

KARINA DE PAULA SILVA

**ESTUDO NUMÉRICO DO SISTEMA DE CONFORTO  
TÉRMICO EM UMA AERONAVE**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
2021

KARINA DE PAULA SILVA

**ESTUDO NUMÉRICO DO SISTEMA DE CONFORTO  
TÉRMICO EM UMA AERONAVE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de graduado em Engenharia Aeronáutica.

Orientador: Pr. Dr. João Rodrigo Andrade

Uberlândia  
2021

KARINA DE PAULA SILVA

## **ESTUDO NUMÉRICO DO SISTEMA DE CONFORTO TÉRMICO EM UMA AERONAVE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Universidade Federal de Uberlândia, como  
requisito parcial para a obtenção do título de  
graduado em Engenharia Aeronáutica.

### **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade

---

Prof. Diego Alves de Moro Martins

---

Eng. Aeron. Lohanna Ferreira Paiva

**Uberlândia, 10 de novembro de 2021.**

## **AGRADECIMENTOS**

Sou grato à minha família pelo apoio que sempre me deram durante toda a minha vida, principalmente aos meus pais, Cheily e Cláudio.

Deixo um agradecimento especial ao meu orientador pelo incentivo e pela dedicação do seu escasso tempo ao meu projeto de pesquisa.

Também quero agradecer à Universidade Federal de Uberlândia e a todos os professores do meu curso pela elevada qualidade do ensino oferecido.

Ao meu filho Pedro, minhas amigas Lohanna, Lorryne, Marina e ao meu amigo Robson, obrigada!

SILVA, K. P. **Estudo numérico do sistema de conforto térmico em uma aeronave.** 2021. 81 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2021.

## **RESUMO**

É de vital importância o condicionamento do ar injetado nos locais frequentados com passageiros e tripulação. Além do papel de atividade básica à vida, esse procedimento visa o conforto térmico nestes ambientes. Nesta linha, o presente trabalho buscará estudar de forma numérica o sistema de conforto térmico de uma aeronave. Uma das análises cabíveis a isso, é a validação do comportamento térmico de um sistema de trocador de calor aeronáutico, de forma a comparar a teoria com a análise numérica de forma integral. O objetivo principal deste trabalho é modelar, analisar e estimar a troca de energia térmica em um trocador de calor principal do sistema de condicionamento de ar de uma aeronave tendo como base as trocas térmicas ocorrendo na mesma. Será utilizado um modelo através de ferramentas numéricas a fim de compreender a relação entre os dados de entrada e saída.

**Palavras-chave:** Aeronave. Trocadores de calor. Sistema de controle ambiental.

SILVA, K. P. **Estudo numérico do sistema de conforto térmico em uma aeronave.** 2021. 81 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Aeronáutica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2021.

### **ABSTRACT**

It is vitally important to condition the injected air in places frequented with passengers and crew. In addition to the role of basic life activity, this procedure aims at thermal comfort in these environments. In this line, the present work will seek to study numerically the thermal comfort system of an aircraft. One of the appropriate analyzes is the validation of the thermal behavior of an aeronautical heat exchanger system, in order to compare the theory with the numerical analysis in an integral way. The main objective of this work is to model, analyze and estimate the thermal energy exchange in an aircraft air conditioning system heat exchanger based on the thermal exchanges occurring in the aircraft. A model using numerical tools will be used in order to understand the relationship between input and output data.

**Keywords:** Aircraft. Heat exchangers. Environmental control system.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Figura 1</b> – Princípio de um trocador de calor	16
<b>Figura 2</b> – Classificação de trocadores de calor principal baseada nas características de construção/geometria	18
<b>Figura 3</b> – O esquema de um trocador de calor casca e tubo	19
<b>Figura 4</b> – Trocadores de calor de placa vedada	21
<b>Figura 5</b> – Diferentes padrões de placa	22
<b>Figura 6</b> – Trocador de calor de superfície estendida	23
<b>Figura 7</b> – Desenho esquemático do trocador de calor de aleta de placa de fluxo cruzado	23
<b>Figura 8</b> – Tipos de geometria de superfície de trocador de calor de aleta de placa aletada	24
<b>Figura 9</b> – Trocador de calor de a)Tubo com aletas planas e b) tubos com aletas individualmente	25
<b>Figura 10</b> – Motor gás-turbina com recuperador	27
<b>Figura 11</b> – Arranjos de escoamento em trocadores de tubo duplo e seus perfis de temperatura associados	28
<b>Figura 12</b> – Disposição do escoamento com correntes cruzadas com ambos os fluídos não misturados	29
<b>Figura 13</b> – Perfil de temperatura para um trocador com configuração contracorrente	30
<b>Figura 14</b> – Sistema de ar condicionado da aeronave A320	32
<b>Figura 15</b> – Ilustração da SCA de uma aeronave	32
<b>Figura 16</b> – Topologia de SCA de uma aeronave	33
<b>Figura 17</b> – Máquina de ciclo de ar	34
<b>Figura 18</b> – Vista do pack com entrada de ar RAM triangular	35
<b>Figura 19</b> – Esquema do <i>bootstrap pack</i> do ar condicionado A320 quando a aeronave está no solo	36
<b>Figura 20</b> – Trocador de calor primário	37
<b>Figura 21</b> – Trocador de calor principal/secundário	38
<b>Figura 22</b> – Extrator de água	38
<b>Figura 23</b> – Esquema do pack de ar-condicionado em voo	39

<b>Figura 24</b> – Temperatura do ar de sangria nos componentes do <i>pack</i> de ar condicionado	40
<b>Figura 25</b> – Exemplo de um sistema de geração e distribuição de ar de aeronave	41
<b>Figura 26</b> – Compartimento/Componentes do Ar Condicionado	42
<b>Figura 27</b> – Esquema de componentes do sistema de ar condicionado das aeronaves A319, A320 e A321	43
<b>Figura 28</b> – O painel frontal do ar condicionado A320, com o seletor de fluxo do pacote destacado	43
<b>Figura 29</b> – Um esquema do ar condicionado e ventilação A320	44
<b>Figura 30</b> – “Pack” de ar condicionado A320 instalado no compartimento de ar condicionado na parte inferior da aeronave	45
<b>Figura 31</b> – Diagrama dos componentes do pacote quente, instalados em uma aeronave que está conduzindo calor para os dutos de entrada e exaustão de ar “ram” (dutos rasterizados em cinza)	45
<b>Figura 32</b> – Ciclo ideal básico do sistema cíclico de refrigeração do ar de uma aeronave	47
<b>Figura 33</b> – Desenho esquemático do pack de ar-condicionado do A320 com as dimensões do trocador de calor principal	51
<b>Figura 34</b> – Processo de transferência de calor do trocador de calor de placas	51
<b>Figura 35</b> – Modelo simplificado	52
<b>Figura 36</b> – Fator de correção para um trocador de calor de escoamento, com passe único, com os fluídos não-misturados	59
<b>Figura 37</b> – Gráfico de eficácia para trocador de calor de fluxo cruzado – fluxo cruzado de ambos os fluídos não-misturados	60
<b>Figura 38</b> – Visão geral das escalas características do problema: microescala, macroescala e escala real	64
<b>Figura 39</b> – Detalhe da malha para os cálculos em <i>downscaling</i>	67
<b>Figura 40</b> – Configuração A de entrada e saída dos fluídos	67
<b>Figura 41</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para configuração A	68
<b>Figura 42</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 600 iterações para configuração A	69
<b>Figura 43</b> – Configuração B de entrada e saída dos fluídos	70

<b>Figura 44</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para configuração B	71
<b>Figura 45</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 600 iterações para configuração B	71
<b>Figura 46</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 20.000 iterações para a configuração B	72
<b>Figura 47</b> – Configuração C de entrada e saída dos fluídos	73
<b>Figura 48</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para a configuração C	74
<b>Figura 49</b> – Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 500 iterações para a configuração C	75

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Materiais, fluídos e tamanhos comumente utilizados em trocadores de calor na aviação	46
<b>Tabela 2</b> – Dados obtidos pelo EES para o fluído ar quente	53
<b>Tabela 3</b> – Dados obtidos pelo EES para o fluído ar frio	54
<b>Tabela 4</b> – Dados de operação observadas no pack SCA do B767	55
<b>Tabela 5</b> – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor	57
<b>Tabela 6</b> – Número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar para tubos de diferentes seções transversais	62

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>15</b>
2.1 TROCADORES DE CALOR	15
2.1.1 Trocadores de calor tubulares	18
2.1.2 Trocadores de calor de placas	20
2.1.3 Trocadores de calor de placa aletada	22
2.2 TROCADORES DE CALOR REGENERATIVO	25
2.3 TIPOS DE ARRANJO DE ESCOAMENTO	27
2.4 QUALIDADE DO AR DA CABINE NO PROJETO DE CONTROLE AMBIENTAL DA AERONAVE	30
2.5 OPERAÇÃO DO PACK DE AR CONDICIONADO	33
2.6 MATERIAIS UTILIZADOS	45
2.7 CICLOS SIMPLES DE BRYTON	47
<b>3. METODOLOGIA</b>	<b>50</b>
3.1 CARACTERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO	50
3.2 MODELO FÍSICO PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	51
3.3 ANÁLISE PRELIMINAR DA ESTIMATIVA DA ÁREA	52
3.4 MÉTODO DO FATOR DE CORREÇÃO	58
3.5 DIMENSIONAMENTO PELO MÉTODO DE $\epsilon$ -NUT	60
3.6 <i>DOWNSCALING</i> DO SISTEMA	63
3.7 SIMULAÇÃO NUMÉRICA	66
3.8 CONDIÇÕES DE CONTORNO DA MALHA E MODELOS ADOTADOS	67
<b>4. CONCLUSÃO</b>	<b>76</b>
<b>5. REFERÊNCIAS</b>	<b>78</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A cabine da aeronave de passageiros é um espaço estreito e fechado, geralmente com alta densidade populacional. Devido à longa duração do voo hoje em dia, o conforto térmico do passageiro torna-se um fator essencial a ser considerado na fase de projeto, que deve priorizar se o corpo humano está satisfeito com o ambiente térmico circundante (SADRIZADEH, 2019).

Além disso, o conforto térmico possui um aspecto significativo nas questões relacionadas à cabine e tornou-se um fator-chave de competição de mercado para o setor de aviação civil. Com o rápido desenvolvimento de grandes fabricantes de aeronaves, como Boeing e Airbus, vêm aprimorando o nível de conforto de suas cabines para atender a essa demanda. No entanto, o ambiente na cabine é muito diferente do ambiente da construção de superfície.

Atualmente, existem diversos tipos de pesquisa que estão relacionadas e revisões de literatura sobre o conforto térmico de ambientes internos em edificações terrestres. Em contrapartida, são poucas as que tem como objeto de estudo o conforto térmico em ambientes de cabine de aeronaves.

Infelizmente, informações técnicas detalhadas sobre sistemas de ar condicionado aeronáutico são difusas e a literatura disponível é relativamente escassa. Além disso, na maioria dos casos, alguns aspectos do desenvolvimento do sistema estão sujeitos a informações proprietárias e/ou confidenciais. As aplicações aeronáuticas de sistemas de ar condicionado diferem significativamente dos usos fixos, fator que reduz sobremaneira a literatura disponível sobre o assunto.

Este trabalho, portanto, é uma tentativa de adotar simulações numéricas e Dinâmicas de Fluídos Computacional (CFD) para calcular a eficácia de um trocador de calor do sistema de ar condicionado para a aeronave A320. Nas seções a seguir, serão abordados os aspectos relacionados à tecnologia, arranjos de projeto, funcionamento, desempenho e seleção de tais sistemas. Além disso, a necessidade de um requisito de sistema de ar condicionado é explicada, incluindo o uso de fluxo de ar externo de fora para atuar como uma fonte de resfriamento (conhecido em termos técnicos de aviação como ar RAM).



## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os estudos de conforto térmico se iniciaram devido a necessidade de um ambiente térmico adequado às atividades humanas, além de estabelecer uma metodologia e princípios para uma análise detalhada de análise térmica de um determinado ambiente (LAMBERTS, 2016).

Apesar do crescente desenvolvimento de tecnologias que promovem cabines cada vez mais ergonômicas e confortáveis, também deve-se levar em consideração outros fatores internos e externos como impacto no bem-estar dos passageiros e da tripulação.

Os fatores externos incluem a velocidade de voo, altitude da aeronave, temperatura atmosférica, umidade, pressão, radiação solar e as condições dos compartimentos adjacentes, por exemplo, quando a aeronave possui divisões de classes de passageiros. Os fatores internos são principalmente as fontes de aquecimento, tais como: a carga térmica dos equipamentos aviônicos e elétricos e o calor liberado pelo corpo humano (FANG, 1999). O conhecimento da resposta transitória da cabine é importante para permitir o desenvolvimento de um sistema de ar condicionado e controle de temperatura estável.

Em velocidades de voo moderadas, os sistemas de motores de aviação, lubrificantes e diferentes equipamentos e sistemas de energia opcionais podem ser resfriados com trocadores de calor usando ar livre ou outras transportadoras. O projeto deve fornecer tanto a satisfação de tais requisitos de construção quanto a compensação de diferentes extensões térmicas das superfícies de troca de calor e do corpo, a compactação do trocador de calor e a possibilidade de montagem de trocadores de calor com o uso do equipamento existente de maneira confiável. Esses requisitos costumam ser contraditórios. É por isso que, ao projetar trocadores de calor, é muito importante determinar os critérios de otimalidade em cada caso particular (CAROZZA, 2017).

### 2.1 Trocadores de calor

Trocadores de calor são equipamentos fundamentais nas áreas de engenharia térmica, como refrigeração, refrigeração de sistemas de potência, refrigeração de

eletrônicos, ar condicionado e máquinas térmicas. Na engenharia da aviação, eles são cruciais na redução das temperaturas do combustível e, assim, no aumento da eficiência dos motores das aeronaves. A literatura sobre trocadores de calor para aviação é volumosa e continua a ser atualizada até hoje.

O trocador de calor transfere calor entre dois fluidos sem misturá-los. A dinâmica do trocador de calor depende de muitos fatores, como diferença de temperatura, área de transferência de calor, taxa de fluxo de fluidos, padrões de fluxo. O princípio básico do trocador de calor é mostrado na Figura 1:



**Figura 1:** Princípio de um trocador de calor (ORGEDA; YOSHI, 2021).

Conforme Ordega e Yoshi (2021), O terminal no qual entra a corrente quente e sai a corrente fria aquecida é chamado terminal quente. Denominando-se  $\theta_1$  a diferença de temperatura entre estas duas correntes, então, a diferença de temperaturas no terminal quente é dada por:

$$\theta_1 = T_{qen} - T_{fsai} \quad (1)$$

No outro extremo do trocador está o terminal frio, no qual entra a corrente fria e sai a corrente quente resfriada. A diferença de temperaturas entre estas duas correntes, no terminal frio, será dita  $\theta_2$ , e é dada por:

$$\theta_2 = T_{qsai} - T_{fen} \quad (2)$$

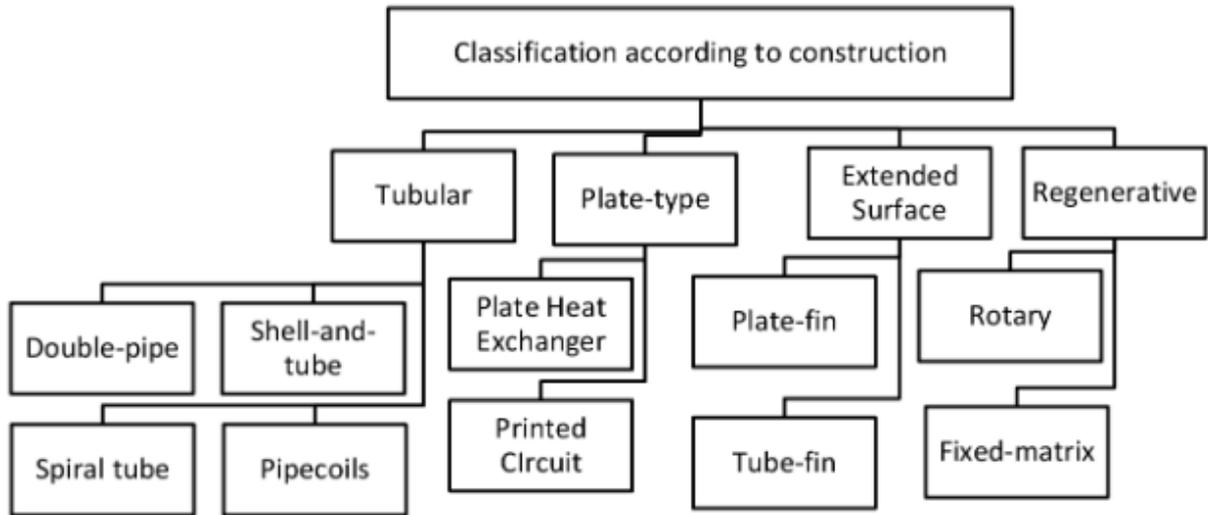
onde,  $T_{qen}$  é a temperatura de entrada do quente,  $T_{qsai}$  é a temperatura de saída do quente,  $T_{fen}$  é a temperatura de entrada do frio e  $T_{fsai}$  é a temperatura de saída do frio.

A integração entre as equações de projeto se faz de forma que a transferência de calor esteja relacionada com a média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT), a qual é calculada utilizando as diferenças de temperatura nos extremos do trocador ( $\theta_1$  e  $\theta_2$ ), dada por:

$$MLDT = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (3)$$

Trocadores de calor pequenos são particularmente adequados para as aplicações aeroespaciais devido ao seu menor peso, maior compactação e maior desempenho devido às superfícies de transferência de calor aprimoradas. Além disso, nas indústrias aeroespaciais, é dada atenção ao tamanho e peso sem comprometer os aspectos de desempenho, e esses trocadores de calor compactos são principalmente utilizados.

Há um grande número de tipos de trocadores de calor disponíveis no mercado, é possível classificá-los tanto quanto a sua densidade de superfície de transferência de calor e diâmetro hidráulico, quanto de acordo com o processo de transferência, ou seja, quanto ao arranjo de escoamento, e quanto a construção (Figura 2), que são os mais utilizados na indústria aeroespacial. Os dois últimos serão melhor discutidos a seguir:

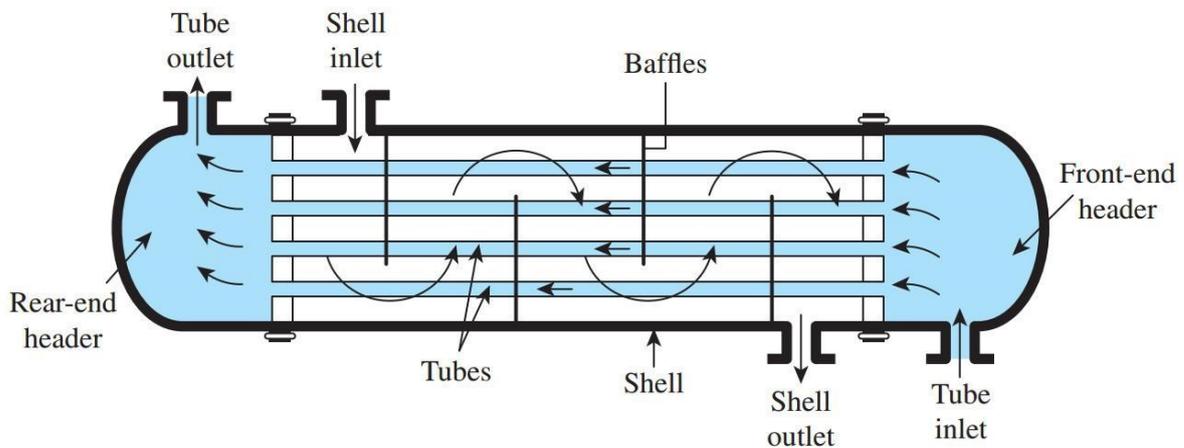


**Figura 2:** Classificação de trocadores de calor principal baseada nas características de construção/geometria de acordo com (ROHSENOW; HARTNETT; CHO; *et al.*, 1998; HESSELGREAVES, 2001; SHAH, 1994).

### 2.1.1 Trocadores de calor tubulares

Trocadores de calor tubulares consistem são comumente utilizados na indústria química e de refino de petróleo; como geradores de vapor, condensadores, aquecedores de água de alimentação de caldeiras e resfriadores de óleo em usinas de energia; como condensadores e evaporadores em algumas aplicações de ar condicionado e refrigeração em aplicações de recuperação de calor residual com recuperação e calor de líquidos e fluidos de condensação; e no controle ambiental (LEARN ENGINEERING, 2021).

Basicamente, sua estrutura consiste em vários tubos montados dentro de um casco cilíndrico, conforme Figura 3. Nestes, o fluxo é passado através de uma série de tubos de pequeno diâmetro, enquanto o um segundo fluido passa pela sua parte externa. Os fluidos podem ser tanto monofásicos quanto bifásicos e podem fluir em paralelo ou em arranjo cruzado/contra fluxo.



**Figura 3:** O esquema de um trocador de calor casca e tubo (passagem de uma casca e passagem de um tubo) (ÇENGEL, 2003).

Existe hoje no mercado, uma vasta gama de configurações de tubos disponíveis, como tubos em formato de “U” ou arranjo de fluxo direto, enquanto o fluxo dentro dos tubos é frequentemente perturbado por aletas (SHAH; SEKULIC, 2003). Esses equipamentos são amplamente utilizados em indústrias de processos químicos, principalmente em refinarias, devido às inúmeras vantagens que oferecem sobre outros tipos de trocadores de calor, por exemplo:

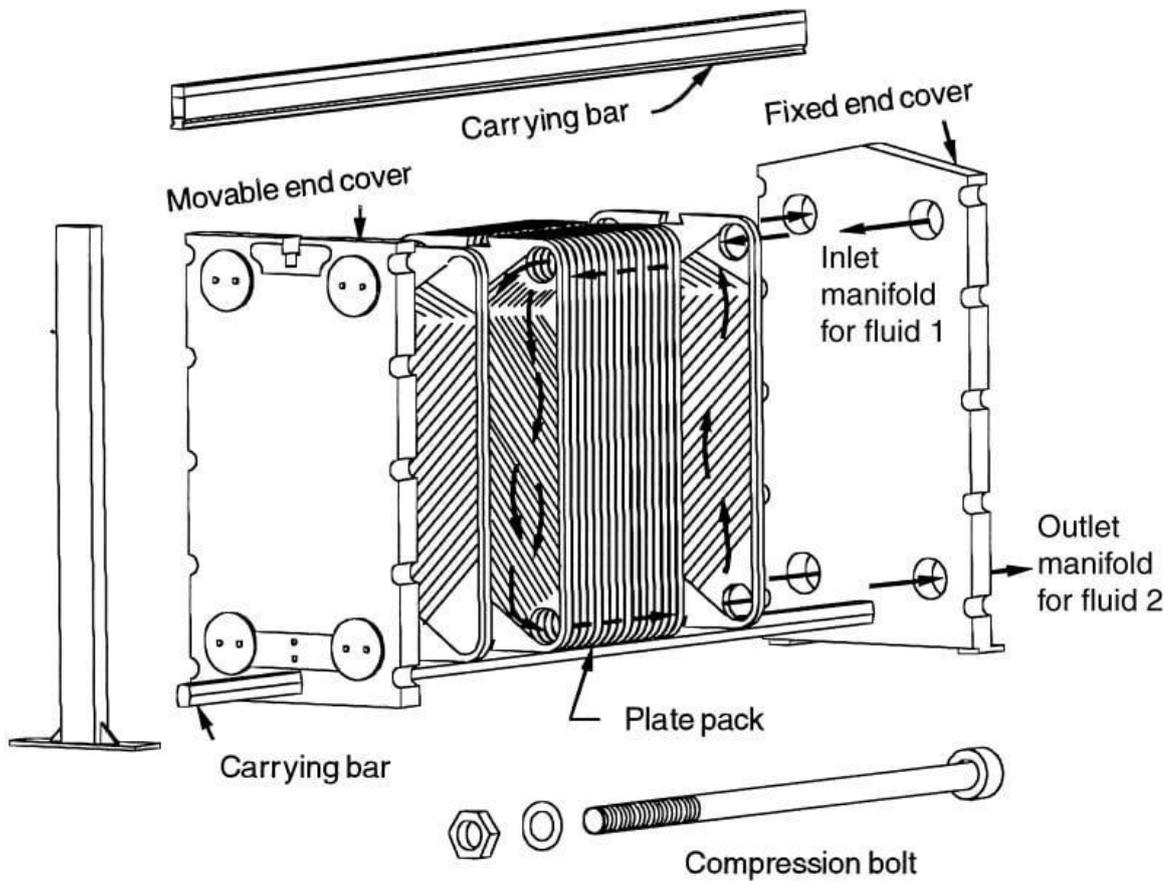
- As pressões e quedas de pressão podem ser variadas em uma ampla faixa;
- Tensões térmicas podem ser acomodadas de maneira econômica;
- Há uma flexibilidade substancial em relação aos materiais de construção para acomodar a corrosão e outras preocupações;
- A limpeza e o reparo são relativamente simples (facilmente desmontáveis).

