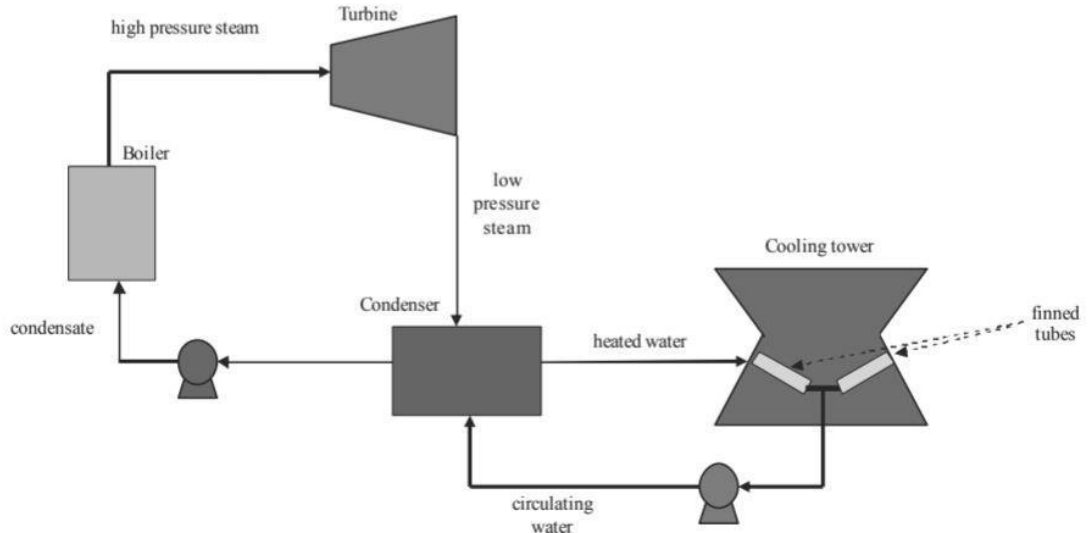


Figura 12. ACC de sistema indireto (POULLIKKAS; *et. al.*, 2013).

Por fim, tem-se os condensadores evaporativos, os quais possuem um funcionamento semelhante ao condensador resfriado a ar de sistema direto, no entanto, em conjunto com o escoamento do ar, pulveriza-se água pelo exterior dos tubos. Essa água evapora quando entra em contato com os tubos aumentando a troca térmica e o processo de resfriamento (CASTRO e PIMENTA, 2016).

### 3. METODOLOGIA

Para um melhor entendimento dos estudos realizados neste trabalho, esta seção aborda sobre a escolha do tipo de condensador que será projetado e as propostas de modificações operacionais que influenciam na eficiência do trocador proposto, bem como uma comparação com o condensador resfriado à água.

#### 3.1. ESCOLHA DO CONDENSADOR

Durante o funcionamento de um trocador de calor, principalmente aqueles em que se tem mudança de fase, é importante analisar se a configuração de escoamento não será prejudicada pela variação da densidade do fluido. Dessa forma, na configuração escolhida, o vapor segue um fluxo descendentes por tubos em forma de “A” e o ar ventilado de maneira forçada escoo de forma cruzada com o fluxo de vapor (Fig. 11). Com isso, todo o vapor que sofreu condensação é extraído por baixo dos *headeres* inferiores e retorna para o ciclo.

Além disso, para que se evite a interferência de correntes naturais de vento no fluxo de ar forçado e, por consequência, na transferência de calor, o condensador possui placas corta-vento nas laterais formando um “casco” no entorno do equipamento (Fig. 13).



Figura 13. ACC com placas corta-vento. Disponível em: < <https://www.bronswerk.com/air-cooled-steam-condenser> >

### 3.2. ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO FLUXO MÁSSICO DE AR NAS CARACTERÍSTICAS DE PROJETO DO CONDENSADOR RESFRIADO A AR

Neste tópico será avaliado, de forma principal, a área de troca térmica necessária para atingir valores operacionais requeridos pelo ciclo térmico em que o *Air Cooled Condenser* estará inserido. Para isso, nos cálculos realizados, o trocador de calor foi dividido em 3 volumes de controle (Fig. 14).

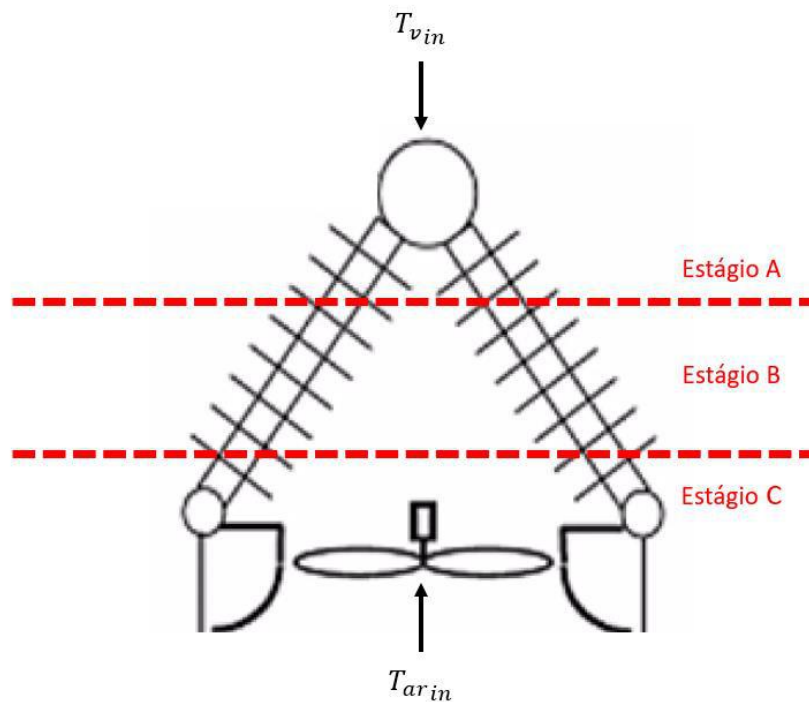


Figura 14. Volumes de controle.

Sendo o Estágio A, onde o vapor perde calor até chegar na sua temperatura de saturação ( $T_{v_{sat}}$ ), o Estágio B, onde ocorre a mudança de fase e o Estágio C, onde o vapor é resfriado abaixo

da sua temperatura de saturação para que se possa garantir uma condensação completa dentro do equipamento.

