

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

KAUE RODRIGUES

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TRANSIENTE DE UM TROCADOR DE CALOR
COMPACTO: aplicado ao sistema de arrefecimento de um Fórmula SAE elétrico**

São Bernardo do Campo

2016

KAUE RODRIGUES

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TRANSIENTE DE UM TROCADOR DE CALOR
COMPACTO: aplicado ao sistema de arrefecimento de um Fórmula SAE elétrico**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

São Bernardo do Campo

2016

Rodrigues, Kaue.

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TRANSIENTE DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO: aplicado ao sistema de arrefecimento de um Fórmula SAE elétrico / Kaue Rodrigues. São Bernardo do Campo, 2016. 93 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

1. Trocador de calor. 2. Radiador. 3. Transferência de calor. 4. Fórmula SAE. 5. comportamento transiente. I. Albuquerque Neto, Cyro, orient. II. Título.

À Deus, minha esposa, familiares e amigos.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus, meus pais (inclusive Carlinhos e Mara), pela educação, orientação e por me tornarem o homem que sou.

As minhas irmãs e irmão, tios e tias, primos e primas e avós por sempre me incentivar e não me deixar desistir nunca. Que muitas vezes na ânsia de meus sentimentos, simplesmente falar : "...calma, vai dar tudo certo...".

Agradecer também a minha companheira, noiva e, daqui alguns dias, minha esposa Jéssica.

Muito obrigado ao meu amigo, cunhado e irmão Renato.

Muito obrigado ao casal Bianca e Bruno, por muitos anos de amizade, por compartilhar-mos famílias e por me darem a responsabilidade de ser o Padrinho da Flávia.

Sem vocês, minha vida não teria sentido.

Um agradecimento especial ao meu Orientador Cyro, por toda paciência, amizade, calma e dedicação.

Gostaria também de agradecer a GM e aos meus colegas de trabalho.

Finalmente gostaria de agradecer aos membros da Banca da minha primeira Qualificação, que de uma forma muito dura e transparente, me fez enxergar que sou responsável pelos meus erros, que devo sempre dar o máximo de mim e por principalmente despertar algo que aos poucos havia adormecido, que é o sentido, a vontade, a curiosidade e o prazer em aprender.

Muito obrigado a todos.

“Quando sair daqui, vou levá-la comigo a toda parte, não terei vergonha de você. Não vou criticar seus vestidos, seus modos, seu linguajar, nem mesmo seus assobios. Com o tempo aprendi que o ciúme é um sentimento para proclamar de peito aberto, no instante mesmo de sua origem. Porque ao nascer, ele é realmente um sentimento cortês, deve ser logo oferecido à mulher como uma rosa. Senão, no instante seguinte ele se fecha em repolho, e dentro dele todo o mal fermenta. O ciúme é então a espécie mais introvertida das invejas, e mordendo-se todo, põe nos outros a culpa da sua feiura. Sabendo-se desprezível, apresenta-se com nomes supostos, e como exemplo cito a minha pobre avó, que conhecia seu ciúme como reumatismo.”

Chico Buarque

RESUMO

A análise do comportamento transiente de um trocador de calor vem sendo estudada cada vez mais por pesquisadores. Este tipo de análise é importante para veículos de competição que estão sujeitos a situação de picos de potência. O objetivo deste trabalho foi estudar o comportamento de um trocador de calor normalmente usados em veículos automotivos quando em regime transiente. Para tanto foi desenvolvido um aparato experimental em túnel de vento onde este trocador de calor foi testado em diferentes condições de rejeição de calor. Um modelo matemático foi desenvolvido para simular o comportamento transiente do trocador. Este modelo foi validado com os dados experimentais e aplicado em algumas situações típicas de veículos de competição. A ferramenta gerada neste trabalho pode prever o comportamento de trocadores de calor automotivos quando em picos de rejeição térmica.

Palavras-chave: Trocador de calor, Radiador, Transferência de calor, Comportamento transiente, Fórmula SAE.

ABSTRACT

The analysis of the transient behavior of a heat exchanger is being studied by researchers increasingly. This kind of analysis is important for racing vehicles that can face situations of peak of power. The objective of this work was to study the behavior of a heat exchanger typically used in automotive vehicles while in transient regime. For that reason, it was developed an experimental apparatus (a wind tunnel) where this heat exchanger was tested in different conditions of heat rejection. A Math model was developed to simulate transient behavior of the exchanger. This model was validated with experimental data and used in some typical situations of competition vehicles. The tool generated in this study can predict the behavior of automotive heat exchangers when in heat rejection peaks.

Keywords: Heat exchanger, Radiator, Heat transfer, Transient behavior, Formula SAE.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 – Fórmula SAE Elétrico FEI	20
Ilustração 2 – Tubo plano com aletas em forma de placas	23
Ilustração 3 – Tubo circular com aletas em forma de placas	23
Ilustração 4 – Tubo circular com placas circulares como aletas	24
Ilustração 5 – Sistema ar-ar	25
Ilustração 6 – Esboço de um sistema de arrefecimento automotivo	26
Ilustração 7 – Radiador Automotivo	27
Ilustração 8 – Ventilador automotivo com motor central	27
Ilustração 9 – Válvula Termostática nas posições fechada em A e aberta em B	28
Ilustração 10 – Bancada de testes utilizada por Krishnakumar e Venkatarathnam, 2003	30
Ilustração 11 – Bancada de testes utilizada por Wang et al., 2015	32
Ilustração 12 – Bancada de testes utilizada por Glazar, Frankovic e Trp, 2015	32
Ilustração 13 – Trocador de Calor usado por Vaisi, Talebi e Esmailpour, 2011	34
Ilustração 14 – Regime transiente obtido por Vaisi, Talebi e Esmailpour, 2011	34
Ilustração 15 – Detalhe dos trocadores de calor utilizados por Korzeń e Taler, 2015	36
Ilustração 16 – Resultados obtidos por elementos finitos de Korzeń e Taler, 2015	36
Ilustração 17 – Detalhe dos trocadores de calor utilizados por Mishra, Das e Sarangi, 2006	37
Ilustração 18 – Resultados obtidos por Mishra, Das e Sarangi, 2006	38
Ilustração 19 – Trocador de calor concêntrico utilizado por Abbasi et al., 2013	39
Ilustração 20 – Resultado transiente do trocador de calor ao longo do comprimento Abbasi et al., 2013	40
Ilustração 21 – Procedimento de Projeto	41
Ilustração 22 – Circuito térmico equivalente para uma parede	43
Ilustração 23 – Balanço global de energia	46
Ilustração 24 – Distribuição das temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente	47
Ilustração 25 – Detalhe do trocador de calor estudado	49
Ilustração 26 – Esquema do túnel de vento	50
Ilustração 27 – Túnel de vento da FEI	51
Ilustração 28 – EMRAX228 high voltage LC	51

Ilustração 29 –Potência Máxima EMRAX228 high voltage LC	52
Ilustração 30 –Rendimento EMRAX228 high voltage LC	52
Ilustração 31 –Aquecedor de água	53
Ilustração 32 –Termoresistência Padrão Pt25, 5 n° de série 1115	54
Ilustração 33 –Termoresistência Padrão Pt25, 5 n° de série 1131	54
Ilustração 34 –Bancada de Calibração	55
Ilustração 35 –Disposição dos termopares na saída de ar do trocador de calor	55
Ilustração 36 –Disposição dos termopares na entrada e saída de água do trocador de calor	56
Ilustração 37 –Bomba de água	57
Ilustração 38 –Disposição do anemômetro no túnel de vento	57
Ilustração 39 –Vista explodida dos componentes da seção de medição	58
Ilustração 40 –Detalhe do trocador de calor	60
Ilustração 41 –Sistema composto - Modelo completo	61
Ilustração 42 –Volume de controle A - Água	61
Ilustração 43 –Volume de controle B - Alumínio	62
Ilustração 44 –Volume de controle C - Ar	63
Ilustração 45 –Volume de controle D - Fonte de calor	63
Ilustração 46 –Volume de controle E - Reservatório	64
Ilustração 47 –Sistema Composto - Modelo simplificado	66
Ilustração 48 –Volume de controle F - Fonte de calor	67
Ilustração 49 –Volume de controle G - Água	67
Ilustração 50 –Teste 1 - Teste experimental com potência de 2730, 50W até regime permanente e resfriamento.	71
Ilustração 51 –Sequência de imagens do Teste 1 com degrau de potência de 2730, 50W até regime permanente e resfriamento	72
Ilustração 52 –Teste 2 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de po- tência de 5385, 75W por 10s.	74
Ilustração 53 –Teste 3 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de po- tência de 5385, 75W por 10s.	76
Ilustração 54 –Teste 4 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de po- tência de 5385, 75W por 10s.	77
Ilustração 55 –Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo completo compa- rado aos obtidos experimentalmente.	80

Ilustração 56 – Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	82
Ilustração 57 – Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	84
Ilustração 58 – Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	86
Ilustração 59 – Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	88
Ilustração 60 – Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	89
Ilustração 61 – Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	90
Ilustração 62 – Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficiente global de transferência de calor representativos para trocadores de calor	44
Tabela 2 – Fatores de incrustação representativos	45
Tabela 3 – Dados do trocador de calor	49
Tabela 4 – Potência real da fonte de calor	53
Tabela 5 – Dados de entrada para os modelos completo e simplificado	78

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	Mecânica dos Fluidos Computacional (do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i>).
CHE	Trocador de Calor Compacto (do inglês <i>Compact Heat Exchanger</i>).
FEI	Centro Universitário da FEI.
LMTD	Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (do inglês <i>Logarithmic Mean Temperature Difference</i>).
RTD	Resistência Detectora de Temperatura (do inglês <i>Resistance Temperature Detector</i>).
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos (do inglês <i>Society of Automotive Engineers</i>).
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria.

LISTA DE SÍMBOLOS

Geral

A_p	Área da parede normal a direção da transferência de calor.
A	Área de transferência de calor total.
c	Calor específico.
c_p	Calor específico do fluido a pressão constante.
c_v	Calor específico do fluido a volume constante.
C	Capacidade térmica.
C_{max}	Taxa de capacidade do fluido quente.
C_{min}	Taxa de capacidade do fluido frio.
C_r	Razão entre C_{max} e C_{min} .
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção.
h_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação.
h	Entalpia.
k	Condutividade térmica.
L	Espessura da camada do material.
m	Massa.
\dot{m}	Vazão mássica.
NUT	Número de Unidades de Transferência (<i>Number of Unit Transfer</i>).
P_ϵ	Adimensional P.
P	Pressão.
\dot{q}	Taxa de transferência de calor.
R_ϵ	Adimensional R.
R	Resistências térmicas de cada fenômeno de transferência de calor.
R_{cond}	Resistências condutiva.
R_{conv}	Resistências convectiva.
R_{rad}	Resistências para radiação.
R_d	Fator de decomposição.
T	Temperatura.
\bar{T}	Temperatura média.
t	Tempo.

U	Coeficiente global de transferência de calor.
U	Energia interna.
V	Volume.

Letras gregas

ε	Eficiência térmica do trocador.
---------------	---------------------------------

Subscritos

al	alumínio.
a	ar.
c	frio.
h	quente.
i	fluido quente ou frio.
in	entrada.
max	máximo.
med	média.
min	mínimo.
out	saída.
rej	rejeitado.
res	reservatório.
tot	total.
w	água.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVO	21
2	REVISÃO DA LITERATURA	22
2.1	TROCADORES DE CALOR NO MEIO AUTOMOTIVO	22
2.2	SISTEMAS DE ARREFECIMENTO	24
2.2.1	Sistemas ar-ar	24
2.2.2	Sistemas ar-água	25
2.2.2.1	<i>Radiador</i>	26
2.2.2.2	<i>Ventilador Centrífugo</i>	26
2.2.2.3	<i>Válvula Termostática</i>	27
2.3	ESTUDOS RECENTES	28
2.3.1	Estudos sobre veículos de competição	29
2.3.2	Trabalhos experimentais em túnel de vento	30
2.3.3	Estudos sobre o comportamento transiente	32
2.4	PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR	40
2.4.1	Análise de um trocador de calor	40
2.4.2	Coefficiente global de transferência de calor	42
2.4.3	Método da média logarítmica da diferença de temperatura - LMTD	45
2.4.4	Método da efetividade ϵ-NUT	47
3	METODOLOGIA	49
3.1	TROCADOR DE CALOR COMPACTO	49
3.2	PARTE EXPERIMENTAL	50
3.2.1	Fonte de calor	51
3.2.2	Aquisição dos Dados	53
3.2.2.1	<i>Temperatura</i>	54
3.2.2.2	<i>Vazão de ar e água</i>	56
3.2.3	Adaptação da seção de medição	58
3.2.4	Procedimento de testes	59
3.3	MODELO TRANSIENTE	59
3.3.1	Modelo Completo	59
3.3.1.1	<i>Volume de controle A - Água</i>	60

3.3.1.2	<i>Volume de controle B - Alumínio</i>	62
3.3.1.3	<i>Volume de controle C - Ar</i>	62
3.3.1.4	<i>Volume de controle D - Fonte de Calor</i>	63
3.3.1.5	<i>Volume de controle E - Reservatório</i>	64
3.3.2	Modelo simplificado	65
3.3.2.1	<i>Volume de controle F - Fonte de Calor</i>	65
3.3.2.2	<i>Volume de controle G - Água</i>	65
3.3.2.3	<i>Volume de controle H - Reservatório</i>	68
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	69
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	69
4.1.1	Teste 1 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente a regime permanente com potência de 2730, 50W e resfriamento	69
4.1.2	Teste 2 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente e pico de potência de 5385, 75W por 10s	72
4.1.3	Teste 3 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente a patamar com potências de 2370, 50 e 5385, 75W.	73
4.1.4	Teste 4 - Resultados experimentais, patamar com potência de 2730, 50W e pico por 10s com potência de 5385, 75W.	75
4.2	RESULTADOS MODELO COMPLETO	77
4.2.1	Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	78
4.2.2	Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	81
4.2.3	Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	83
4.2.4	Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.	85
4.3	RESULTADOS MODELO SIMPLIFICADO	87
4.3.1	Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	87
4.3.2	Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	88
4.3.3	Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	89

4.3.4	Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.	90
5	CONCLUSÃO	92
	REFERÊNCIAS	93

1 INTRODUÇÃO

Todo motor de combustão interna ou elétrico quando em funcionamento libera calor, gerado pelo atrito entre os componentes, pela passagem de corrente elétrica, combustão, entre outros. Para que tudo trabalhe conforme projetado, é necessário que o calor seja rejeitado para o meio ambiente, seja por troca de calor entre o motor e o meio ambiente, pelos gases de escapamento e, em casos onde essa troca não é suficiente, por um subsistema de resfriamento, que contém um trocador de calor conhecido como radiador.

O fluxo de ar proveniente do próprio deslocamento do veículo passa pelo radiador. Este por sua vez possui a densidade de aletas posicionadas transversalmente ao fluxo de ar. O fluido aquecido que sai do motor perde calor ao passar pela parte interna dos tubos que estão em contato com as aletas, que por sua vez volta à entrada do motor.

Pela crescente demanda por redução de custos, compactação de componentes, aumento de desempenho, rapidez no desenvolvimento de componentes, previsão de gastos, dentre outros, o trocador de calor tem papel de destaque na indústria em geral. Durante a concepção do projeto, ao analisar sua complexibilidade, utilizando modelos matemáticos, pode-se prever o funcionamento do sistema, diminuindo o tempo de desenvolvimento e prevendo seu desempenho.

Entre os métodos desenvolvidos ao longo do tempo para determinar e analisar um trocador de calor, podem-se destacar os dois mais utilizados atualmente: os métodos da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (LMTD) e Efetividade – NUT (ε -NUT).

O processo para dimensionamento de um trocador de calor automotivo é similar tanto para carros de passeio, quanto para veículos de carga, competição, entre outros, porém existem importantes particularidades em cada projeto que precisam ser observadas. Entre as particularidades, podem-se destacar algumas como: turbo alimentado ou aspirado, com resfriamento para o fluido da transmissão automática ou não, com ar condicionado ou não, veículos para provas de arrancada ou de circuito, temperatura máximas e mínima onde o veículo irá circular ou competir e rampa máxima.

Contudo, o regime de trabalho de um veículo nunca é permanente, sendo usado em estradas ou cidades, aclives ou declives, dias quentes ou frios, resultando em rejeições térmicas do motor e condições de escoamento diferentes. Por isso o estudo do efeito transiente do trocador de calor se faz necessário.

O foco do presente trabalho é o estudo do comportamento transiente de um trocador de calor aplicado a um veículo de competição estudantil para participar da competição da Sociedade dos Engenheiros Automotivos (do inglês *Society of Automotive Engineers*) (SAE), no caso, o Fórmula Elétrico da FEI (Figura 1).

Figura 1 – Fórmula SAE Elétrico FEI



Fonte: Equipe Fórmula FEI

Praticamente todos os trocadores de calor são candidatos em potencial para uma maior transferência de calor. No entanto, cada potencial de aplicação deve ser testado para ver se a transferência reforçada de calor é coerente (WEBB, 2005).

No mundo da competição, qualquer ganho de desempenho é de grande valia. Um correto sistema de resfriamento de motor e a seus componentes tem papel fundamental no meio automotivo, ainda mais quando o sistema é submetido a situações extremas como nesse estudo de caso.

1.1 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é realizar um estudo de um trocador de calor de um Fórmula SAE analisando de forma transiente as solicitações térmicas empregadas pelo veículo de competição. Para tanto, foi feita uma análise do comportamento transiente de um trocador de calor tipicamente usado no meio automobilístico em túnel de vento, e foi desenvolvido e validado um modelo matemático que permita simular o comportamento deste trocador de calor, bem como todo o sistema de resfriamento.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nessa seção será apresentado uma breve revisão dos tipos de trocadores de calor utilizados no meio automotivo e sistemas de resfriamento de motores. Apresentação dos estudos recentes feitos por pesquisadores e as metodologias mais utilizadas para análise de trocadores de calor.

2.1 TROCADORES DE CALOR NO MEIO AUTOMOTIVO

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis pela transferência de calor entre substâncias de temperaturas diferentes, geralmente separadas por uma parede sólida. Em sua maioria, os trocadores de calor são constituídos para promover a troca de calor entre dois fluidos líquidos ou gasosos. Sua aplicação é enorme, pode ser empregado tanto para resfriamento quanto para aquecimento de fluidos e ambientes, na recuperação de calor em processos, no processamento químico, ou seja, desde a utensílios domésticos aos mais complicados e sofisticados processos industriais.

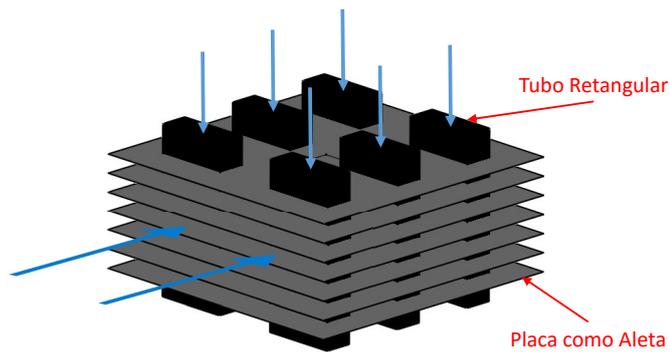
Diversos são os motivos para a pesquisa relacionada a trocadores de calor, mas a diversidade de modelos e suas particularidades é a principal inspiração para os estudos. Dentre esta diversidade de equipamentos, a classificação pode ser feita a partir do arranjo de escoamentos da forma construtiva e quanto ao grau de compacidade (BEJAN, 1996).

No meio automotivo, por um problema de design e de custos, para resfriamento de motor é utilizado um trocador de calor com a maior eficiência, menor área ocupada e menor custo possível. Tais necessidades faz com que seja comum o uso do trocador de fluxo cruzado. Existem alternativas de maior rendimento, porém, são difíceis de serem instaladas sem afetar significadamente o design do automóvel.

Conhecidos também como Trocador de Calor Compacto (do inglês *Compact Heat Exchanger*) (CHE), por apresentarem superfícies de transferência de calor muito grandes por unidade de volume, de $\geq 400\text{m}^2\text{m}^{-3}$ para líquidos e de $\geq 700\text{m}^2\text{m}^{-3}$ para gases. Estes equipamentos possuem densas matrizes de tubos aletados ou placas e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, sendo, portanto, caracterizado por um pequeno coeficiente de transferência de calor (INCROPERA; DEWITT, 2014; THULUKKANAM, 2013).