Segundo Lienhard IV e Lienhard V (2015), esse tipo de configuração é normalmente utilizado para transferência de calor líquido-líquido ou líquido-vapor. No mercado existe uma vasta gama de tamanhos e que podem ser operados em diversas condições, sejam elas no vácuo ou alta pressão. Além disso, o invólucro e o tubo do trocador de calor podem ser feitos de uma variedade de materiais, incluindo metal e não metal (por exemplo, vidro, grafite), permitindo que o trocador de calor seja usado em ambientes agressivos, como usinas nucleares, indústria química e de processo (INCROPERA; *et al.*, 2013).

A popularidade dos trocadores de casco e tubo resultou no desenvolvimento de um padrão para sua designação e uso. Este é o padrão da *Tubular Exchanger Manufactures Association* (TEMA). Em geral, os trocadores de casco e tubo são feitos de metal, mas para aplicações especializadas (por exemplo, envolvendo ácidos fortes de produtos farmacêuticos), outros materiais como grafite, plástico e vidro podem ser usados. Também é normal que os tubos sejam retos, mas em algumas aplicações criogênicas bobinas helicoidais ou de Hampson são usadas. Uma forma simples de trocador de casco e tubo é o trocador de tubo duplo. Este trocador consiste em um ou mais tubos contidos em um tubo maior. Em sua forma mais complexa, há pouca diferença entre um tubo duplo multitubo e um trocador de concha e tubo. No entanto, os trocadores de tubo duplo tendem a ser modulares em construção e, portanto, várias unidades podem ser aparafusadas para atingir o serviço exigido (BROGAN, 2011).

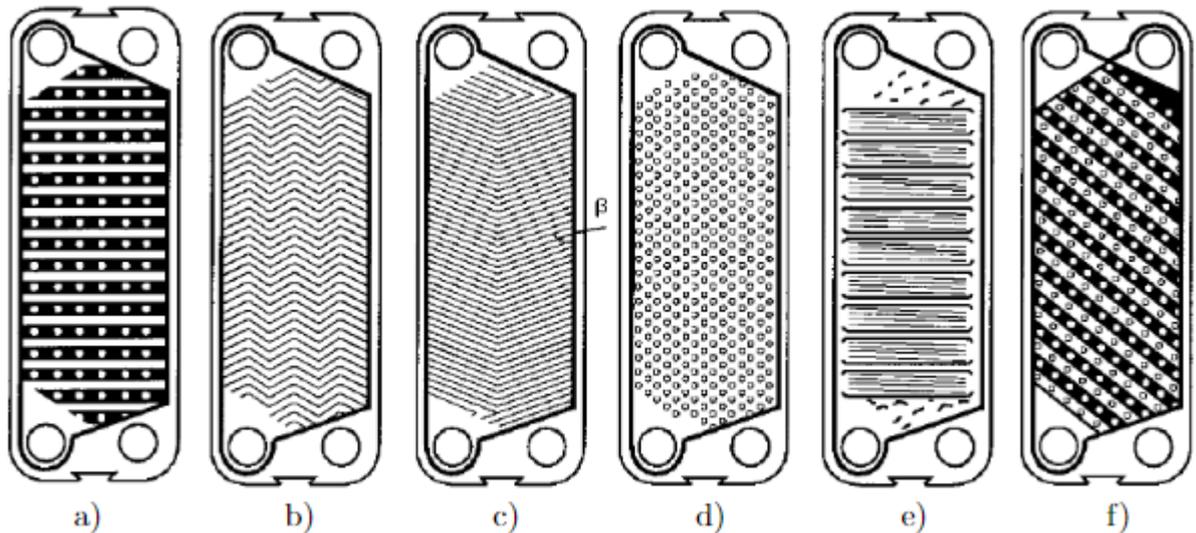
### 2.1.2 Trocadores de calor de placas

Trocadores de calor de placas podem ser utilizados como uma alternativa compacta a trocadores tubulares e de casca. Esse tipo de configuração consiste em diversas camadas de finas placas de metal retangulares finas e mantidas juntas em uma estrutura como mostrado na Figura 4. A estrutura geralmente tem uma tampa de extremidade fixa (antena) equipado com portas de conexão e uma tampa de extremidade móvel. Na estrutura, as placas são suspensas por uma barra de transporte superior e guiadas por uma barra de transporte inferior para garantir o alinhamento adequado. Para isso, cada placa é entalhada no centro de suas bordas superior e inferior. O conjunto de placas com tampas de extremidade fixas e móveis é preso entre si por parafusos longos, comprimindo as juntas e formando uma vedação (LEARN ENGINEERING, 2021).



**Figura 4:** Trocadores de calor de placa vedada (LEARN ENGINEERING, 2021).

Existem hoje no mercado diversos padrões de placa para as mais variadas aplicações (Figura 5). Eles são normalmente usados para transferência de calor líquido-líquido compacto e oferecem boas eficiência térmica.

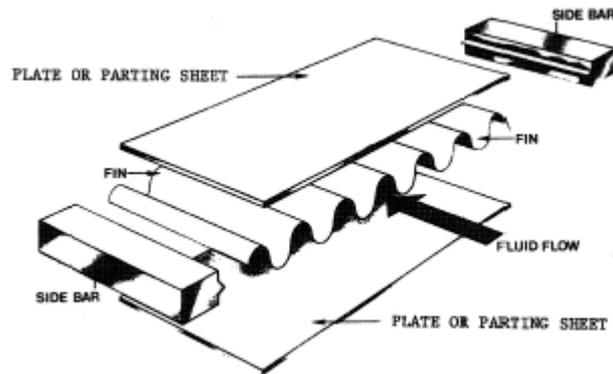


**Figura 5:** Diferentes padrões de placa: a) tábua de lavar, b) zigue-zague, c) espinha de peixe, d) protuberâncias e depressões, e) tábua de lavar com corrugação secundária f) tábua de lavar oblíqua (SHAH, 2003).

As principais vantagens desse modelo são sua facilidade de limpeza, inspeção e manutenção; a facilidade de alterar ou reorganizar a área de superfície de transferência de calor para exercer uma tarefa diferente ou para cargas variáveis; é possível alcançar coeficientes de transferência de calor muito altos devido ao rompimento e reconexão de camadas ímtes, geração de fluxo em redemoinho ou vórtice e passagens de fluxo de pequeno diâmetro hidráulico; requerer um terço da área de superfície de um trocador tubular para uma determinada carga térmica, o que reduz custo, volume geral e a necessidade de espaço para o trocador.

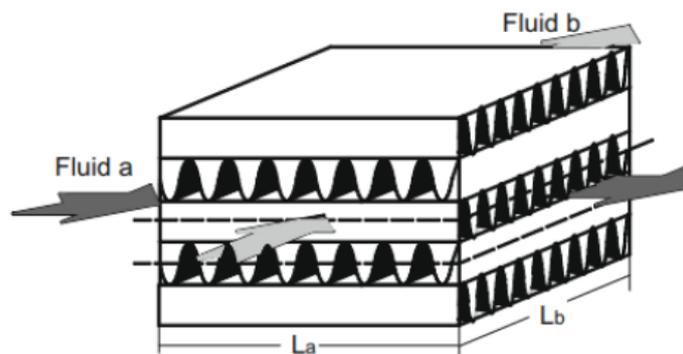
### 2.1.3 Trocadores de calor de placa aletada

Este tipo de trocador de calor foi desenvolvido principalmente para aeroespacial na década de 1940 para ser usado no gerenciamento térmico de aeronaves, no entanto, atualmente é usado em várias aplicações. A ondulação entre as duas placas paralelas na aleta trocador de calor, Figura 6, é benéfica para estações múltiplas.



**Figura 6:** Trocador de calor de superfície estendida (SHAH, 1985).

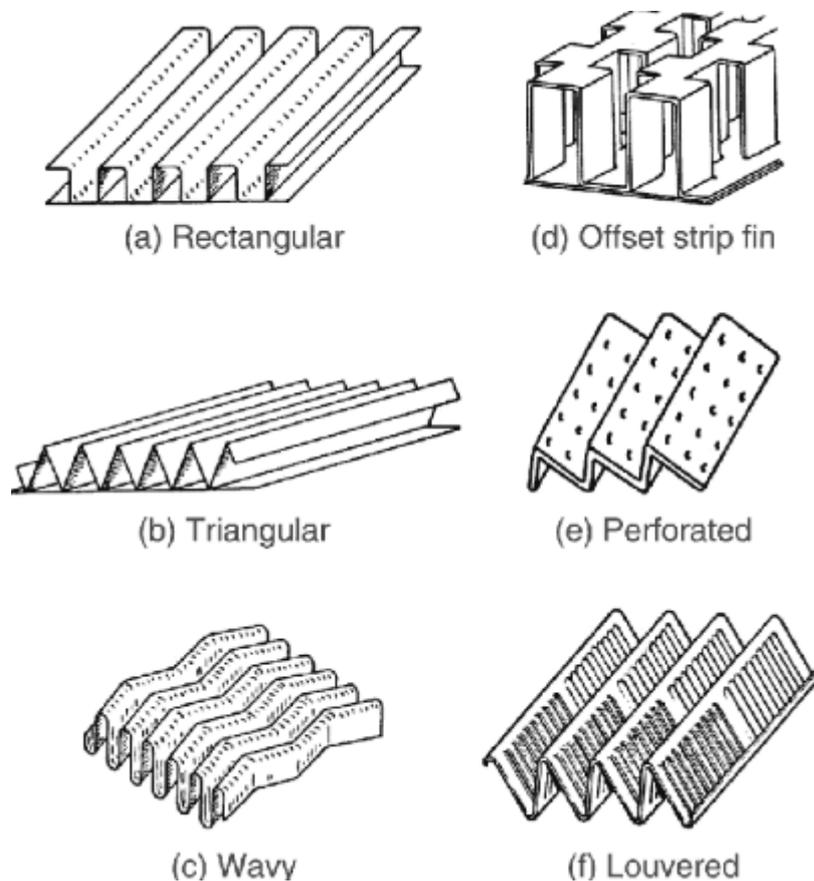
Este tipo de trocador de calor é comumente utilizado para fluxos de gás para líquido e historicamente tem sido popular para resfriamento de ar em locomotivas, condensadores de vapor. O fluxo externo é tipicamente gasoso e aletas individuais ou planas são usadas para aumentar a transferência de calor. As aletas individuais são mais comumente usadas em grandes montagens, enquanto as aletas planulares são uma solução mais econômica (HESELGREAVES, 2001). Além disso, essa configuração oferece uma grande flexibilidade com uma variedade de aplicações de fluidos, algumas operando com até 6 fluxos de fluido separados (SHAH, 2007). Esse tipo de trocador opera com o mesmo princípio que os trocadores de calor de placas, porém empregam uma série de aletas corrugadas entre cada placa de calor, exibida na Figura 7 (MISHRA; DAS; SARANGI, 2009).



**Figura 7:** Desenho esquemático do trocador de calor de aleta de placa de fluxo cruzado (DIXON-HARDY; HEGGS; AL-DAMOOK, 2018)

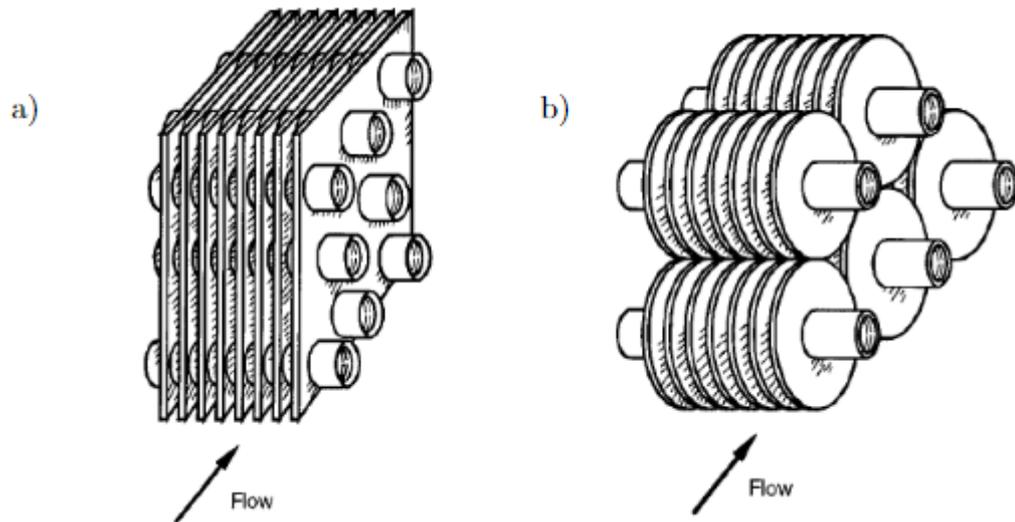
A adição de aletas dentro desses canais aumenta a turbulência do fluido, bem como aumenta a área de superfície de contato, ambos promovendo a transferência

de calor (THULUKKANAM, 2000). As aletas são comumente implementadas na transferência de calor em fase gasosa para esse propósito. Em trocadores de calor gás-líquido, as aletas serão encontradas no lado do gás apenas, a menos que força estrutural adicional ou mistura de líquido seja necessária para o lado do líquido (SHAH, 2007). Existem diferentes designs de aletas disponíveis para diferentes fluidos e temperaturas, os mais comuns são retangulares ou triangulares, no entanto, na indústria aeronáutica, o design predominante são aletas onduladas ou espinha de peixe para aplicações de SCA, Figura 8 (WEBB, 2005).



**Figura 8:** Tipos de geometria de superfície de trocador de calor de aleta de placa aletada (WEBB, 2005).

Outra categoria comumente utilizada na indústria é a tubo-aleta (Figura 7) permutadores. É possível observar que os trocadores casco e tubo às vezes empregam tubos com aletas individuais - tubos com aletas baixas (semelhante à Figura 8a, mas com aletas de baixa altura).



**Figura 9:** Trocador de calor de a) Tubo com aletas planas e b) tubos com aletas individualmente (SHAH, 1985).

## 2.2 Trocadores de calor regenerativo

Em geral, Connor (2019) relata que os trocadores de calor usados na regeneração podem ser classificados como regeneradores ou recuperadores. No primeiro, é comum a utilização de fluídos de uma área diferente do mesmo sistema para ambos os fluidos quentes e frios. O refrigerante primário a ser purificado é retirado do sistema primário passado por um trocador de calor regenerativo, depois um trocador de calor não regenerativo, desmineralizador de volta através do trocador de calor regenerativo, e por fim, retoma ao sistema primário. Ou seja, esse tipo de sistema possui um fluxo cíclico único no qual os fluidos quentes e frios passam alternadamente e muda periodicamente de direção.

Essa configuração é semelhante a um trocador de calor em contracorrente, no entanto, um regenerador mistura os dois fluxos de fluido enquanto um trocador de contracorrente os separa. O perfil de temperatura permanece em uma temperatura quase constante, e isso inclui o fluido que entra e sai de cada extremidade.

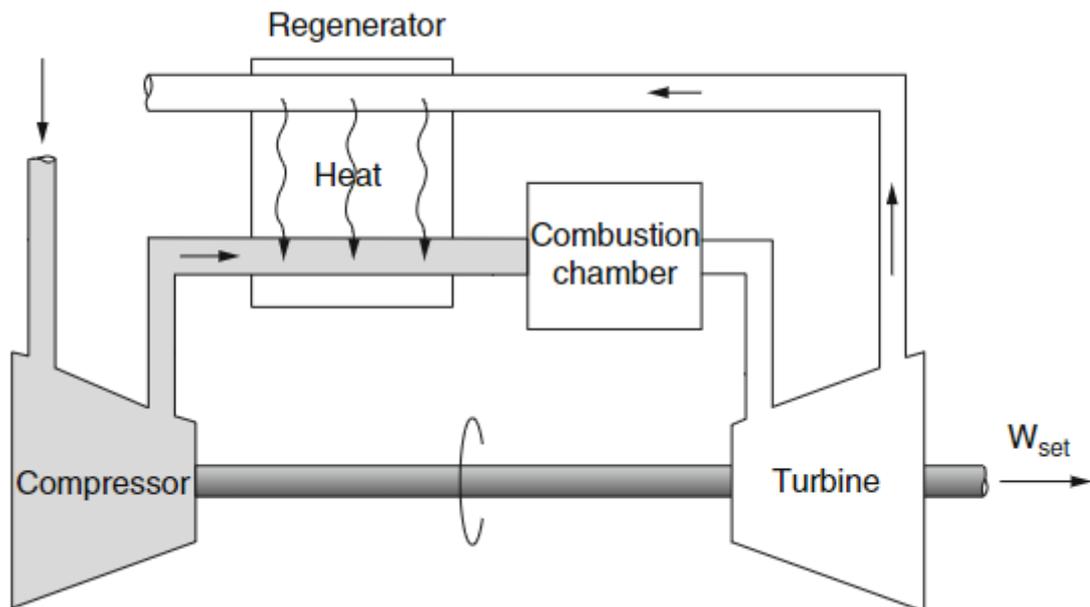
Este dispositivo proporciona uma economia líquida considerável de energia, uma vez que a maior parte da energia térmica é recuperada de forma

termodinamicamente reversível. Este tipo de trocador de calor pode ter uma eficiência térmica de mais de 90 %, transferindo quase toda a energia térmica relativa de uma direção de fluxo para a outra. Apenas uma pequena quantidade de energia térmica extra precisa ser adicionada na extremidade quente e dissipada na extremidade fria, mesmo para manter temperaturas muito altas ou muito baixas.

Enquanto um recuperador é um tipo de trocador de calor que possui caminhos de fluxo separados para cada fluido ao longo de suas próprias passagens e o calor é transferido através das paredes de separação. A operação do trocador de calor regenerativo envolve o armazenamento temporário do calor transferido no pack que possui a capacidade térmica necessária (WILLMOTT, 2011).

Os recuperadores (por exemplo, economizadores) são frequentemente usados na engenharia de energia, para aumentar a eficiência geral dos ciclos termodinâmicos. Por exemplo, em um motor de turbina a gás. O recuperador transfere parte do calor residual da exaustão para o ar comprimido, pré-aquecendo-o antes de entrar na câmara de combustão. Muitos recuperadores são projetados como trocadores de calor em contra-fluxo.

Segundo Zohuri (2016), os custos de construção de usinas de turbinas a gás são quase a metade dos custos de usinas a vapor convencionais de combustível fóssil, que eram as usinas de carga básica primária até o início dos anos 1980, mas as unidades de pico são muito mais altas nos custos de produção de energia. Uma turbina a gás recente fabricada pela General Electric usa uma temperatura de entrada da turbina de  $1425\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $2600\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) e produz até  $282\text{ MW}$ , enquanto atinge uma eficiência térmica de 39,5% no modo de ciclo simples. Mais da metade de todas as usinas a serem instaladas no futuro próximo, prevê-se que sejam turbinas a gás ou do tipo combinado a gás-vapor (Fig. 10).

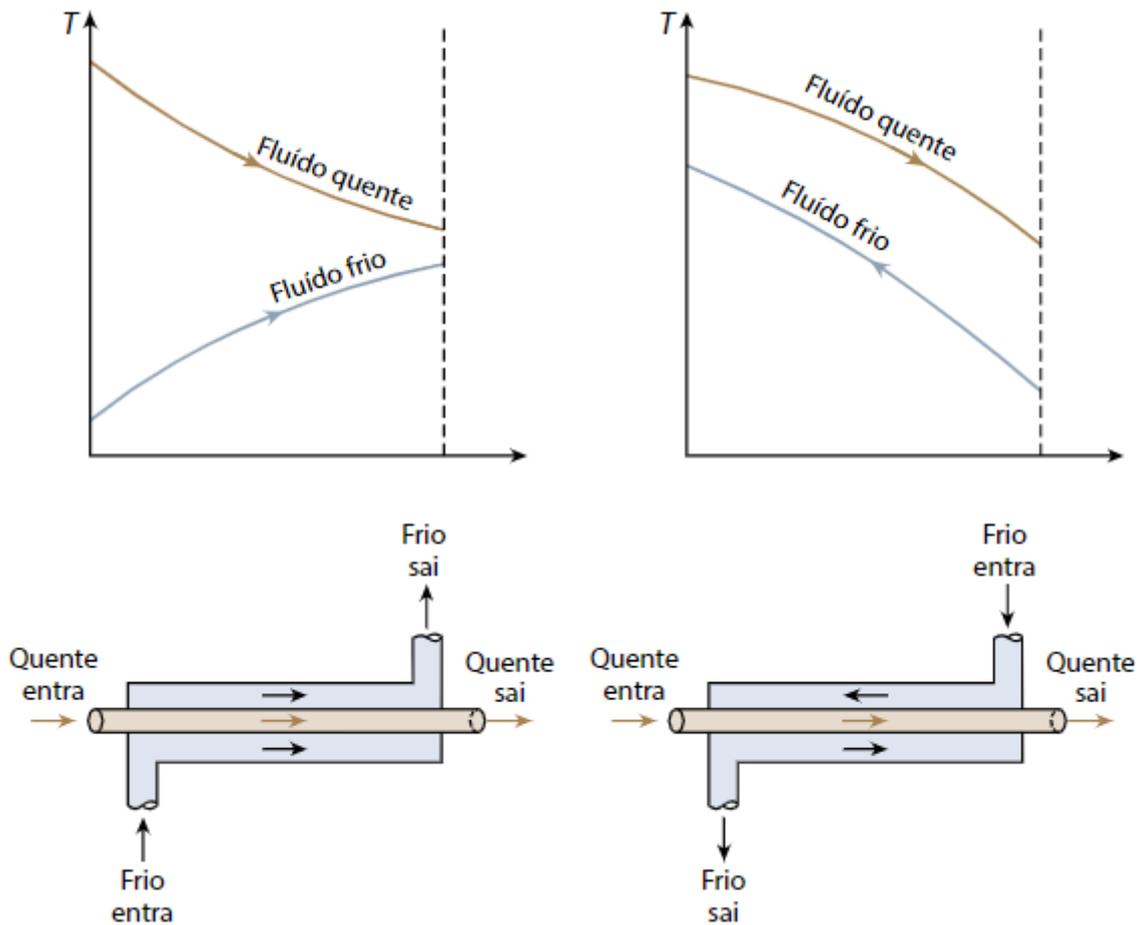


**Figura 10:** Motor gás-turbina com recuperador (adaptado de ZOHURI, 2016).

### 2.3 Tipos de arranjo de escoamento

Existem numerosas possibilidades para a disposição do escoamento nos trocadores de calor. A diferença em um processo de transferência de calor depende da direção dos fluxos de fluido envolvidos no processo.