Realizando o balanço de energia para o vapor nos estágios A, B e C, considerando as temperaturas de saída de um estágio, como entrada do próximo, encontram-se as equações (31), (32) e (33).

$$q_A = \dot{m}_v c_{p_v} (T_{v_{in}} - T_{v_{sat}}) \quad (31)$$

$$q_B = \dot{m}_v h_{v_g} \quad (32)$$

$$q_C = \dot{m}_v c_{p_l} (T_{v_{sat}} - T_{v_{out}}) \quad (33)$$

Onde os índices ( $v$ ) e ( $l$ ) representam as características do vapor e o condensado (líquido), os índices ( $A$ ), ( $B$ ) e ( $C$ ) para os estágios A, B e C, respectivamente, e ( $h_{v_g}$ ) é o coeficiente convectivo de mudança de fase do vapor.

Levando em consideração que as temperaturas de entrada e saída do vapor são definidas pela necessidade do sistema, também é possível encontrar as temperaturas de entrada e saída do ar em cada estágio através das taxas encontradas pelas equações acima.

Com esses valores em mãos, foi escrito um código no *Octave 6.3.0* (1988) utilizando o método iterativo demonstrado na figura 15.

Neste método, as características de diâmetro e espessura dos tubos são mantidas constantes enquanto o comprimento destes é variado até que se encontre uma área em que se obtenha as temperaturas desejadas. Vale dizer, que é necessário primeiro definir um valor de área arbitrário para início do código, uma vez que o coeficiente global de troca térmica do trocador depende do valor da área.

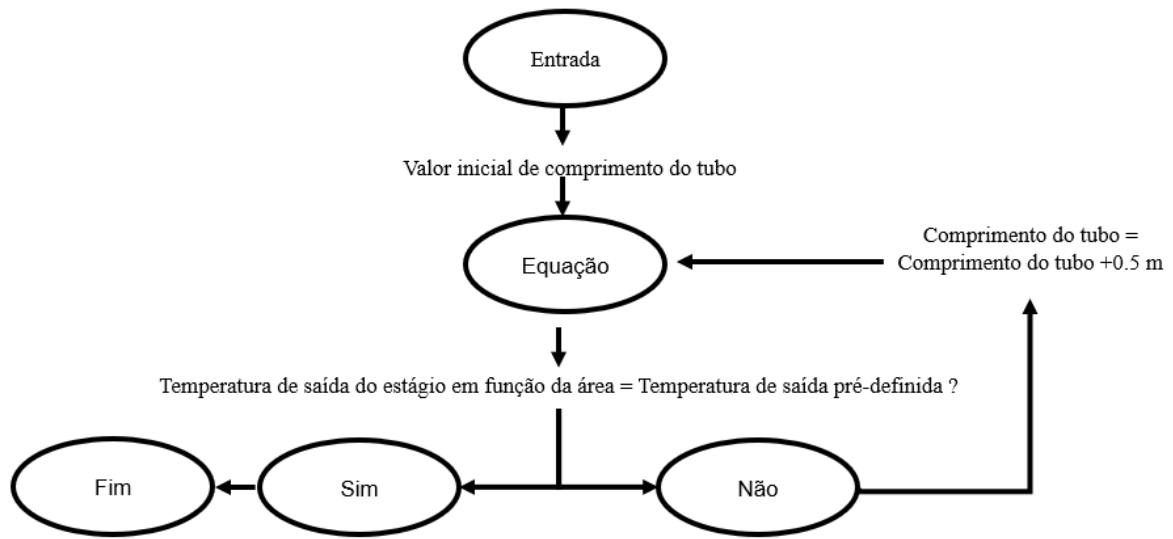


Figura 15. Método iterativo

A relação entre a área de cada estágio do trocador e as temperaturas encontradas (Eq. (34) - (36)) é encontrada a partir da equação (37) e as definições (29) e (30).

$$T_{v\ out_A} = T_{ar\ in_A} + (T_{v\ in_A} - T_{ar\ out_A}) e^{-U_A A_A \left( \frac{1}{\dot{m}_v c_{\rho_v}} + \frac{1}{\dot{m}_{ar} c_{\rho_{ar}}} \right)} \quad (34)$$

$$T_{ar\ out_B} = T_{v\ in_B} - (T_{v\ out_B} - T_{ar\ in_B}) e^{U_B A_B \left( \frac{1}{\dot{m}_{ar} c_{\rho_{ar}}} \right)} \quad (35)$$

$$T_{v\ out_C} = T_{ar\ in_C} + (T_{v\ in_C} - T_{ar\ out_C}) e^{-U_C A_C \left( \frac{1}{\dot{m}_v c_{\rho_l}} + \frac{1}{\dot{m}_{ar} c_{\rho_{ar}}} \right)} \quad (36)$$

$$\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left( \frac{1}{\dot{m}_v c_{\rho_v}} + \frac{1}{\dot{m}_{ar} c_{\rho_{ar}}} \right) \quad (37)$$

Para encontrar a definição para o Estágio B, também foi considerado que o coeficiente calorífico do vapor mesmo tende ao infinito, uma vez que ocorre condensação (HOLMAN, 2010).

### 3.2.1. CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA PARA CONDENSADORES

Para determinação do coeficiente global de transferência de calor utiliza-se a equação (9), na qual o coeficiente convectivo do ar (fluido frio) é um valor dependente das características do fluido e do escoamento (Eq. (38)).

$$h_{ar} = \frac{Nu_{D_{ar}} k_{ar}}{D} \quad (38)$$

Onde, ( $k_{ar}$ ) é condutividade térmica do ar, ( $D$ ) é diâmetro externo e ( $Nu_{D_{ar}}$ ) é número de *Nusselt* local para o ar, que pode ser definido pela equação (39) quando as condições observadas na tabela 1, forem atendidas.

$$Nu_{D_{ar}} = 0,023 Re_{D_{ar}}^{\frac{4}{5}} Pr_{ar}^{0,3} \quad (39)$$

<b><math>0,6 \leq Pr \leq 160</math></b>
<b><math>Re_D \geq 10.000</math></b>
<b><math>\frac{L}{D} \geq 10</math></b>

Tabela 1. Condições de escoamento.