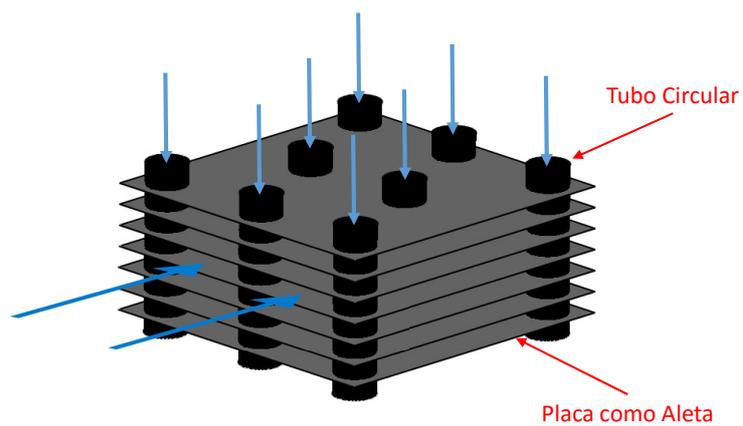
CHE para sistemas de resfriamento de motores os tubos podem ser planos (Figura 2) ou circulares (Figura 3), ambos com placas como aletas. As aletas podem ser planas (Figura 2 e Figura 3) ou circulares (Figura 4), sendo este último tipo muito usado em linhas de resfriamento de direção hidráulica.

Figura 2 – Tubo plano com aletas em forma de placas



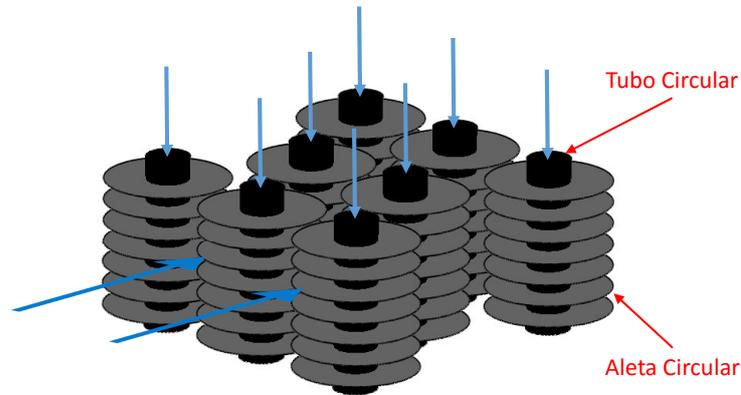
Fonte: Autor

Figura 3 – Tubo circular com aletas em forma de placas



Fonte: Autor

Figura 4 – Tubo circular com placas circulares como aletas



Fonte: Autor

2.2 SISTEMAS DE ARREFECIMENTO

No automóvel, a função principal de um sistema de arrefecimento é garantir que os componentes do motor em funcionamento não ultrapassem a temperatura ideal de trabalho. Ao operar em temperaturas acima do ideal, pode-se ter avarias em pistões e camisas, queima do óleo do motor, como também ao trabalhar em temperaturas abaixo do ideal, pode-se ter consumo elevado de combustível e desgaste prematuro de componentes.

Dois tipos de sistemas de resfriamento são empregados: sistema ar-água, também conhecidos como radiadores, e o sistema ar-ar não muito usado atualmente.

2.2.1 Sistemas ar-ar

Muito utilizados pelas empresas Volkswagen, Porsche, Subaru e em aeronaves leves, no sistema ar-ar não é necessário ter um subsistema trocador de calor. Geralmente usados em motores “boxer”, permite que seja colocado aletas na parte externa de cada cilindro e/ou cabeçote (Figura 5), operando dentro do limite de temperatura de avaria dos componentes construtivos e de estequiometria. Quando o fluxo de ar é alto, a transferência de calor pode ser comparada a dos motores com sistema ar-água. Porém em situações de baixo fluxo de ar, a temperatura do cilindro pode subir consideravelmente, operando dentro da tolerância de temperatura dos com-

ponentes construtivos e acima do ideal estequiométricamente para as reações químicas. Consequentemente, parte do combustível injetado no cilindro acaba sendo usado para resfriamento do próprio cilindro, aumentando o consumo e diminuindo a eficiência. Este tipo de motor costuma ser empregado em aeronaves de pequeno porte, já que o fluxo de ar é alto e seu custo é relativamente baixo quando comparado a outros tipos de motores usados em aeronaves. No entanto, no meio automotivo, com o crescimento das grandes cidades e cada vez mais baixa a velocidade de trânsito, este tipo de sistema caiu em desuso em um cenário de alta competitividade, eficiência e busca por soluções que menos impactem ao meio ambiente.

Figura 5 – Sistema ar-ar

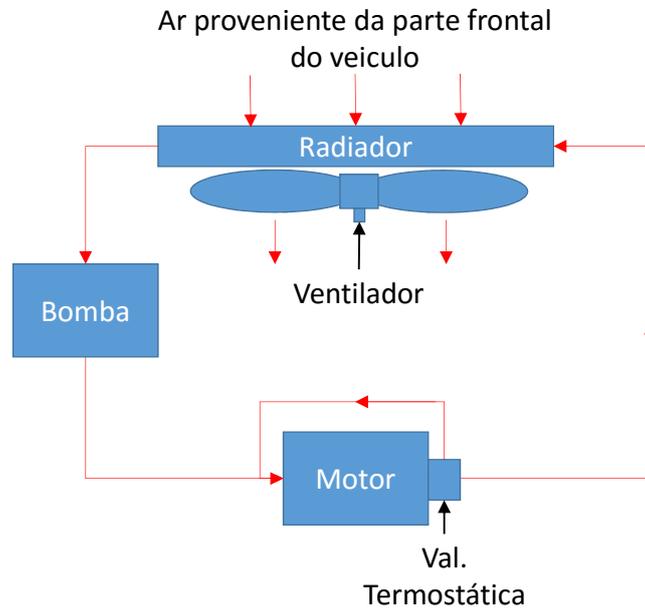


Fonte: UL, 2015

2.2.2 Sistemas ar-água

Foco deste trabalho, os sistemas de arrefecimento ar-água são formados por radiador, ventilador, bomba de água, mangueiras e válvula termostática, desconsiderando o sistema de aquecimento de cabine, conforme o diagrama da Figura 6. O funcionamento desses equipamentos serão descritos a seguir.

Figura 6 – Esboço de um sistema de arrefecimento automotivo



Fonte: Autor

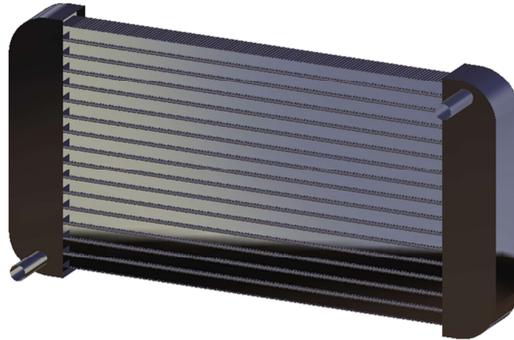
2.2.2.1 Radiador

O radiador (Figura 7) é a parte mais importante do sistema de resfriamento de um motor. Constituído de alumínio, possui a densidade de aletas transversalmente ao fluxo de água, posicionadas ao fluxo de ar para aumentar a troca de calor entre o ar frio e o fluido interno. Suas dimensões são limitadas pelo espaço físico disponível, contudo, quanto maior a área de contato com o ar maior será a troca térmica e a eficiência.

2.2.2.2 Ventilador Centrífugo

O ventilador (Figura 8) é responsável por aumentar o fluxo de ar que passa pelo radiador. Muitas vezes por questões de espaço, para não aumentar o trocador de calor e ainda assim suprir todas as situações de uso, com baixo ou alto fluxo de ar e com baixa ou alta carga térmica, a passagem do ar é forçada pelo radiador.

Figura 7 – Radiador Automotivo



Fonte: Autor

Sistemas mais antigos de gerenciamento da ventilação forçada tinham apenas uma velocidade de trabalho, e seu funcionamento era muito perceptível e pouco eficiente. Atualmente pode-se ter sistemas ótimos com infinitas velocidades, diminuindo a percepção de trabalho, aumentando a eficiência térmica e o controle do motor.

Figura 8 – Ventilador automotivo com motor central



Fonte: Crash, 2015

2.2.2.3 Válvula Termostática

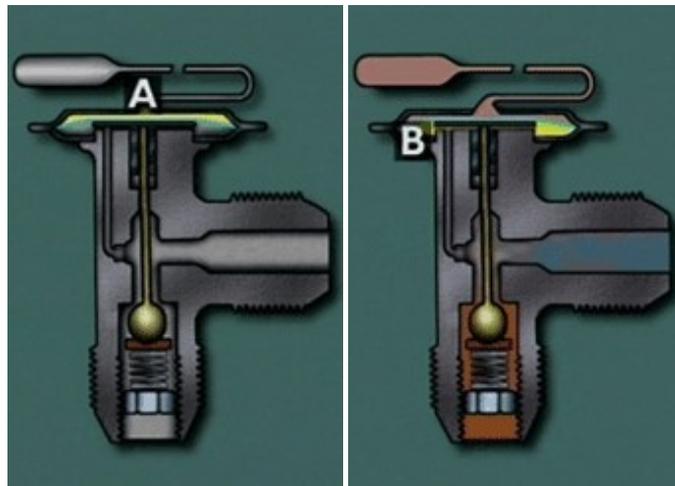
Conforme Figura 9, seu funcionamento é bastante simples, regulando o fluxo de água do motor de acordo com sua temperatura, direcionando-a para reciclo no motor quando em temperatura baixa ou ideal de trabalho, ou direcionando-a para o radiador, impedindo assim que o

líquido de arrefecimento e conseqüentemente os componentes internos do motor superaqueçam. Ou seja, sua principal responsabilidade é garantir a temperatura mínima de trabalho.

De forma geral, a válvula termostática junto com os demais componentes explicados anteriormente, podem trabalhar da seguinte forma:

- a) quando o motor opera em baixa temperatura – a válvula termostática se fecha e ocorre o reciclo de água para dentro do motor, sem a necessidade, portanto, de passar pelo radiador;
- b) quando o motor está em alta temperatura – a válvula se abre e o ciclo se completa, passando por toda a extensão do radiador;
- c) quando o motor está em alta temperatura, porém com fluxo de ar insuficiente – a válvula se abre, o ciclo se completa e o ventilador é acionado para aumentar a troca térmica do radiador e assim garantir a vida útil dos componentes.

Figura 9 – Válvula Termostática nas posições fechada em A e aberta em B



Fonte: Edge, 2015

2.3 ESTUDOS RECENTES

Nessa seção serão abordados os estudos recentes feitos por pesquisadores, os tipos de trocadores de calor utilizados no meio automotivo, sistemas de resfriamento de motores e as metodologias mais utilizadas para análise de trocadores de calor.

2.3.1 Estudos sobre veículos de competição

Um dos poucos trabalhos encontrados sobre os principais pontos de dimensionamento de sistemas de resfriamento de motores de competição foi desenvolvido por Callister, Costa e George (1997), pontos esses a serem observados durante a fase de conceito do projeto, porém abordados superficialmente. Um dos destaques mais importantes pelos autores é a obtenção da curva de rejeição térmica do motor através de dinamômetro de rolo, porém tal análise só é pertinente quando já se tem um motor pré determinado. Quando não se tem tal condição, os autores não destacaram alternativas.

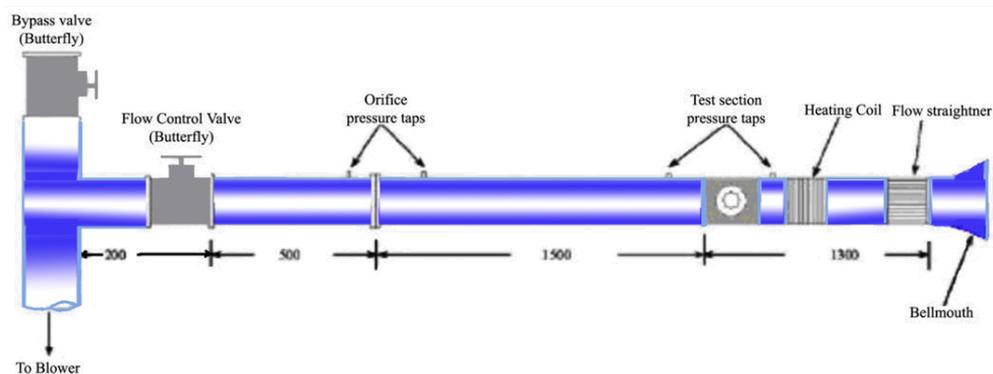
Kuntzer et al. (2015) publicaram um estudo de dimensionamento de um trocador de calor para o Fórmula SAE da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) com motor de combustão interna destacando os impactos da aerodinâmica no desempenho dos trocadores de calor e os regimes médios de utilização do veículo durante a competição. Utilizaram os métodos teóricos de dimensionamento apresentados por Kays e London (1964), com dados reais do veículo e compararam os resultados com os obtidos por Mecânica dos Fluidos Computacional (do inglês *Computational Fluid Dynamics*) (CFD), para dessa forma prever otimizações futuras do sistema. Uma maior demanda de torque em baixas rotações fez com que o sistema de resfriamento do motor não suprisse a demanda do motor, nascendo portanto a motivação para o estudo. Para a especificação da rejeição térmica do motor, como normalmente o motor não opera por todo tempo na maior faixa de demanda de torque e potência, foram considerados os valores médios obtidos tanto em simulação no software GT-Power como em dados coletados em pista de temperatura, rotação do motor, posição do acelerador, entre outros. O valor obtido de rejeição térmica do motor estimado foi de 22,47kW. Com resultados do coeficiente global de transferência de calor, curva da bomba conforme rotação do motor e vazão de ar que passa pelo radiador e foi obtido o valor de rejeição térmica de 14,63kW, aproximadamente 54% menor que o estimado anteriormente. Para achar a resposta, foram então inseridos sensores de temperatura antes e depois da passagem da água e do ar pelo trocador de calor e, a partir de balanços de energia e, a rejeição térmica da água e do ar foram respectivamente 15,97 e 14,49kW. Com o objetivo de aumentar a troca de calor, algumas modificações físicas foram inseridas no Fórmula e os resultados foram obtidos em pista, remover os defletores montados a montante do trocador de calor para direcionar o ar para o trocador de calor e remover o ventilador elétrico, que quando o veículo em baixa velocidade aumenta a troca de calor, mas que em altas velocidades causa uma restrição a passagem de ar. Os valores obtidos de rejeição térmica da

água e ar foram respectivamente 15,25 e 15,51kW e comparando com os resultados obtidos pelo método ε - NUT de 14,53kW e de rejeição térmica do motor de 22,51kW, foi concluído que o método ε - NUT representou um erro de 6,3% se comparado com os valores reais, sendo que o erro pode ser atribuído a imprecisão das coletas de dados. O erro de dimensionamento do trocador de calor levando-se em consideração o valor médio de rejeição térmica do motor resultaria em um radiador 45% maior, no entanto tal incremento na área do trocador de calor teria um impacto grande no coeficiente aerodinâmico e a discrepância dentre os valores podem ser justificadas pelo pico de rejeição térmica do motor acontecer em duração inferior a 5s. Não foram considerados a troca de calor entre o motor e o meio ambiente e entre as mangueiras e meio ambiente.

2.3.2 Trabalhos experimentais em túnel de vento

Krishnakumar, John e Venkatarathnam (2011) publicaram uma revisão da literatura sobre técnicas de teste transiente para obtenção de características de transferência de calor em diversos tipos de trocadores de calor compactos. Para se levantar o coeficiente de transferência de calor somente um fluido é usado. O trocador é aquecido ou resfriado e a temperatura do fluido na entrada é alterada. A observação da variação da temperatura de saída do fluido permite a obtenção do coeficiente, destacando que a técnica de análise transiente usualmente é utilizada para estabelecer uma relação entre os fatores de Colburn e Reynolds. A Figura 10 mostra a bancada usada por este grupo Krishnakumar e Venkatarathnam (2003) para testar um trocador de calor de placas com este método.

Figura 10 – Bancada de testes utilizada por Krishnakumar e Venkatarathnam, 2003



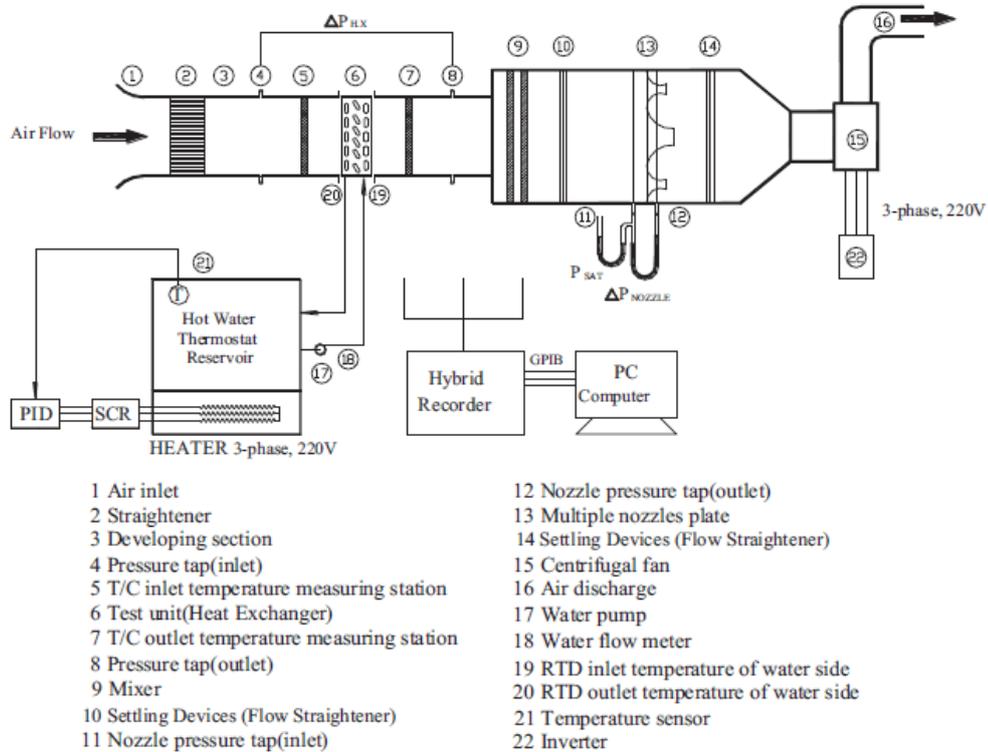
Fonte: Krishnakumar, John e Venkatarathnam, 2011

Os trabalhos de Wang et al. (2015) e Glazar, Frankovic e Trp (2015) são estudos em regime permanente, mas estão descritos a seguir pois suas bancadas experimentais foram importantes referências para o presente trabalho.

Wang et al. (2015) fizeram um estudo experimental de três configurações de aletas de trocadores de calor previamente determinadas em Wang, Webb e Chi (2000), comparando o impacto dos diferentes tipos de aletas na perda de carga e no coeficiente de transferência de calor. Os autores apresentaram um descritivo detalhado dos procedimentos dos testes e equipamentos utilizados, porém sem nenhuma dimensão do túnel de vento (Figura 11). O autor obteve ganhos de 2 a 15% no coeficiente de transferência de calor variando o tipo de aleta, com a velocidade de ar variando de 1 a 5m.s^{-1} utilizando um ventilador centrífugo com potência de 5,6kW, com vazão de água constante a 60°C e com número de Reynolds internamente no tubo de 38.000. Para aquisição dos dados de temperatura do ar na entrada e saída do trocador de calor os autores utilizaram uma malha de 12 e 36 termopares tipo T respectivamente. Também foram usados um transdutor diferencial de pressão com exatidão de 0,1Pa, equalizador do efeito da distribuição do ar, reservatório de água quente com fonte de calor de 25kW. Para a medição de temperatura na entrada e saída do fluido nos trocadores de calor foram usados sensores de temperatura tipo Resistência Detectora de Temperatura (do inglês *Resistance Temperature Detector*) (RTD) PT-100 com exatidão de $0,05^{\circ}\text{C}$, para medir a vazão de água foram usados medidores de vazão magnéticos com exatidão de $0,002\text{L.s}^{-1}$ e para coletar os dados de vazão do ar foi utilizado procedimento conforme ASHRAE (1987).