Para o escoamento paralelo, as temperaturas dos dois fluidos tendem a se aproximar e a diferença de temperatura ao longo do trocador diminui significativamente. Por outro lado, para o escoamento contracorrente, o fluido frio pode sair do equipamento mais quente do que o próprio fluido quente sai, e as diferenças de temperatura entre os dois fluidos ao longo do trocador apresentam menor variação. A Figura 9 representa de forma simplificada estas duas situações. Nos diagramas de temperatura, repare que a seta nas curvas serve para indicar a direção dos escoamentos (ORGEDA; YOSHI, 2021). Nota-se nestes gráficos que o caso contracorrente possui a maior variação de temperaturas possível ( $T_{qen}$  e  $T_{fen}$ ), pré-requisito este para o cálculo da taxa máxima de transferência de calor.



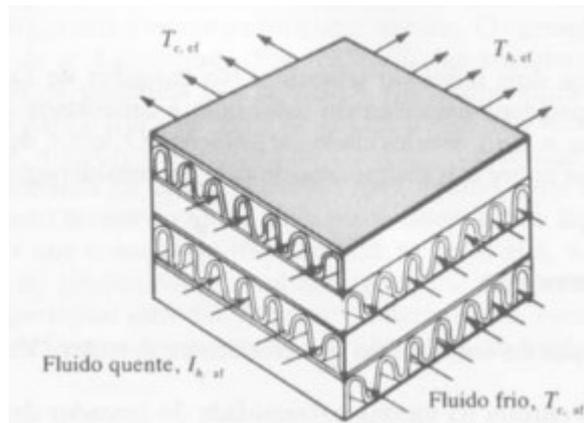
**Figura 11:** Arranjos de escoamento em trocadores de tubo duplo e seus perfis de temperatura associados (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A diferença média de temperatura, que pode ser vista na Figura 11 é convenientemente deduzida considerando-se as seguintes suposições:

- a transferência de calor ocorre em estado estacionário;
- os calores específicos de cada corrente são constantes;
- o coeficiente global de transferência de calor  $U$  é constante ao longo do trocador;
- as perdas ou ganhos de calor para as vizinhanças são negligenciáveis;
- o tipo de escoamento é puramente co-corrente ou puramente contracorrente;
- a história térmica de cada partícula é a mesma;
- não existe mudança de fase no trocador de calor.

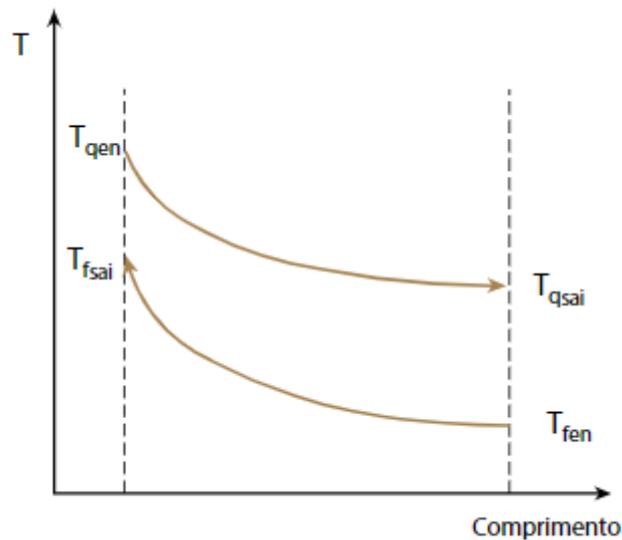
Destes arranjos apresentados, o trocador de fluxo contrário é o que apresenta melhor desempenho, enquanto o trocador de fluxo paralelo é o que apresenta menor. Trocadores de fluxo cruzado, por sua vez, ocupam uma posição intermediária neste quesito, podendo se aproximar dos dois casos extremos, de acordo com a posição dos tubos, da trajetória do fluido do tubo com relação ao fluido externo, do número de passes e fileiras (PERUSSI, 2010).

A Figura 12 mostra uma disposição em que ambos os fluidos, quente e frio, fluem através de canais separados formados por ondulações; por isso, os fluidos não podem mover-se na direção transversal. Diz-se, então, que cada corrente do fluido está não-misturada.



**Figura 12:** Disposição do escoamento com correntes cruzadas com ambos os fluidos não misturados.

Um trocador de com arranjo de contra-corrente pode ser representado pelo diagrama exposto na Figura 13, onde a curva superior representa a queda de temperatura da corrente quente ao longo do trocador. O inverso ocorre com a corrente fria, representada na curva inferior.



**Figura 13:** Perfil de temperatura para um trocador com configuração contracorrente (ORDEGA; YOSHI, 2021).

#### 2.4 Qualidade do ar da cabine no projeto de controle ambiental da aeronave

As funções de aquecimento e resfriamento são necessárias para um ambiente seguro e confortável na cabine de passageiros, tanto no solo quanto em voo, que são fornecidas pelos sistemas mecânicos instalados na estrutura da aeronave. Aeronaves mais antigas (pré-1960) usavam uma plataforma de refrigeração do tipo Freon para fornecer a função de resfriamento para o ar da cabine, mas o peso, custo e baixa confiabilidade do produto os tornavam obsoletos na grande aviação comercial (aeronaves com massa máxima de decolagem maior que  $5700\text{ kg}$ ) após 1970 (WRIGHT; DIXON-ARDY; HEGGS, 2018).

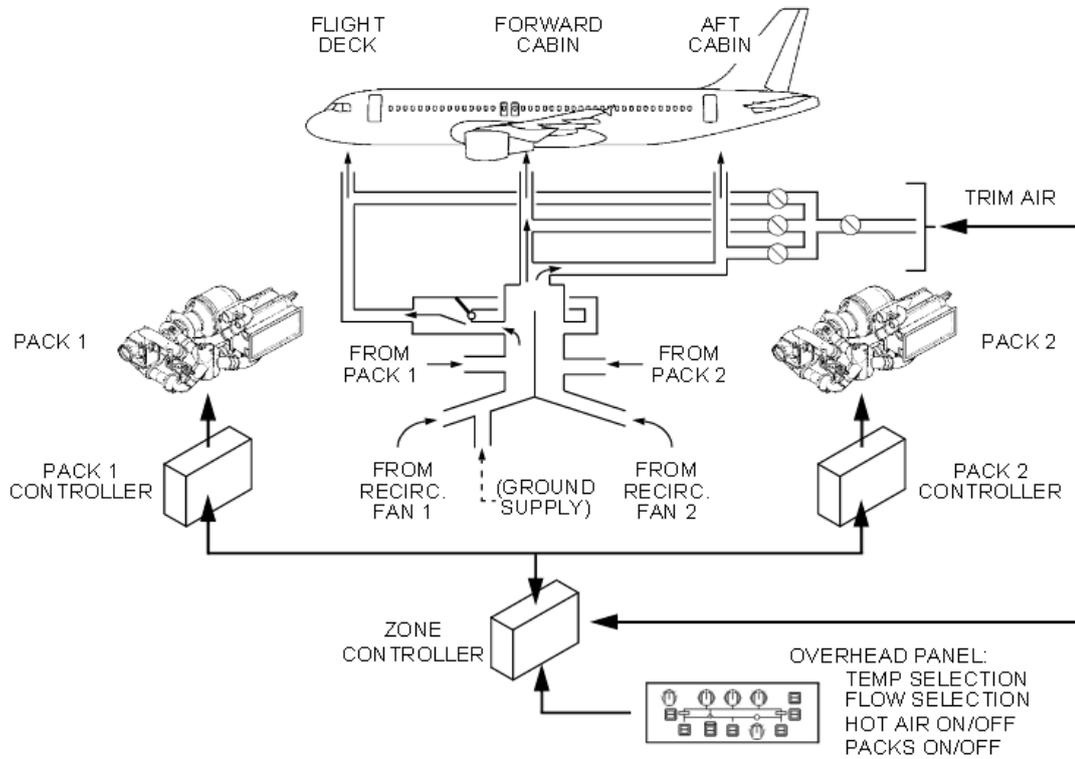
Segundo Bezold (2021), a abordagem mais eficaz para remover contaminantes é por troca de ar. O ar externo, que geralmente é muito limpo, principalmente durante o voo, é transportado para a fuselagem pressurizada e aproximadamente a mesma quantidade é descartada ao mar pelo sistema de controle ambiental. Todo o ar da cabine é trocado volumetricamente com o ar externo a cada dois ou três minutos. Como pré-requisito para manter a excelente qualidade do ar a bordo da aeronave, é necessário garantir a limpeza do ar fornecido à cabine.

Além disso, a pressão, a temperatura e a umidade devem ser reguladas. Essas são as tarefas do sistema de ar-condicionado (Sistema de Controle Ambiental – SCA). Os sistemas de controle ambiental estão presentes em praticamente todos os veículos aeroespaciais, sejam para aplicações militares ou civis (comerciais ou executivas), tripuladas ou não, incluindo designs de asas fixas ou rotativas. Isso ocorre porque qualquer veículo desta natureza opera sob parâmetros controlados associados, por exemplo, à temperatura do equipamento aviônico, proteção contra a formação de gelo nas bordas dianteiras das asas, fluxo de ar pressurizado para a cabine, ar fresco para os ocupantes, temperatura e umidade da cabine e suprimento de oxigênio de emergência em caso de descompressão da cabine (MERZVINSKAS; *et al.*, 2019).

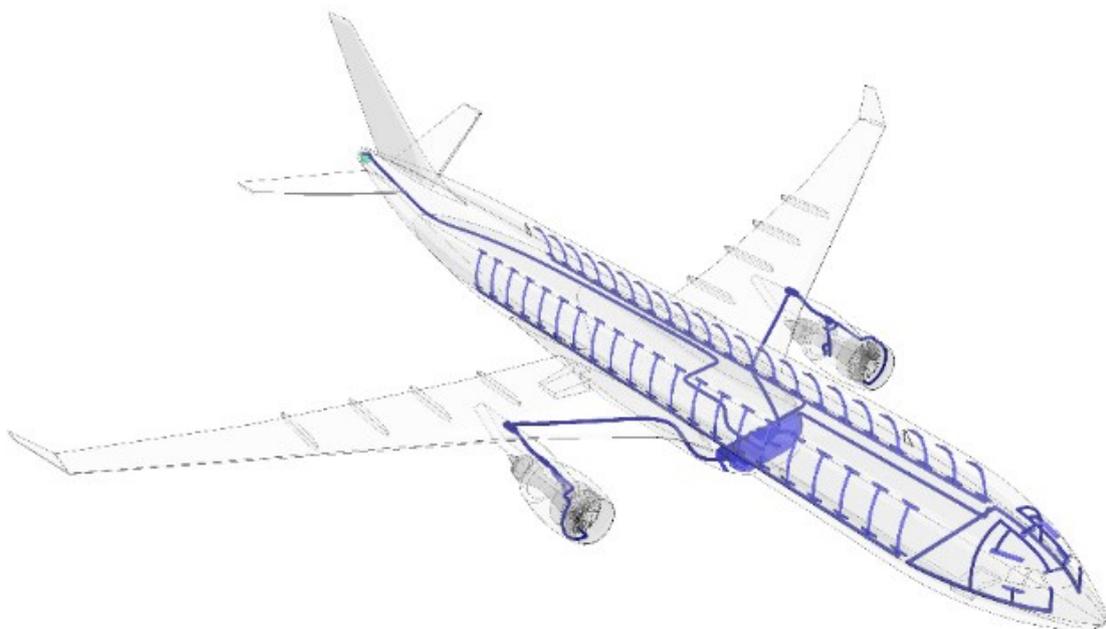
Conforme o código de aviação (FAR25) estabelece, um SCAs exige uma vazão mássica de ar fresco de cerca de 4,16 g por passageiro e segundo (FAA, 1997). Para isso um SCA convencional é alimentado pneumáticamente utilizando purga de ar dos estágios do compressor do motor da aeronave. Esse “ar de sangria” pode ser utilizado como fonte de energia para muitos sistemas, incluindo: ar condicionamento; pressurização; proteção contra gelo; partida cruzada do motor; motores de turbina de ar; bombas hidráulicas pneumáticas; sistemas de geração de gás inerte a bordo; sistemas de geração de oxigênio de bordo; e outros consumidores de energia pneumática, dependendo do projeto da aeronave (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, 2007).

O ar de sangria é nomeado assim porque não atravessa a máquina de ciclo de ar das embalagens como faz o ar de sangria regular. Na imagem a seguir, esse ar de sangria de *bypass* é identificado como ar de compensação. Seu objetivo é ser misturado com o ar de sangria mais frio das embalagens para modular a temperatura nas diferentes zonas. Os “PACKs” no diagrama abaixo são basicamente compressores de ar condicionado e trocadores de calor. Na aviação, eles são chamados de PACKs, que significa **P**neumatic **A**ir **C**ycle **K**its.

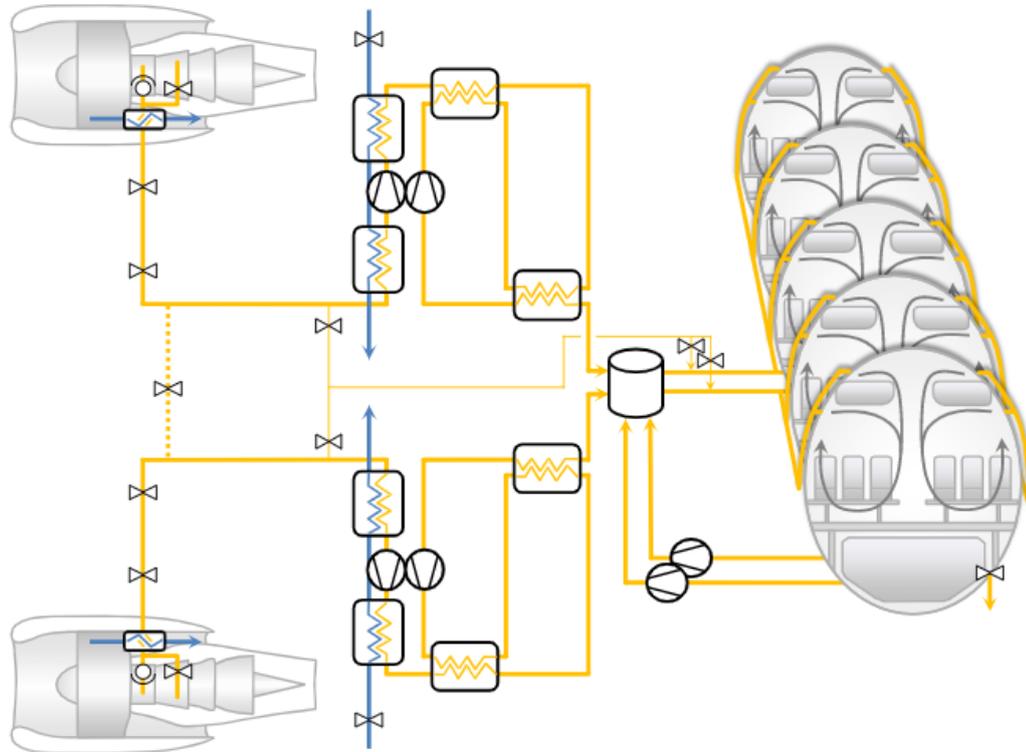
A forma geométrica de um SCA típico é ilustrada na Figura 14, enquanto uma topologia simplificada pode ser vista na Figura 15.



**Figura 14:** Sistema de ar condicionado da aeronave A320 (LIEBHERR AEROSPACE, 2004).



**Figura 15:** Ilustração da SCA de uma aeronave (POLLOK, 2017).

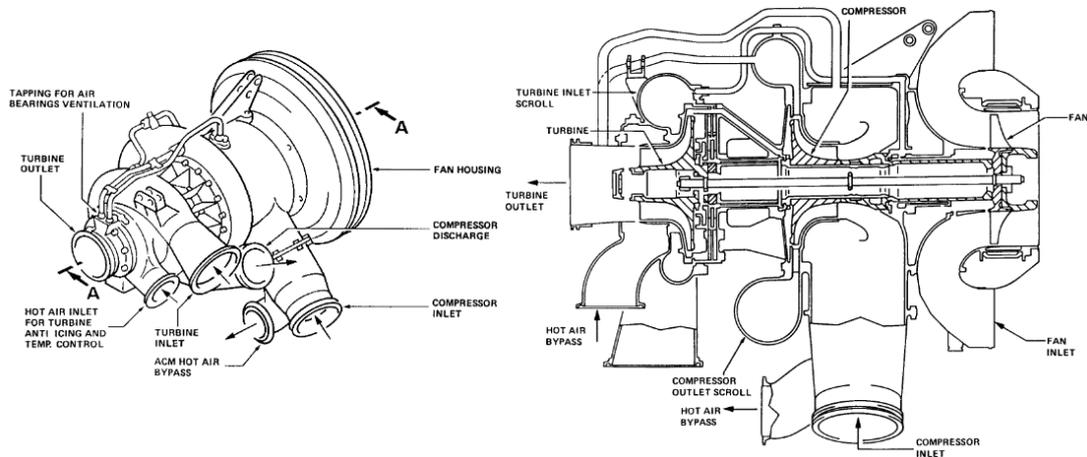


**Figura 16:** Topologia de SCA de uma aeronave (POLLOK, 2017).

## 2.5 Operação do Pack de Ar condicionado

Devido às limitações de espaço e peso que são exclusivas da aviação comercial, um novo componente do sistema foi instalado na aeronave para utilizar o ar de sangria dos motores (alta pressão e alta temperatura), para o dispositivo conhecido como pack de 'bootstrap' de ar condicionado.

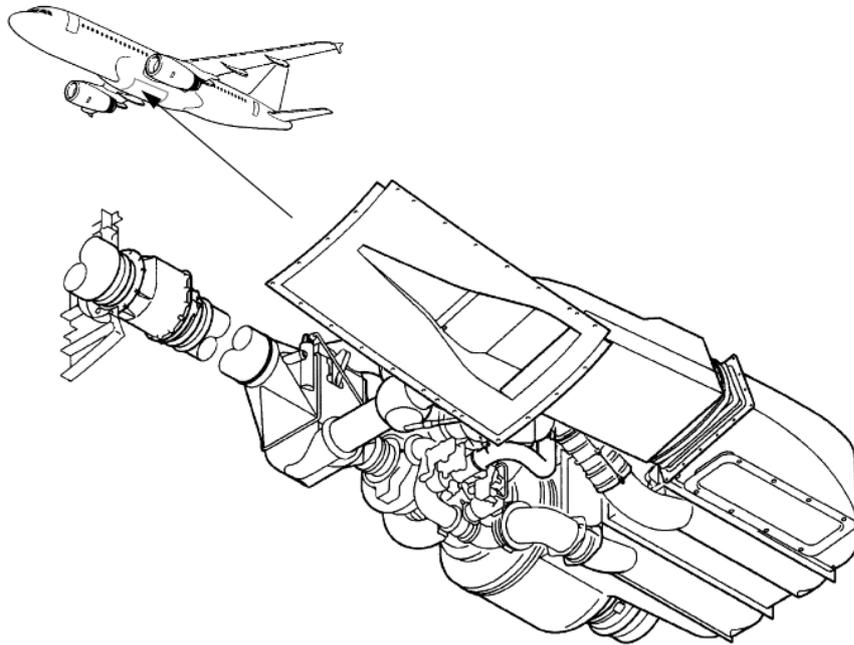
O *Cooling Pack*, ou *Air Condition Pack*, é um sistema de refrigeração de ciclo de ar que usa o ar que passa através e para dentro do avião como refrigerante. Isso é realizado por uma combinação de turbina e máquina de compressor, chamada *Air Cycle Machine*, (Figura 17), válvulas para controle de temperatura e fluxo e trocadores de calor usando ar externo para dispensar o calor residual. O pacote de ar condicionado fornece ar condicionado essencialmente seco, estéril e livre de poeira para a cabine do avião na temperatura, taxa de fluxo e pressão adequadas para satisfazer os requisitos de pressurização e controle de temperatura (MAKRIS, 2021).



**Figura 17:** Máquina de ciclo de ar (LUFTHANSA, 1996).

Os *packs* de ar condicionado operam em dois modos principais: Operação em terra e operação em voo (cruzeiro). Isso ocorre devido à mudança nas condições externas da aeronave, enquanto em altitudes variáveis. Um modo de transição também é alcançado durante a subida e descida do voo, onde as taxas de fluxo são alteradas automaticamente para corresponder à função de resfriamento necessária.