Sendo, ( $Pr$ ) é número de *Prandtl* uma constante característica do fluido, ( $L$ ) o comprimento da tubulação e ( $Re_D$ ) o número de *Reynolds* (Eq. (40)), que depende da viscosidade do fluido ( $\mu_{ar}$ ) também.

$$Re_{D_{ar}} = 4 \frac{\dot{m}_{ar}}{\pi D \mu_{ar}} \quad (40)$$

Agora, para a definição do coeficiente convectivo do vapor (fluido quente), é necessário utilizar uma abordagem diferente, por conta da mudança de fase que o fluido sofre. Sendo assim, de acordo com Rubbo (2014), a determinação do coeficiente convectivo do fluido condensando internamente por tubos e escoando em alta velocidade, se dá pela equação (41).

$$\frac{h_v D_i}{k_l} = 0,026(Pr_l)^{\frac{1}{3}} \left[ Re_l + Re_v \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{0,8} \quad (41)$$

Os índices (*l*) e (*v*), representam as grandezas da fase líquida e da fase vapor, respectivamente, sendo ( $\rho$ ) a densidade do fluido e ( $D_i$ ) o diâmetro interno dos tubos.

### 3.3. QUANTITATIVO DE ÁGUA CONDENSADA POR FLUXO DE AR

Uma importante característica de máquinas envolvidas em ciclos térmicos são as suas rampas de partida. As rampas de partida são o aumento gradativo de velocidade, carga e potência que as máquinas passam até que cheguem nas condições normais de operação. Para o condensador, isso significa que o mesmo deve receber um fluxo de vapor menor do que o normal.

Sendo assim, para manter as características operacionais do ciclo, como a temperatura de saída do vapor, e garantir que o escoamento do ciclo não seja prejudicado, como o vapor condensando antes do esperado, é preciso observar a vazão mássica de ar necessária para condensar de maneira semelhante a uma operação normal, o fluxo de vapor.

Dessa forma, a partir da equação (37), é possível encontrar a seguinte definição (Eq. (42)) para o Estágio C.

$$\frac{1}{\dot{m}_v} = -c_{p_v} \left( \frac{1}{\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}}} + \left( \frac{\ln \left( \frac{T_{v_{outC}} - T_{ar_{inC}}}{T_{v_{sat}} - T_{ar_{outC}}} \right)}{U_C A_C} \right) \right) \quad (42)$$

#### 4. RESULTADOS

Para que se pudesse gerar os resultados foram considerados os dados de entrada observados nas tabelas 2-5.

<b>Entalpia de mudança de fase</b>	$h_{vg}$	<b>2402 kJ/kg</b>
<b>Coefficiente calorífico do vapor</b>	$c_{\rho_v}$	1,88 kJ/kg.K
<b>Coefficiente calorífico da água</b>	$c_{\rho_l}$	4,179 kJ/kg.K
<b>Coefficiente de condução térmica da água</b>	$k_l$	0,634 W/m.K
<b>Densidade do vapor</b>	$\rho_v$	0,056 kg/m <sup>3</sup>
<b>Densidade da água</b>	$\rho_l$	0,001 kg/m <sup>3</sup>
<b>Número de Prandtl da água</b>	$Pr_l$	4,16
<b>Viscosidade do vapor</b>	$\mu_v$	0,00000969 N.s/m <sup>2</sup>
<b>Viscosidade da água</b>	$\mu_l$	0,000631 N.s/m <sup>2</sup>
<b>Temperatura de saturação</b>	$T_{v_{sat}}$	42°C

Tabela 2. Características do vapor (água) à 81 mbar (INCROPERA e DEWITT, 2014)

<b>Coefficiente calorífico do ar</b>	$c_{\rho_{ar}}$	<b>1,007 kJ/kg.K</b>
<b>Coefficiente de condução térmica do ar</b>	$k_{ar}$	0,0263 W/m.K
<b>Viscosidade do ar</b>	$\mu_{ar}$	0,001846 N.s/m <sup>2</sup>
<b>Número de Prandtl do ar</b>	$Pr_{ar}$	0,707

Tabela 3. Características do ar à 27°C (INCROPERA e DEWITT, 2014)



<b>Diâmetro externo</b>	<b>2,54 cm</b>
<b>Diâmetro interno</b>	<b>2,04 cm</b>
<b>Espessura dos tubos</b>	<b>0,50 cm</b>
<b>Coefficiente de condutividade do material (Titânio)</b>	<b>21,9 W/m.K</b>
<b>Comprimento da aleta</b>	<b>2 cm</b>
<b>Espessura das aletas</b>	<b>0,5 cm</b>
<b>Largura das aletas</b>	<b>0,5 cm</b>

Tabela 4. Características do condensador.

<b>Fluxo mássico de vapor</b>	<b><math>\dot{m}_v</math></b>	<b>203 kg/s</b>
<b>Temperatura do vapor na entrada do condensador</b>	<b><math>T_{v\,in}</math></b>	<b>46°C</b>
<b>Temperatura do vapor na saída do condensador</b>	<b><math>T_{v\,out}</math></b>	<b>39°C</b>
<b>Temperatura do ar na entrada do condensador</b>	<b><math>T_{ar\,in}</math></b>	<b>30°C</b>
<b>Temperatura do ar na saída do condensador</b>	<b><math>T_{ar\,out}</math></b>	<b>32°C</b>
<b>Fluxo mássico mínimo de ar</b>	<b><math>\dot{m}_{ar\,mín}</math></b>	<b>100.000 kg/s</b>
<b>Fluxo mássico máximo de ar</b>	<b><math>\dot{m}_{ar\,máx}</math></b>	<b>2.000.000 kg/s</b>

Tabela 5. Dados operacionais.

Os dados operacionais e as características do condensador foram dados baseados no condensador já instalado na Usina Termelétrica Norte Fluminense em Macaé, no estado do Rio de Janeiro. Vale ressaltar que devido a variação de temperatura em ambos os fluidos serem muito

pequenas, as características termo físicas destes foram consideradas constantes para realização dos cálculos.

Sendo assim, utilizando o método iterativo e as equações de balanço de energia, encontram-se os valores de área que atendem os parâmetros operacionais exigidos em função do fluxo mássico, para um trocador com e sem aletas (Fig. 16).