Glazar, Frankovic e Trp (2015) publicaram um estudo experimental em túnel de vento (Figura 12) observando o impacto da perda de carga na temperatura de saída da água para algumas superfícies de aletas. Utilizando água destilada, ventilador centrífugo com rotação variável, 2 sensores do tipo RTD PT-100 instalados na entrada e na saída do túnel de vento, e uma malha de sensores RTD colocada na entrada e na saída do trocador de calor com 3 sensores e 9 sensores respectivamente. Todos os sensores de temperatura utilizados tinham exatidão de $0,15^{\circ}\text{C}$ e foram conectados em um sistema de aquisição de dados com 3 fios de conexão cada. Com isto foi possível fornecer leituras precisas com auto correção dos dados causado por qualquer efeito nos cabos de aquisição. Durante cada medição, os sensores foram calibrados com termômetro padrão com exatidão de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. A vazão de ar foi obtida através de uma placa de orifício instalado após o ventilador centrífugo, onde foi instalado um medidor diferencial de pressão com exatidão de $\pm 1\text{Pa}$. O reservatório de água aquecida contém uma fonte de calor de 50kW. Sensores RTD encapsulados foram instalados nos tubos de entrada e saída do reservatório. A vazão de água estudada foi de 200 a 2000kg.h^{-1} e a variação da

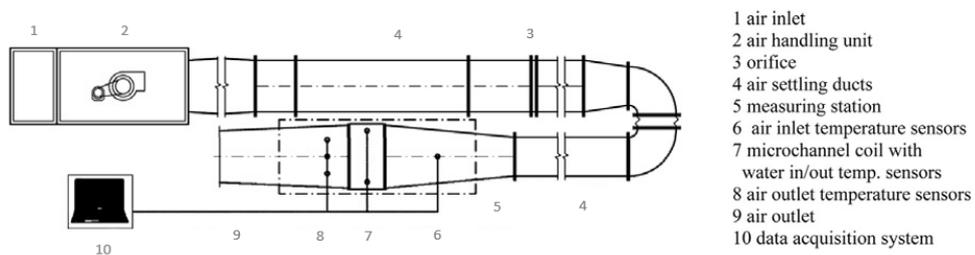
Figura 11 – Bancada de testes utilizada por Wang et al., 2015



Fonte: Wang et al., 2015

velocidade do ar foi de 1 a $6\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. As temperaturas de entrada e saída da água e do ar, assim como a perda de carga, foram medidas variando as vazões de água e ar.

Figura 12 – Bancada de testes utilizada por Glazar, Frankovic e Trp, 2015



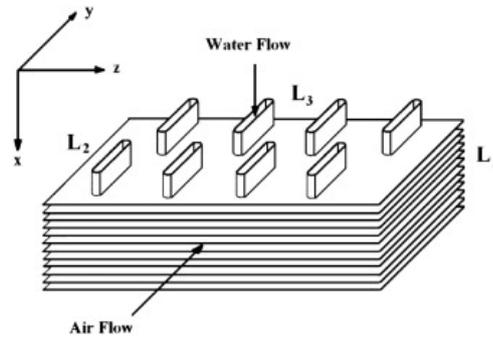
Fonte: Glazar, Frankovic e Trp, 2015

2.3.3 Estudos sobre o comportamento transiente

Vaisi, Talebi e Esmailpour (2011) realizaram um estudo do comportamento transiente do trocador de calor tipo tubo aletado (Figura 13) variando as temperaturas de entrada dos flui-

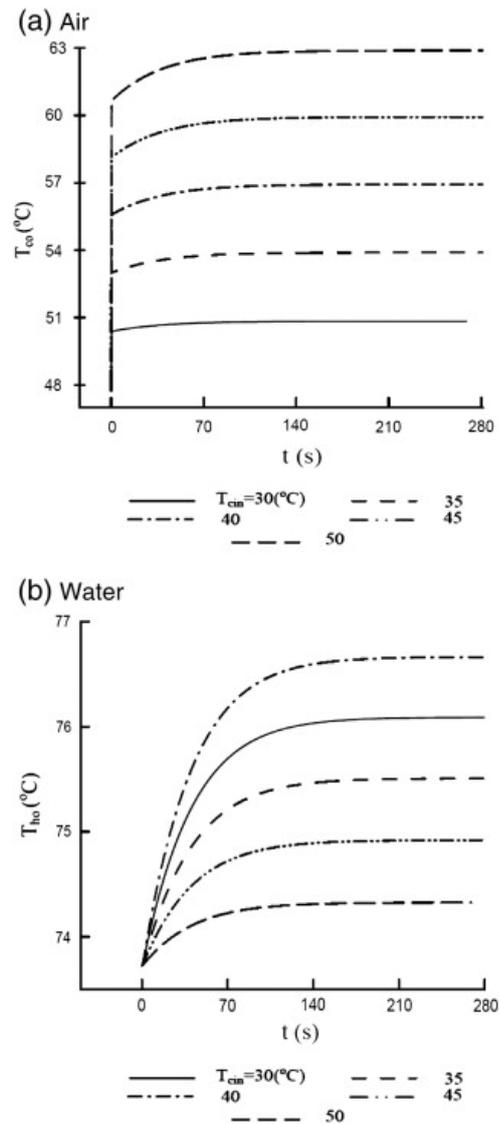
dos. A análise foi baseada em um trocador de calor de fluxo unidirecional com superfícies retiradas de Kays e London (1964). O problema foi modelado através da aplicação da equação da energia em um volume de controle diferencial. Para obtenção do modelo foram adotadas algumas simplificações como o fluxo do fluido sendo unidimensional e instável, propriedades físicas e convectivas dos coeficientes de transferência de calor em função da temperatura, espaçamento uniforme das aletas e arranjo escalonado dos tubos. Não foram consideradas a transferência de calor axial do fluido, mudanças de fase dentro do trocador e a resistência de calor por condução perpendicular a superfície da parede. Os principais parâmetros adotados para análise numérica, como os coeficientes de transferência de calor por convecção forçada e os coeficientes de transferência de calor dentro do tubo tanto para regime laminar como turbulento, foram obtidas através da literatura utilizada. As equações diferenciais foram resolvidas numericamente, através do método das diferenças finitas. Como condição inicial e de contorno foram adotadas as temperaturas de entrada dos fluidos e seus respectivos fluxos de massa (constantes ou dependentes do tempo). Foi assumido também que os dois lados da parede do tubo estão isolados. No primeiro estágio do cálculo, todos os valores de temperatura foram definidos como os da temperatura de entrada, já nas iterações seguintes, os valores utilizados para entrada foram os calculados na saída do passo anterior. Como critério de convergência foi utilizado uma diferença menor que $0,001^{\circ}\text{C}$ entre duas temperaturas calculadas em sucessivas iterações. Devido ao acesso restrito ao equipamento experimental e também à bibliografia pesquisada, os autores utilizaram, para validar o modelo numérico, o método ε - NUT e compararam os resultados obtidos por ele com os resultados numéricos obtidos em estado permanente encontrando pequenos erros. Com o modelo validado, as análises numéricas transientes foram realizadas para um incremento de 5°C . Com os resultados dessas análises os autores observaram que, para uma variação na temperatura de entrada do fluido quente, a temperatura de saída alcança o estado permanente mais rápido do que o fluido frio, enquanto que variando a temperatura de entrada do fluido frio, a temperatura de saída alcança o estado permanente mais rápido que o fluido quente. Outro ponto observado é que, para a mesma amplitude de variação na entrada dos fluidos quente e frio, o fluido frio atinge o estado permanente mais rapidamente que o fluido quente. Já para diferentes amplitudes de entrada para o fluido quente ou frio, o tempo para se atingir o estado permanente é independente da troca dos dois fluidos. A última observação feita é que a temperatura de entrada da água aumenta ao longo do tubo e alcança sua seção de saída depois de um intervalo de tempo, mas a temperatura de entrada do ar atinge a seção de saída sem atraso de tempo (Figura 14).

Figura 13 – Trocador de Calor usado por Vaisi, Talebi e Esmailpour, 2011



Fonte: Vaisi, Talebi e Esmailpour, 2011

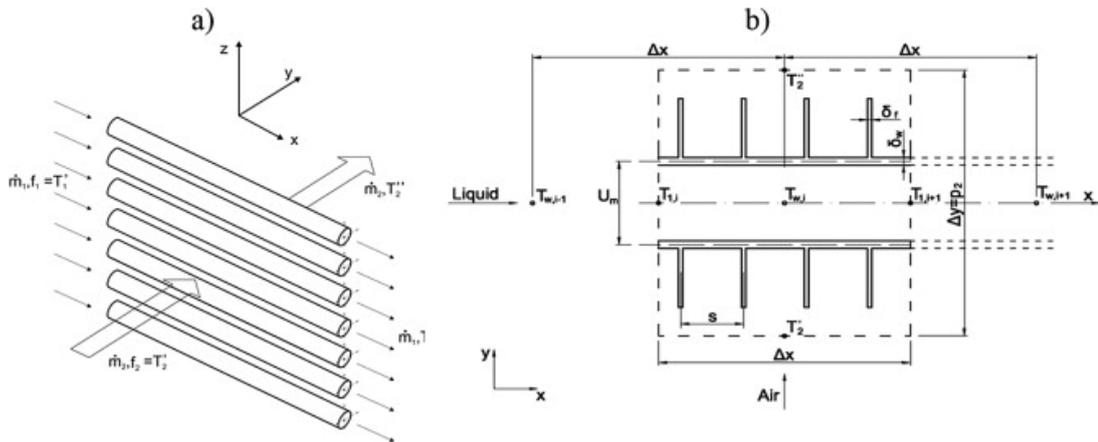
Figura 14 – Regime transiente obtido por Vaisi, Talebi e Esmailpour, 2011



Korzeń e Taler (2015) publicaram um estudo de um novo conjunto de equações para descrever o processo de transferência de calor transiente em trocadores de fluxo cruzado resolvido pelo método dos elementos finitos. O modelo desenvolvido foi aplicado a dois tipos de trocadores de calor: um trocador de uma única fileira de tubos para passagem de água e outro com duas fileiras de tubos (Figura 15). Segundo os autores, a motivação para o trabalho nasceu da escassez de literatura de análises transientes para trocadores de calor de tubos tipo plate fin, com isso modelos matemáticos de transferência de calor para simular estados não estacionários é necessário principalmente no ligar e desligar do equipamento, ou ainda o modelo pode ser inserido em controladores. Outra motivação é que usualmente os autores usam na soluções analíticas exatas ou por *Laplace*, o que torna o modelo limitado já que as propriedades dos fluidos sofrem alteração com a mudança de temperatura, ou seja, durante a fase transiente analisada. O modelo então foi desenvolvido para um sistema de equações diferenciais de primeira ordem resolvidos pelo método de elementos finitos explícito. O modelo desenvolvido para a determinação transiente da distribuição de temperatura nas aletas foi usado para calcular a taxa de fluxo de calor transferida a partir do fluido para as aletas. O estudo foi aplicado ao estudo de caso de um trocador de calor automotivo de motor a combustão, com capacidade volumétrica de 1.580cm^3 . O trocador de calor possuía duas fileiras de tubos de passagem de água, o material das aletas e tubos eram de alumínio, o perfil da seção de escoamento analisado era oval, com 20 tubos, fluxo cruzado, e o fluxo de água possuía as mesmas vazões em ambas as fileiras paralelas de tubos. A modelo foi construído com base na resposta transiente dos tubos dos trocadores de calor com o delta de temperatura do ar, e foi validado comparando as respostas de temperatura de saída do ar e da água coletadas experimentalmente. Para o modelo matemático foram considerados: o fluxo do líquido e do ar são unidimensionais e instáveis; as propriedades físicas dos fluidos foram obtidas em função da temperatura do sistema; condução de calor axial na direção do fluxo do fluido foi desprezado; a temperatura e a velocidade do ar foi considerada constante ao longo da passagem transversal pelo trocador de calor; coeficientes de transferência de calor na superfície da aleta e tubo são uniformes; a diferença de temperatura na espessura dos tubos foram desconsideradas. Para modelo matemático, o volume analisado foi dividido em 23 elementos triangulares finitos e 19 volumes finitos foram formados. Para a análise com CFD, o volume analisado foi dividido em 5198 elementos com 10733 nós (Figura 16). Para a parte experimental, foi usado um túnel de vento, no entanto os autores não descreveram com exatidão os equipamentos utilizados de construção e aquisição de dados do túnel de vento bem como o experimento em si. Na determinação do número de *Nusselt*, foi usado o estado estacionário no túnel de vento. Com isto pode-se calcular os coeficientes de transferência de calor e

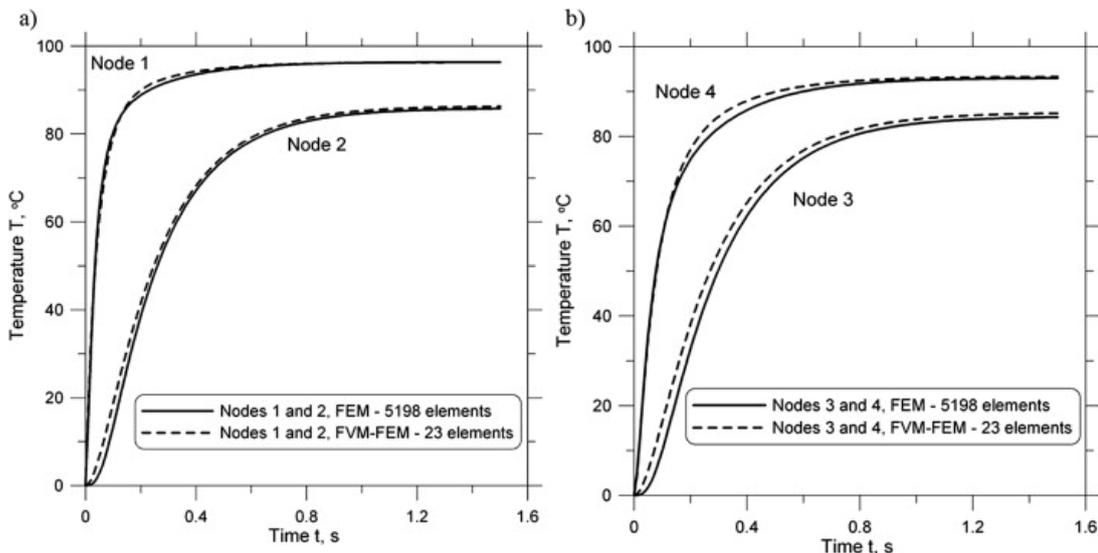
após 47 medições foram identificadas as correlações e depois inseridas no modelo matemático. Por fim foi concluído que o novo modelo foi desenvolvido com boa precisão se comparado ao experimento em túnel de vento e com o CFD, e que pode ser usado como modelo de qualquer trocador de calor independentemente do número de tubos de passagem de água, fileiras de tubos e e passes.

Figura 15 – Detalhe dos trocadores de calor utilizados por Korzeń e Taler, 2015



Fonte: Korzeń e Taler, 2015

Figura 16 – Resultados obtidos por elementos finitos de Korzeń e Taler, 2015

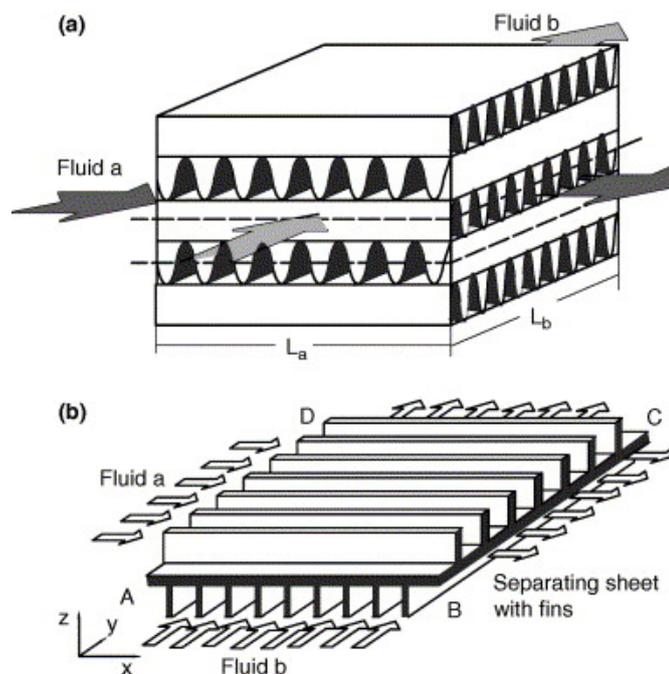


Fonte: Korzeń e Taler, 2015

Mishra, Das e Sarangi (2006) realizaram um estudo da resposta transiente de um trocador de calor de fluxo cruzado com ambos os fluidos não misturados (Figura 17) e variando suas temperaturas e vazões. Os estudos foram feitos para degrais, rampas, sinusoidal e exponencial variação na entrada do fluido quente. A motivação nasceu do fato que geralmente os trocadores

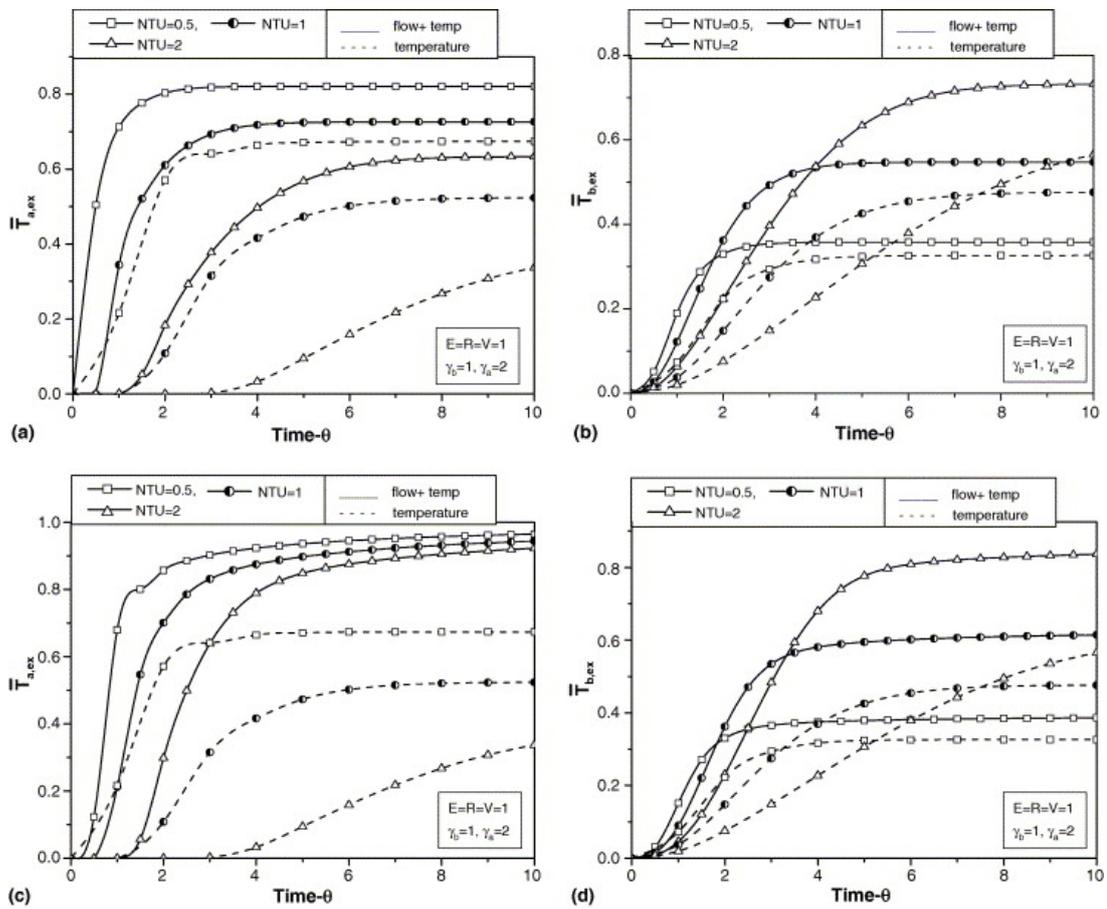
de calor são dimensionados para usos estáveis, no entanto a análise transiente é importante para a estratégia de controle em diversos segmentos. Problemas no ligar e desligar de equipamentos, desligamentos repentinos, falha de equipamentos e acidentes foram outras motivações dos autores. O modelo matemático foi obtido através da lei da conservação da energia, sendo consideradas: os dois fluidos não tem mudança de fase, não misturados, sem variação de volume ou geração de energia; o trocador de calor é adiabático e a assimetria do trocador de calor foi negligenciada; as propriedades térmicas dos fluidos são constantes e uniformes; as variações de temperaturas no trocador de calor são bi-dimensionais; os coeficientes de transferência de calor são uniformes; a área de transferência de calor por unidade de área e a configuração da superfície são constantes; variação de temperatura nos dutos do trocador de calor para ambos os fluidos na direção z foram negligenciadas. O perfil de velocidade foi considerado totalmente desenvolvido e em regime turbulento, fazendo com que o coeficiente de transferência de calor seja proporcional à velocidade mássica. A solução foi feita baseada na equação da conservação e discretizada usando o método implícito finito. As equações diferenciais bem como as equações de contorno foram resolvidas usando o método de Gauss-Seidel, e para validação dos cálculos, foi comparado com resultados obtidos pelo método de Laplace (Figura 18).