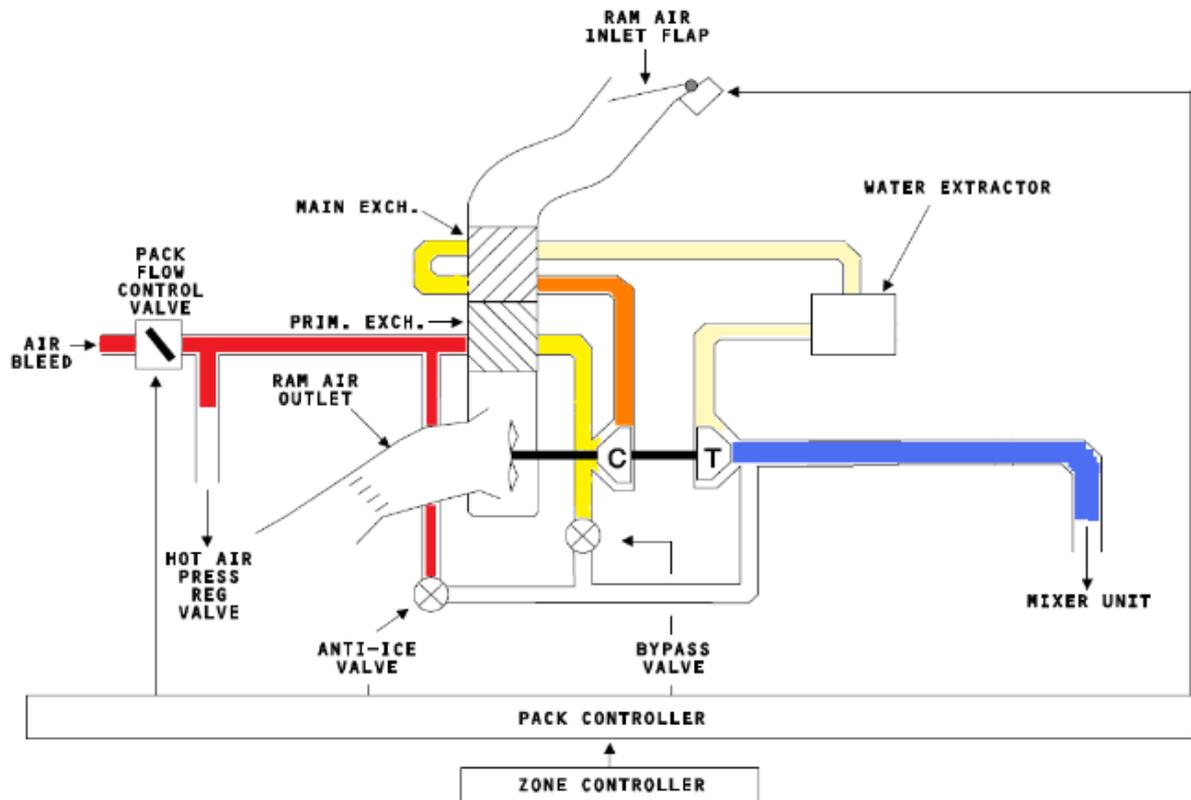
Segundo Makris (2021), a operação do trocador de calor enquanto aterrado utiliza ar quente e limpo de "sangria" ( $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) dos motores de turbina a gás que é então resfriado usando ar atmosférico, ar RAM, antes de ser ventilado para a cabine. Na Figura 18 é possível visualizar uma vista do pack com entrada de ar RAM triangular:



**Figura 18:** Vista do pack com entrada de ar RAM triangular (LIEBHERR AEROSPACE, 2004).

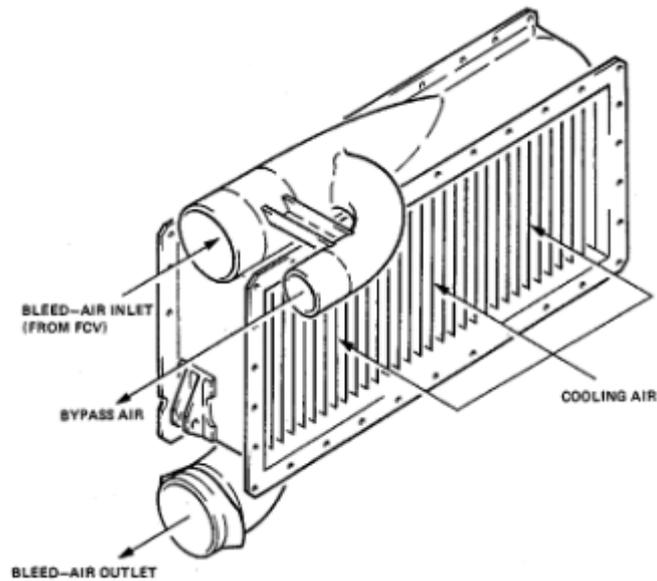
Este ar de sangria é ar comprimido de combustão, retirado das interfaces do compressor no final do compressor de retirada da turbina a montante da câmara baixa pressão e, em seguida, no final do ciclo de compressão (6º e 16º estágios, respectivamente).

Depois de misturado, o ar passou para a aeronave por meio de pontos de distribuição localizados ao longo da cabine. Um diagrama de fluxo de processo do pacote de *bootstrap* durante as operações em terra é mostrado na Figura 19.



**Figura 19:** Esquema do *bootstrap pack* do ar condicionado A320 quando a aeronave está no solo (AIRBUS, 1992).

No compressor, as temperaturas podem chegar até  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ , em seguida, o ar de sangria passa por uma unidade de pré-resfriador que funciona como um trocador de calor primário (Figura 20) e, em seguida, transporta para uma válvula de regulação que controla a taxa de fluxo.

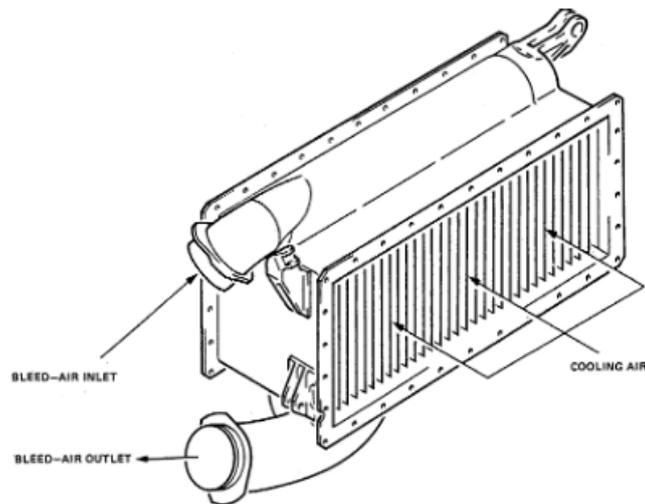


**Figura 20:** Trocador de calor primário (LUFTHANSA, 1996).

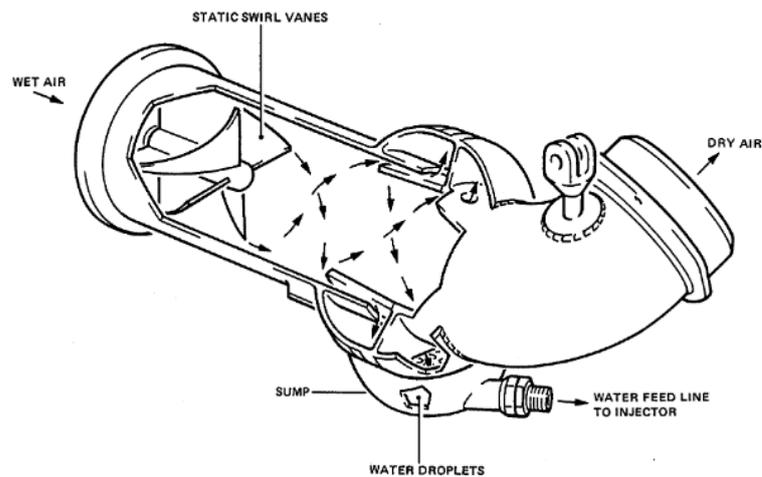
O ar de sangria chega a uma pressão média de 30 a 40 *psi* e temperatura de 150 °C, onde o ar de RAM remove o calor do ar de sangria. A queda de temperatura do ar que passa pelo trocador de calor primário é de cerca de 100° C. O trocador de calor primário é feito de liga de alumínio e é do tipo placa e aleta, e tem uma configuração de fluxo cruzado de passagem única.

Ao atingir o *pack*, o fluxo é transportado para um turbo maquinário *bootstrap* da máquina de ar uma temperatura de 200 °C aproximadamente, compreendendo o compressor (C) e a turbina (T). Este compressor utiliza compressão centrífuga para elevar a pressão do ar de sangria, o que causa um aumento de temperatura, onde o passa posteriormente para o trocador de calor secundário.

A jusante do trocador de calor secundário/principal (Figura 21), há um extrator de água (Figura 22), para remover a umidade do fluxo, pois cristais de gelo podem comumente se formar dentro do sistema, que se passarem para a turbina causarão danos significativos. Uma vez que a umidade foi removida, o ar passa pela turbina, onde se expande e esfria antes de fluir para um distribuidor centralizado de mistura e distribuição. Aqui, a temperatura é regulada antes da injeção na cabine.

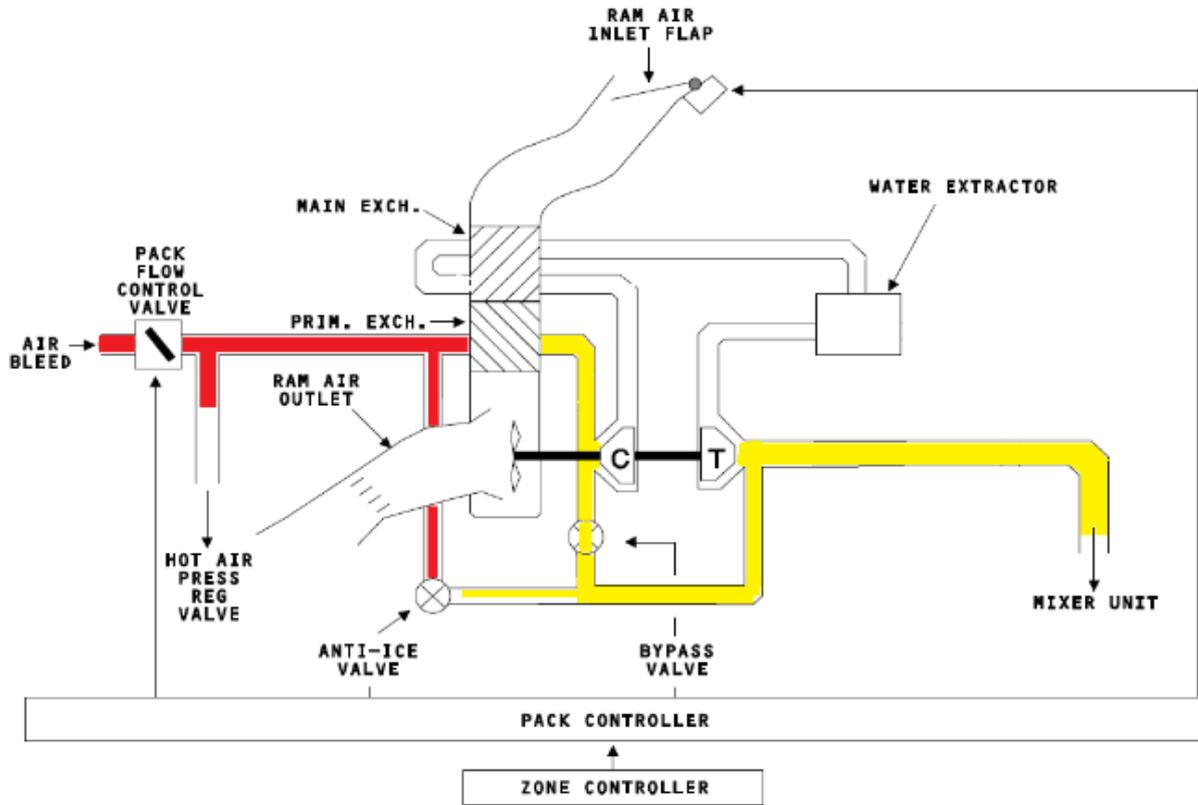


**Figura 21:** Trocador de calor principal/secundário (LUFTHANSA, 1996).



**Figura 22:** Extrator de água (LUFTHANSA, 1996).

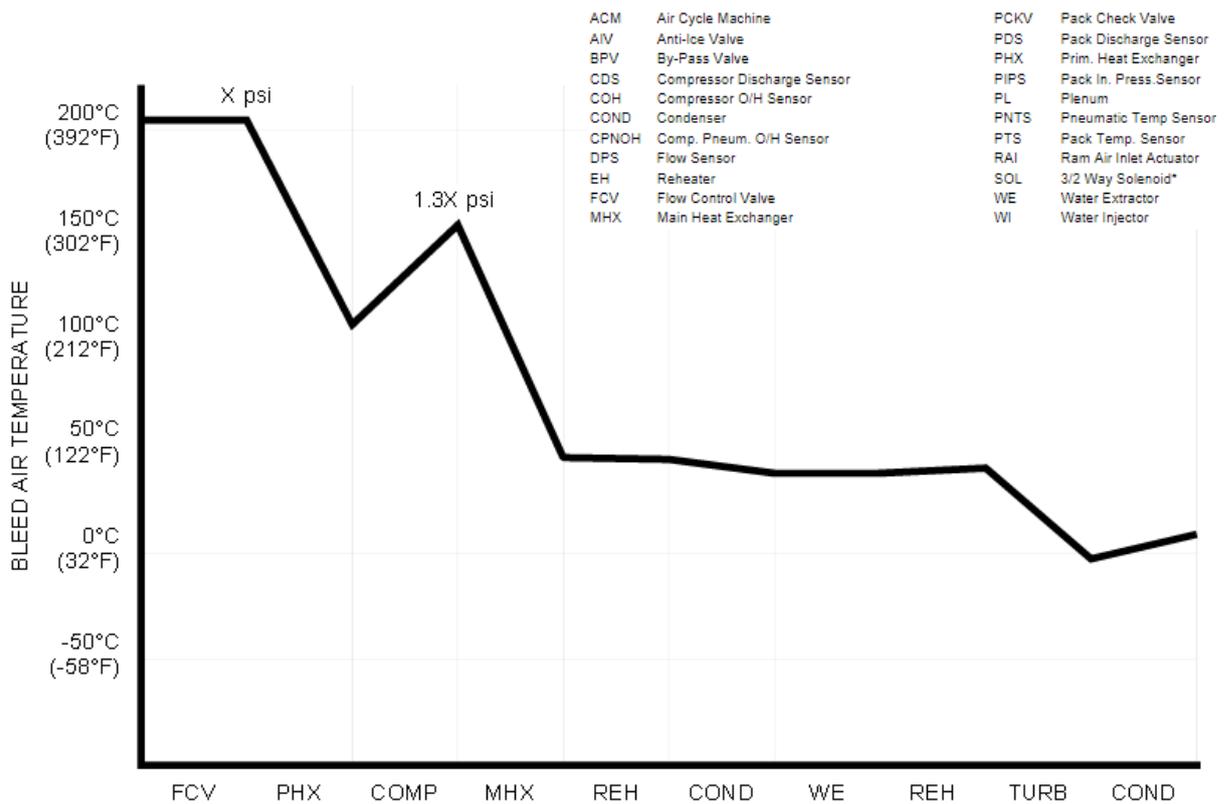
Posteriormente, o compressor *bootstrap* (C) comprime centrifugamente o ar de sangria e, assim, aumenta a temperatura e a pressão, e o ar é passado para um trocador de calor secundário (onde há uma redução de temperatura no ar). Em seguida, o ar flui para um extrator de água, para evitar a formação de cristais de gelo no *bootstrap* que, se não forem removidos, podem causar danos significativos à Turbina (T) e ao turbo maquinário associado. O ar sai da turbina com uma temperatura e pressão mais baixa conforme o ar de sangria de saída se expande rapidamente. Finalmente, o ar frio é distribuído para o sistema de ar da cabine. O esquema de circulação do ar de sangria durante voo pode ser visualizado abaixo:



**Figura 23:** Esquema do pack de ar-condicionado em voo (AIRBUS, 1992).

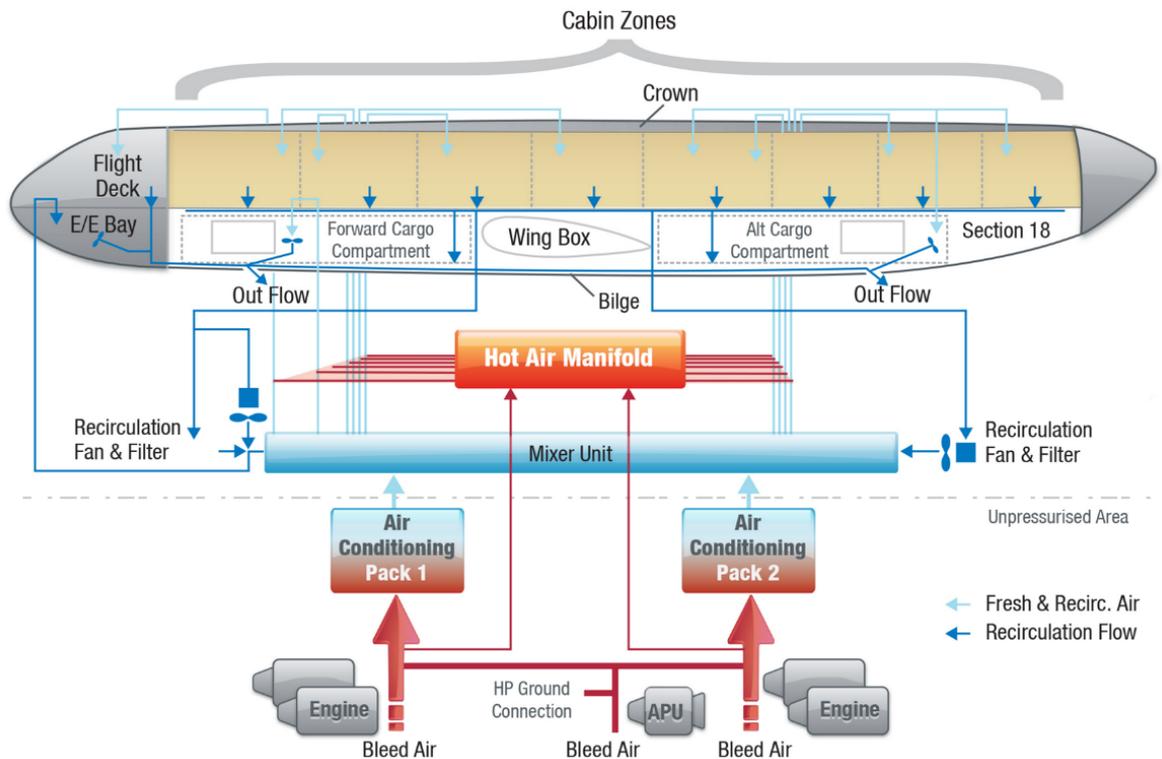
Quando a aeronave está em voo, há menos necessidade de fornecer quantidades significativas de ar frio fresco para a cabine e, devido às condições externas frias conforme a altitude aumenta, o ar quente é necessário para aquecer a cabine de passageiros para fornecer um ambiente confortável de cabine.

Por fim, é possível sintetizar a variação de temperatura do ar de sangria durante sua passagem em cada etapa do pack de ar condicionado pelo seguinte gráfico:



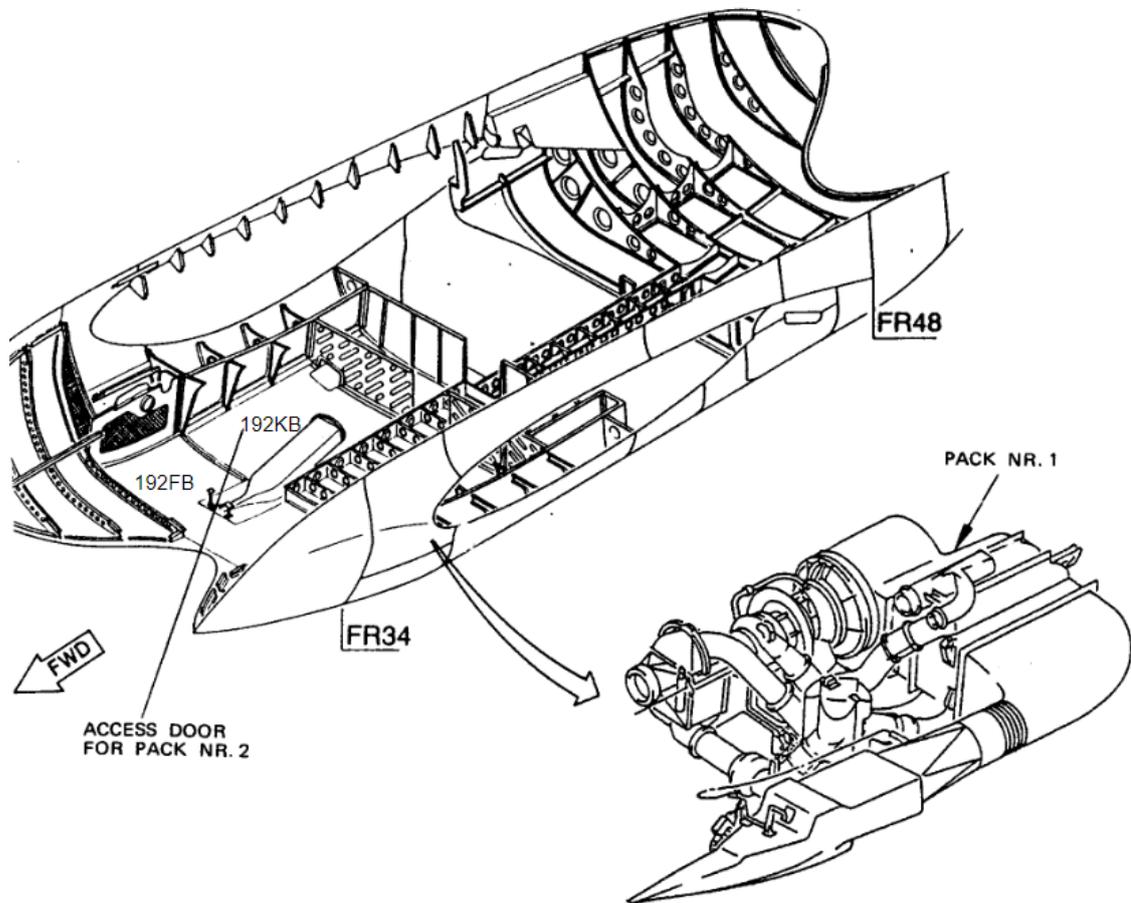
**Figura 24:** Temperatura do ar de sangria nos componentes do *pack* de ar condicionado (LIEBHERR AEROSPACE, 2004).

Como o ar da cabine é retirado da área sob o piso e aspirado por meio de filtros de recirculação por ventiladores de recirculação (Figura 25), a quantidade de ar recirculado da cabine misturado com o ar externo varia de 40% a 60% e melhora a remoção eficiente de cargas de calor em um gradiente de temperatura moderado e aumenta a umidade, fazendo uso do ar da cabine. Este último contém umidade proveniente dos passageiros, enquanto o ar exterior, sendo muito frio, está quase completamente seco. Depois de sair da unidade misturadora, o ar é distribuído para diferentes zonas da cabine. Para cada zona da cabine, uma temperatura diferente pode ser selecionada (BEZOLD, 2021).