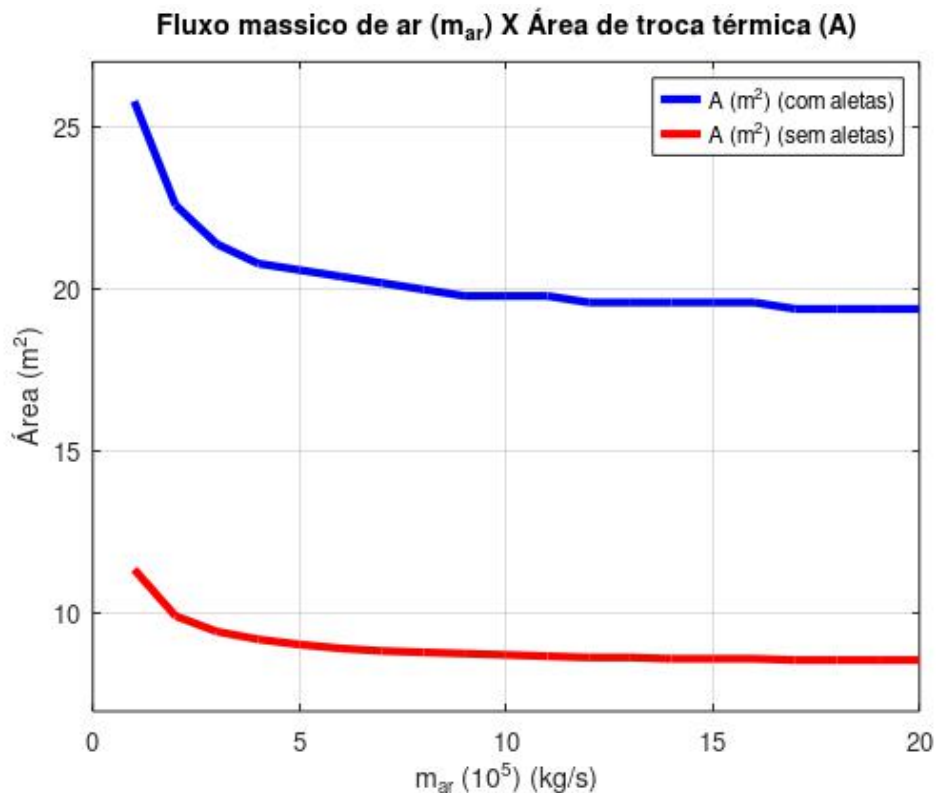


Figura 16. Gráfico da área de troca térmica pelo fluxo de ar.

A princípio, o valor encontrado de área é maior, em todos os pontos, para o condensador com aletas. No entanto, isso se deve ao fato de o gráfico considerar a área de troca térmica adicional proporcionada por uma relação de 400 aletas a cada 1 metro de tubo. Dessa forma, verificando o comprimento de tubo necessário em função do fluxo de ar, obtemos a relação observada na figura 17.

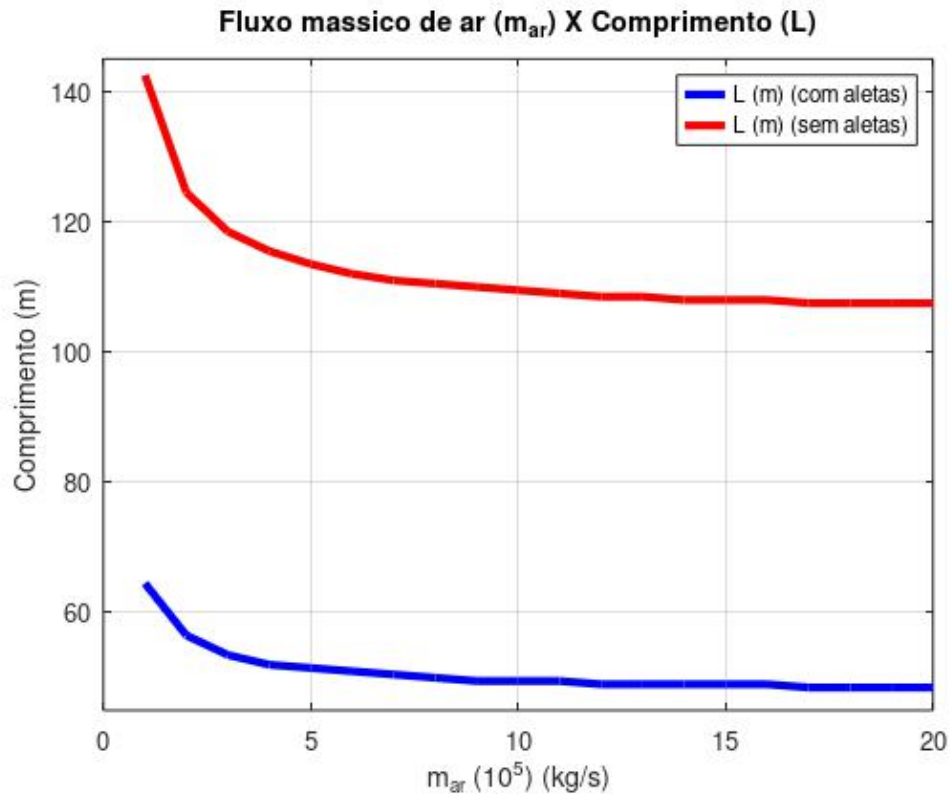


Figura 17. Gráfico do comprimento dos tubos pelo fluxo de ar.

Com esse gráfico, é possível observar que a redução no comprimento necessário de tubo é drástica com a inserção de aletas, onde o tubo aletado precisa de, no máximo, 64,5 metros e o tubo sem aletas de, no mínimo, 107,5 metros para a mesma faixa de fluxo de ar.

Agora, em relação ao fluxo de vapor que pode ser escoado pelo condensador em função do fluxo de ar e ainda assim mantendo as condições operacionais exigidas, com o valor mínimo de área de troca térmica encontrado no gráfico do condensador com aletas ( $19,39 \text{ m}^2$ ), obtém-se o gráfico apresentado na figura 18.