Figura 17 – Detalhe dos trocadores de calor utilizados por Mishra, Das e Sarangi, 2006



Fonte: Mishra, Das e Sarangi, 2006

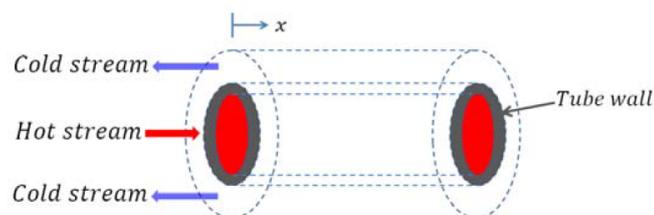
Figura 18 – Resultados obtidos por Mishra, Das e Sarangi, 2006



Fonte: Mishra, Das e Sarangi, 2006

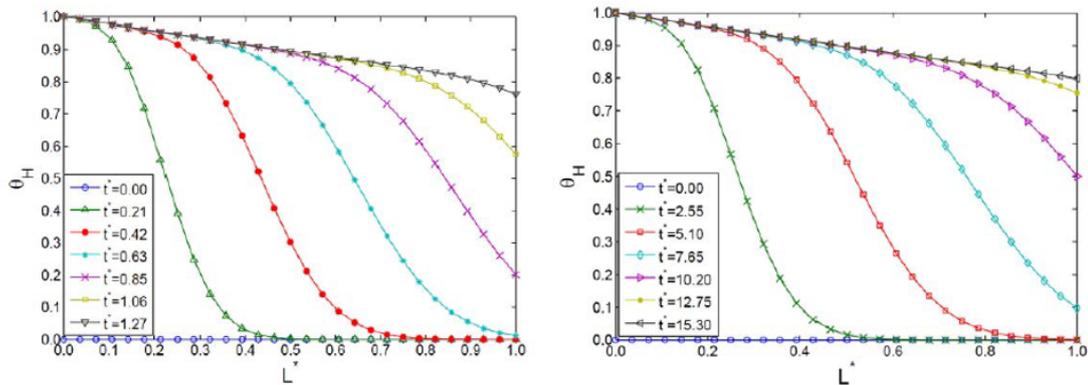
Abbasi et al. (2013) fizeram um estudo de um modelo transiente para CHE de fluxo paralelo e cruzado de um único passe (Figura 19) usando o métodos dos volumes finitos. A estado transiente foi dado por um degrau e por curvas senoidais variando a temperatura de entrada do fluido. A parede dos tubos que separam os fluidos foi modelado por condução, e os outros dois modelos foram determinados para fluidos quente e frio. Foi observado que o comportamento transiente depende da combinação do tempo de resistência e a capacidade térmica do fluido, do coeficiente global de transferência de calor entre os fluidos e a capacitância térmica interna da parede, a Figura 20 mostra o efeito transiente para ambas as configurações de trocador de calor estudada ao longo do comprimento. A motivação para o trabalho nasceu pelo crescente interesse em adotar sistemas híbridos de trocadores de calor ar-liquido em modernos Data Centers que tradicionalmente utilizam apenas ar para seu resfriamento. Para o modelo, foi utilizada a equação da energia para os fluidos e a parede que separa ambos os fluidos tanto para CHE de fluxo paralelo quanto de fluxo cruzado. Para a solução transiente, as equações foram discretizadas de forma explícita e o passo de tempo pequeno forneceu estabilização ao modelo, sendo o passo usado nos três modelos determinado pelo menor valor do maior passo de estabilização obtidos isoladamente para cada modelo, com isso os autores maximizaram o tempo de simulação do sistema. Ambas as configurações de CHE foram resolvidas no software MATLAB e, quando a água foi usada como um fluido de transferência de calor, sua energia interna e entalpia foram obtidas para cada instante de temperatura por um polinômio de 4° grau previamente desenvolvido extraindo as propriedades térmicas do fluido de um banco de dados eletrônico e resolvido de forma explícita. No entanto, esse modelo assume que a massa é incompressível, e por isso o uso apenas para a água. Os ensaios foram executados da seguinte forma: fluxo paralelo ou cruzado, degrau ou curva senoidal na temperatura de entrada da fluido. Por fim os autores concluíram que o modelo foi capaz de caracterizar o comportamento transiente de ambos os CHE e, que o tempo da condução da parede é geralmente muito maior que para os fluxos dos fluidos.

Figura 19 – Trocador de calor concêntrico utilizado por Abbasi et al., 2013



Fonte: Abbasi et al., 2013

Figura 20 – Resultado transiente do trocador de calor ao longo do comprimento Abbasi et al., 2013



Fonte: Abbasi et al., 2013

2.4 PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR

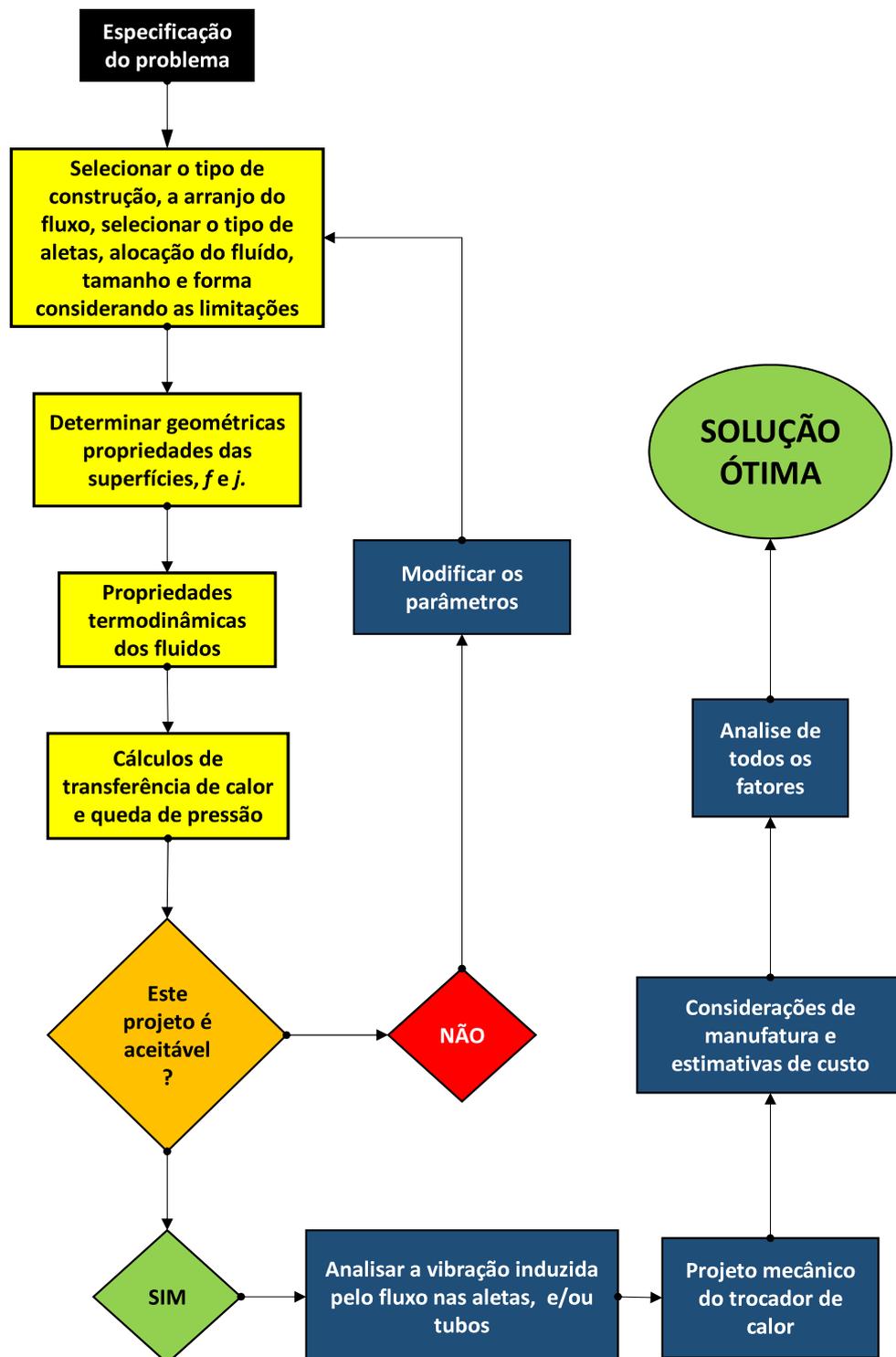
A seguir serão apresentados alguns conceitos teóricos usados atualmente para análise de um trocador de calor, como coeficiente global de transferência de calor, método da média logarítmica das diferença de temperatura, método da efetividade-NUT e eficiência de um trocador de calor.

2.4.1 Análise de um trocador de calor

Diversos são os métodos teóricos para determinação de um CHE, no entanto, o que pode determinar o uso de um método ou outro são os dados de entrada disponíveis para os cálculos, por exemplo: curva de rejeição térmica da fonte de calor, dimensões disponíveis para instalação do trocador de calor, propriedades físicas dos fluidos utilizados, superfície para transferência de calor, temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio e vazão dos fluidos.

A metodologia para se projetar um ótimo trocador de calor é complexa, não pela matemática envolvida, mas pela grande quantidade de suposições que devem ser adotadas Kays e London (1964). Dentre os procedimentos discutidos por pesquisadores durante anos, pode-se destacar o do Thulukkanam (2013), conforme Figura 21.

Figura 21 – Procedimento de Projeto



2.4.2 Coeficiente global de transferência de calor

Uma etapa essencial de qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor (INCROPERA; DEWITT, 2014). Sendo composto por três formas diferentes de transferência de calor, convecção, radiação e condução, seus coeficientes podem ser extraídos e analisados separadamente. O grau de dificuldade para se permitir a transferência de calor depende das propriedades físicas de cada material e pode ser chamada de resistência térmica. Em outras palavras, é a resistência térmica que cada material proporciona à transferência de calor, analogamente às resistências elétricas, em série e em paralelo, de acordo com cada camada de material que compõe o sistema. Ao final podem-se somá-las a fim de se obter o coeficiente global de transferência de calor. Para cada modo de transferência de energia há um respectivo coeficiente, determinado em função do material condutor (condução), da natureza do escoamento (convecção) e das condições do ambiente (radiação) (PERUSSI, 2010).

$$\dot{q}_x = \frac{T_{\infty,h} - T_{\infty,c}}{\sum R_t} \quad (1)$$

sendo $T_{\infty,h} - T_{\infty,c}$ é a diferença de temperatura entre fluido quente e frio, $\sum R_t$ é a somatória das resistências térmicas de cada fenômeno de transferência de calor e \dot{q}_x é a taxa de transferência de calor no eixo x .

A resistência térmica R pode ser de três formas, convectiva, condutiva e radiação.

A resistência convectiva R_{conv} é considerada como a troca de calor entre uma superfície e um fluido em movimento a diferentes temperaturas. Pode ser extraída a partir da lei de resfriamento de Newton, considerando uma parede plana, regime estacionário, sem geração ou perda de energia, com convecção constante e variação de temperatura linear, pode-se determinar que:

$$R_{conv} = \frac{T_s - T_{\infty}}{\dot{q}_x} = \frac{1}{h_c \cdot A_p} \quad (2)$$

sendo que A_p é área da parede normal a direção da transferência de calor, T_s é a temperatura da superfície e h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

A resistência condutiva R_{cond} é considerada como sendo a troca de calor através de um meio estacionário (sólido ou fluido) ou entre meios diferentes em contato físico. Pode ser extraída a partir da lei de Fourier, considerando transferência de calor unidimensional, sem geração ou perda de energia interna e propriedades constantes, pode-se determinar que:

$$R_{cond} = \frac{T_{s,h} - T_{s,c}}{\dot{q}_x} = \frac{L}{k \cdot Ap} \quad (3)$$

sendo que L a espessura da camada de material e k condutividade térmica.

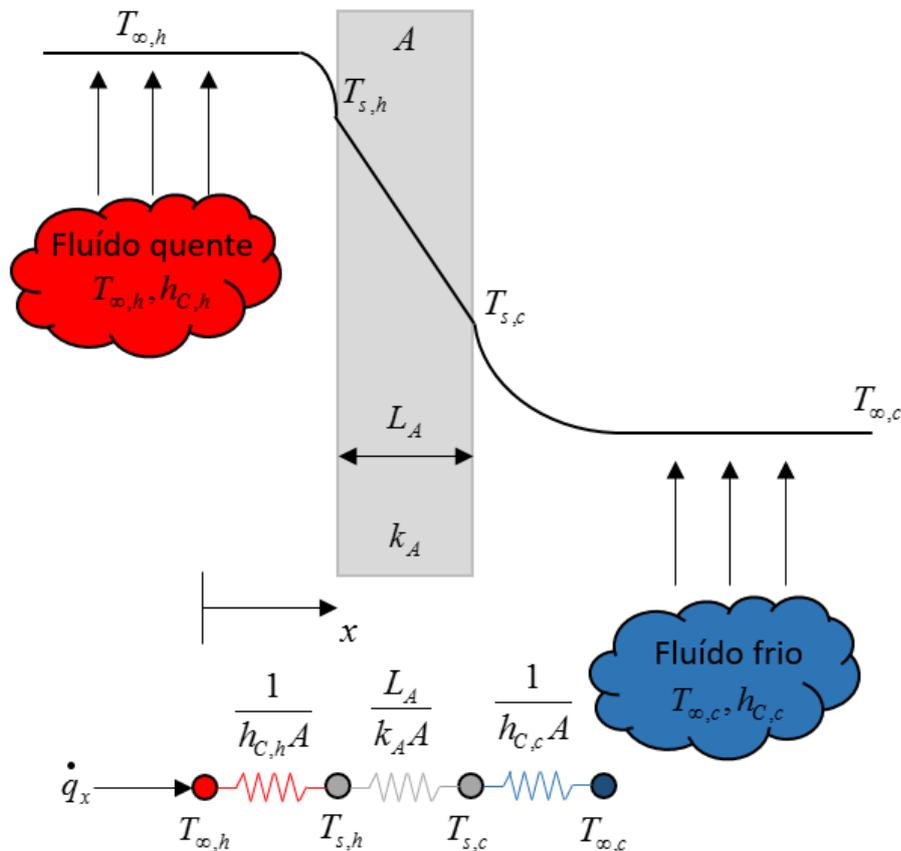
A resistência térmica para radiação R_{rad} é considerada como sendo a troca de calor entre a superfície de um material com o meio. Costuma ser importante quando o coeficiente de transferência de calor por convecção é pequeno, como em um gás por exemplo, sendo expressa por:

$$R_{rad} = \frac{T_s - T_{viz}}{\dot{q}_{rad}} = \frac{1}{h_r \cdot Ap} \quad (4)$$

sendo que h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação e \dot{q}_{rad} é a taxa de transferência de calor por radiação.

Dessa forma, numa parede de composição em série, pode-se definir a taxa de transferência de calor conforme a Figura 22.

Figura 22 – Circuito térmico equivalente para uma parede



Fonte: Autor

Para sistemas compostos, é usual o uso do coeficiente global de transferência de calor U para a determinação da taxa de transferência de calor, da seguinte forma:

$$\dot{q}_x = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (5)$$

sendo que ΔT é o variação de temperatura total do sistema. Manipulando as formulas (1) e (5) chega-se a:

$$UA = \frac{1}{\sum R_t} \quad (6)$$

Analogamente às resistências elétricas conforme explicado anteriormente, chega-se a:

$$U = \frac{1}{\sum R_t \cdot A} = \left[\left(\frac{1}{h_{c1}} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A} \right) + \left(\frac{1}{h_{c4}} \right) \right]^{-1} \quad (7)$$

Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor, podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Coeficiente global de transferência de calor representativos para trocadores de calor

Tipo de trocador de calor	U (W/m ² .°C)
Água para água	850-1700
Água para óleo	100-350
Água para gasolina ou querosene	300-1000
Aquecedor de água	1000-8500
Condensador de Vapor	1000-6000
Condensador de Freon (água gelada)	300-1000
Condensador de Amônia (água gelada)	800-1400
Condensador de Álcool (água gelada)	250-700
Gás para gás	10-40
Água para ar em tubos aletados (água nos tubos e superfície de área lado ar)	30-60
Água para ar em tubos aletados (água nos tubos e superfície de área lado água)	400-850
Vapor de ar em tubos aletados (vapor nos tubos e superfície de área lado ar)	30-300
Vapor de ar em tubos aletados (vapor nos tubos e superfície de área lado água)	400-4000

Fonte: Autor, “adaptado de” Çengel e Hernán (2002)

Levando-se em consideração as resistências convectivas e condutivas, é possível determinar o coeficiente entre fluidos separados por paredes planas e/ou cilíndricas, no entanto na pratica é comum o acúmulo de detritos, tanto interiormente nos dutos, quanto na parte externa, seja eles por deposição de sujeira do fluido, impurezas de origem da oxidação de componentes, acúmulo de detritos carregados pelo ar, entre outros. A consequência é que o acúmulo de detritos pode gerar um aumento do coeficiente global de transferência de calor, alterando as

condições iniciais de projeto. Contudo, tal efeito pode ser previsto adicionando mais uma resistência térmica, chamada de fator de decomposição R_d . Sendo assim, o fator de decomposição pode variar de acordo com a velocidade de escoamento dos fluidos, temperatura de trabalho e do tempo de serviço do trocador de calor, (INCROPERA; DEWITT, 2014).

Alguns valores representativos e comumente usados de fatores de deposição podem serem vistos na Tabela 2.

Tabela 2 – Fatores de incrustação representativos

Fluido (R_d'')	Valor ($m^2.K/W$)
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (≤ 50 °C)	0,0001
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (≥ 50 °C)	0,0002
Água de rio (≤ 50 °C)	0,0002 – 0,001
Óleo combustível	0,0009
Líquidos de refrigeração	0,002
Vapor d'água (sem arraste de óleo)	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Autor, “adaptado de” Incropera e Dewitt (2014)

2.4.3 Método da média logarítmica da diferença de temperatura - LMTD

Para o uso do Média Logarítmica da Diferença de Temperatura (do inglês *Logarithmic Mean Temperature Difference*) (LMTD), são necessários parâmetros para calcular a taxa de transferência de calor total entre os fluidos quente e frio a partir de um balanço global de energias (Figura 23). Para tanto, é necessário que duas das seguintes grandezas sejam conhecidas: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor, e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Adotando-se que não há transferência de calor entre a vizinhança e considerando também desprezível as mudanças nas energias potencial e cinética dos fluidos, a taxa de transferência de calor em um dos fluidos é:

$$\dot{q}_{tot} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (8)$$

sendo que \dot{m} é a vazão em massa e Δh é diferença de entalpia do fluido na entrada e saída do trocador.