**Figura 25:** Exemplo de um sistema de geração e distribuição de ar de aeronave (BEZOLD, 2021).

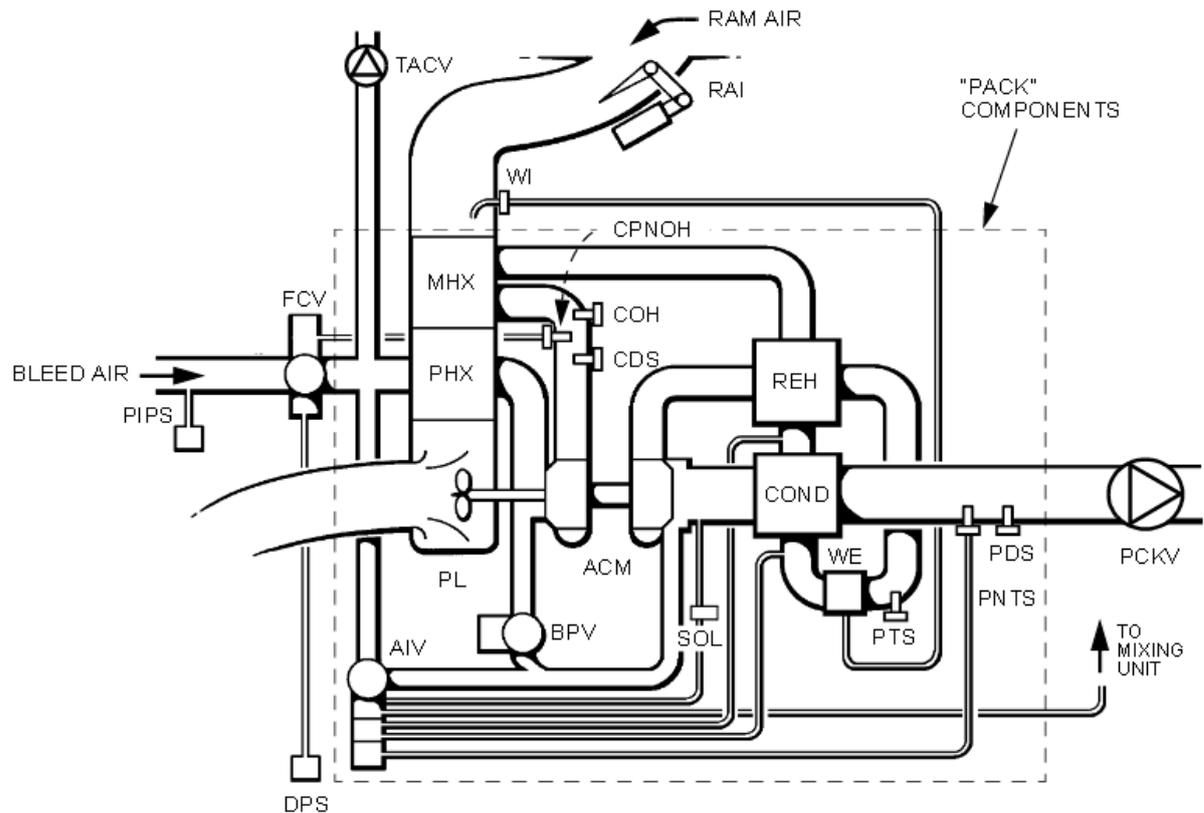
Como mostrado na Figura 25, existem dois pacotes de ar condicionado instalados na aeronave A320 e um número semelhante em outras aeronaves comerciais. O pacote 1 normalmente abastece a cabine de comando, baia eletrônica e elétrica e a seção dianteira do compartimento de passageiros, enquanto o pacote 2 atende apenas o compartimento de passageiros médio e traseiro. O procedimento normal é que a tripulação de voo selecione uma temperatura ligeiramente mais baixa para o pacote 1 para garantir que a cabine de comando e os sistemas elétricos sejam resfriados adequadamente. A alocação dos packs pode ser visualizada abaixo:



**Figura 26:** Compartimento/Componentes do Ar Condicionado (LUFTHANSA, 1996).

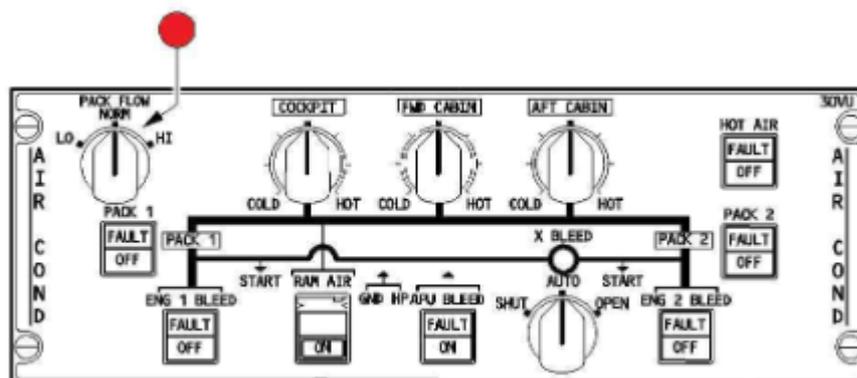
Os dois pacotes de ar condicionado diminuem a temperatura e a água contida no ar de sangria quente do sistema pneumático. Os packs de ar condicionado são idênticos e são instalados na zona não pressurizada da carenagem abdominal entre as armações 35 e 41. O pack de ar condicionado 10HM (11HM) é composto por:

- Dois trocadores de calor ar-ar: principal (MHX) e primário (PHX). O ar comprimido é usado como fluido receptor de calor para ambos.
- Um compressor centrífugo (COMP) e uma turbina (TURB). Eles compõem a máquina de ciclo de ar (ACM) que resfria e reduz a pressão do ar de sangria.
- Um reaquecedor (RH), um condensador (COND) e um extrator de água (WE) para secar o ar de sangria.



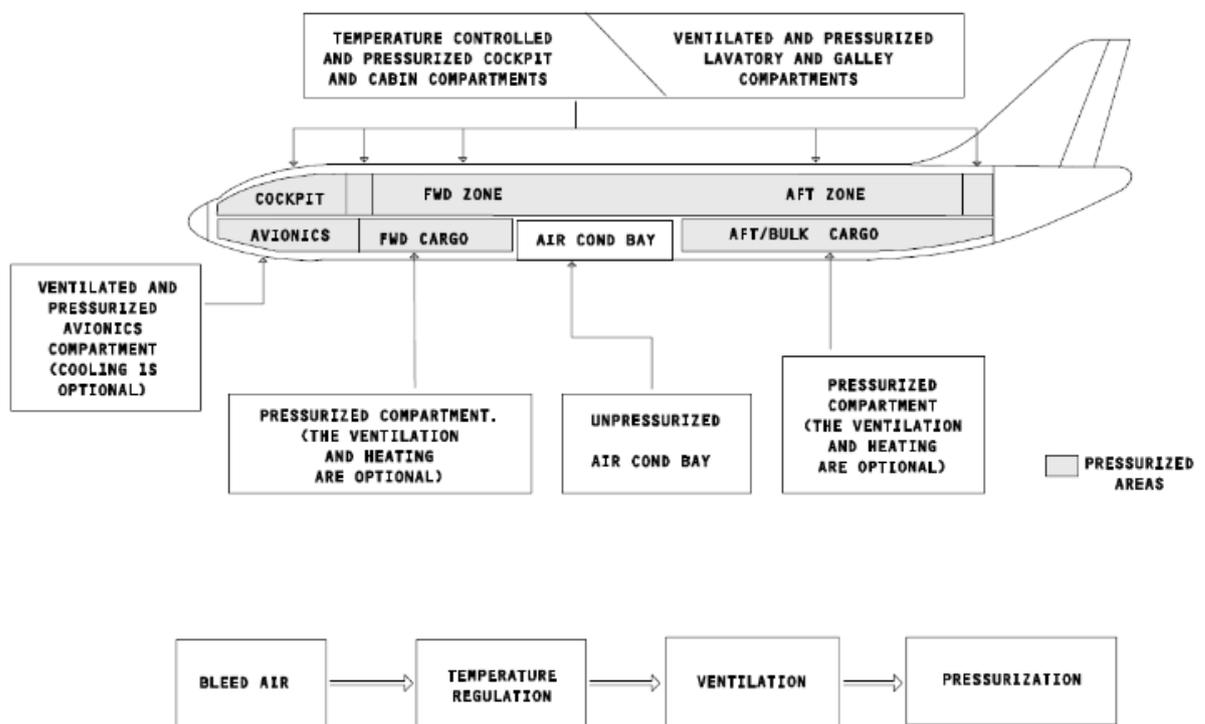
**Figura 27:** Esquema de componentes do sistema de ar condicionado das aeronaves A319, A320 e A321 (LIEBHERR AEROSPACE, 2004).

Em circunstâncias excepcionais, como em uma condição de emergência quando o turbo maquinário dentro do pack apreendeu a bordo, é possível que um pack operacional seja operado em condições de 'hi' fluxo (Figura 28) para fornecer ventilação adequada aos passageiros e tripulação antes de um pouso não programado.



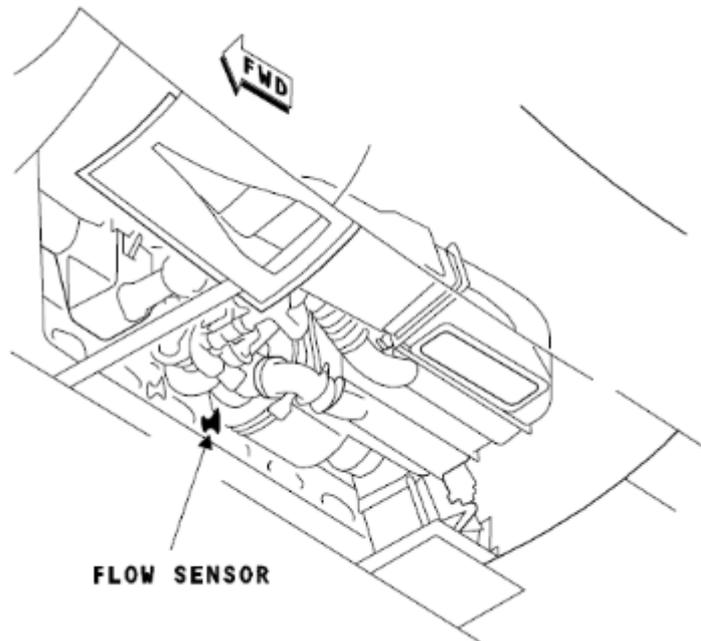
**Figura 28:** O painel frontal do ar condicionado A320, com o seletor de fluxo do pacote destacado (AIRBUS, 1992).

No caso do A320, a localização geral das baias de ar condicionado (uma para cada embalagem) e o distribuição do ar condicionado em toda a aeronave através do seguinte esquema simplificado do sistema de ar condicionado (Figura 29):



**Figura 29:** Um esquema do ar condicionado e ventilação A320 (AIRBUS, 1992).

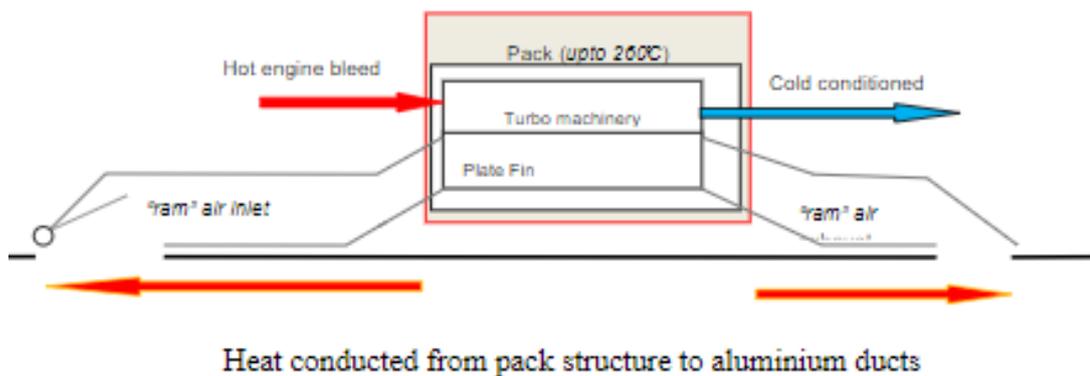
A localização do *pack* (Figura 30) demonstra a proximidade da unidade dentro da baia de ar condicionado.



**Figura 30:** “Pack” de ar condicionado A320 instalado no compartimento de ar condicionado na parte inferior da aeronave (AIRBUS, 1992).

## 2.6 Materiais utilizados

Os materiais normalmente utilizados no pack de ar condicionado e nos dutos são principalmente ligas de alumínio, conforme indicado na Figura 31, onde as linhas cinza representam os dutos de alumínio. O uso de ligas de alumínio (como material estrutural) na aviação comercial é comum, pois o material é leve, mas forte, e pode ser reparado com certa facilidade.



**Figura 31:** Diagrama dos componentes do pacote quente, instalados em uma aeronave que está conduzindo calor para os dutos de entrada e exaustão de ar “ram” (dutos rasterizados em cinza) (WRIGHT; DIXON-HARDY; HEGGS, 2013).

Em contrapartida, a transferência de calor através das placas e aletas é crítica. Como o pack é diretamente ao duto de ar RAM, é provável que o duto de alumínio, tanto à frente quanto atrás do pack, conduza calor.

As características dos trocadores de calor mais comumente usados na aviação estão listadas na Tabela 1. Ela mostra que os materiais mais usados são alumínio, cobre e aço carbono, enquanto os tamanhos típicos variam entre 100 *mm* e 132 *cm*.

**Tabela 1** - Materiais, fluidos e tamanhos comumente utilizados em trocadores de calor na aviação (CAROZZA, 2017).

Material de construção
Alumínio
Aço carbono
Cobre
Cupronickel
Ligas de níquel
Aço inoxidável
Fluidos normalmente trabalhados com ar
Refrigerantes
Produtos petróleo
Água
Capacidade de transferência de calor (típica)
200 W a 30 kW
Faixa de tamanho de unidade típica
Profundidades de 0,75 pol. (19 mm) a 24 pol. (61 cm)
Alturas de 1 pol. (25 mm) a 52 pol. (132 cm)
Larguras de 4 pol. (100 mm) a 52 pol. (132 cm)

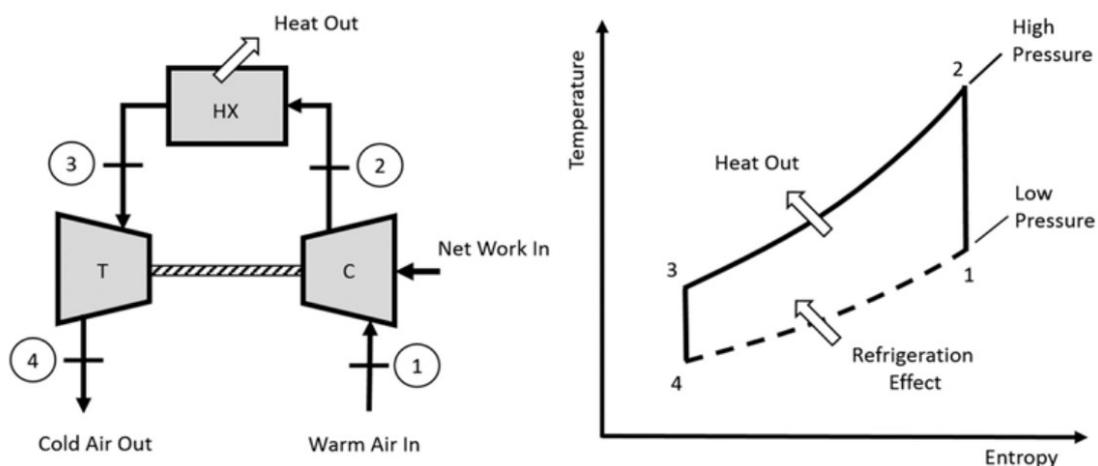
## 2.7 Ciclos simples de Bryton

Basicamente, os sistemas de refrigeração de ciclo de ar para fins aeronáuticos operam em um ciclo aberto reverso de Brayton (ou Joule) (ÇENGEL, 2006). Os sistemas de ar condicionado aeronáutico são baseados no ciclo de Brayton reverso aberto, já que o ar na exaustão não retorna para a admissão da máquina.

Esta configuração permite que o sistema forneça um certo grau de resfriamento de ar durante as operações em solo, uma vez que o ventilador pode fornecer um fluxo de ar ambiente de resfriamento para o trocador de calor quando o ar de impacto está ausente ou durante o voo em baixa velocidade.

Os sistemas de ciclo de ar de circuito aberto podem ser responsáveis por um aumento de 5% no consumo de combustível associado ao fornecimento de ar de sangria do motor para superar o arrasto de ar RAM e alimentar o SCA e subsistemas relacionados (MERZVINSKAS; *et al.*, 2020).

A Figura 32 mostra o ciclo básico ideal de refrigeração (ar) de uma aeronave. O ar ambiente (fluido de trabalho) é comprimido pelo compressor do motor principal e representa a entrada de energia para o sistema de ar condicionado do ciclo de ar. O ambiente externo da aeronave (ar ambiente) é normalmente usado como dissipador de calor, mas alguns projetos podem usar combustível como dissipador de calor. Não há mudança de fase durante o ciclo termodinâmico.



**Figura 32:** Ciclo ideal básico do sistema cíclico de refrigeração do ar de uma aeronave (T – turbina; C – compressor; Hx – heat exchanger) (MERZVINSKAS; *et al.*, 2019).

Esse ciclo consiste em, basicamente, nos seguintes processos:

- Um processo de rejeição de calor isobárica (4-1);
- Um processo de compressão isentrópica (1-2), referente a ação do compressor;
- Um processo de expansão isentrópica (3-4), representando a ação da turbina;
- Dois processos de troca de calor isobárica, modelando o processo de combustão (2-3) e o de rejeição de calor (4-1) já acima mencionado.

Nesse ciclo idealizado são desprezadas as irreversibilidades dos dispositivos, perdas de pressão e o aumento de vazão mássica devido à injeção de combustível. As propriedades do combustível são consideradas constantes ao longo de todo o ciclo.



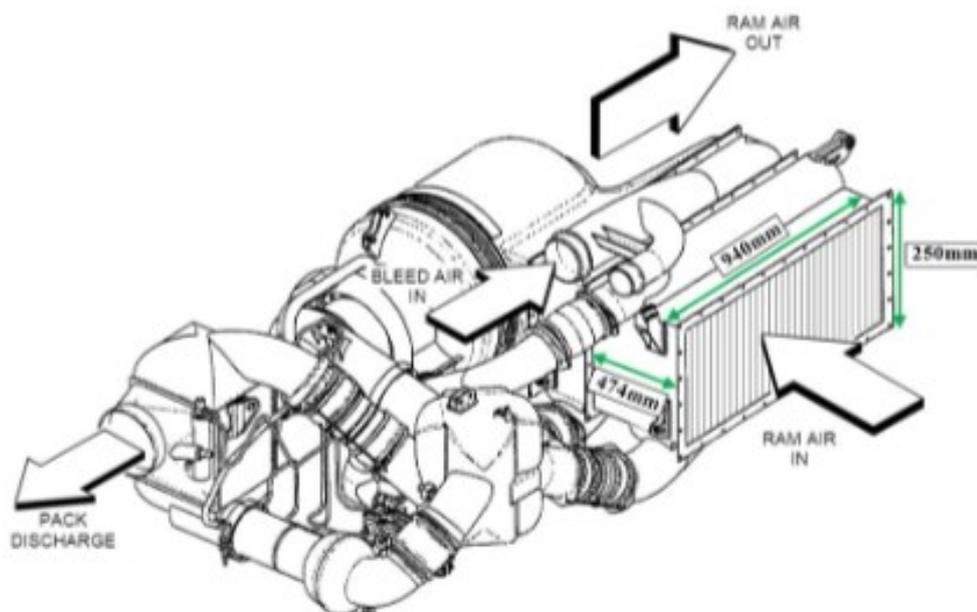
### 3. METODOLOGIA

No capítulo anterior foram discutidos de maneira geral os diferentes tipos e configurações de trocadores de calor. Neste capítulo será vista o estudo da fluidodinâmica interna do trocador através do banco de dados ANSYS-Fluent®, de modo a avaliar a viabilidade

Como as informações sobre os parâmetros específicos do projeto dos pacotes SCA são mantidas em sigilo pelos projetistas das aeronaves, foi um desafio encontrar as dimensões do trocador de calor principal do Airbus A320, portando foi necessário fazer algumas simplificações e suposições que serão melhor explicadas a seguir.

#### 3.1 Caracterização do equipamento

Como mencionado no trabalho de Landis e colaboradores (2018), o fabricante do equipamento original (OEM) do trocador de calor, Hamilton Sundstrand Marstons, especifica a geometria da entrada da corrente fria para o trocador de calor principal no manual de manutenção do componente. Estes são especificados para uma largura de 940 mm, altura de 250 mm e profundidade de 474 mm, exibida na Figura abaixo.

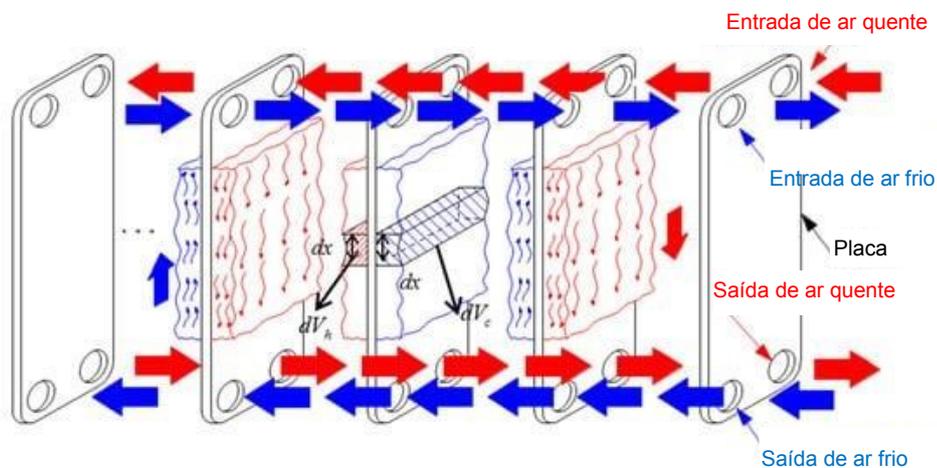


**Figura 33:** Desenho esquemático do pack de ar-condicionado do A320 com as dimensões do trocador de calor principal (DIXON-HARDY; et al., 2018).

Analisando a teoria exposta na fundamentação teórica da Seção 2, pode-se caracterizar o SCA do A320 como um trocador de calor compacto de aleta ondulada com o arranjo de contracorrente.

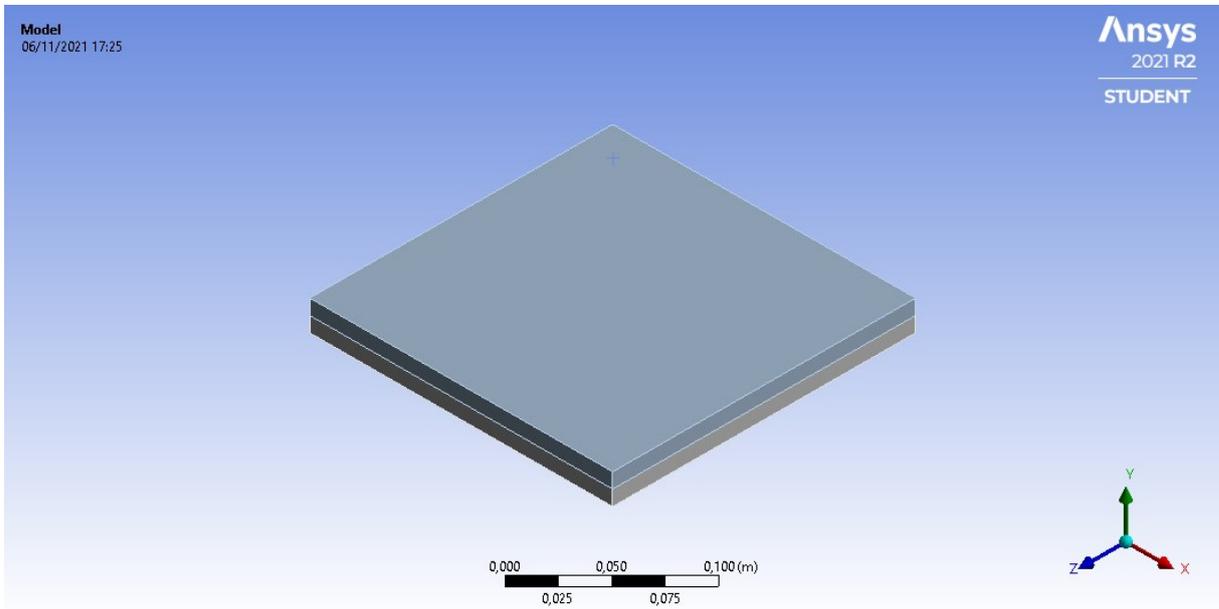
### 3.2 Modelo físico para simulação numérica

Um diagrama esquemático do trocador de calor placa corrugada de passagem única e fluxo cruzado típico desse tipo é composto por um lote de placas semelhantes e corrugadas. O fluido dentro de um canal troca calor com os canais vizinhos através das placas, conforme a Figura 34.



**Figura 34:** Processo de transferência de calor do trocador de calor de placas (adaptado de MIAO; et al., 2017).

Partindo desse princípio, para simplificar a estrutura estudada para a simulação computacional foi adotado o seguinte modelo.



**Figura 35:** Modelo simplificado.

Portanto, é possível dizer que o calor ocorre naturalmente de temperaturas mais altas para temperaturas mais baixas. Assim, se um fluido quente e um fluido frio são separados por uma superfície condutora de calor, o calor pode ser transferido do fluido quente para o fluido frio.