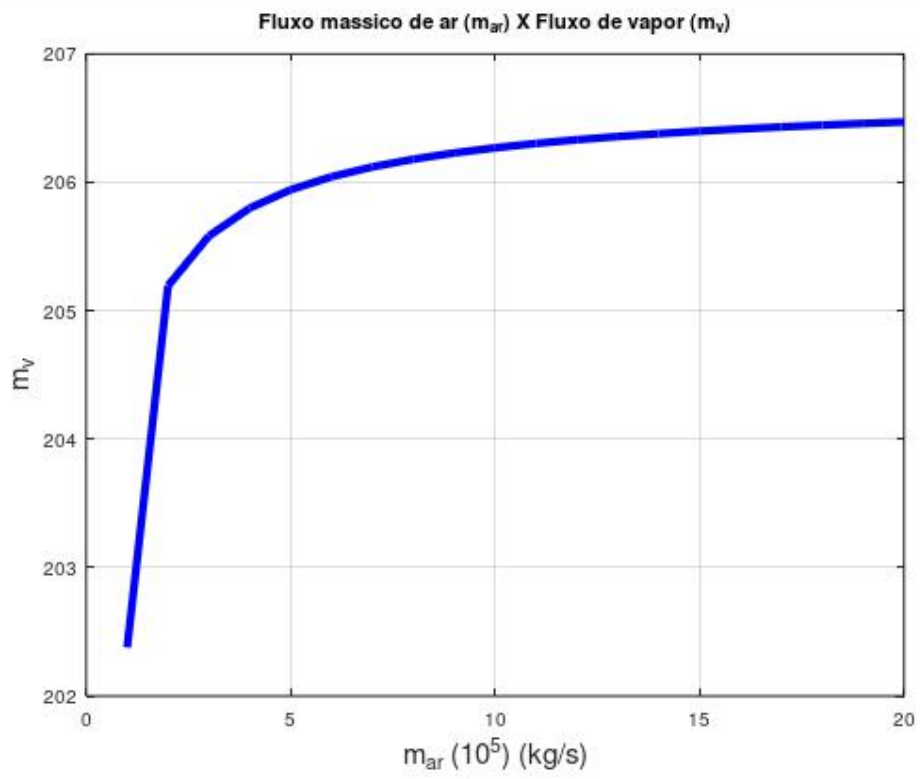


Figura 18. Fluxo de vapor pelo fluxo de ar.

Esse gráfico, em conjunto com os anteriores, demonstra que a partir do valor de  $100.000 \text{ kg/s}$  de fluxo de ar, não existem variações significativas tanto na área de troca térmica necessária quanto no fluxo de vapor condensado.

## 5. CONCLUSÃO

O estudo realizado permitiu prever, de maneira analítica, características de projeto para um condensador resfriado a ar que poderá ser instalado em um ciclo combinado de 826 MW de geração. Através da ferramenta *Octave*, foi calculado parâmetros de área de troca térmica e fluxo de vapor em função do fluxo mássico de ar, utilizando um condensador úmido já instalado em uma usina de ciclo combinado com a mesma capacidade de geração, como base para parâmetros operacionais.

Com relação a área de troca térmica, foi observado que a utilização de aletas reduz o tamanho do condensador devido ao acréscimo de área de troca térmica obtida em um comprimento menor, dessa forma, a utilização de aletas é bastante vantajosa para plantas com espaço limitado para instalação de equipamentos. Levando em conta que a área de troca térmica do condensador úmido é de 22.822,4 m<sup>2</sup> (19.560 tubos lisos de 1 polegada e 12,32 m de comprimento), e o *Air Cooled Condenser*, necessita de, no máximo, 25,8 m<sup>2</sup>, essa afirmação se torna mais clara. Vale ressaltar que a capacidade de se inserir um fluxo de fluido refrigerante muito maior no caso do condensador resfriado a ar, é um importante contribuinte para essa menor área, também.

O estudo do fluxo de vapor condensado, ressaltou algo já observado nos gráficos das áreas. A partir do valor de 1.000.000 kg/s, o aumento do fluxo de vapor condensado, bem como a diminuição da área de troca térmica, é irrisório, tornando o gasto de energia extra desvantajoso para o sistema.

Desta maneira, é possível afirmar que, ao se levar em consideração somente a troca térmica, é possível e vantajoso a instalação do condensador resfriado a ar, devido a economia de água e a redução no tamanho do equipamento. No entanto, a vazão de ar necessária é muito elevada, sendo talvez impraticável devido ao consumo de energia dos ventiladores que proporcionarão esta vazão, fazendo-se assim necessário um estudo para avaliar essa aplicabilidade, sendo possível uma configuração híbrida em que parte do resfriamento é feito a ar e parte com água.

## REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA BRASIL, 2021. Governo contrata 4,6 GW de potência em leilão de reserva de energia. 24 dez. 21 <<https://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2021-12/governo-contrata-46-gw-de-potencia-em-leilao-de-reserva-de-energia>>. Acesso em: 03 jan. 2023
- BAWEJA, M.; BATARIA, V. N.; A Reviw on Performece Analysis of Air-Cooled Condenser under Various Atmospheric Conditions. IJMER, 2013.
- BERGMAN, T. L.; DEWITT, D. P.; INCROPERA, F. P.; LAVINE, A. S.; Fundamentos de transferência de calor e de massa, 7ª ed., Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2014.
- CASTRO, F. S.; PIMENTA, C. C. N.; Estudo sobre a Influência da Pressão de Condensação no Desempenho de Ciclos de Refrigeração. Universidade de Rio Verde, 2016.
- COSTA, A. L. H.; MELLO, R. S.; Simulação Numérica de um Condensador a Ar. Universidade Estadual do Rio de Janeiro, 2014.
- HOLMAN, J. P. Heat Transfer. 10th ed. New York: McGraw-Hill, 2010.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; Heat exchangers Selection, Rating and Thermal Design. 2nd Ed. [s. n.], CRC, 2002.
- Octave. Version 6.3.0. James B. Rawlings, 1994. Disponível em: <<https://octave.org/download>>. Acesso em: 22 Novembro de 2022
- POULLIKKAS, A.; HADJIPASCHALIS, I.; KOURTIS, G.; A Comparative Overview of Wet and Dry Cooling Systems for Rankine Cycle Based CSP Plants, 2013.
- RUBBO, P. N.; Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor de um Condensador do Tipo Casco e Tubo de um Chiller por Adsorção de Amônia em NaBr. Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.
- SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P.; Fundamentals of Heat Exchanger Design. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- THULUKKANAM, K.; Heat Exchanger Design Handbook. 2nd Ed., CRC, 2013.