Admitindo-se que os calores específicos são constantes e que não ocorre mudanças de fases nos fluidos, a expressão (8) pode ser escrita como:

$$\dot{q}_{tot} = \dot{m}_i \cdot c_{p,i} \cdot \Delta T_i \quad (9)$$

sendo que o subscrito i é o fluido quente ou frio e c_p é o calor específico a pressão constante.

A expressão (9) também pode ser escrita como:

$$\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (10)$$

sendo que os subscritos in e out referem-se respectivamente a entrada e saída dos fluidos quentes e frios.

A Equação 10 pode ser definida como:

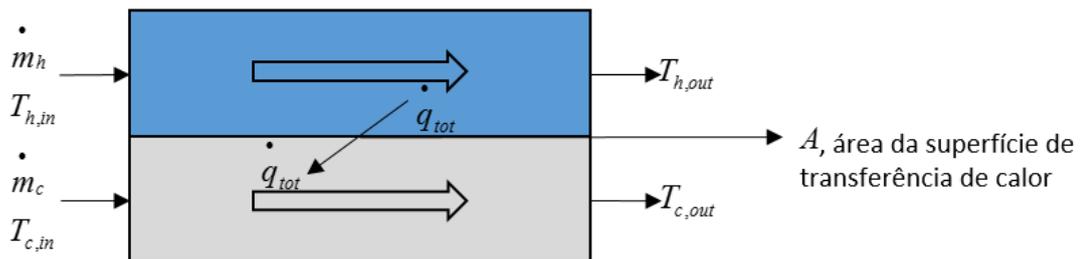
$$\dot{q} = C_h \cdot (T_{h,out} - T_{h,in}) = C_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (11)$$

Utilizando a lei de resfriamento de Newton com o coeficiente global de transferência de calor U , relacionado a área de troca de calor Ap , e aceitando que ΔT varia de acordo com a posição no trocador de calor, obtém-se:

$$\dot{q}_{tot} = U \cdot Ap \cdot \Delta T_{ml} \quad (12)$$

sendo que ΔT_{ml} é a média logarítmica da diferença de temperatura.

Figura 23 – Balanço global de energia



Fonte: Autor, “adaptado de” Incropera e Dewitt (2014)

A partir de um balanço de energia em elementos diferenciais nas temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, após algumas passagens aritméticas, tem-se que:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln[\Delta T_2 \cdot (\Delta T_1)^{-1}]} \quad (13)$$

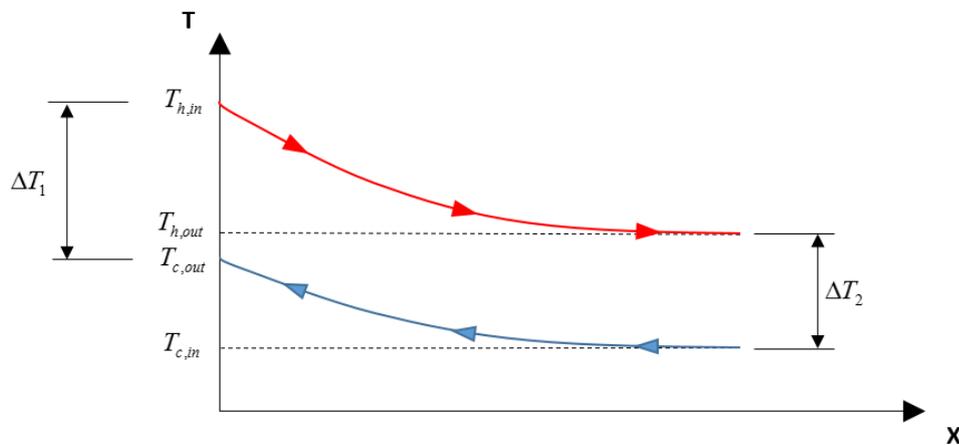
Para um escoamento contracorrente, que é o objetivo desse estudo, ΔT_1 e ΔT_2 são:

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (14)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (15)$$

Graficamente, a distribuição de temperatura do método LMTD associado ao escoamento contracorrente pode ser visualizada na Figura 24.

Figura 24 – Distribuição das temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente



Fonte: Autor

2.4.4 Método da efetividade ε -NUT

O método da *efetividade de um trocador de calor* foi criado em 1942, no entanto os autores London e Seban (1980) republicaram o artigo anterior. O método consiste em se calcular a máxima taxa de transferência de calor possível, sendo denominada de \dot{q}_{max} do trocador de calor. De forma geral, pode-se defini-la por:

$$\dot{q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (16)$$

sendo a eficiência térmica do trocador de calor ε ($0 < \varepsilon < 1$) definida por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{\dot{q}}{C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (17)$$

sendo que C_{min} é a capacidade térmica do fluido com menor capacidade térmica, e C_{max} a do fluido com maior capacidade térmica, definidas por:

$$C_{min} = (\dot{m}.c_p)_{min} \quad (18)$$

$$C_{max} = (\dot{m}.c_p)_{max} \quad (19)$$

A relação entre as capacidades térmicas C_r é dada por:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}.c_p)_{min}}{(\dot{m}.c_p)_{max}} \quad (20)$$

Das Equações (11), (16) e (17), chega-se a:

$$\varepsilon = \frac{C_h.(T_{h,out} - T_{h,in})}{C_{min}.(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c.(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}.(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (21)$$

O Número de Unidades de Transferência NUT é dada por:

$$NUT = \frac{U.A}{C_{min}} \quad (22)$$

A Equação (22) também pode ser escrita para arranjos em contracorrente, levando-se em consideração ε e $C_r < 1$.

$$NUT = -\frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon.C_r - 1} \right) \quad (23)$$

Dois adimensionais também são importantes para o uso do método, o R_ε e P_ε , dados pelas Equações (24) e (25) respectivamente.

$$R_\varepsilon = \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{(T_{c,out} - T_{c,in})} \quad (24)$$

$$P_\varepsilon = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (25)$$

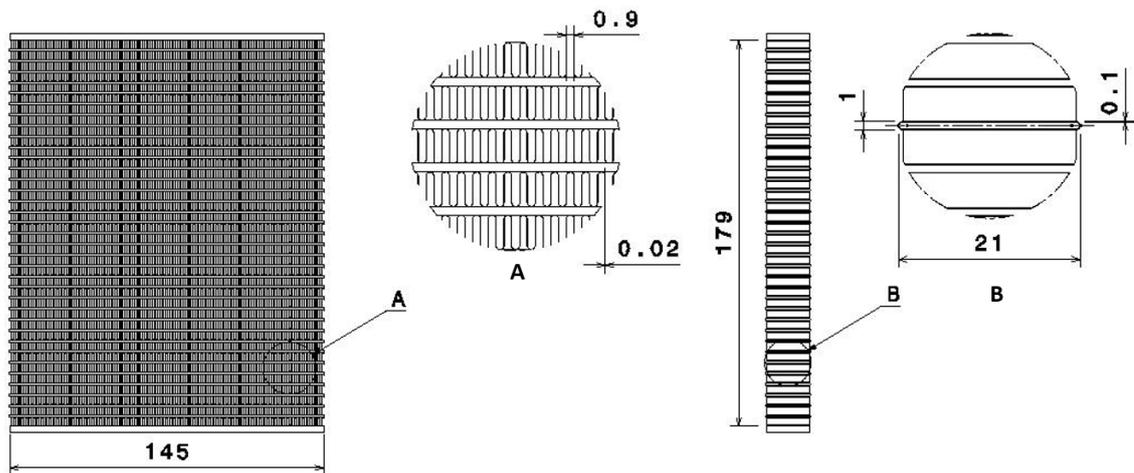
3 METODOLOGIA

Nesse capítulo será abordado a metodologia da parte experimental e o desenvolvimento do modelo transiente.

3.1 TROCADOR DE CALOR COMPACTO

O CHE usado para o estudo pode ser visto na Figura 25 e os demais dados e cálculos podem ser vistos na Tabela 3.

Figura 25 – Detalhe do trocador de calor estudado



Fonte: Autor

Tabela 3 – Dados do trocador de calor

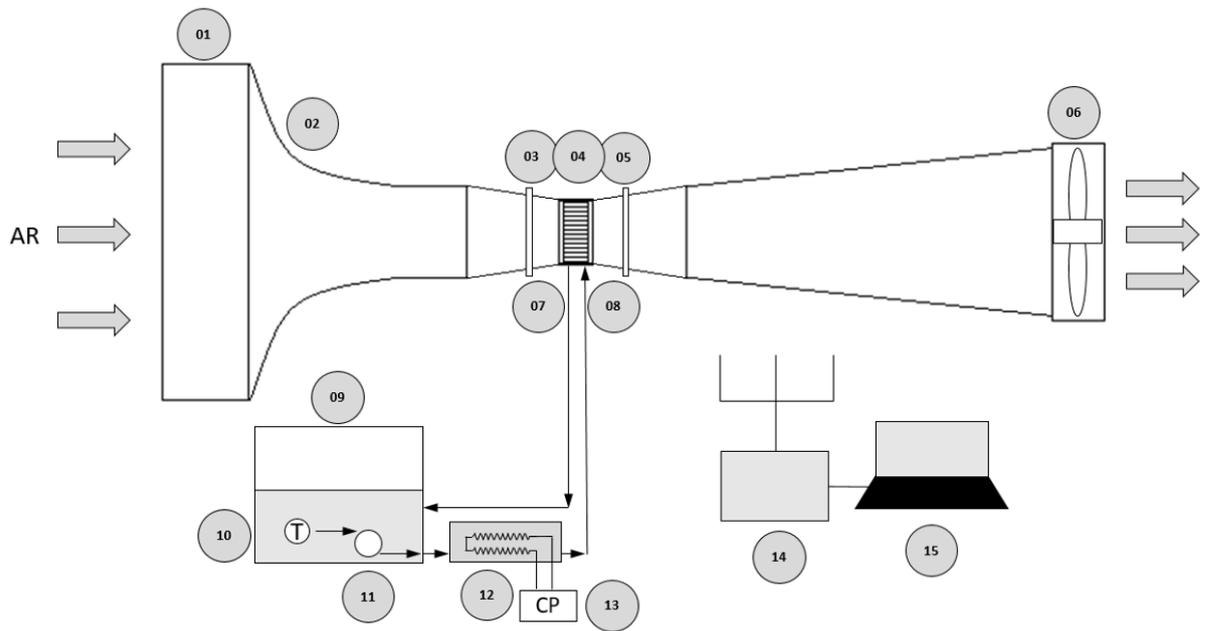
Dado	Valor
Quantidade de tubos	35
Quantidade de fileira de aletas	36
Massa do alumínio nos tubos	0,059kg
Massa do alumínio nas aletados	0,031kg
Área do tubo interno	$6,056 \times 10^{-4} \text{m}^2$
Área do tubo externo	$0,229 \text{m}^2$
Volume interno dos tubos	$3,0734 \text{m}^3$
Volume de alumínio nos tubos	$2,173 \times 10^{-5} \text{m}^3$
Volume de alumínio nas aletas	$1,144 \times 10^{-5} \text{m}^3$

Fonte: Autor.

3.2 PARTE EXPERIMENTAL

Nesta seção será descrita a bancada de testes com suas particularidades para o estudo, como a fonte de calor, calibração dos termopares, aquisição dos dados dos fluidos ar e água, bem como o procedimento e a faixa de testes executada. A Figura 26 mostra o esquema da bancada de testes, e a Figura 27 mostra a bancada de testes montada.

Figura 26 – Esquema do túnel de vento



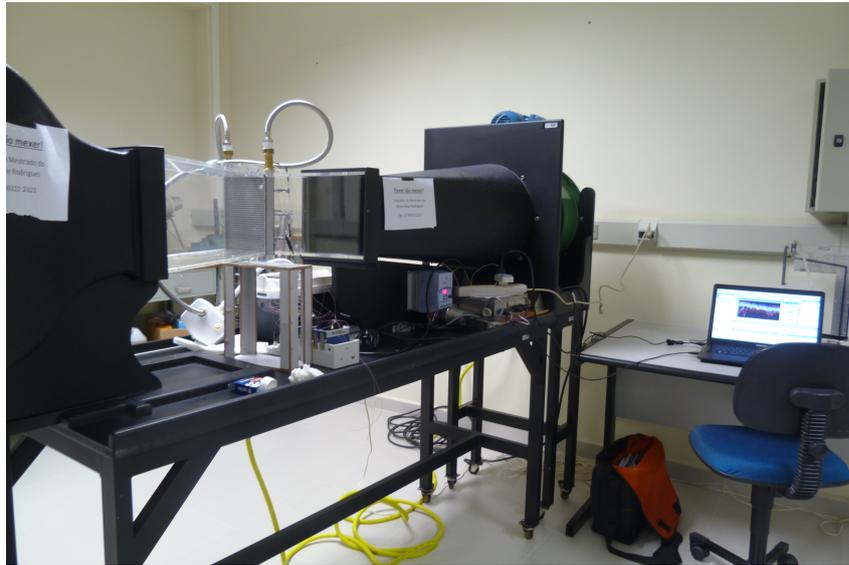
- | | |
|--|---|
| 1. Entrada de ar; | 9. Reservatório de água; |
| 2. Desenvolvimento do fluxo de ar; | 10. Aquisição da temperatura na entrada da bomba de água; |
| 3. Aquisição da temperatura do ar na entrada do CHE; | 11. Bomba de água submersa; |
| 4. CHE; | 12. Aquecedor elétrico; |
| 5. Aquisição da temperatura do ar na saída do CHE; | 13. Controlador de potência do aquecedor elétricos; |
| 6. Ventilador centrífugo; | 14. Aquisição de dados; |
| 7. Aquisição da temperatura da água na saída do CHE; | 15. Computador. |
| 8. Aquisição da temperatura da água na entrada do CHE; | |

Fonte: Autor

Uma seção de testes em acrílico foi desenvolvida para este projeto, com a seção sendo reduzida até o centro, onde foi posicionado o trocador de calor. O detalhamento da nova seção pode ser visto nos capítulos seguintes.

Os testes foram feitos em um túnel de vento fabricado no Centro Universitário da FEI (FEI), que possui controle de velocidade do ar de até $34\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ e diversas possibilidades de inserção de instrumentos de medição por orifícios pré estabelecidos .

Figura 27 – Túnel de vento da FEI

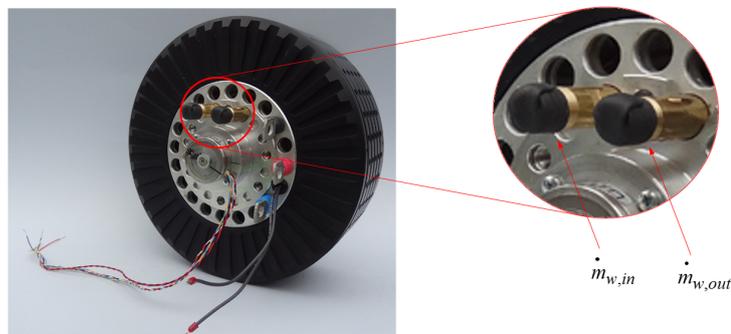


Fonte: Autor

3.2.1 Fonte de calor

A potência da resistência elétrica para aquecimento foi determinada a partir do rendimento e potência dissipada do motor EMRAX 228 high voltage LC (Figura 28) usado no Fórmula SAE elétrico da FEI. A tensão máxima permitida nos carros da competição é de 300V, com isso a rotação do motor fica limitado a 3000rpm. Com o motor sendo usado em picos de torque, chega-se a potência máxima usada de 75.000W e ao rendimento de 86%, conforme Figuras (29) e (30) respectivamente, chegando a uma rejeição térmica máxima de calor de 10.500W.

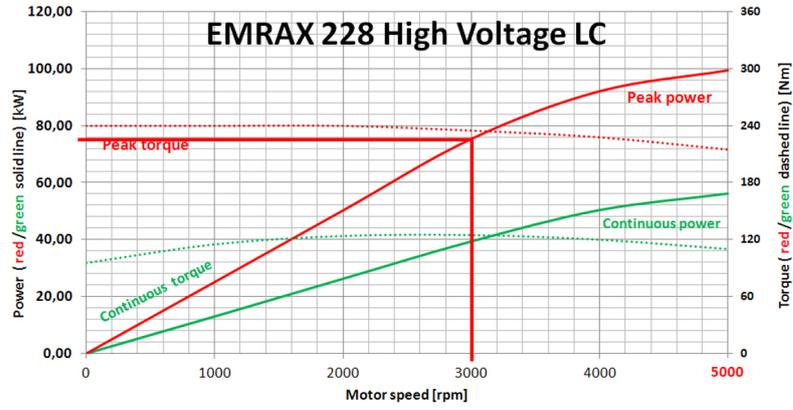
Figura 28 – EMRAX228 high voltage LC



Fonte: EMRAX228, 2015

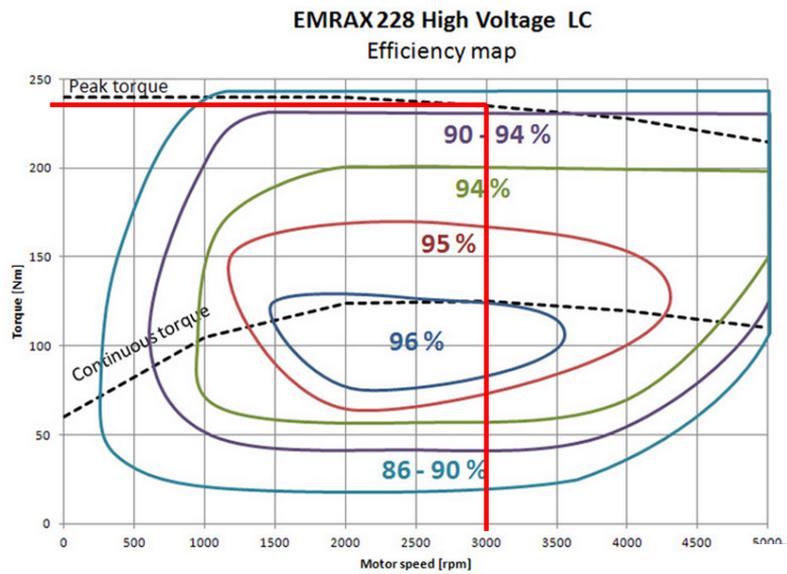
Foi escolhido o aquecedor de água elétrico da Lorenzetti (Figura 31) 220V como fonte de aquecimento para o experimento. Com potência nominal de 2900 ou 6400W.

Figura 29 – Potência Máxima EMRAX228 high voltage LC



Fonte: “adaptado de” EMRAX228, 2015

Figura 30 – Rendimento EMRAX228 high voltage LC



Fonte: “adaptado de” EMRAX228, 2015

Figura 31 – Aquecedor de água



Fonte: Lorenzetti

A potência nominal foi verificada com o objetivo de obter uma maior precisão nas simulações, para tanto foi medida a corrente e tensão média obtida durante os testes. Utilizando um alicate amperímetro digital da Minipa ET-3702A / ET-3.920 foi encontrado a tensão de 215V e corrente de 12,7A para a potência nominal de 2.900W, resultando na potência real de 2.730,5W. O mesmo procedimento foi realizado para a potência nominal de 6.400W e foi medido a tensão de 215V e uma corrente de 25,05A, resultando na potência real de 5.385,75W, conforme Tabela 4.

Tabela 4 – Potência real da fonte de calor

Posição	Potência Nominal (W)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência Real (W)
A	2900	215	12,70	2730,50
B	6400	215	25,05	5385,75

Fonte: Autor.

3.2.2 Aquisição dos Dados

A seguir serão apresentados os equipamentos para aquisição dos dados de temperatura e vazão, necessários para a proposta do presente trabalho.

3.2.2.1 Temperatura

Para a aquisição das temperaturas, foram usados 22 Termopares Tipo T, com diâmetro de 0,0762mm.

Os termopares foram verificados por comparação com dois sensores padrões Pt25,5 (Figuras 32 e 33). Em 4 temperaturas, de 20, 40, 60 e 80°C, em um forno de calibração conforme Figura 34. Foi encontrada uma diferença máxima de 0,7°C aos sensores padrão.