O desenvolvimento do modelo foi baseado na divisão do trocador de calor em volumes de controle finitos e tridimensionais, onde cada um destes são trocadores de calor de fluxo cruzado, e os fluidos de trabalho não se misturam.

### 3.3 Análise preliminar da estimativa da área

Com a definição do problema exposto anteriormente, e pressupondo que a aeronave esteja em cruzeiro, pelo levantamento de informações realizado na revisão bibliográfica desse texto foi possível levantar as seguintes informações:

$$\begin{aligned}T_{gen} &= 150 \text{ }^{\circ}\text{C} \\T_{qsai} &= 22 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

A temperatura de saída foi arbitrada em  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pela temperatura do conforto térmico dentro da cabine estar entre  $20\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O  $T_{qsai}$  é um requisito imposto necessário aos cálculos que serão feitos a partir de agora.

Em posse dessas informações, foi utilizado um pacote de software comercial para equações não lineares simultâneas, o EES (*Engineering Equation Solver*), para encontrar as propriedades do fluido de trabalho, como mostrados na Tabela 2, necessários para solucionar o problema proposto. Vale salientar que o objetivo da tabela é de analisar como as propriedades termofísicas afetam a transferência do calor do sistema estudado. Além disso, foi necessário realizar a conversão de alguns valores obtidos para SI.

**Tabela 2** – Dados obtidos pelo EES para o fluido ar quente.

$T\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$P\text{ [kPa]}$	$\rho\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$C_p\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$	$k\left[\frac{\text{mW}}{\text{mK}}\right]$	$\mu\text{ [u Pa.s]}$	$P_r$
-56,50	275,79	4,4350	0,9967	19,2800	14,3900	0,7437
-41,75	275,79	4,1520	1,0010	20,4300	15,1800	0,7438
-27,00	275,79	3,9030	1,0040	21,5700	15,9400	0,7421
-12,25	275,79	3,6830	1,0060	22,7000	16,6900	0,7392
2,50	275,79	3,4860	1,0060	23,8200	17,4100	0,7356
17,25	275,79	3,3090	1,0070	24,9300	18,1200	0,7317
32,00	275,79	3,1490	1,0070	26,0300	18,8100	0,7276
46,75	275,79	3,0040	1,0070	27,1200	19,4900	0,7237
61,50	275,79	2,8710	1,0070	28,1900	20,1500	0,7198
76,25	275,79	2,7500	1,0080	29,2600	20,8000	0,7163
91,00	275,79	2,6390	1,0090	30,3100	21,4300	0,7130
105,75	275,79	2,5360	1,0100	31,3600	22,0500	0,7100
120,50	275,79	2,4410	1,0000	32,3900	22,6600	0,7073
135,25	275,79	2,3530	1,0130	33,4100	23,2600	0,7049
150,00	275,79	2,2710	1,0140	34,4300	23,8500	0,7027

Logo, a média das propriedades é:

$$\begin{aligned} \underline{\rho}|_{-56,5-150^\circ} &= 3,0040 \frac{kg}{m^3} & \underline{C_p}|_{-56,5-150^\circ} &= 1,0070 \frac{kJ}{kg K} & \underline{\mu}|_{-56,5-150^\circ} &= 19,49 u Pa.s \\ \underline{k}|_{-56,5-150^\circ} &= 27,1200 \frac{mW}{mK} & \underline{P_r}|_{-56,5-150^\circ} &= 0,7237 & \underline{P}|_{-56,5-150^\circ} &= 275,79 kPa \end{aligned}$$

onde,  $\underline{\rho}$  é a densidade do ar,  $\underline{k}$  é a condutividade térmica,  $\underline{C_p}$  é o calor específico,  $\underline{P_r}$  é o número de Prandtl,  $\underline{\mu}$  é a viscosidade do ar.

**Tabela 3** – Dados obtidos pelo EES para o fluido ar frio.

$T [^\circ C]$	$P [kPa]$	$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	$C_p \left[ \frac{kJ}{kg K} \right]$	$k \left[ \frac{mW}{mK} \right]$	$\mu [u Pa.s]$	$P_r$
-56,50	19,6380	0,3158	0,9967	19,2800	14,3900	0,7437
-41,75	19,6380	0,2957	1,0010	20,4300	15,1800	0,7438
-27,00	19,6380	0,2780	1,0040	21,5700	15,9400	0,7421
-12,25	19,6380	0,2622	1,0060	22,7000	16,6900	0,7392
2,50	19,6380	0,2482	1,0060	23,8200	17,4100	0,7356
17,25	19,6380	0,2356	1,0070	24,9300	18,1200	0,7317
32,00	19,6380	0,2242	1,0070	26,0300	18,8100	0,7276
46,75	19,6380	0,2139	1,0070	27,1200	19,4900	0,7237
61,50	19,6380	0,2044	1,0070	28,1900	20,1500	0,7198
76,25	19,6380	0,1958	1,0080	29,2600	20,8000	0,7163
91,00	19,6380	0,1879	1,0090	30,3100	21,4300	0,7130
105,75	19,6380	0,1806	1,0100	31,3600	22,0500	0,7100
120,50	19,6380	0,1738	1,0000	32,3900	22,6600	0,7073
135,25	19,6380	0,1675	1,0130	33,4100	23,2600	0,7049
150,00	19,6380	0,1617	1,0140	34,4300	23,8500	0,7027

Logo, a média das propriedades é:

$$\begin{aligned} \underline{\rho}|_{-56,5-150^\circ} &= 0,2139 \frac{kg}{m^3} & \underline{C_p}|_{-56,5-150^\circ} &= 1,0070 \frac{kJ}{kg K} & \underline{\mu}|_{-56,5-150^\circ} &= 19,49 uPa.s \\ \underline{k}|_{-56,5-150^\circ} &= 27,1200 \frac{mW}{mK} & \underline{P_r}|_{-56,5-150^\circ} &= 0,7237 & \underline{P}|_{-56,5-150^\circ} &= 19,638 kPa \end{aligned}$$

Em posse dessas informações é possível calcular a viabilidade comercial do trocador de calor ou não. Neste método, consideramos apenas as temperaturas de entrada do A320 e calcula-se a temperatura de saída do ar quente e frio ( $T_{qsa}$ ,  $T_{fai}$ ).

Em relação à previsão da velocidade do ar RAM no duto de entrada, utilizou-se as taxas de fluxos típicas par operação do pack fornecida pelo HS Martsons para a aeronave B767. Segundo Dixon-Hardy (2018), mesmo a aeronave B767 sendo um projeto maior que a do A320. Então, também foi assumido que os dados fornecidos eram aplicáveis a este estudo, uma vez que volume total da cabine do B767 é apenas ligeiramente maior do que o do A320, portanto, taxas de ar condicionado semelhantes devem ser alcançadas. Ambas as aeronaves estão em operação nos mesmos campos de aviação, bem como em cruzeiro na mesma altitude, de modo que as variáveis de pressão e temperatura são as mesmas para o ar RAM.

**Tabela 4** – Dados de operação observadas no pack SCA do B767 (DIXON-HARDY; et al., 2018).

Tipo de operação	Trocador de calor principal		Trocador de calor auxiliar		Duto de ar de RAM	
	Solo	Cruzeiro	Solo	Cruzeiro	Solo	Cruzeiro
Taxa de fluxo de massa [ $kg \cdot s^{-1}$ ]	1,97	1,27	1,97	1,27	3,73	1,21
Temperatura [K]	491,48	429,82	458,15	365,37	312,59	255,21
Pressão absoluta [Bar]	3,49	1,31	5,23	1,10	1,00	0,23

Para o cálculo da temperatura de entrada do frio, que é o ar de RAM, foi considerado a temperatura do ar na altitude de cruzeiro do AIRBUR 320. Foi calculado pelo *Matlab*® utilizando a altitude de cruzeiro da aeronave aproximada de (39.042 ft), logo:

$$T_{fen} = -56,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para definir a efetividade de um trocador de calor, é importante, em primeiro lugar, determinar a taxa de transferência de calor máxima possível,  $q_{m\acute{a}x}$ . Essa taxa de transferência de calor poderia, em princípio, ser alcançada em um trocador de calor

contracorrente com comprimento infinito. Em tal trocador, o fluido com menor capacidade calorífica iria apresentar a máxima diferença de temperaturas possível,  $(T_{qen} - T_{fen})$ . A capacidade calorífica pode ser definida como uma grandeza física que determina a relação entre a quantidade de calor fornecida a um fluido e a variação de temperatura observada no mesmo. Assim, as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio podem ser representadas pelas Equações (4) e (5), respectivamente (INCROPERA, et al., 2002).

$$c_q = c_{p_q} \cdot \dot{m}_q \quad (4)$$

$$c_f = c_{p_f} \cdot \dot{m}_f \quad (5)$$

Assim,  $c_q = 1,27889 \left[ \frac{kW}{K} \right]$  e o  $c_f = 1,21847 \left[ \frac{kW}{K} \right]$ .

Temos,

$$c_{min} = (\dot{m}_q c_{p_q}, \dot{m}_f c_{p_f}) \quad (6)$$

$$Q_{m\acute{a}x} = c_{min} \cdot (T_{qen} - T_{fen}) \quad (7)$$

Assim,  $c_{min} = c_f = 1,21847 \left[ \frac{kW}{K} \right]$ .

Onde,  $c_{min}$  é a menor capacidade térmica entre os fluidos, ou seja, é o fluido que experimenta o máximo  $\Delta T$ . Assim,  $Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{eq} - T_{ef}) = 251,6141 [kW]$ .

Achando as menores temperaturas de saída temos:

$$Q_{m\acute{a}x} = c_q \cdot (T_{qen} - T_{qsai_{m\acute{i}n}}) \quad (8)$$

$$Q_{m\acute{a}x} = c_f \cdot (T_{fsai_{m\acute{a}x}} - T_{fen}) \quad (9)$$

onde,  $T_{qsai_{m\acute{i}n}} = -46,74 [^{\circ}C]$ , e  $T_{fsai_{m\acute{a}x}} = 150 [^{\circ}C]$ .

Arbitrando  $T_{qsai} = 22 [^{\circ}C]$ , e com o intuito de descobrir a melhor área de troca para esta condição estabelecida, temos:

$$Q = c_q \cdot (T_{qen} - T_{qsai}) \quad (10)$$

onde,  $Q = 163,698 [kW]$ .

Com isso,

$$Q = c_f \cdot (T_{fsai} - T_{fen}) \quad (11)$$

onde,  $T_{fsai} = 77,847$  [°C].

Na tabela a seguir é possível ver alguns valores representativos para coeficientes globais de troca térmica típicos envolvendo diferentes pares de fluido.

**Tabela 5** - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Fluidos de processo	U (W/m <sup>2</sup> .K)
Água-água	850 - 1700
Água-óleo	100 - 350
Água-gasolina ou querosene	300 - 1000
Aquecedores de água de alimentação	1000 - 8500
Vapor-óleo combustível leve	200 - 400
Vapor-óleo combustível pesado	50 - 200
Condensador de vapor	1000 - 6000
Condensador de freon (resfriado à água)	300 - 1000
Condensador de amônia (resfriado à água)	800 - 1400
Condensadores de álcool (resfriados à água)	250 - 700
Gás-gás	10 - 40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30 - 60 (p/ superfície do lado do ar)
	400 - 850 (p/ superfície do lado da água)
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	30 - 300 (p/ superfície do lado do ar)
	400 - 4000 (p/ superfície do lado do vapor)

Com base nesta tabela, o coeficiente global de transferência de calor escolhida para primeira estimativa da área considerando gás-gás é:

$$U = 40 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (12)$$

Conhecendo o cálculo de MLDT e o conceito de coeficiente global de transferência de calor, é possível realizar a estimativa preliminar da área de troca de calor para o trocador de calor casco e tubo, operando em contracorrente:

$$q = U \cdot A \cdot MLDT \quad (13)$$

onde,  $MLDT$  é definida pela equação (3), e é igual a 75,282 [°C].

Por fim, com estes valores, a estimativa inicial da área para o trocador de calor, operando em contracorrente será:

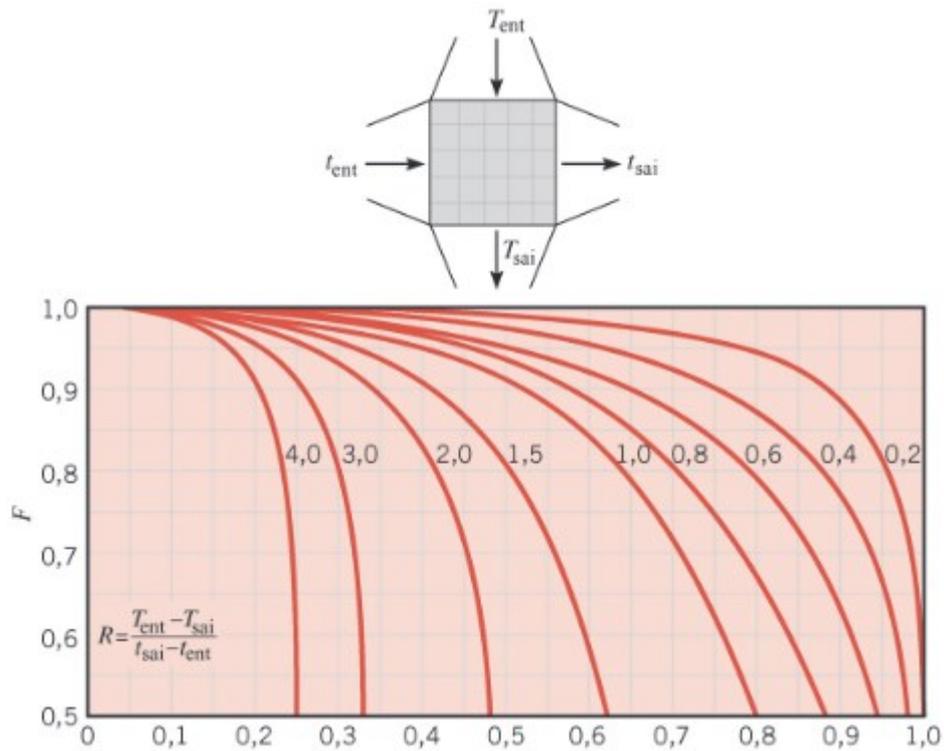
$$A = \frac{q}{U \cdot MLDT} \quad (14)$$

onde,  $A = 54,362 [m^2]$ .

### 3.4 Método do fator de correção

O desenvolvimento das expressões algébricas para o fator de correção  $F$  para as mais diversas configurações de trocadores de calor casco e tubos, podem ser vistas em Bowman et al. (1940) e Saunders (1988), utilizado para corrigir a área calculada anteriormente.

A figura abaixo mostra o fator de correção para um trocador de calor de escoamento cruzado, com passe único, com fluídos não misturados:



**Figura 36:** Fator de correção para um trocador de calor de escoamento, com passe único, com os fluidos não-misturados (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Na Figura 36 a abscissa é a efetividade térmica  $P$ , que indica o aquecimento ou o resfriamento efetivo, sendo, portanto, uma espécie de indicativo do rendimento térmico em relação ao fluido frio e é definida por:

$$P = \frac{T_{fsai} - T_{fen}}{T_{qen} - T_{fen}} \quad (15)$$

O parâmetro  $R$  que aparece nas curvas representa a razão entre os produtos da vazão mássica e o calor específico dos dois fluidos e pode ser definido por:

$$R = \frac{T_{qen} - T_{qsai}}{T_{fsai} - T_{fen}} \quad (16)$$

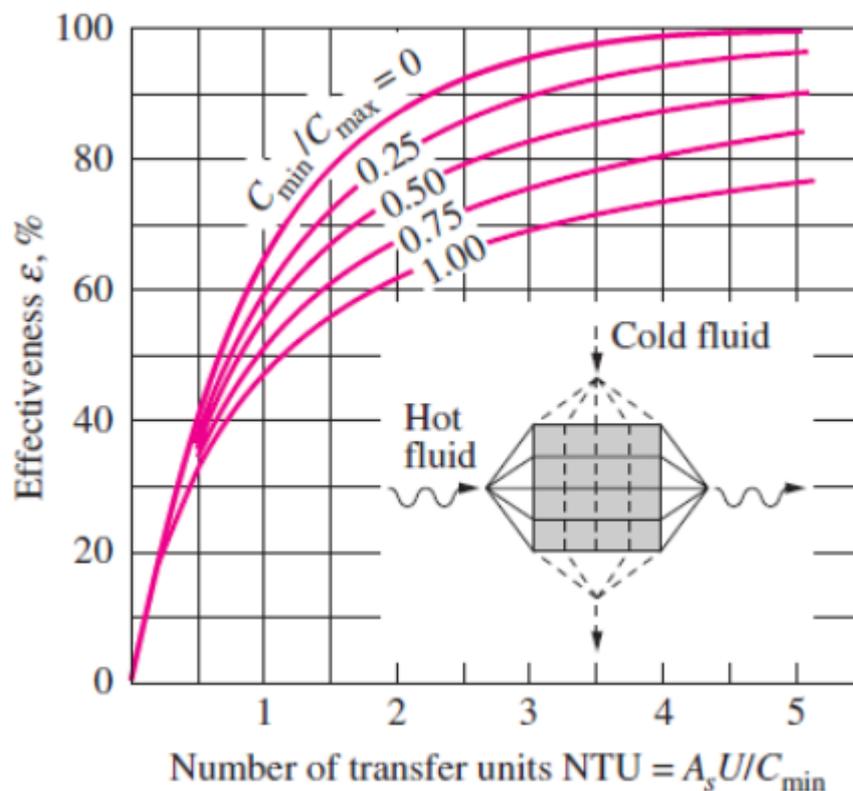
Portanto, temos  $P = 0,6198$ ,  $R = 1,0495$  e  $F = 0,83$ .

$$A = \frac{q}{U \cdot F \cdot MLDT} \quad (17)$$

Aplicando o fator de correção, temos pela Equação (17),  $A = 65,495 \text{ m}^2$ .

### 3.5 Dimensionamento pelo método de $\varepsilon$ -nut

Segundo Bicca (2006), o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas é de simples utilização na análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas de imediato pelas expressões que representam o balanço de energia. Contudo, se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, o uso do método da DTML exigirá um processo iterativo, o que torna o processo de cálculo trabalhoso. Tal problema pode ser simplificado com a ajuda do método da efetividade - NUT.



**Figura 37:** Gráfico de eficácia para trocador de calor de fluxo cruzado – fluxo cruzado de ambos os fluidos não-misturados (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O método de unidades de transferência – NUT (Número de Unidades de Transferência) foi desenvolvido por Nusselt (INCROPERA; DEWITT, 1996), e pode ser definida por:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (18)$$

onde o coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor é dado por,

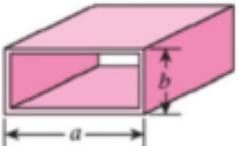
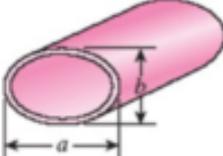
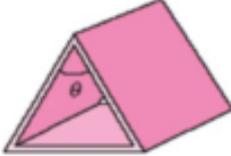
$$U = \left( \frac{1}{h_{quente}} + \frac{1}{h_{frio}} \right)^{-1} \quad (19)$$

Pelo Figura 37, temos  $\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,95$ .

Levando em consideração que o trocador estudado possui um escoamento laminar em tubo não circular, segundo Incropera, *et al.* (2008), o uso de correlações de tubos circulares para abordar esse tipo de problema é menos preciso, especialmente em seções transversais definidas com cantos vivos. No caso de tubos de diferentes seções transversais, a Tabela 6 representa o número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar.

**Tabela 6** – Número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar para tubos de diferentes seções transversais (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ( $D_h = 4A_c/p$ ,  $Re = V_{avg}D_h/\nu$  and  $Nu = hD_h/k$ )

Tube Geometry	$a/b$ or $\theta^\circ$	Nusselt Number		Friction factor $f$
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle	—	3.66	4.36	64.00/Re
 Rectangle	$a/b$			
	1	2.98	3.61	56.92/Re
	2	3.39	4.12	62.20/Re
	3	3.96	4.79	68.36/Re
	4	4.44	5.33	72.92/Re
	6	5.14	6.05	73.80/Re
	3	5.60	6.49	32.32/Re
	$\infty$	7.54	8.24	96.00/Re
 Ellipse	$a/b$			
	1	3.66	4.36	64.00/Re
	2	3.74	4.56	67.28/Re
	4	3.79	4.88	72.96/Re
	8	3.72	5.09	76.60/Re
	16	3.65	5.18	78.16/Re
 Isosceles Triangle	$\theta$			
	$10^\circ$	1.61	2.45	50.80/Re
	$30^\circ$	2.26	2.91	52.28/Re
	$60^\circ$	2.47	3.11	53.32/Re
	$90^\circ$	2.34	2.98	52.60/Re
	$120^\circ$	2.00	2.68	50.96/Re

Considerando que as placas corrugadas passam fluxo em cada camada e considerando o diâmetro hidráulico de um triângulo de lados iguais (1 cm), temos:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{p} \quad (20)$$

assim,  $D_h = 0,577$  [cm].

De acordo com Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), os escoamentos turbulentos são frequentemente utilizados por proporcionarem maior coeficiente de transferência de calor. Além disso, os escoamentos turbulentos são comumente utilizados na prática por proporcionarem maior coeficiente de transferência de calor.

Para o escoamento turbulento no interior de tubos é preferível usar as equações de Dittus-Boelter, que são aplicadas na seguinte forma:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (21)$$

onde,  $Nu = 3,11$ .

Isolando  $h$  da Equação (21) temos:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (22)$$

onde,  $h_{frio} = h_{quente} = 14,6175 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ .

Portanto, pela Equação (19)  $U = 7,3087 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ , dessa forma, pela Equação (18),  $NUT = 0,3928$ , e portanto,  $\varepsilon = 0,23$ .

Fazendo os cálculos para achar o necessário para atender as exigências, temos:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (23)$$

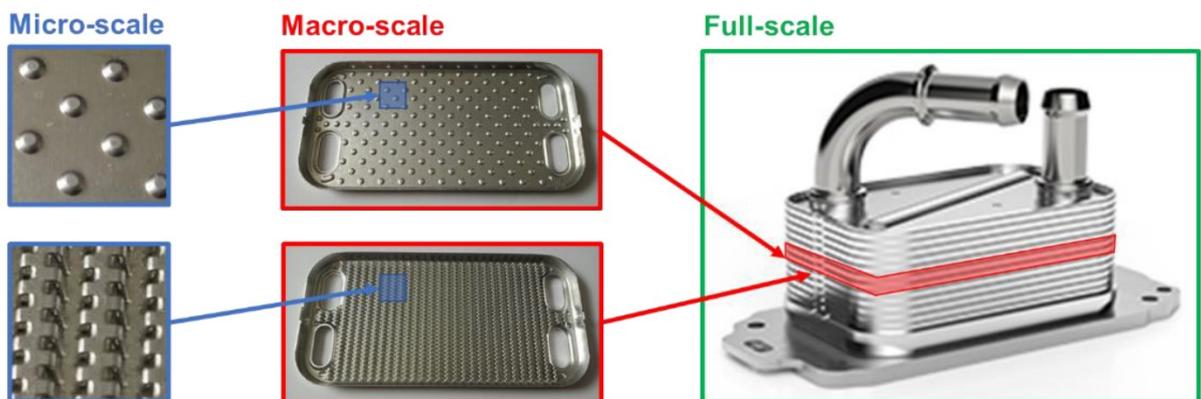
onde,  $\varepsilon = 0,65$ .