## APÊNDICE I – MÉTODO ITERATIVO PARA ÁREA DE TROCA TÉRMICA

```

1  clc
2  clear all
3  close all
4  warning('off', 'Octave:possible-matlab-short-circuit-operator');
5
6  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
7
8  K      = 10^3;
9  M      = 10^6;
10
11 %DADOS DE ENTRADA DO VAPOR-ÁGUA% %TABELA A6% (T=315 K e P=0,08132 bar)%
12
13 h_vg   = 2402*K; % (J/kg) % %Coeficiente convectivo de mudança de fase%
14 c_pv   = 1.88*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico do vapor%
15 c_pl   = 4.179*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico da água%
16 T_vs   = (42+273); % (K) % %Temperatura de saturação%
17 k_l    = 634/K; % (W/mK) % %Coeficiente de condutividade (água)%
18 p_v    = 0.056; % (kg/m^3) % %Densidade (vapor)%
19 p_l    = 10^(-3); % (kg/m^3) % %Densidade (água)%
20 Pr_l   = 4.16; % (cte.) % %Número de Prandtl (água)%
21 mi_v   = 9.69/M; % (Ns/m^2) % %Viscosidade (vapor)%
22 mi_l   = 631/M; % (Ns/m^2) % %Viscosidade (água)%
23
24 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
25
26 %DADOS DE ENTRADA DO AR% %TABELA A4% (T = 300 K)%
27
28 c_par   = 1.007*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico%
29 k_ar    = 26.3/K; % (W/mK) % %Coeficiente de condutividade%
30 mi_ar   = 1846/M; % (Ns/m^2) % %Viscosidade%
31 Pr_ar   = 0.707; % (cte.) % %Número de Prandtl%
32
33 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
34
35 %DADOS DE ENTRADA OPERACIONAIS%
36
37 m_v     = 203; % (kg/s) % %Fluxo mássico de vapor%
38 T_vin   = 46+273; % (°C) % %Temperatura de entrada do vapor no condensador%
39 T_vout  = 39+273; % (°C) % %Temperatura de saída do vapor no condensador%
40 T_arin  = 30+273; % (°C) % %Temperatura de entrada do ar no condensador%
41 T_arout = 32+273; % (K) %
42
43 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
44
45 %DADOS CONSTRUTIVOS DO CONDENSADOR%
46
47 De     = 0.0254; % (m) % %Diâmetro externo dos tubos%
48 Di     = 0.0204; % (m) % %Diâmetro interno dos tubos%
49 t      = 0.0050; % (m) % %Espessura dos tubos%
50 k_material = 21.9; % (W/(m*K)) % %Coeficiente de condutividade%
51 L_al   = 0.020; % (m) % %Comprimento da aleta%
52 r_in   = Di/2; % (m) % %raio interno do tubo%
53 r_ex   = De/2; % (m) % %raio externo do tubo%
54 t_a    = 0.0050; % (m) % %espessura das aletas%
55 w      = 0.020; % (m) % %largura das aletas%
56
57 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
58
59
60 %TAXA DE CALOR ESTÁGIOS B-C%
61
62 q_bc   = m_v*(c_pv*(T_vs - T_vout) + h_vg); % (kW) %
63
64 %TAXA DE CALOR NO ESTÁGIO C%
65
66 q_c    = m_v*c_pl*(T_vs - T_vout); % (kW) %
67
68
69 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
70
71 %COEFICIENTE CONVECTIVO DO VAPOR-ÁGUA%
72
73 Re_l   = (4*m_v)/(pi*Di*mi_l);

```

```

74
75 Re_v      = (4*m_v)/(pi*Di*mi_v);
76
77 h_v       = (k_l*0.026*(Pr_l^(1/3))*(Re_l + Re_v*(p_l/p_v)^(1/2))^0.8)/Di;
78
79
80 %ÁREA POR FLUXO DE AR (MÉTODO ITERATIVO)%
81
82 M_ar1     = [];
83 A_totall  = [];
84 L_totall  = [];
85 U_totall  = [];
86
87 Q_1      = [];
88
89 m_ar_min  = 10*10^(4);      %(kg/s)%
90 m_ar_max  = 20*10^(5);      %(kg/s)%
91 dm_ar     = 10*10^(4);      %(kg/s)%
92
93 m_ar      = m_ar_min - dm_ar;
94
95 i         = 0;
96
97 while m_ar < m_ar_max
98
99     i     = i+1;
100    m_ar  = m_ar + dm_ar; %(kg/s)%
101    M_ar1(i) = m_ar/(10^5);
102
103 %TEMPERATURA DE SAÍDA DO AR DO ESTÁGIO C%
104
105 T_arinB  = (q_c/(m_ar*c_par)) + T_arin;
106
107 %TEMPERATURA DE SAÍDA DO AR DO ESTÁGIO B%
108
109 T_arinA  = (q_bc/(m_ar*c_par)) + T_arin;
110
111 %COEFICIENTE DE CONVECTIVO DO AR%
112
113 Re_Dar   = (4*m_ar)/(pi*De*mi_ar);
114
115 Nu_Dar   = 0.023*(Re_Dar^(4/5))*Pr_ar^0.3;
116
117 h_ar     = (Nu_Dar*k_ar)/De;
118
119
120 %ÁREA (ESTÁGIO A)%
121
122 L_A      = 0.5;
123
124 T_voutA  = T_vin;
125
126 while T_voutA > T_vsat
127
128     N_A   = 400*L_A;
129
130     A_inA = 2*pi*r_in*L_A;
131
132     A_baseA = 2*pi*r_ex*L_A - N_A*t_a*w;
133
134     Lc    = L_al + t_a/2;
135
136     A_alA = 2*N_A*w*Lc;
137
138     A_exA = A_alA + A_baseA;
139
140     m_alA = ((2*h_ar)/(k_material*t_a))^(1/2);
141
142     n_aA  = (tanh(m_alA*L_al))/m_alA*L_al;
143
144     n_exA = 1 - (A_alA/A_exA)*(1 - n_aA);
145
146     R_inA = (1/(h_v*A_inA));

```



```

147
148     R_matA = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_A*k_material);
149
150     R_exA = 1/(n_exA*h_ar*A_exA);
151
152     U_A = 1/(R_inA + R_matA + R_exA);
153
154
155     T_voutA = T_arinA + (T_vin -
T_arout)*exp(-U_A*A_exA*((1/(m_v*c_pv))+(1/(m_ar*c_par))));
156
157     if T_voutA > T_vsat
158
159         L_A = L_A + 0.5;
160
161     else
162
163         L_A = L_A;
164
165         A_A = A_exA;
166
167     endif
168
169
170
171 endwhile
172
173 %ÁREA (ESTÁGIO B)%
174
175 L_B = 0.5;
176
177 T_aroutB = 1.1*T_arinA;
178
179 while T_aroutB > T_arinA
180
181     N_B = 400*L_B;
182
183     A_inB = 2*pi*r_in*L_B;
184
185     A_baseB = 2*pi*r_ex*L_B - N_B*t_a*w;
186
187     Lc = L_al + t_a/2;
188
189     A_alB = 2*N_B*w*Lc;
190
191     A_exB = A_alB + A_baseB;
192
193     m_alB = ((2*h_ar)/(k_material*t_a))^(1/2);
194
195     n_aB = (tanh(m_alB*L_al))/m_alB*L_al;
196
197     n_exB = 1 - (A_alB/A_exB)*(1 - n_aB);
198
199     R_inB = (1/(h_v*A_inB));
200
201     R_matB = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_B*k_material);
202
203     R_exB = 1/(n_exB*h_ar*A_exB);
204
205     U_B = 1/(R_inB + R_matB + R_exB);
206
207
208     T_aroutB = T_vsat - (T_vsat - T_arinB)*(exp(U_B*A_exB/(m_ar*c_par)));
209
210     if T_aroutB > T_arinA
211
212         L_B = L_B + 0.5;
213
214     else
215
216         L_B = L_B;
217
218         A_B = A_exB;