Figura 32 – Termoresistência Padrão Pt25,5 n° de série 1115



Fonte: Autor

Figura 33 – Termoresistência Padrão Pt25,5 n° de série 1131



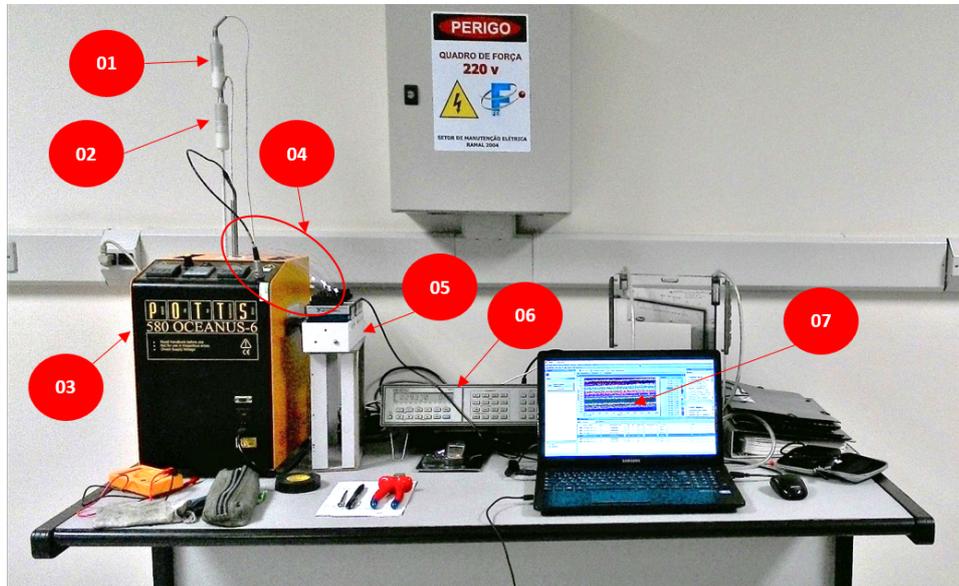
Fonte: Autor

A aquisição dos termopares foi feita com o sistema na National Instrument NI Compact Daq com 6 módulos NI 9211.

Para a temperatura do ar ambiente, foram utilizados 2 termopares e extraído sua média.

Na saída de ar, a quantidade e qualidade das medições tem interferência direta nos resultados. Como a entrada e a saída de água estão na parte superior do trocador de calor, a temperatura de saída do ar não é homogênea. Segundo os autores Wang et al. (2015) e Glazar, Frankovic e Trp (2015), não existe um consenso na relação entre área da superfície de saída do ar e a quantidade de medições. Com base nesses trabalhos, foi decidido o uso de uma malha de 15 termopares dispostos simetricamente, conforme Figura 35.

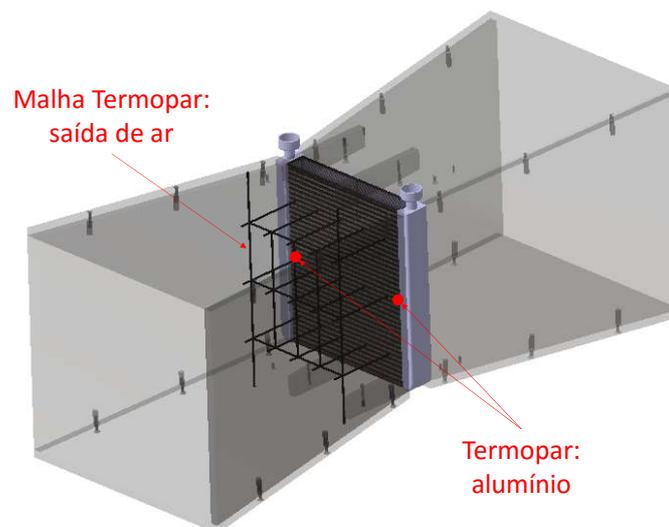
Figura 34 – Bancada de Calibração



- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1. Termoresistência PT25,5 n1115; | 5. Aquisitor de Dados Nacional Instruments; |
| 2. Termoresistência PT25,5 n1131; | 6. Multímetro HP; |
| 3. Forno de calibração; | 7. Coleta de dados pelo Software Nacional Instruments 2013. |
| 4. Termopares Tipo "T"; | |

Fonte: Autor

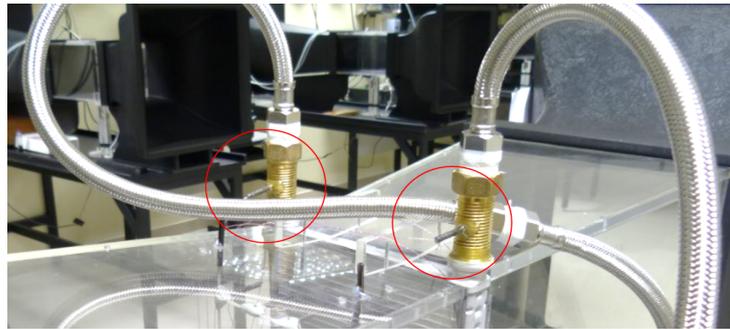
Figura 35 – Disposição dos termopares na saída de ar do trocador de calor



Fonte: Autor

Para aquisição dos dados de temperatura da água, foram utilizados dois termopares na entrada e saída do trocador de calor (Figura 36). Para tanto, foi feito 2 furos a 20mm da entrada do CHE e usado uma suporte para dar apoio aos termopares. Os termopares foram posicionados no centro do tubo de passagem de água.

Figura 36 – Disposição dos termopares na entrada e saída de água do trocador de calor



Fonte: Autor

Dois termopares (Figura 35) foram usados para medir a temperatura do alumínio, posicionados de forma a representar uma média de temperatura do trocador. A variação da temperatura do alumínio também foi obtida com uma câmera térmica (FLIR T450sc), posicionada a aproximadamente um metro da entrada de ar do túnel de vento.

3.2.2.2 Vazão de ar e água

A bomba de água escolhida foi uma bomba submersa modelo WP-2000 (Figura 37). A vazão de $4,751 \cdot 10^{-2} \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ foi obtida pela média de 5 medições (desvio padrão de $0,008 \cdot 10^{-2} \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ coletadas na bancada completa (com bomba, trocador de calor e mangueiras), para que seja considerada toda a perda de carga do sistema. Com o sistema em funcionamento, foi medido o tempo que o fluido leva para encher um reservatório de volume conhecido.

Para analisarmos os verdadeiros efeitos do Fórmula, foi usado nos testes a mesma quantidade de água que o sistema de arrefecimento do Fórmula SAE Elétrico da FEI usa em seus carros, de 3,5L.

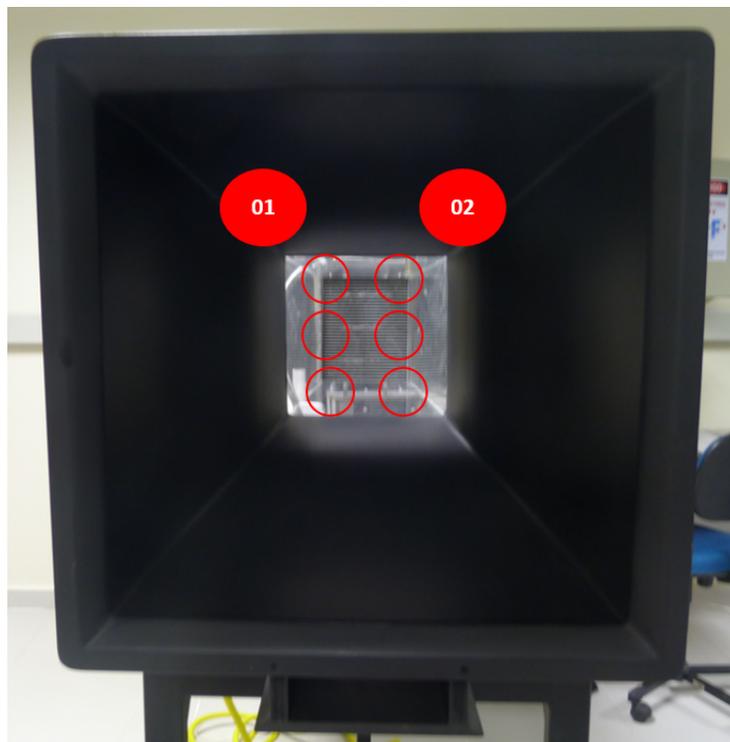
As medições de vazão do ar foram obtidas através de um anemômetro TESTO 405-V1 (incerteza de $0,1 \text{m} \cdot \text{s}^{-1} + 5\%$ do valor medido) na entrada da região de aquisição de dados do túnel de vento. (Figura 38).

Figura 37 – Bomba de água



Fonte: Autor

Figura 38 – Disposição do anemômetro no túnel de vento



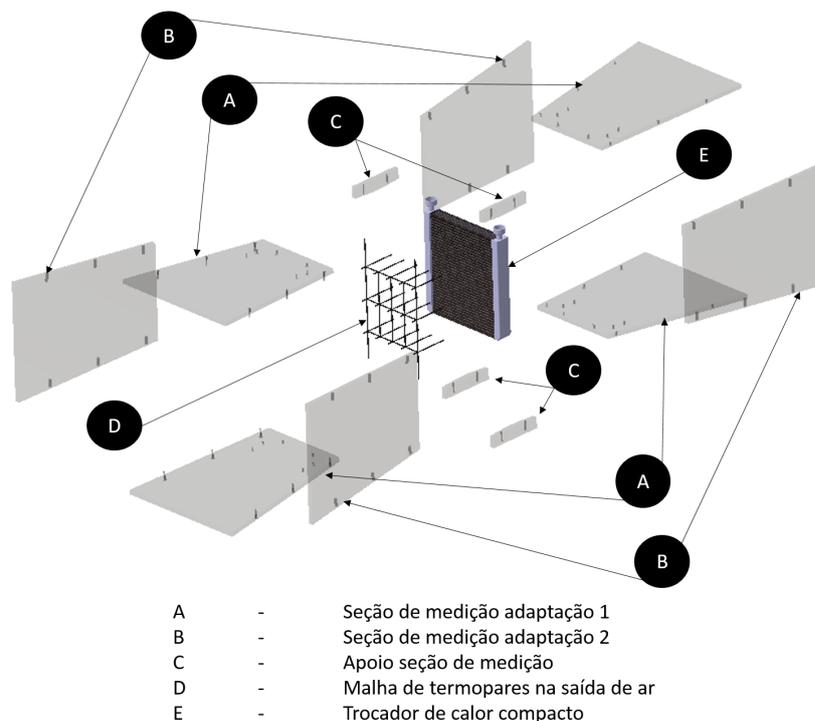
Fonte: Autor

As posições das aquisições na entrada do túnel foram determinadas a partir de 2 fileiras em x e 3 em y , conforme Figura 38. As medições foram repetidas 3 vezes, chegando a velocidade de $3,63\text{m.s}^{-1}$ (desvio padrão de $0,04\text{m.s}^{-1}$) e a vazão de $0,181\text{kg.s}^{-1}$.

3.2.3 Adaptação da seção de medição

A seção retangular de medição da bancada de túnel de vento precisou ser adaptada com o objetivo de canalizar todo o fluxo de ar que passa pelo túnel de vento para a região de passagem do ar do trocador de calor (Figura 35), para tanto foi necessária a construção de componentes conforme Figura 39. O comprimento total da seção de teste aumentou de 400 para 580mm, comprimento máximo permitido pela bancada de teste. A modificação do comprimento foi necessária para suavizar o efeito do estrangulamento da seção de passagem de ar. As paredes da seção de medição foram feitas com placas de Acrílico de 8mm de espessura e unidas com cola para acrílico por capilaridade (Sinteglas S-320/6), o que forneceu alta resistência mecânica e facilidade de união das partes. Detalhes dos componentes confeccionados na marcenaria da FEI podem ser vistos no Apêndice A.

Figura 39 – Vista explodida dos componentes da seção de medição



3.2.4 Procedimento de testes

A proposta do presente trabalho é analisar o efeito transitório aplicado ao estudo de caso do Fórmula SAE Elétrico da FEI. As vazões de ar e água foram mantidas constantes para todos os testes, com 2 degraus de potência elétrica rejeitada pelo motor.

Os testes foram feitos em regime constante de vazão da água e ar, aplicando degraus de aquecimento até atingir o regime permanente, e depois a recuperação com o aquecimento desligado até voltar as condições iniciais. Estes dados serão usados para validação do modelo.

Outros testes foram feitos para simular picos de aceleração do motor de 10s.

3.3 MODELO TRANSIENTE

Para o presente estudo, foram propostos dois modelos para a análise do trocador de calor, um mais completo com volume de controle em cada parte do CHE, sendo eles reservatório, fonte de aquecimento, tubo de alumínio, aletas e ar, e um segundo modelo com um único volume de controle para o trocador de calor, sendo portanto, reservatório, fonte de calor e trocador de calor.

A Figura 40 mostra uma representação do trocador de calor utilizado no presente trabalho, com os locais onde ocorrem as passagens de água e do ar.

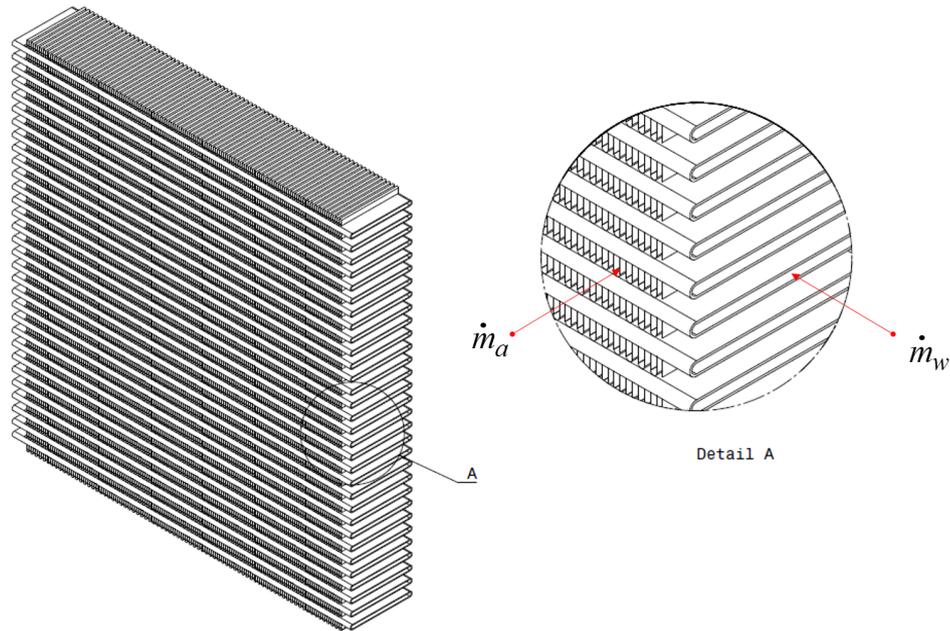
3.3.1 Modelo Completo

Inicialmente foi estudado e proposto um modelo mais completo, levando-se em consideração a troca de calor entre água nos dutos do trocador de calor e o alumínio, e entre alumínio e ar que passa pelo trocador de calor. O ar, a água dentro do trocador de calor, o alumínio, o reservatório e a fonte de calor foram separados em 5 volumes de controle.

O modelo foi solucionado usando o método de Euler explícito, que apresentou estabilidade com o passo de $1/360s$, implementado no Excel.

Para modelar o comportamento dinâmico das transferências de calor no trocador, foram aplicados balanços de energia em todos os volumes de controle (Figura 41).

Figura 40 – Detalhe do trocador de calor



Fonte: Autor

3.3.1.1 Volume de controle A - Água

O volume de controle A (Figura 42) contém a água passando pelo trocador de calor . Sua variação de energia interna depende da variação de entalpia da água e da transferência de calor com o alumínio por convecção (Equação 26):

$$\frac{dU_w}{dt} = \dot{m}_w \cdot h_{w,in} - \dot{m}_w \cdot h_{w,out} - \dot{q}_{w,al} \quad (26)$$

Adotando a temperatura média entre entrada e saída como representativa da temperatura do volume de controle e considerando que os calores específicos são constantes, chega-se a:

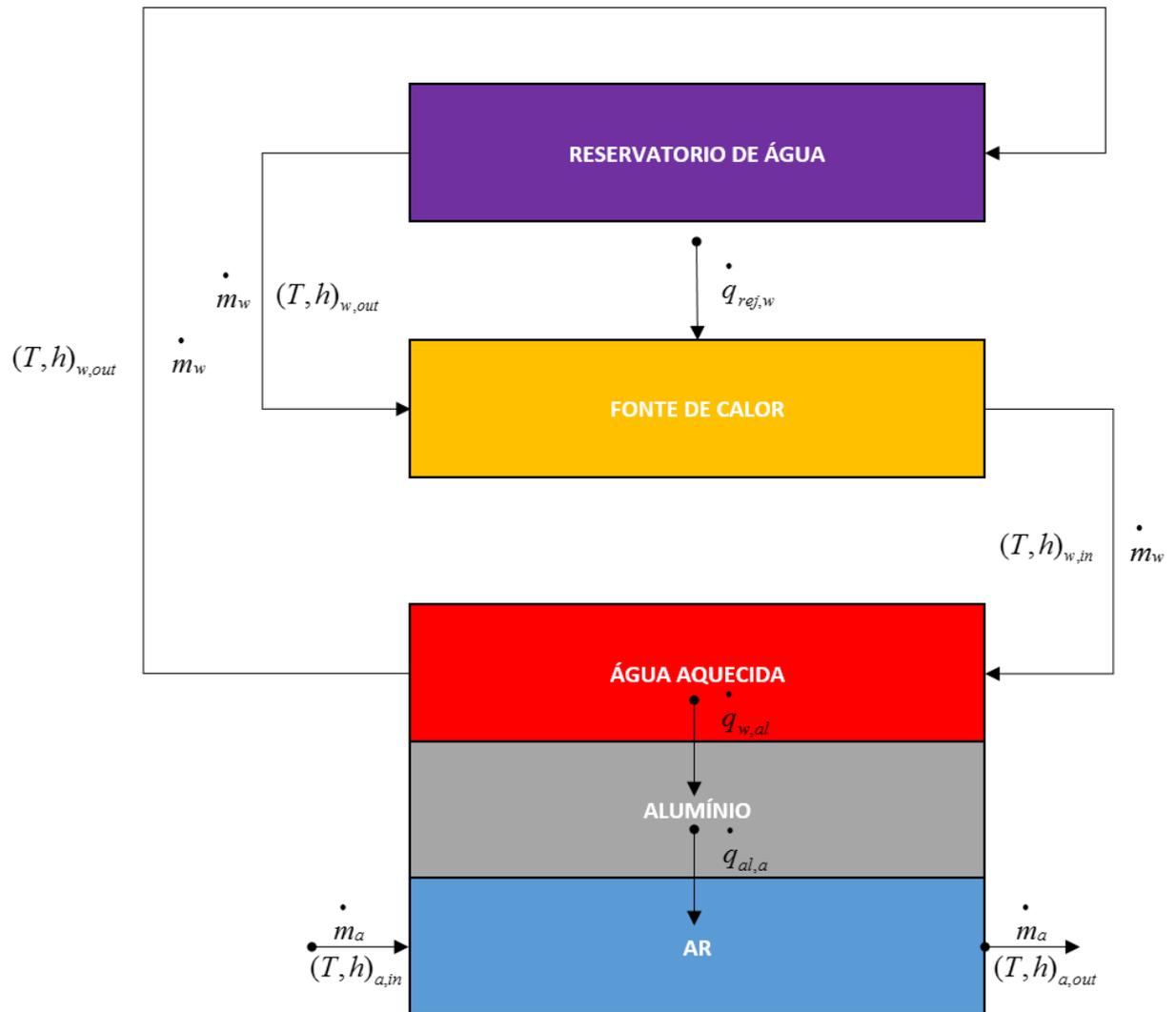
$$\bar{T} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (27)$$

$$c_v = \left. \frac{\partial u}{\partial T} \right|_{V.constant} \quad (28)$$

$$c_p = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_{P.constant} \quad (29)$$