Para uma efetividade de 65 %, acha-se o  $NUT = 2,5$ . Logo, isolando o  $A$  na Equação (18), temos  $A = 416,8 \text{ m}^2$ .

### 3.6 *Downscaling* do sistema

Conforme Della e colaboradores (2019) modelagem em escala real de um trocador de calor é um problema complexo, que envolve escalas diferentes. Em particular, a menor escala é representada pelo tamanho das pequenas aletas ou covinhas, geralmente incluídas para aumentar a transferência de calor, enquanto a

maior é representada pelo tamanho total do dispositivo. Além disso, o modelo deve levar em consideração as diferentes fases que participam do processo de transferência de calor, a saber, duas fases fluidas (refrigerante e fluido quente) e, pelo menos, uma fase sólida (o material de que é feito o refrigerador). A Figura 38 relata uma visão geral das escalas típicas, que devem ser consideradas para abordar a simulação de um trocador de calor: (a) A microescala, entendida como a escala, que descreve o menor detalhe geométrico significativo para o problema; (b) a macroescala, onde os menores detalhes geométricos da microestrutura são desprezados e modelos adequados são introduzidos para a descrição do comportamento médio dos meios porosos; (c) a escala real, que considera o dispositivo global em sua complexidade nas escalas maiores, enquanto as escalas menores são modeladas.



**Figura 38:** Visão geral das escalas características do problema: microescala, macroescala e escala real (DELLA; *et al.*, 2019).

Nesse contexto, pequenas escalas podem ser analisadas considerando pequenos domínios, ou seja, a maior carga computacional relacionada à alta resolução é parcialmente compensada pela menor extensão de domínio de tal forma para limitar o número geral de células. Neste quadro, os resultados obtidos nas escalas menores podem ser processados para obter correlações, por exemplo, em termos de queda de pressão e propriedades de transferência de calor, que podem ser aplicadas para a modelagem de grandes escalas (DELLA; *et al.*, 2019).

Fazendo o downscaling para caber na versão estudante do ANSYS, temos:

$$\frac{Q}{A} = 0,39276 \left[ \frac{kW}{m^2} \right] \quad (24)$$

Portanto, aplicando o *downscaling* temos:

$$Q = \varepsilon_{calculado} \cdot Q_{max} = 163,69792 \text{ [kW]} \quad (25)$$

$$Q = \frac{163,69792}{0,39276 \cdot 1000} = 0,417 \text{ [kW]} \quad (26)$$

$$A = \frac{416,784}{0,39276 * 1000} = 1,0611 \text{ m}^2 \quad (27)$$

Com isso, calculamos os dados para gerar no ANSYS dos fluidos quentes e frios. Logo, calculando do fluido quente, temos:

$$\dot{m}_q = \frac{Q}{Cp_q \cdot (T_{sq} - T_{eq})} = 2,546 \times 10^{-3} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (28)$$

Assim, é possível calcular a velocidade do fluido quente pela fórmula abaixo,

$$V_q = \frac{\dot{m}_q}{\rho A} \quad (29)$$

A área do cálculo a cima é referente ao lado de entrada do fluido quente,

$$V_q = \frac{\dot{m}_q}{\rho A} = 1,597 \times 10^{-3} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (30)$$

Logo, será necessário calcular o Número de Reynolds pela seguinte fórmula, obtendo-se um regime laminar:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 4,8331 \quad (31)$$

Onde D é o diâmetro hidráulico da superfície em que o fluido entra na placa, ou seja, a superfície lateral.

Mantendo a relação das capacidades térmicas, temos:

$$\frac{m_q C p_q}{m_f C p_f} = \frac{1,27889}{1,21847} = \frac{2,546x10^{-3} \cdot 1,27889}{m_f \cdot 1,21847} \rightarrow m_f = 2,805x10^{-3} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (32)$$

Assim,

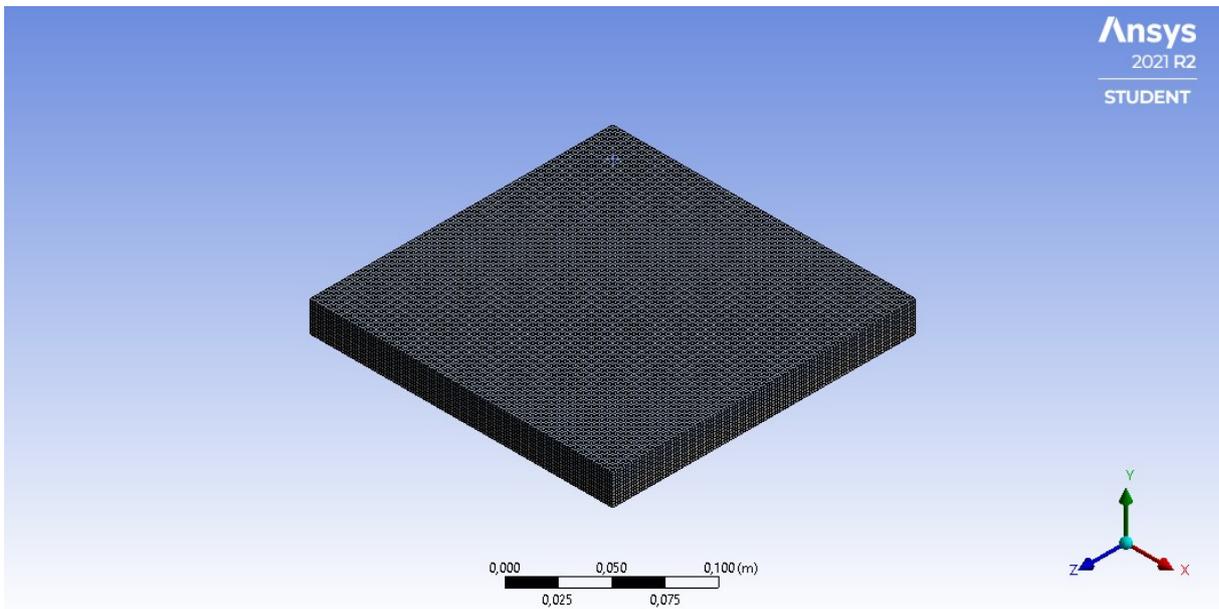
$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho A} = 2,471x10^{-2} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (33)$$

Logo, será necessário calcular o Número de Reynolds novamente:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 5,493x10^{-7} \quad (34)$$

### 3.7 Simulação numérica

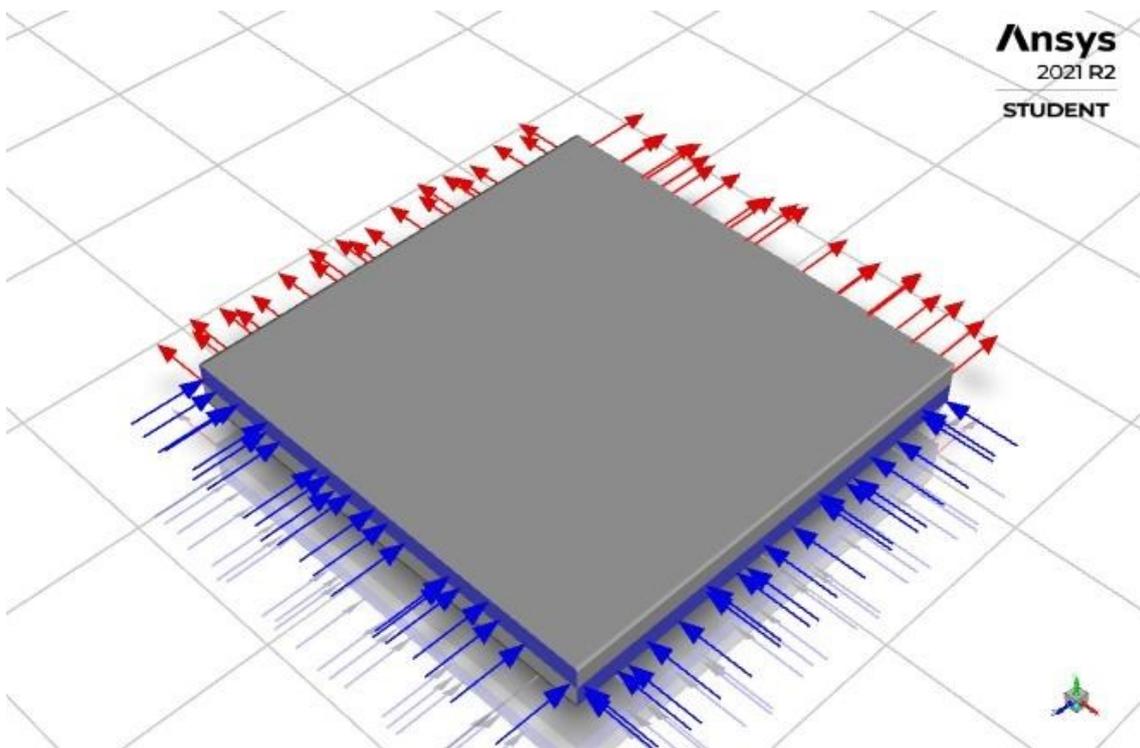
O processo de modelagem começou com a geração da malha estruturada para a caracterização do desempenho do trocador de calor. A extensão do domínio computacional foi reduzida de forma a reduzir ao mínimo o número de células necessárias para a análise. A grade computacional (Figura 39) consiste em uma malha totalmente hexaédrica estruturada em blocos, cujo tamanho de malha é escolhido com base no número Re máximo a ser simulado.



**Figura 39:** Detalhe da malha para os cálculos em *downscaling*.

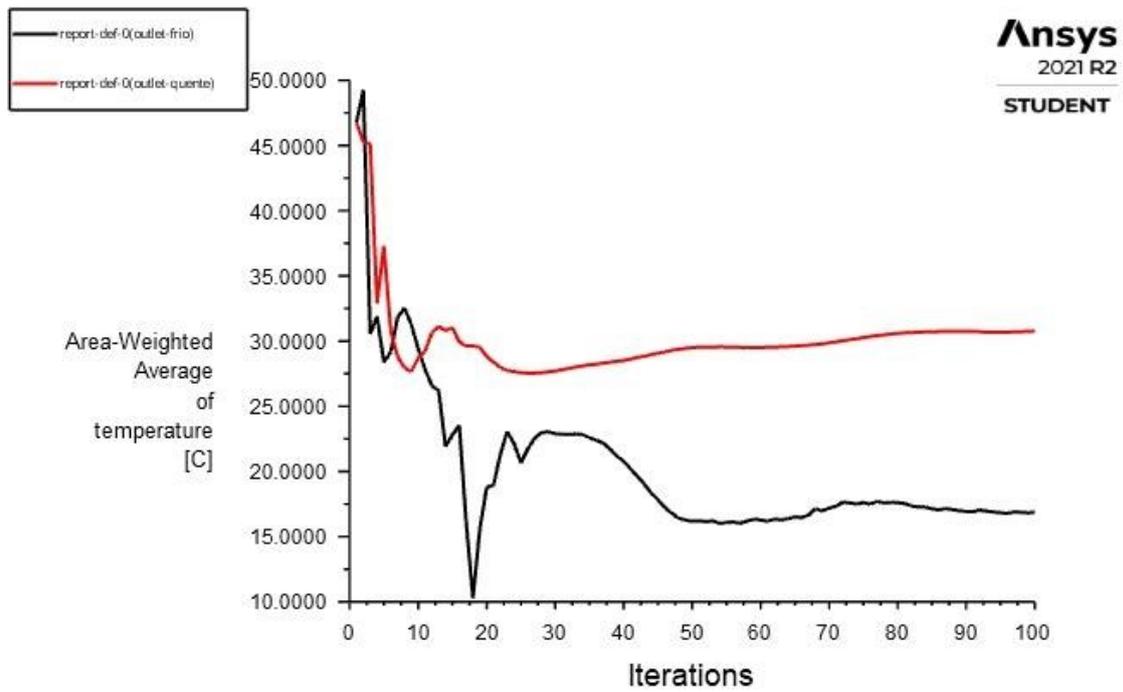
### 3.8 Condições de contorno da malha e modelos adotados

A seguir será demonstrado as configurações adotadas para encontrar a viabilidade do projeto. Logo:



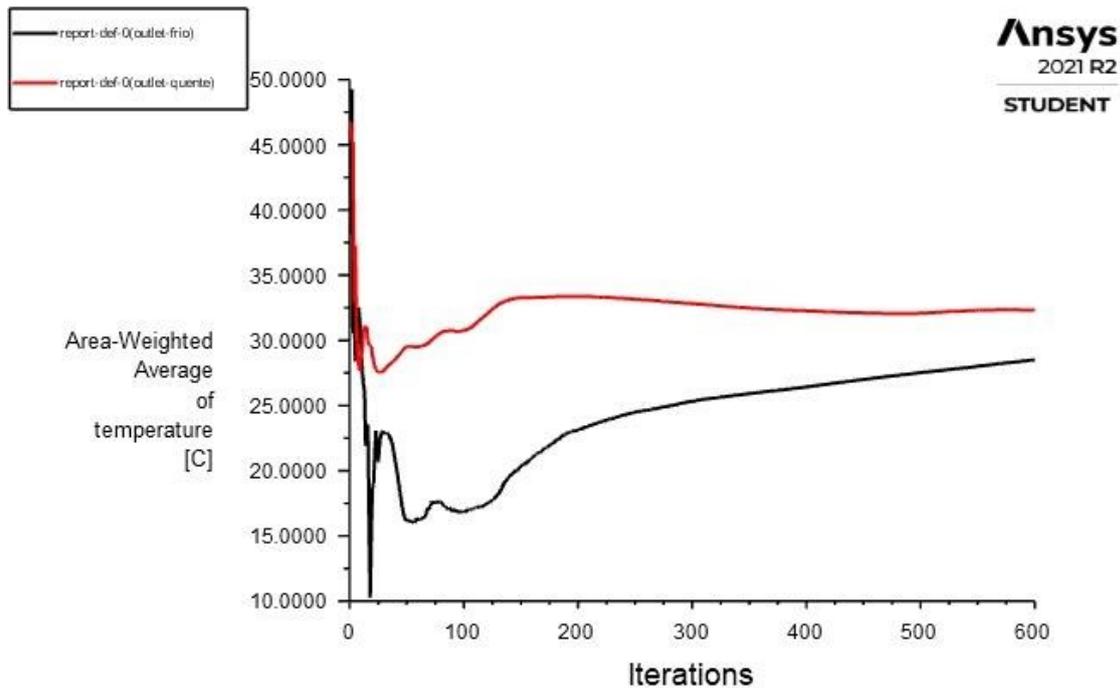
**Figura 40:** Configuração A de entrada e saída dos fluídos.

Para 100 iterações, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 41:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para configuração A.

Para 600 iterações, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 42:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 600 iterações para configuração A.

Calculando a quantidade de calor trocada para as temperaturas médias encontradas no ANSYS®, temos:

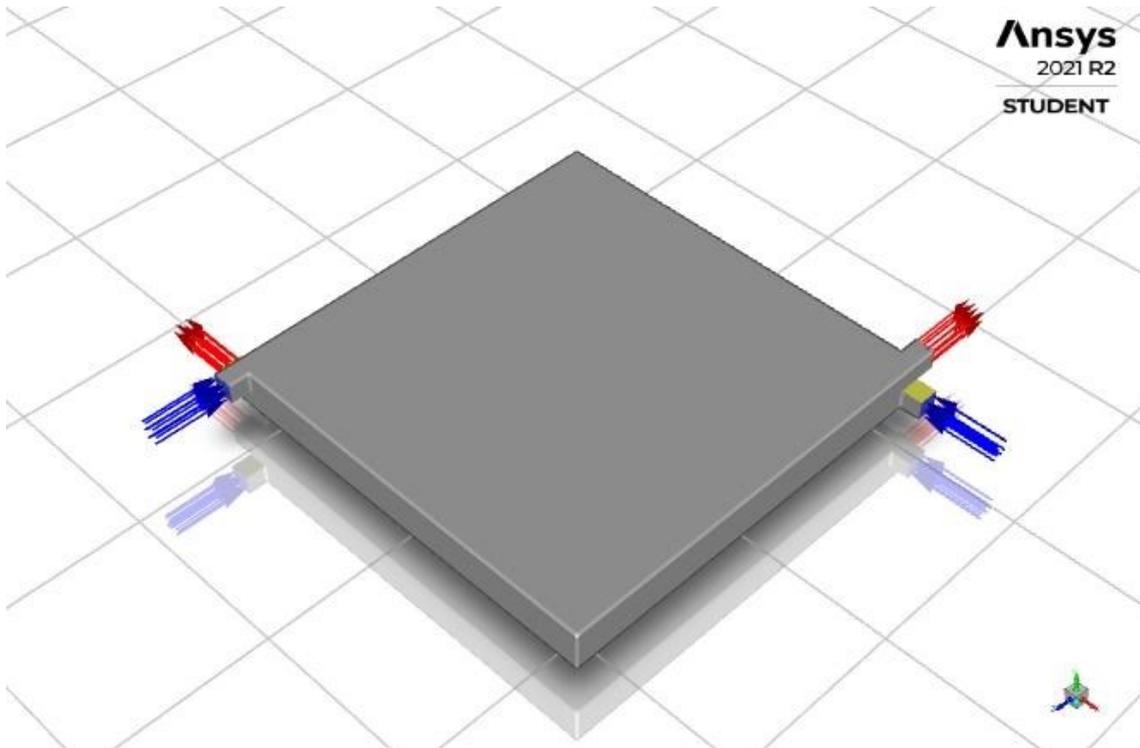
$$Q = m_q C p_q \cdot (T_{eq} - T_{sq}) \quad (35)$$

onde,  $Q = 0,383 [kW]$ .

Como foi calculado anteriormente, temos que a quantidade de calor trocada é diferente da quantidade adequada para este projeto que foi calculada anteriormente,  $Q = 0,417 [kW]$ .

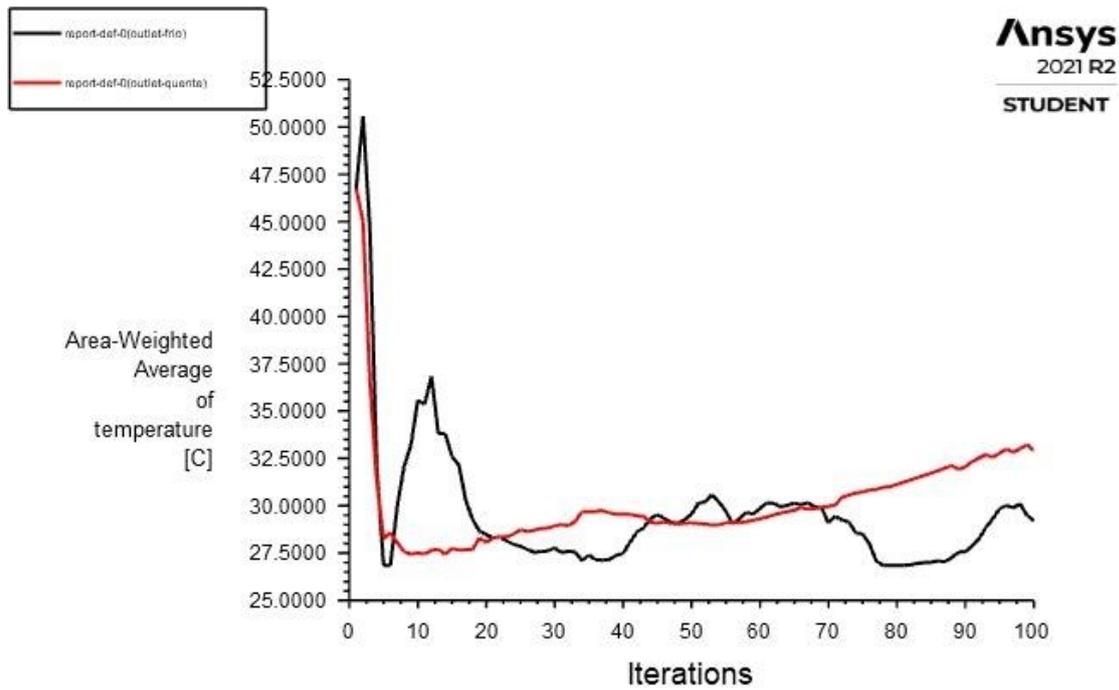
Considerando temperatura variáveis e analisando o ANSYS®, nota-se que no caso as temperaturas de saídas não saem tão uniformes assim. Onde a temperatura é maior, menor é a viscosidade e com isso, o escoamento tende a correr por este lado. Agora, mudando a área de injeção para  $1 \times 1 \times 1$  cm com o objetivo de alterar mais as linhas de corrente, ou seja, alterando a geometria e mantendo  $20 \times 20 \times 1$  cm, fazendo

os mesmos cálculos anteriores e corrigindo as velocidades para o sistema de entrada ainda ter a mesma vazão mássica, temos  $V_q = 8,4755 \times 10^{-2} \left[ \frac{m}{s} \right]$  e  $V_f = 1,3113 \left[ \frac{m}{s} \right]$ .



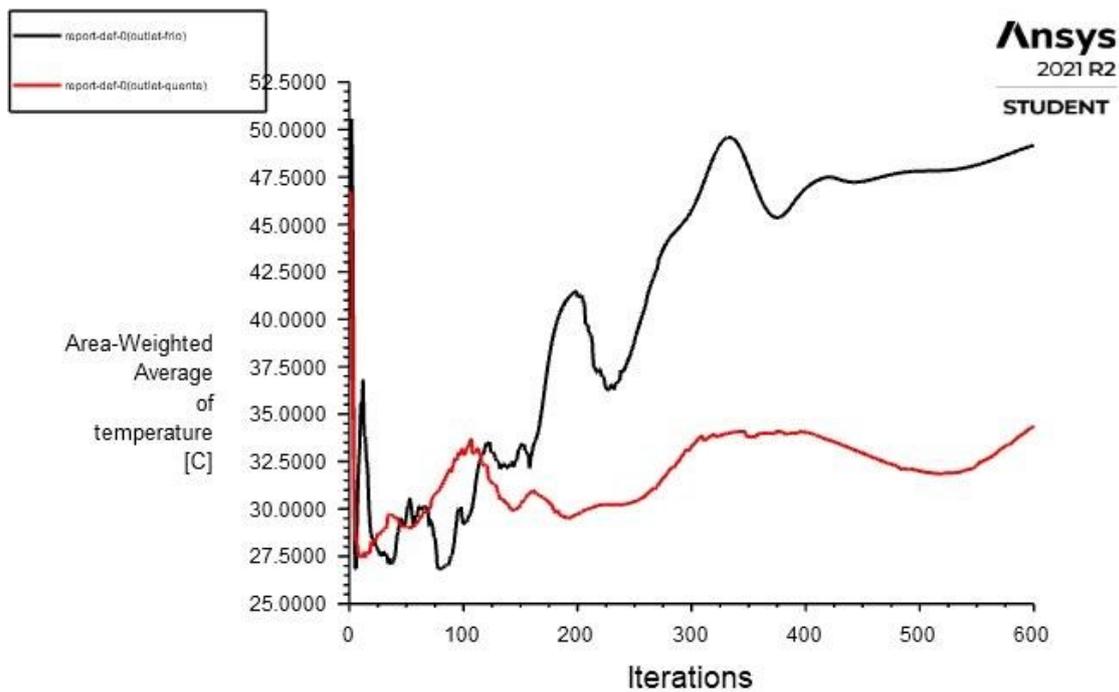
**Figura 43:** Configuração B de entrada e saída dos fluidos.