```



```

291 A_total2 = [];
292 L_total2 = [];
293 U_total2 = [];
294
295 Q_2      = [];
296
297 m_ar_min = 10*10^(4);      %(kg/s)%
298 m_ar_max = 20*10^(5);      %(kg/s)%
299 dm_ar    = 10*10^(4);      %(kg/s)%
300
301 m_ar     = m_ar_min - dm_ar;
302
303 i        = 0;
304
305 while m_ar < m_ar_max
306
307     i      = i+1;
308     m_ar   = m_ar + dm_ar; %(kg/s)%
309     M_ar2(i) = m_ar/(10^5);
310
311     %TEMPERATURA DE SAÍDA DO AR DO ESTÁGIO C%
312
313     T_arinB = (q_c/(m_ar*c_par)) + T_arin;
314
315     %TEMPERATURA DE SAÍDA DO AR DO ESTÁGIO B%
316
317     T_arinA = (q_bc/(m_ar*c_par)) + T_arin;
318
319     %COEFICIENTE DE CONVECTIVO DO AR%
320
321     Re_Dar  = (4*m_ar)/(pi*De*mi_ar);
322
323     Nu_Dar  = 0.023*(Re_Dar^(4/5))*Pr_ar^0.3;
324
325     h_ar    = (Nu_Dar*k_ar)/De;
326
327
328
329
330     %ÁREA (ESTÁGIO A)%
331
332
333     L_A     = 0.5;
334
335     T_voutA = T_vin;
336
337     while T_voutA > T_vsats
338
339         A_inA  = 2*pi*r_in*L_A;
340
341         A_exA  = 2*pi*r_ex*L_A;
342
343         R_inA  = (1/(h_v*A_inA));
344
345         R_matA = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_A*k_material);
346
347         R_exA  = 1/(h_ar*A_exA);
348
349         U_A    = 1/(R_inA + R_matA + R_exA);
350
351
352         T_voutA = T_arinA + (T_vin -
353             T_arout)*exp(-U_A*A_exA*((1/(m_v*c_pv))+(1/(m_ar*c_par))));
354
355         if T_voutA > T_vsats
356             L_A = L_A + 0.5;
357
358         else
359
360             L_A = L_A;
361
362             A_A = A_exA;

```

```

363
364     endif
365
366
367
368 endwhile
369
370
371 %ÁREA (ESTÁGIO B)%
372
373 L_B      = 0.5;
374
375 T_aroutB = 1.1*T_arinA;
376
377 while T_aroutB > T_arinA
378
379     A_inB  = 2*pi*r_in*L_B;
380
381     A_exB  = 2*pi*r_ex*L_B;
382
383     R_inB  = (1/(h_v*A_inB));
384
385     R_matB = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_B*k_material);
386
387     R_exB  = 1/(h_ar*A_exB);
388
389     U_B    = 1/(R_inB + R_matB + R_exB);
390
391     T_aroutB = T_vsat - (T_vsat - T_arinB)*(exp(U_B*A_exB/(m_ar*c_par)));
392
393     if T_aroutB > T_arinA
394
395         L_B  = L_B + 0.5;
396
397     else
398
399         L_B  = L_B;
400
401         A_B  = A_exB;
402
403     endif
404
405 endwhile
406
407
408 %ÁREA DO ESTÁGIO C%
409
410 L_C      = 0.5;
411
412 T_voutC  = 1.1*T_vsat;
413
414 while T_voutC > T_vout
415
416     A_inC  = 2*pi*r_in*L_C;
417
418     A_exC  = 2*pi*r_ex*L_C;
419
420     R_inC  = (1/(h_v*A_inC));
421
422     R_matC = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_C*k_material);
423
424     R_exC  = 1/(h_ar*A_exC);
425
426     U_C    = 1/(R_inC + R_matC + R_exC);
427
428     T_voutC = T_arin + (T_vsat -
T_arinB)*exp(-U_C*A_exC*((1/(m_v*c_pl))+(1/(m_ar*c_par))));
429
430     if T_voutC > T_vout
431
432         L_C  = L_C + 0.5;
433
434     else

```

```

435
436     L_C     = L_C;
437
438     A_C     = A_exC;
439
440
441     endif
442 endwhile
443
444
445     L       = L_A + L_B + L_C;
446     L_total2(i) = L;
447     A       = A_A + A_B + A_C;
448     A_total2(i) = A;
449     U       = U_A + U_B + U_C;
450     U_total2(i) = U;
451
452     q       = m_v*(c_pv*(T_vin - T_voutC) + h_vg);
453     Q_2(i) = q;
454
455 endwhile
456
457 %%%% GRÁFICO %%%%
458
459 A_total1=A_total1
460
461 figure
462 hold on
463 plot(M_ar1,A_total1,'-b','linewidth',3)
464 plot(M_ar2,A_total2,'-r','linewidth',3)
465 xlabel('m_{ar} (10^5) (kg/s)','FontSize',15)
466 ylabel('Área (m^2)','FontSize',15)
467 xlim([0 20])
468 ylim([7 27])
469 leg = legend('A (m^2) (com aletas)','A (m^2) (sem aletas)');
470 set(leg,'FontSize',15)
471 set(leg,'Location','northeast')
472 set(gca,'FontSize',13)
473 box on
474 hold off
475 title('Fluxo massico de ar (m_{ar}) X Área de troca térmica (A)')
476
477 figure
478 hold on
479 plot(M_ar1,L_total1,'-b','linewidth',3)
480 plot(M_ar2,L_total2,'-r','linewidth',3)
481 xlabel('m_{ar} (10^5) (kg/s)','FontSize',15)
482 ylabel('Comprimento (m)','FontSize',15)
483 xlim([0 20])
484 ylim([45 145])
485 leg = legend('L (m) (com aletas)','L (m) (sem aletas)');
486 set(leg,'FontSize',15)
487 set(leg,'Location','northeast')
488 set(gca,'FontSize',13)
489 box on
490 hold off
491 title('Fluxo massico de ar (m_{ar}) X Comprimento (L)')
492