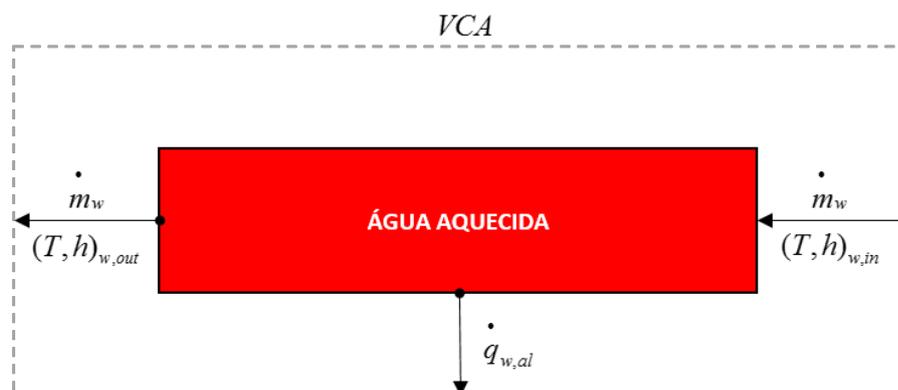
Substituindo (27), (28) e (29) em (26) chega-se a:

Figura 41 – Sistema composto - Modelo completo



Fonte: Autor

Figura 42 – Volume de controle A - Água



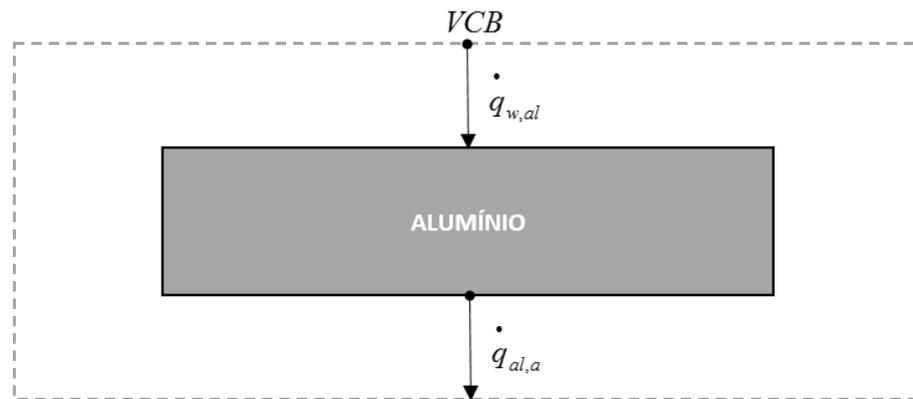
Fonte: Autor

$$m_w \cdot c_{v,w} \frac{d\bar{T}_w}{dt} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) - h_{c,w,al} \cdot A_{w,al} (\bar{T}_w - \bar{T}_{al}) \quad (30)$$

3.3.1.2 Volume de controle B - Alumínio

O volume de controle B (Figura 43) representa o alumínio do trocador de calor. Sua variação de energia interna depende da energia recebida pela água aquecida e da energia que é trocada com o ar que passa pelo trocador (Equação 31):

Figura 43 – Volume de controle B - Alumínio



Fonte: Autor

$$\frac{dU_{al}}{dt} = \dot{q}_{w,al} - \dot{q}_{al,a} \quad (31)$$

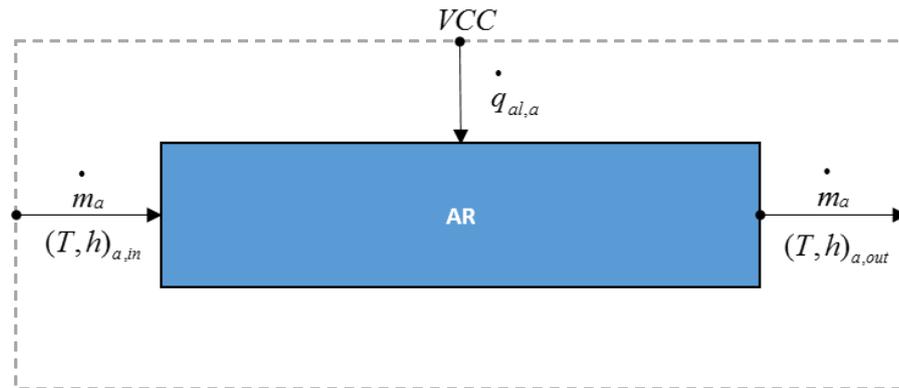
Substituindo (27), (28) e (29) em (31) chega-se a:

$$m_{al} \cdot c_{v,al} \frac{d\bar{T}_{al}}{dt} = h_{c,w,al} \cdot A_{w,al} (\bar{T}_w - \bar{T}_{al}) - h_{c,al,a} \cdot A_{al,a} (\bar{T}_{al} - \bar{T}_a) \quad (32)$$

3.3.1.3 Volume de controle C - Ar

O volume de controle C (Figura 44) representa o ar que passa pelo trocador de calor. A variação da temperatura interna do ar depende do calor recebido do alumínio e da variação de entalpia do ar entre a entrada e saída (Equação 33):

Figura 44 – Volume de controle C - Ar



Fonte: Autor

$$\frac{dU_a}{dt} = \dot{q}_{al,a} + \dot{m}_a(h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (33)$$

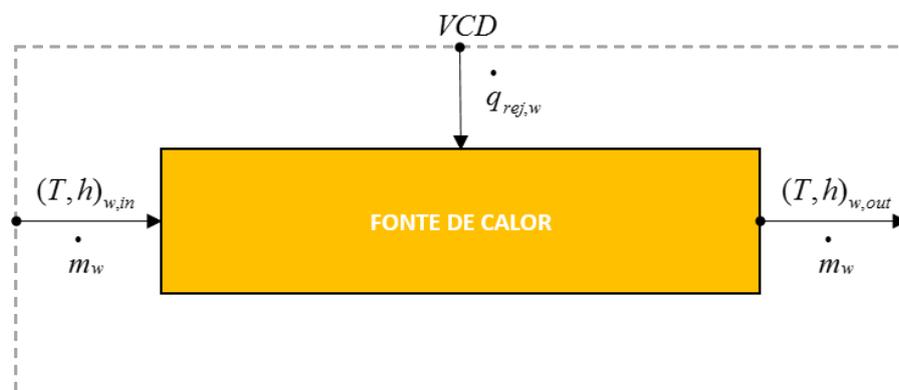
Substituindo (27), (28) e (29) em (33) chega-se a:

$$m_a \cdot c_{v,a} \frac{d\bar{T}_a}{dt} = h_{c,al,a} \cdot A_{al,a} (\bar{T}_{al} - \bar{T}_a) + \dot{m}_a \cdot c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (34)$$

3.3.1.4 Volume de controle D - Fonte de Calor

O volume de controle D (Figura 45) representa a passagem de água pela fonte de calor (motor ou resistência elétrica). A variação da energia interna da água depende da potência elétrica recebida e da variação de entalpia da água entre a entrada e saída (Equação 35):

Figura 45 – Volume de controle D - Fonte de calor



Fonte: Autor

$$\frac{dU_{rej,w}}{dt} = \dot{q}_{rej,w} + \dot{m}_w(h_{w,in} - h_{w,out}) \quad (35)$$

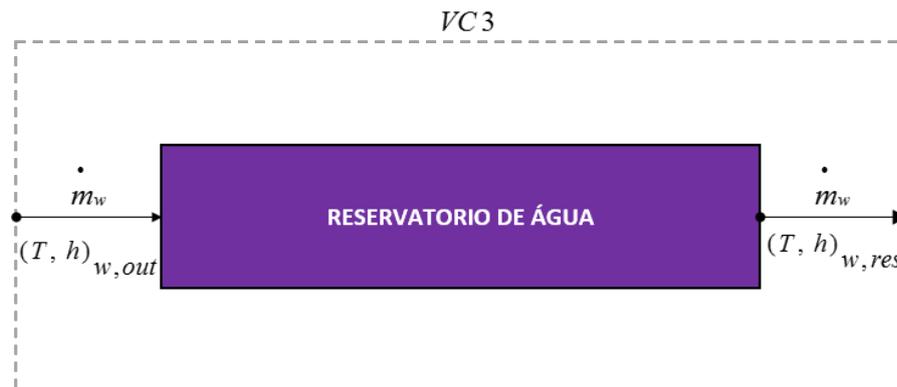
Substituindo (27), (28) e (29) em (35) chega-se a:

$$m_w \cdot c_{v,w} \frac{dT_w}{dt} = \dot{q}_{rej,w} + \dot{m}_w \cdot c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (36)$$

3.3.1.5 Volume de controle E - Reservatório

O volume de controle E (Figura 46) contém a água que sai do trocador de calor, passa pelo reservatório e entra na fonte de calor. A variação da energia interna da água depende da variação de entalpia da água entre a entrada e saída do reservatório.

Figura 46 – Volume de controle E - Reservatório



Fonte: Autor

$$\frac{dU_{w,res}}{dt} = \dot{m}_w \cdot (h_{w,out} - h_{w,res}) \quad (37)$$

Levando-se em consideração a massa de água dentro do reservatório, chega-se a:

$$m_{w,res} \cdot c_{v,w} \frac{dT_{w,res}}{dt} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,res}) \quad (38)$$

3.3.2 Modelo simplificado

As simplificações foram motivadas pelo fato das temperaturas de saída da superfície do alumínio, ar e água estarem próximas em todo regime transiente. O motivo dessa proximidade se deve ao CHE possuir espessura dos tubos e aletas de respectivamente 0,10 e 0,022mm, resultando em uma intensa troca de calor. Uma vantagem para o uso do modelo simplificado é por este permanecer estável em um passo de tempo de 1/3s, sendo que para o modelo completo a estabilidade foi encontrada com passo de 1/360s.

O novo modelo proposto separado em volumes de controle pode ser visto na Figura 47, que contempla a água ao passar pela fonte de calor, o reservatório e o trocador com passagem de água e ar.

3.3.2.1 Volume de controle F - Fonte de Calor

O volume de controle F (Figura 48) representa a passagem de água pela fonte de calor (aquecedor elétrico). A variação da energia interna da água depende da potência elétrica recebida e da variação de entalpia da água entre a entrada e saída (Equação 39).

$$\frac{dU_{res,w}}{dt} = \dot{q}_{rej,w} + \dot{m}_w(h_{w,res} - h_{w,in}) \quad (39)$$

Considerando que a massa de água dentro da fonte de calor é muito pequena e substituindo (27), (28) e (29) em (39), chega-se a:

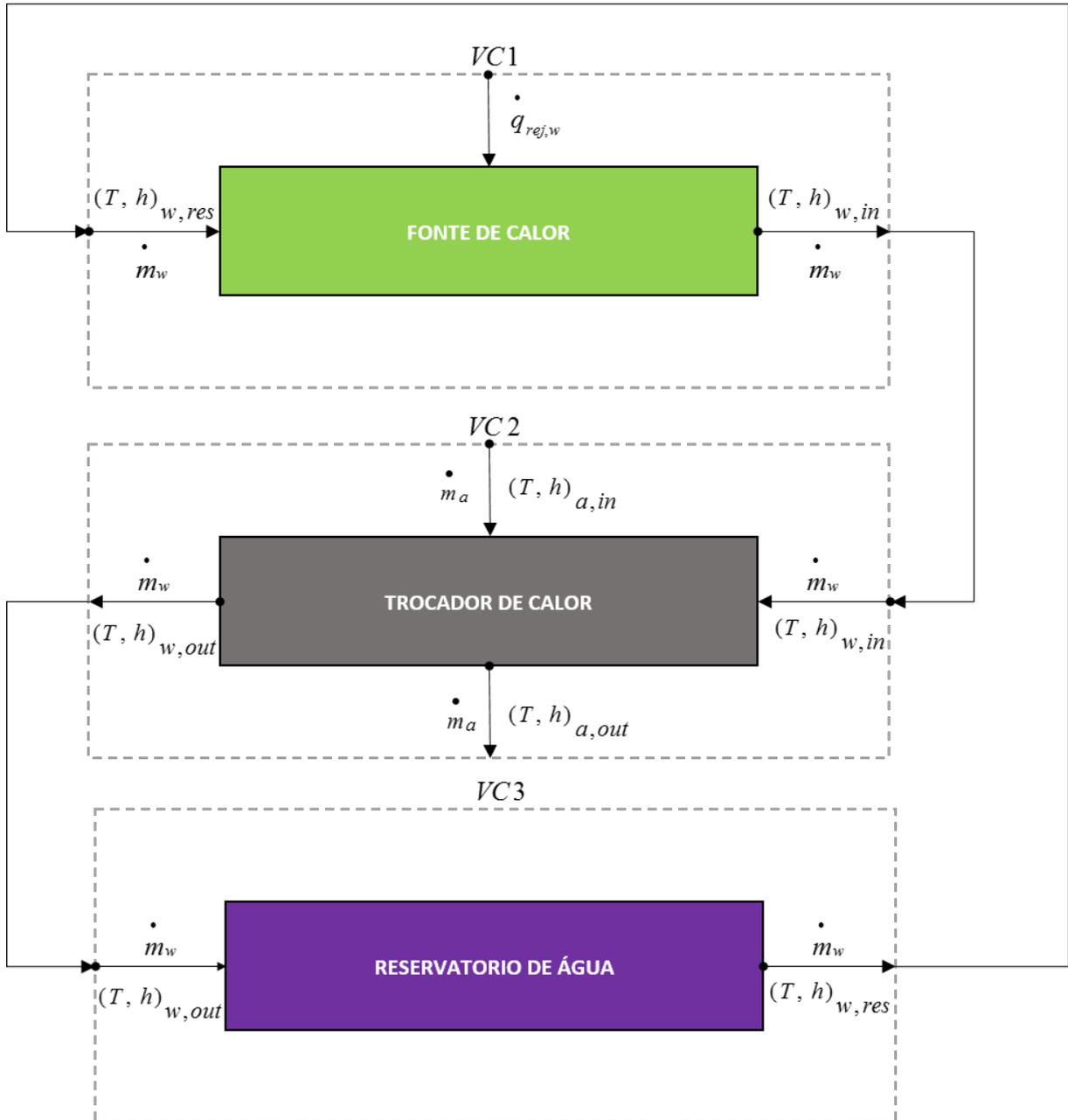
$$0 = \dot{q}_{rej,w} + \dot{m}_w \cdot c_{p,w}(T_{w,res} - T_{w,in}) \quad (40)$$

Desse modo pode-se calcular a temperatura de entrada da água no trocador de calor a partir da temperatura da água no reservatório e do calor rejeitado pelo motor.

3.3.2.2 Volume de controle G - Água

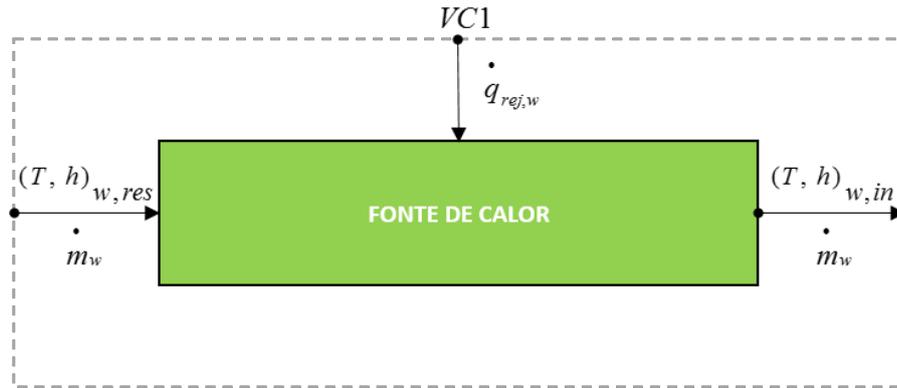
O volume de controle G (Figura 49) contém a água e o ar passando pelo trocador de calor e o alumínio usado nas aletas e tubos. A massa de ar é pequena e pode ser desprezada. A

Figura 47 – Sistema Composto - Modelo simplificado



Fonte: Autor

Figura 48 – Volume de controle F - Fonte de calor

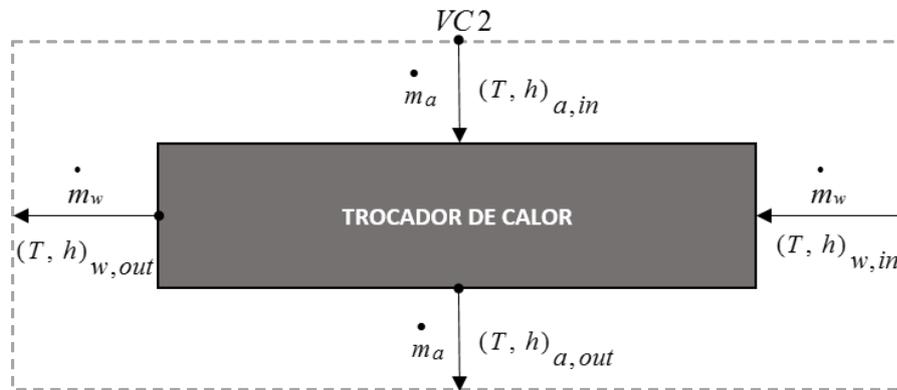


Fonte: Autor

variação de energia interna depende da energia recebida pela água aquecida e da energia que é trocada com o ar que passa pelo trocador:

$$\frac{d}{dt}(U_w + U_{al}) = \dot{m}_w \cdot (h_{w,in} - h_{w,out}) + \dot{m}_a \cdot (h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (41)$$

Figura 49 – Volume de controle G - Água



Fonte: Autor

Substituindo (27), (28) e (29) em (41) e considerando a temperatura do trocador de calor e dos fluidos passando por ele como uniformes, chega-se a:

$$(m_w \cdot c_{v,w} + m_{al} \cdot c_{al}) \frac{dT}{dt} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T) + \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,in} - T) \quad (42)$$

3.3.2.3 *Volume de controle H - Reservatório*

O volume de controle do reservatório (Figura 46) usado no modelo simplificado é o mesmo utilizado para o modelo completo descrito na seção anterior.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes experimentais, das simulações do modelo completo e do modelo simplificado. Os modelos são comparados com os resultados experimentais e apresentados o erro de cada volume de controle durante o tempo de cada teste.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para os testes experimentais, as vazões de ar e água foram constantes durante todos os testes. Como etapa inicial, as vazões foram acionados e após a estabilização das temperaturas de cada ponto de aquisição, os testes foram iniciados. A massa de água total usada no sistema foi de 3,5l, divididos em 0,08l nos dutos do CHE, 0,25l nas mangueiras e nas galerias do CHE e $4,66 \times 10^{-5}$ l dentro da fonte de calor, resultando em 3,16l no reservatório.

Para melhor compreensão dos gráficos, os resultados experimentais foram divididos e apresentados em 4 gráficos para cada teste, sendo as temperaturas da água na entrada e saída do CHE no gráfico (a), a temperatura do alumínio no gráfico (b), as temperaturas do ar na entrada e saída do CHE no gráfico (c) e a temperatura da água na saída do reservatório no gráfico (d).

A fonte de calor foi ligada nas posições A e B com potências de 2730,50 e 5385,75W conforme descritos na Tabela 4.

4.1.1 Teste 1 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente a regime permanente com potência de 2730,50W e resfriamento

O Teste 1 (Figura 50) consiste em um patamar a temperatura ambiente média de 25,08°C e aos 66,33s de teste a fonte de calor foi ligada na posição A. Após o regime permanente, a fonte de calor foi desligada aos 952,66s de teste e então o sistema voltou a temperatura ambiente.

Nos gráficos pode-se observar que a temperatura da água na entrada do CHE ($T_{w,in,CHE}$) teve um aquecimento acelerado saindo da temperatura ambiente até a temperatura de 35,9°C (ΔT de 10,82°C) em 6,67s, logo após o aquecimento foi moderado até a temperatura de 52,44°C. Ao desligar a fonte de calor a $T_{w,in,CHE}$ teve uma queda acelerada de temperatura,

chegando a 40,43°C (ΔT de 12,01°C) em 4,33s, após o sistema continuou a resfriar porém de uma forma moderada até a temperatura ambiente.

A temperatura da água na saída do CHE ($T_{w,out,CHE}$) teve um comportamento semelhante a $T_{w,in,CHE}$, porém defasado na escala de tempo em 1,67s tanto ao acionar e quanto ao desligar a fonte de calor, saindo da temperatura ambiente até a 30,01°C (ΔT de 4,93°C) em 6,33s e continuando a subir moderadamente até a máxima de 40,27°C. Ao desligar a fonte de calor a $T_{w,out,CHE}$ chegou a 33,68°C (ΔT de 6,59°C) em 7,67s e após um resfriamento moderado até a temperatura ambiente. Nota-se na Figura 50 que a $T_{w,out,CHE}$ teve uma grande variação durante a aquisição de dados, tal comportamento se explica pela perturbação criada pela passagem da água nos dutos do CHE e por este não estar totalmente desenvolvido no ponto de aquisição da temperatura. Outra justificativa para o comportamento é pelos filamentos dos termopares serem de diâmetro de 0,0762mm e conseqüentemente sensíveis a qualquer perturbações na aquisição.