Para 100 iterações, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 44:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para configuração B.

Para 600 iterações, obteve-se os seguintes gráficos:

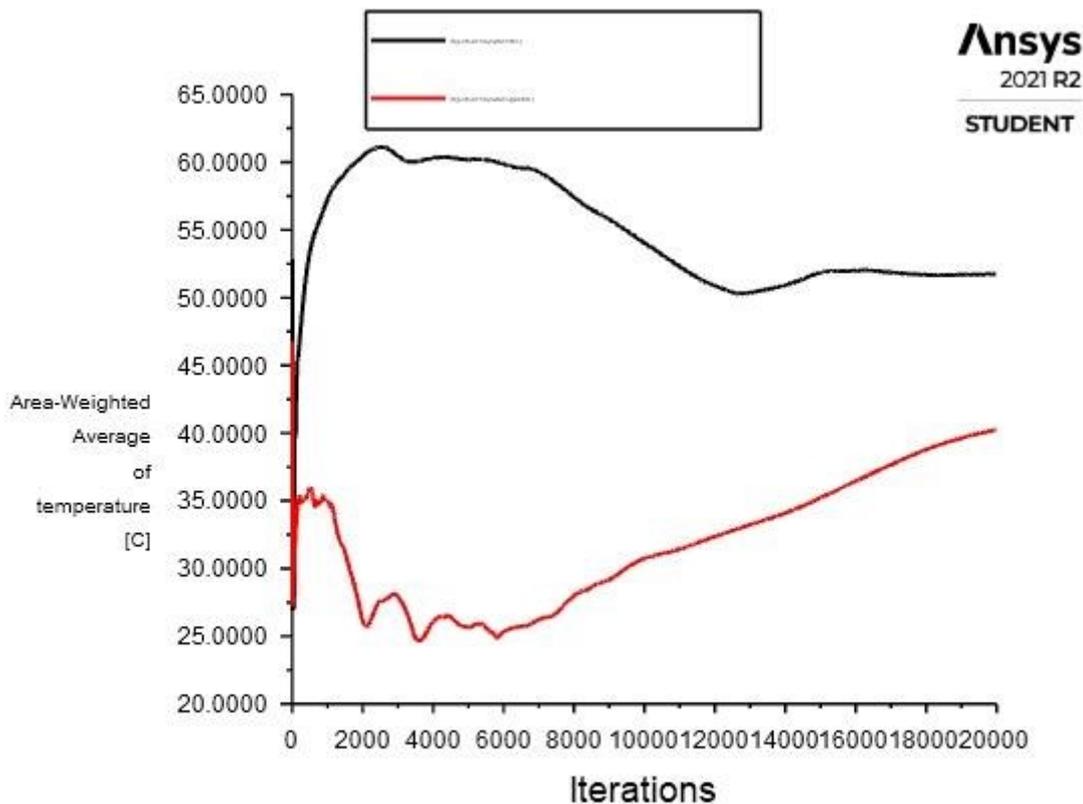


**Figura 45:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 600 iterações para configuração B.

Dessa forma, utilizando a Equação (35),  $Q = 0,376 [kW]$ .

Recalculando a média logarítmica das temperaturas, Equação (3),  $MLDT = 95,7^{\circ}C$  e, isolando  $U$  da Equação (13),  $U = 3,7044 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$ .

Para aproximadamente 20.000 iterações, considerando regime turbulento k- $\omega$ , ainda utilizando a configuração da Figura 43 para analisar a convergência das temperaturas finais, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 46:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 20.000 iterações para a configuração B.

Recalculando, novamente a quantidade de calor considerando as temperaturas de saídas encontradas, temos:

$$Q = m_q C p_q \cdot (T_{eq} - T_{sq}) = 1,273 \times 10^{-3} * 1,27889 * (150 - 40) = 0,358 [kW]$$

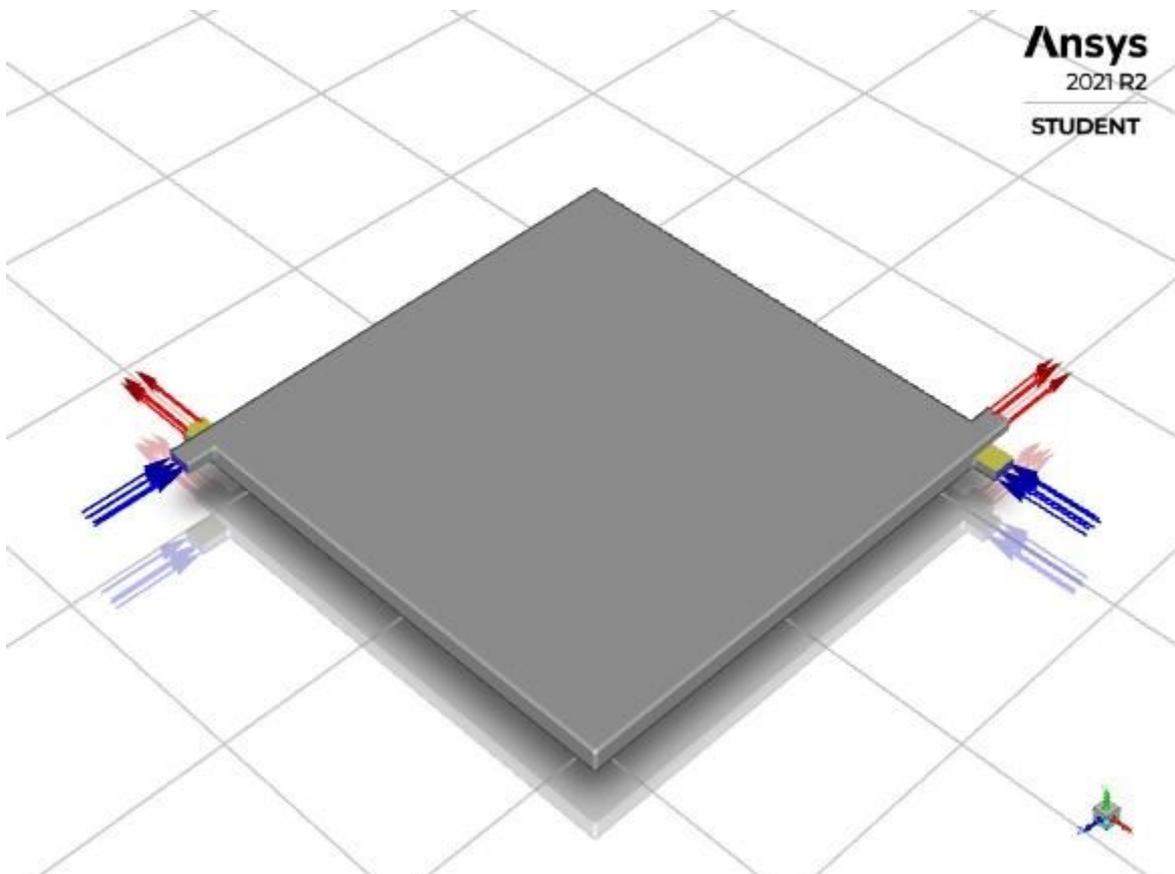
Recalculando a média logarítmica das temperaturas, temos

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{eq} - T_{sf}) - (T_{sq} - T_{ef})}{\ln \left( \frac{(T_{eq} - T_{sf})}{(T_{sq} - T_{ef})} \right)} = 96,9^\circ\text{C}$$

Assim,

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{ln}} = 3,48 \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

Como o Coeficiente Global ainda é menor do que o esperado, é alterada novamente a geometria para  $20 \times 20 \times 0,5 \text{ cm}$ , conforme a Figura abaixo, e alterando a vazão pela metade com o intuito de obter convergência das temperaturas e um problema viável, temos:

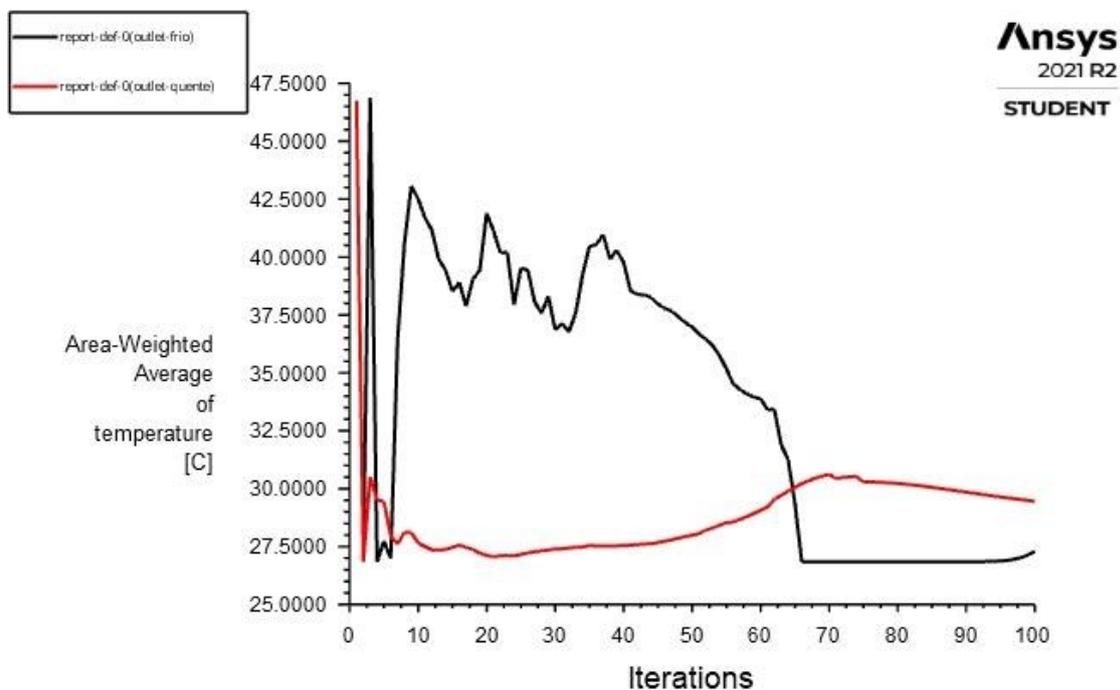


**Figura 47:** Configuração C de entrada e saída dos fluídos.

$$\dot{m}_q = 1,273 \times 10^{-3} \left[ \frac{kg}{s} \right] \text{ e } \dot{m}_f = 1,402 \times 10^{-3} \left[ \frac{kg}{s} \right].$$

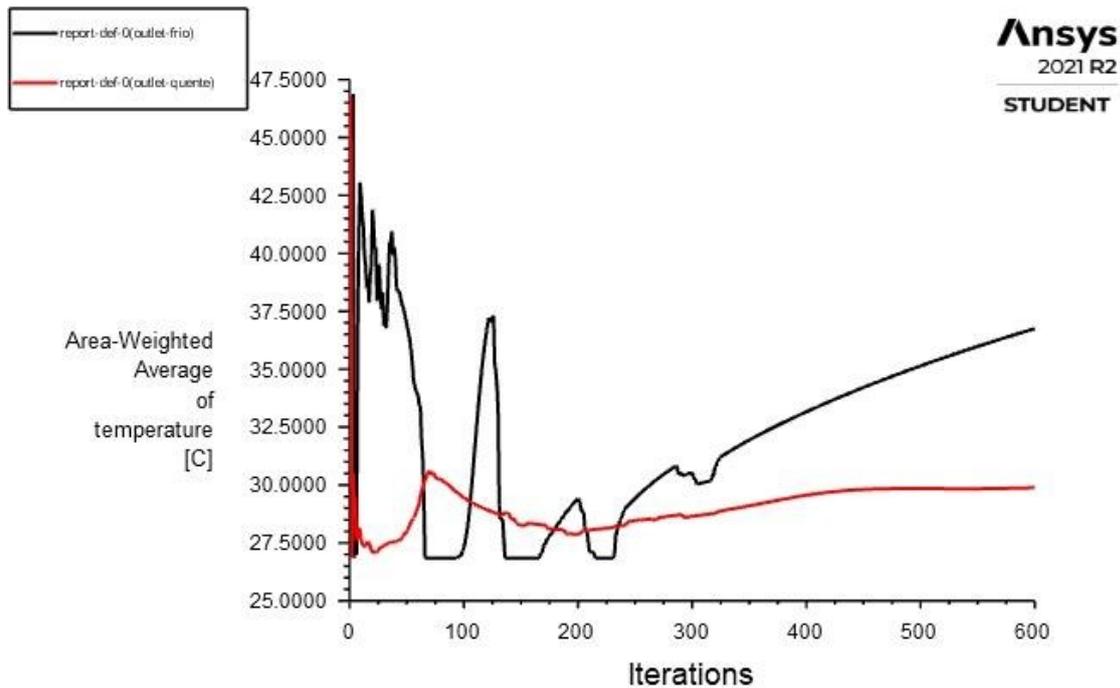
$$\text{Portanto, } V_q = 7,987 \times 10^{-4} \left[ \frac{m}{s} \right] \text{ e } V_f = 1,236 \times 10^{-2} \left[ \frac{m}{s} \right].$$

Para 100 iterações, utilizando a configuração da Figura 47, porém considerando a 1 x 1 cm como a área de entrada do fluido, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 48:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 100 iterações para a configuração C.

Para 500 iterações, obteve-se os seguintes gráficos:



**Figura 49:** Média ponderada da área de temperatura adotada para os cálculos em microescala para 500 iterações para a configuração C.

Recalculando a quantidade de calor considerando as temperaturas de saídas encontradas, temos

$$Q = m_q C p_q \cdot (T_{eq} - T_{sq}) = 1,273 \times 10^{-3} * 1,27889 * (150 - 30) = 0,1954 [kW]$$

Recalculando a média logarítmica das temperaturas, temos

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{eq} - T_{sf}) - (T_{sq} - T_{ef})}{\ln \left( \frac{(T_{eq} - T_{sf})}{(T_{sq} - T_{ef})} \right)} = 99,4^{\circ}\text{C}$$

Assim,

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{ln}} = 1,85 \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

Como o coeficiente global foi menor do que esperado, esta geometria C também está descartada.

#### 4. CONCLUSÃO

Concluindo os objetivos deste trabalho, foi realizado uma simulação do desempenho do trocador de calor ar-ar baseada em *downscaling* descrita na seção anterior. Isso permitiu realizar a modelagem, levando em consideração todos os fenômenos significativos que ocorrem nas diferentes escalas.

Em busca de simular o comportamento do trocador de calor com base na revisão bibliográfica exposta no decorrer do trabalho e de acordo com o método de estudo proposto, pode-se concluir que foi possível realizar as simulações numéricas previstas no cronograma. Apesar das limitações impostas pela pandemia de COVID-19, foi realizado todas as análises pertinentes e possíveis até sua conclusão. É importante enfatizar que poucos estudos na literatura aberta foram seguidos sobre o tema estudado neste trabalho.

Neste trabalho selecionou-se o sistema de ar condicionado da aeronave Airbus 320, que de acordo com a revisão bibliográfica pode ser classificado como um trocador de calor de placas corrugadas. Fazendo cálculos matemáticos foram encontradas para as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente, conforme os valores abaixo:

$$\begin{aligned} T_{qsai} &= 22^{\circ}C \\ T_{fsai} &= 77,9^{\circ}C \end{aligned}$$

Relacionando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos encontrados, e considerando trocadores de calor de aletas corrugadas, obteve resultados satisfatórios. Explorada análise numérica, foi constatado alguns parâmetros que devem ser reavaliados na análise numérica, onde se obteve as seguintes temperaturas finais:

$$\begin{aligned} T_{qsai} &= 50^{\circ}C \\ T_{fsai} &= 52,5^{\circ}C \end{aligned}$$

Os resultados numéricos divergiram da análise matemática, porém esta divergência pode ser explicada pelos resultados adotados na análise numérica e os parâmetros utilizados.

Foi utilizado o modelo k-omega SST que fornece uma melhor previsão de separação de fluxo do que a maioria dos modelos RANS e também é responsável por ter um bom comportamento em gradientes de pressão adversos, tanto que é o modelo mais comumente utilizado na indústria devido à sua alta precisão em relação ao índice

de despesas. Em contrapartida, este tipo de modelo produz alguns níveis de grandes turbulências em regiões com grande deformação normal, como regiões de estagnação e regiões com forte aceleração, mas esta situação não foi encontrada em nenhuma configuração adotada neste trabalho.

Mesmo não chegando a convergência, o presente trabalho foi vantajoso do ponto de vista de formação acadêmica e profissional, por ter explorado uma abordagem desde a análise bibliográfica, passando por uma análise empírica, de onde advém as correlações utilizadas na análise matemática, e finalizando com uma análise numérica detalhada a partir do CFD.

## 5. REFERÊNCIAS

AIRBUS. **VACBI diagram, Airbus air conditioning system. Aircraft Maintenance Manual.** 1992.

BEZOLD, A. **Cabin air quality – key to a comfortable flight: How to make an aircraft breathe.** Airbus, FAST technical magazine, jan. 2021. Disponível em: < <https://services.airbus.com/en/newsroom/fast/2021/cabin-air-quality.html>>. Acesso em: 01 set. 2021.

BICCA, G. B. **Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubos.** 189f. Tese (Mestrado – Engenharia) e Área de concentração em projeto, modelagem e simulação de processos químicos). Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

BROGAN, R. J. **Heat Exchangers.** Thermopedia, 2011. ISBN: 978-1-56700-456-4. DOI: 10.1615/AtoZ.h.heat\_exchangers.

BOWMAN, R. A.; MUELLER, A. C.; NAGLE, W. M. **Mean temperature difference indesign.** Transactions of the ASME, v. 62, p. 283–294, May 1940.

CAROZZA, A. **Heat Exchangers in the Aviation Engineering. Heat Exchangers - Advanced Features and Applications.** 2017. doi:10.5772/67486

CENGEI, Y.O. **Heat Transfer A practical Approach**, ed. 2, McGraw-Hill, pp. 667-716. 2003.

CONNOR, N. **What is Regenerative Heat Exchanger – Definition.** Thermal-Engineering, 2019. Disponível em: < <https://www.thermal-engineering.org/what-is-regenerative-heat-exchanger-definition/>>. Acesso em: 15 set. 2021.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações.** 3. ed. Brasil: AMGH Editora, 2015.

DELLA-TORRE, A.; GIANLUCA MONTENEGRO, A. O.; SUMIT, K.; ROBERTO, I. **“Multi-Scale CFD Modeling of Plate Heat Exchangers Including Offset-Strip Fins and Dimple-Type Turbulators for Automotive Applications”** Energies 12, no. 15: 2965. 2019. <https://doi.org/10.3390/en12152965>

FANG, X. **“Mathematical Simulation of Transient Thermal Process of Aircraft Cabins”**, SAE Technical Paper Series 1999-01-2720, 6p.1999.

- FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION - FAA. **Federal aviation regulations (far), §25.831 'ventilation'**, last amended 1997.
- HESSELGREAVES, J. E. **Compact heat exchangers: selection, design and operation**. Gulf professional publishing, 2001.
- INCROPERA, F. P.; *et al.* **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- INCROPERA, F. P.; LAVINE, A. S.; BERGMAN, T. L., PDEWITT, D. **Principles of heat and mass transfer**. Wiley, 2013.
- LAMBERTS, R. *et al.* **Conforto e stress térmico**. Apostila de conforto térmico em edificações. Labeee, UFSC, 2016.
- LANDIS, ALBERT & DIXON-HARDY, DARRON & HEGGS, PETER & AL-DAMOOK, MOUSTAFA. **CFD Analysis of RAM Air Flow in an Aircraft Air Conditioning System**. 2018. DOI: 10.13140/RG.2.2.29149.56802.
- Liebherr. **A320 Environmental Control System Component Maintenance Manual**. 1999.
- LIEBHERR AEROSPACE. **A319/A320/A321 Environmental Control System: Familiarization Training**. 2004.
- LIENHARD IV, J. H.; LIENHARD V, J. H. **A heat transfer textbook**. Courier Corporation, 2015.
- MAKRIS, K. **Air cycle cooling pack**. 2021. Disponível em: <<https://www.k-makris.gr/cooling-pack/>>. Acesso em: 20 set. 2021
- MISHRA, M., DAS, P.K., SARANGI, S. **Second Law Based Optimisation of Crossflow Plate-Fin Heat Exchanger Design Using Genetic Algorithm**. Applied Thermal Engineering. 2009. 29(14-15). pp.2983-2989.
- MERZVINSKAS, M., BRINGHENTI, C., TOMITA, J., & De ANDRADE, C. **Air conditioning systems for aeronautical applications: A review**. The Aeronautical Journal, 124(1274), 499-532. 2020. DOI:10.1017/aer.2019.159
- ORGEDA, R; Yoshi, H. C. M. H. Y. **Trocadores de Calor**. 2021. Disponível em: <<https://www.unicesumar.edu.br/wp-content1/uploads/degustacao/ebook/ebook-material-didatico-engenharia-eletrica.pdf>>. Acesso em: 20 out. 2021.
- PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-Graduação em

- Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e Fluídos). Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.
- RODRÍGUEZ-SÁNCHEZ, M. R., MARUGAN-CRUZ, C., ACOSTA-IBORRA, A., SANTANA, D. **Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver**. Applied Thermal Engineering, 73(1), 993–1005. 2014. DOI:10.1016/j.applthermaleng.
- ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I., *et al.* **Handbook of heat transfer**, vol. 3. McGraw-Hill New York, 1998.
- SADRIZADEH, S. **Numerical Investigation of Thermal Comfort in an Aircraft Passenger Cabin**. E3S Web of Conferences, 111, 01027. 2019. doi:10.1051/e3sconf/201911101027.
- SAUNDERS, E. A. D. **Heat exchangers : selection, design and construction**. New York, NY: Longman Scientific & Technical, 1988.
- SHAH, R. K. **Compact heat exchangers**. Handbook of Heat Transfer Applications. 2nd edn., Eds. W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. McGraw-Hill, New York. 1985.
- SHAH, R. K. In Attilio Bisio and Sharon Boots, editors, **Encyclopedia of energy technology and the environment**, pages 1651–1670. John Wiley & Sons, 1994.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Engine Bleed Air Systems for Aircraft, (Aerospace Recommended Practice, ARP1796A)**, SAE International, Warrendale, PA, USA. 2007.
- Training Manual A319/A320/A321: ATA 21 Air Conditioning ATA Spec. 104 Level 3**. Lufthansa, 1996.
- THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. CRC Press. 2000.
- Types of heat exchangers and their working principle**. Learn Engineering, 2021. Disponível em: <<https://www.learnengineering.net/types-of-heat-exchangers-and-their-working-principle/>>. Acesso em: 10 set. 2021.
- WILLMOTT, A. J. **Regenerative Heat Exchangers**. Thermopedia, 3921, 2021. ISBN: 978-1-56700-456-4. DOI: 10.1615/AtoZ.r.regenerative\_heat\_exchangers
- WEBB, R.L. **Principles of Enhanced Heat Transfer**. CRC Press. 2005.

WRIGHT, S. J., DIXON-HARDY, D. W.; HEGGS, P.J. **Aircraft air conditioning heat exchangers and atmospheric fouling**. Thermal Science and Engineering Progress, 7. pp. 184-202. ISSN 2451-9049. 2018. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.06.007

ZOHURI, B. (2016). **Heat Exchanger Types and Classifications**. **Compact Heat Exchangers**, 19–56. DOI:10.1007/978-3-319-29835-1\_2.