```

## APÊNDICE II - MÉTODO ITERATIVO PARA FLUXO MÁSSICO DE VAPOR

```

1  clc
2  clear all
3  close all
4  warning('off', 'Octave:possible-matlab-short-circuit-operator');
5
6  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
7
8  K      = 10^3;
9  M      = 10^6;
10
11 %DADOS DE ENTRADA DO VAPOR-ÁGUA% %TABELA A6% (T=315 K e P=0,08132 bar)%
12
13 h_vg   = 2402*K; % (J/kg) % %Coeficiente convectivo de mudança de fase%
14 c_pv   = 1.88*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico do vapor%
15 c_pl   = 4.179*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico da água%
16 T_ysat = (42+273) % (K) % %Temperatura de saturação%
17 k_l    = 634/K; % (W/mK) % %Coeficiente de condutividade (água)%
18 k_v    = 20.7/K; % (W/mK) % %Coeficiente de condutividade (vapor)%
19 p_v    = 0.056; % (kg/m³) % %Densidade (vapor)%
20 p_l    = 10^(-3); % (kg/m³) % %Densidade (água)%
21 Pr_l   = 4.16; % (cte.) % %Número de Prandtl (água)%
22 Pr_v   = 0.883; % (cte.) % %Número de Prandtl (vapor)%
23 mi_v   = 9.69/M; % (Ns/m²) % %Viscosidade (vapor)%
24 mi_l   = 631/M; % (Ns/m²) % %Viscosidade (água)%
25
26 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
27
28 %DADOS DE ENTRADA DO AR% %TABELA A4% (T = 300 K)%
29
30 c_par   = 1.007*K; % (J/kgK) % %Coeficiente calorífico%
31 k_ar    = 26.3/K; % (W/mK) % %Coeficiente de condutividade%
32 mi_ar   = 1846/M; % (Ns/m²) % %Viscosidade%
33 Pr_ar   = 0.707; % (cte.) % %Número de Prandtl%
34
35 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
36
37 %DADOS DE ENTRADA OPERACIONAIS%
38
39 m_v     = 203; % (kg/s) % %Fluxo mássico de vapor%
40 T_vin   = 46+273; % (°C) % %Temperatura de entrada do vapor no condensador%
41 T_vout  = 39+273; % (°C) % %Temperatura de saída do vapor no condensador%
42 T_arin  = 30+273; % (°C) % %Temperatura de entrada do ar no condensador%
43
44 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
45
46 %DADOS CONSTRUTIVOS DO CONDENSADOR%
47
48 De      = 0.0254; % (m) % %Diâmetro externo dos tubos%
49 Di      = 0.0204; % (m) % %Diâmetro interno dos tubos%
50 t       = 0.0050; % (m) % %Espessura dos tubos%
51 k_material = 21.9; % (W/(m*K)) % %Coeficiente de condutividade%
52 L_al    = 0.020; % (m) % %Comprimento da aleta%
53 r_in    = Di/2; % (m) % %Raio interno do tubo%
54 r_ex    = De/2; % (m) % %Raio externo do tubo%
55 t_a     = 0.0050; % (m) % %Espessura das aletas%
56 w       = 0.020; % (m) % %Largura das aletas%
57
58 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
59
60
61
62 %ÁREA POR FLUXO DE AR (MÉTODO ITERATIVO)%
63
64 M_ar    = [];
65 M_v     = [];
66
67 m_ar_min = 10*10^(4); % (kg/s) %
68 m_ar_max = 20*10^(5); % (kg/s) %
69 dm_ar    = 10*10^(4); % (kg/s) %
70
71 m_ar     = m_ar_min - dm_ar;
72
73 i        = 0;

```

```

74
75 T_arout = 305;
76
77 A_exC = 12.594;
78
79 A_inC = 2.0188;
80
81 m_v = 20;
82
83 L_C = A_inC/(2*pi*r_in);
84
85 T_aroutC = 303;
86
87 while m_ar < m_ar_max
88
89     i = i+1;
90     m_ar = m_ar + dm_ar % (kg/s)
91     M_ar(i) = m_ar/(10^5);
92
93     Re_l = (4*m_v)/(pi*Di*mi_l);
94
95     Re_v = (4*m_v)/(pi*Di*mi_v);
96
97     h_v = (k_l*0.026*(Pr_l^(1/3))*(Re_l + Re_v*(p_l/p_v)^(1/2))^0.8)/Di;
98
99     Re_Dar = (4*m_ar)/(pi*De*mi_ar);
100
101     Nu_Dar = 0.023*(Re_Dar^(4/5))*Pr_ar^0.3;
102
103     h_ar = (Nu_Dar*k_ar)/De;
104
105     R_inC = 1/(h_v*A_inC);
106
107     R_matC = log(r_ex/r_in)/(2*pi*L_C*k_material);
108
109     N_C = 400*L_C;
110
111     Lc = L_al + t_a/2;
112
113     A_alC = 2*N_C*w*Lc;
114
115     m_alC = ((2*h_ar)/(k_material*t_a))^(1/2);
116
117     n_aC = (tanh(m_alC*L_al))/m_alC*L_al;
118
119     n_exC = 1 - (A_alC/A_exC)*(1 - n_aC);
120
121     R_exC = 1/(n_exC*h_ar*A_exC);
122
123     U_C = 1/(R_inC + R_matC + R_exC)
124
125
126     Fator1 = 1/(m_ar*c_par)
127     Fatorx = (T_vout - T_arin)/(T_vsats - T_aroutC)
128     Fator2 = (log(Fatorx))/(U_C*A_exC)
129
130     m_v = (1/(c_pl*(-Fator1 - Fator2)))
131
132     M_v(i) = m_v;
133
134 endwhile
135
136
137 %%%%%%%%% GRÁFICO %%%%%%%%%
138
139 figure
140 hold on
141 plot(M_ar,M_v,'-b','linewidth',3)
142 xlabel('m_{ar} (10^5) (kg/s)','FontSize',15)
143 ylabel('m_{v}','FontSize',15)
144 %xlim([10^4 20*10^5])
145 box on
146 hold off

```

```
147 title('Fluxo massico de ar (m_{ar}) X Fluxo de vapor (m_{v})')
```