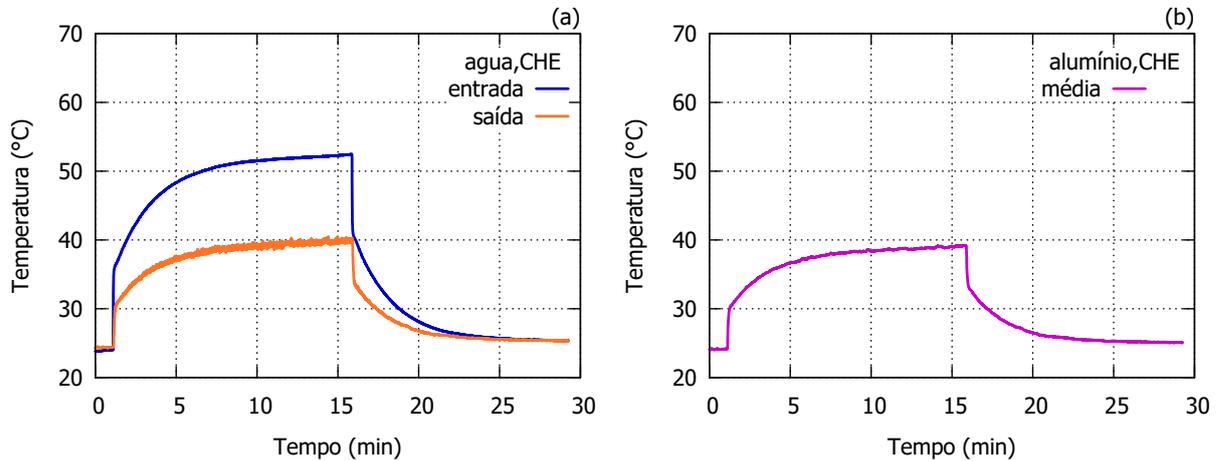
Devido as pequenas espessuras dos tubos e aletas do CHE, não houve defasagem de tempo quando comparado a $T_{w,out,CHE}$ tanto para a temperatura do alumínio na saída do CHE ($T_{al,med,CHE}$) quanto para a temperatura do ar na saída do CHE ($T_{a,out}$). A diferença encontrada foram nos valores de temperatura, saindo da temperatura ambiente para 29,89 (ΔT de 4,81°C) e 28,71°C (ΔT de 3,63°C) no aquecimento em 6,33s, com patamar em 38,65 e 39,22°C e resfriamento acelerado por 7,67s com valores de 33,21 (ΔT de 5,44°C) e 34,67°C (ΔT de 4,55°C).

Pode ser notada uma pequena oscilação na temperatura de entrada do ar no CHE. Tal comportamento se justifica pelo túnel de vento estar em um laboratório fechado e a captação de ar ser do mesmo ambiente, portanto esta ocorrendo um recirculo de ar. No entanto como pode ser visto, o recirculo de ar não afeta de forma significativa o teste.

Para a temperatura da água na saída do reservatório ($T_{w,out,res}$), como existe uma massa de água dentro do reservatório e pela vazão de água não ser suficientemente rápida para acelerar a troca de calor entre a água na entrada e saída do reservatório, tanto no aquecimento quanto no resfriamento não houve picos de temperatura, mas sim um aquecimento moderado ao ligar e desligar a fonte de calor. A temperatura de patamar no reservatório foi de 39,92°C. Pode-se observar que o valor encontrado foi ligeiramente maior que a temperatura da água na saída do CHE, porém esse comportamento se justifica pela grande oscilação encontrada na aquisição da temperatura da água na saída do CHE, como explicado anteriormente. Outro ponto que podemos observar é que a defasagem de tempo ao ligar a fonte de calor até mudar a temperatura

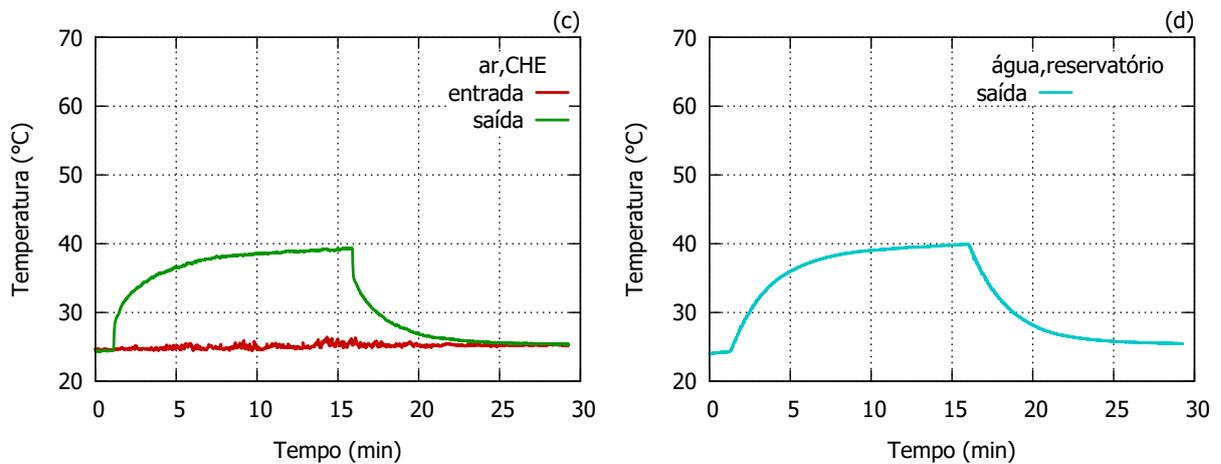
do reservatório foi de 12,33s, evidenciando que a água aquecida na fonte de calor demorou 12,33s para passar pela CHE e manguueiras até chegar ao reservatório.

Figura 50 – Teste 1 - Teste experimental com potência de 2730, 50W até regime permanente e resfriamento.



(a) Temperatura da água na entrada e saída do CHE.

(b) Temperatura do alumínio do CHE.



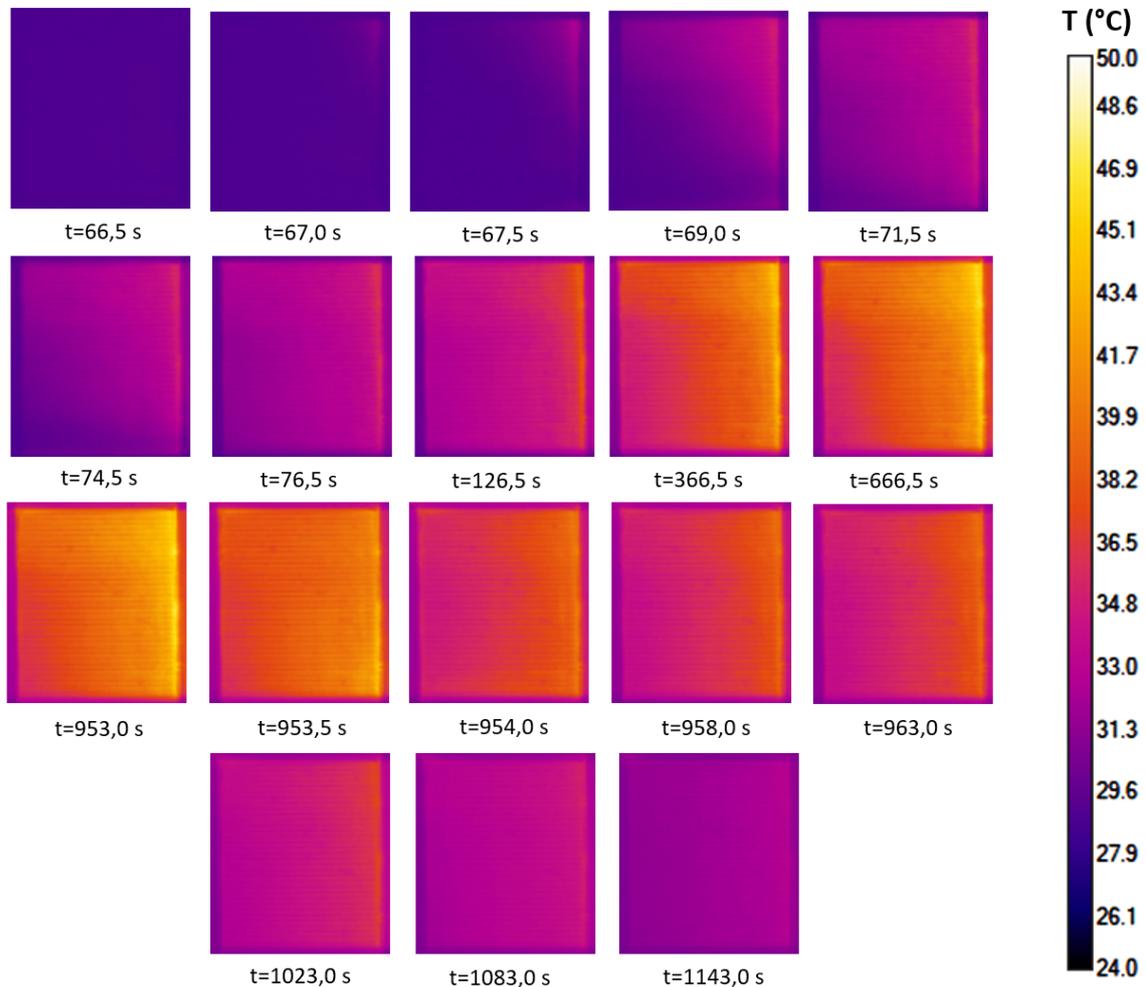
(c) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE

(d) Temperatura da água na saída do reservatório.

Fonte: Autor

O ciclo de teste da Figura 50 pode ser comparada com a sequência de imagens retiradas com a câmera térmica (Figura 51). Pode-se observar o aquecimento gradual do trocador de calor durante os primeiros instantes e a mudança gradual de temperatura até o patamar, porém apesar das temperaturas coletadas estarem no patamar aos 953,0s de teste, fica evidente pela imagem a não distribuição de temperatura por igual em toda a superfície do alumínio do trocador de calor, com uma diferença de 12°C. Isso se deve a baixa pressão da bomba de água usada na bancada.

Figura 51 – Sequência de imagens do Teste 1 com degrau de potência de 2730, 50W até regime permanente e resfriamento



Fonte: Autor

4.1.2 Teste 2 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente e pico de potência de 5385, 75W por 10s

O Teste 2 consiste em patamar a temperatura ambiente média de 23, 99°C e um pulso na fonte de calor na posição B por aproximadamente 10s com início em 3, 67s e fim em 15, 00s de teste. Os resultados podem ser vistos na Figura 52 separados por cada ponto de aquisição de temperatura. As diferenças de temperaturas e tempo podem ser observadas na figura.

Para a temperatura da água na entrada do CHE ($T_{w,in,CHE}$), o aquecimento foi acelerado até a temperatura de 42, 11°C (ΔT de 18, 12°C) por 1, 67s, logo após a temperatura continuou

a subir moderadamente até a máxima de 48,47°C. Nota-se que a temperatura não estava no patamar e continuava a subir. O resfriamento foi acelerado por 2s chegando a 28,47°C (ΔT de 20,00°C) e após moderado até temperatura ambiente.

Na Figura 52 pode-se observar melhor a defasagem de tempo da temperatura da água na entrada e saída do CHE, no caso de 2,33s. A temperatura da água na saída do CHE ($T_{w,out,CHE}$) subiu de forma praticamente contínua até o desligamento da fonte de calor atingindo a máxima de 36,37°C. Ao desligar a fonte de calor, o resfriamento foi moderado até a temperatura ambiente.

Para a temperatura do ar na saída ($T_{a,out,CHE}$) e do alumínio do CHE ($T_{al,med,CHE}$) as curvas de aquecimento e resfriamento se comportaram de forma muito parecida à curva da temperatura da água na saída do CHE, porém as máximas foram de 33,27 e 33,83°C respectivamente.

Neste teste, para a temperatura do ar ambiente, não foi observado qualquer alteração em função do aumento da temperatura do ar no laboratório, permanecendo na média 23,99°C.

A temperatura da água na saída do reservatório ($T_{w,out,res}$) pouco sofreu impacto com o teste executado. Nota-se que a temperatura permaneceu estável até os 15s do teste, exatamente o mesmo tempo em que a fonte de calor foi desligada, com o valor médio de 24,28°C. Pode-se concluir que a defasagem de tempo entre ligar a fonte de calor e o tempo que a água aquecida demora para chegar ao reservatório foi de 11,33s.

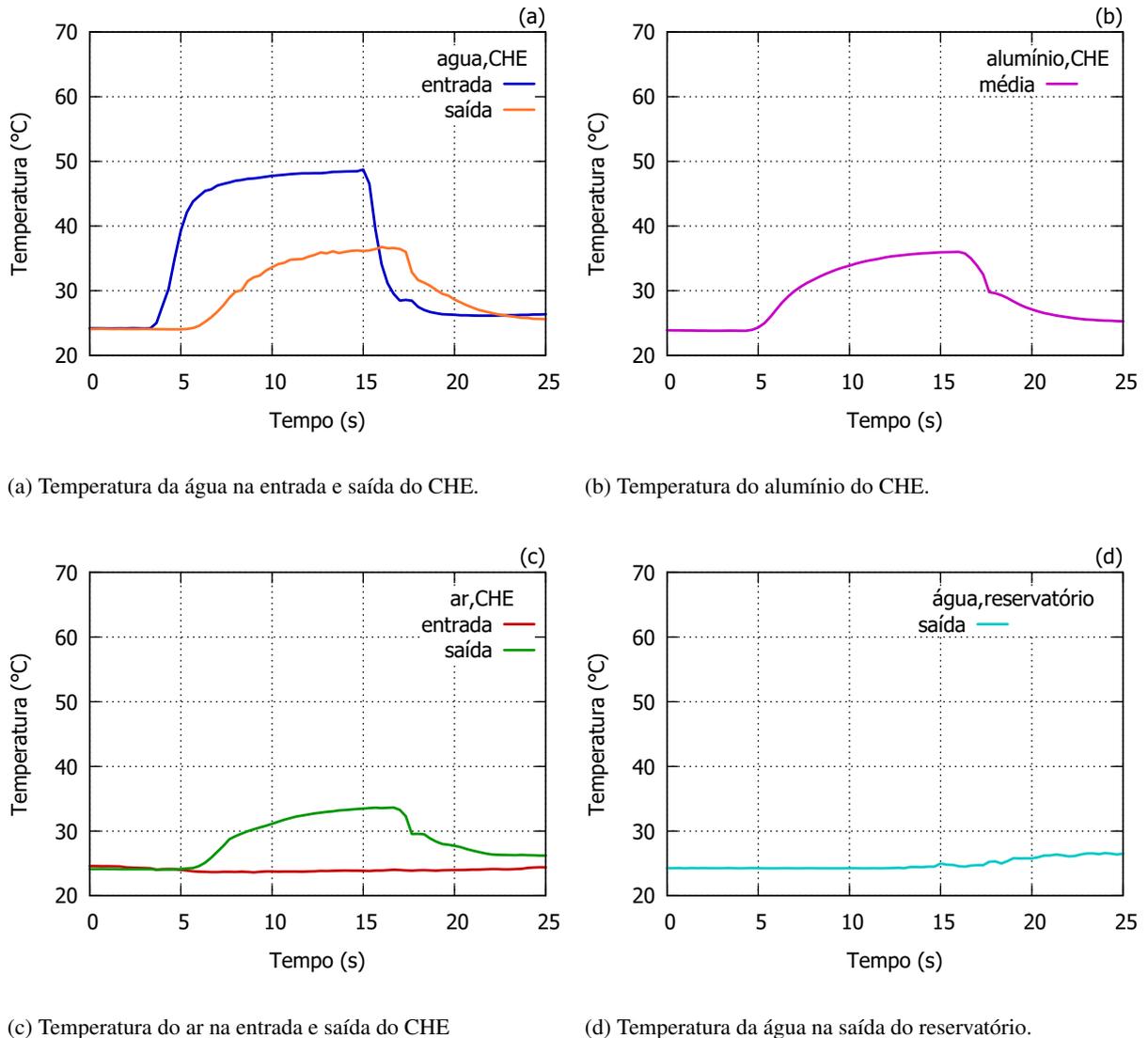
4.1.3 Teste 3 - Resultados experimentais, de temperatura ambiente a patamar com potências de 2370, 50 e 5385, 75W.

O Teste 3 (Figura 53) consiste em um patamar a temperatura ambiente média de 25,67°C, aos 22,00s de teste a fonte de calor foi ligada na posição B até regime permanente, aos 609,00s a fonte de calor foi mudada posição A resultando em um resfriamento do sistema até regime permanente, aos 1099,00s fonte de calor foi mudada para B até regime permanente e aos 1644,00s de teste a fonte de calor foi desligada voltando o sistema a temperatura ambiente.

A oscilação em 1035,33s será apresentada a seguir como Teste 4.

Para a temperatura da água na entrada do CHE ($T_{w,in,CHE}$) com a fonte de calor posicionada em B o aquecimento acelerado durou 2,33s até chegar a 46,55°C (ΔT de 20,88°C) e continuou a subir moderadamente até o patamar em 78,77°C. No resfriamento a temperatura caiu aceleradamente por 2,33s até 69,91°C (ΔT de 8,86°C) chegando ao patamar em 54,39°C

Figura 52 – Teste 2 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de potência de 5385, 75W por 10s.



Fonte: Autor

com a fonte de calor ligada em A. Logo após, a fonte de calor foi posicionada novamente em B e o comportamento acelerado durou os mesmos 2,33s até 63,20°C (ΔT de 8,81°C) e continuou a subir moderadamente até o patamar em 78,49°C. Com a fonte de calor desligada, o resfriamento acelerado durou os mesmos 2,33s que anteriormente, porém a temperatura chegou a 61,98°C (ΔT de 16,51°C) e continuou a resfriar a moderadamente até a temperatura ambiente.

A temperatura da água na saída do CHE ($T_{w,out,CHE}$) começou a aquecer de forma acelerada 2s após a $T_{w,in,CHE}$ ter início, pelos mesmos 2,33s até a temperatura de 32,07°C (ΔT de 6,40°C) e continuou a subir moderadamente até o patamar em 54,29°C. No resfriamento com a fonte de calor em B, a $T_{w,out,CHE}$ começou a diminuir nos mesmos 2s após a

$T_{w,in,CHE}$ ter início, chegando a 48,47°C em 5,67s e de forma moderada até 41,50°C. Com a fonte de calor novamente em B, mais uma vez o aquecimento acelerado durou 2,33s chegando a 44,78°C e continuou moderadamente até 54,75°C. Com a fonte de calor desligada, o resfriamento acelerado durou 2,33s até 47,75°C e continuou a resfriar até temperatura ambiente. Nota-se conforme Teste 1 que houve uma grande perturbação na aquisição dos dados de temperatura.

As temperaturas do ar na saída ($T_{a,out,CHE}$) e do alumínio do CHE ($T_{al,med,CHE}$) mais uma vez tiveram comportamento semelhante a $T_{w,out,CHE}$, para os mesmos instantes de tempo destacados no parágrafo anterior, os valores de temperatura foram: no aquecimento acelerado com a fonte de calor em B de 31,08 (ΔT de 5,41°C) e 33,58°C (ΔT de 7,91°C) chegando ao patamar em 53,73 e 52,75°C; para o resfriamento acelerado com a fonte de calor em A de 49,55 (ΔT de 4,18°C) e 47,86°C (ΔT de 4,89°C) chegando ao patamar em 41,00 e 40,87°C; para o aquecimento acelerado com a fonte de calor em B de 45,22 (ΔT de 4,22°C) e 44,69°C (ΔT de 3,82°C) chegando ao patamar em 54,25 e 53,56°C; para resfriamento acelerado com a fonte de calor desligada de 47,99 (ΔT de 6,26°C) e 45,82 (ΔT de 7,74°C) com patamar em temperatura ambiente.

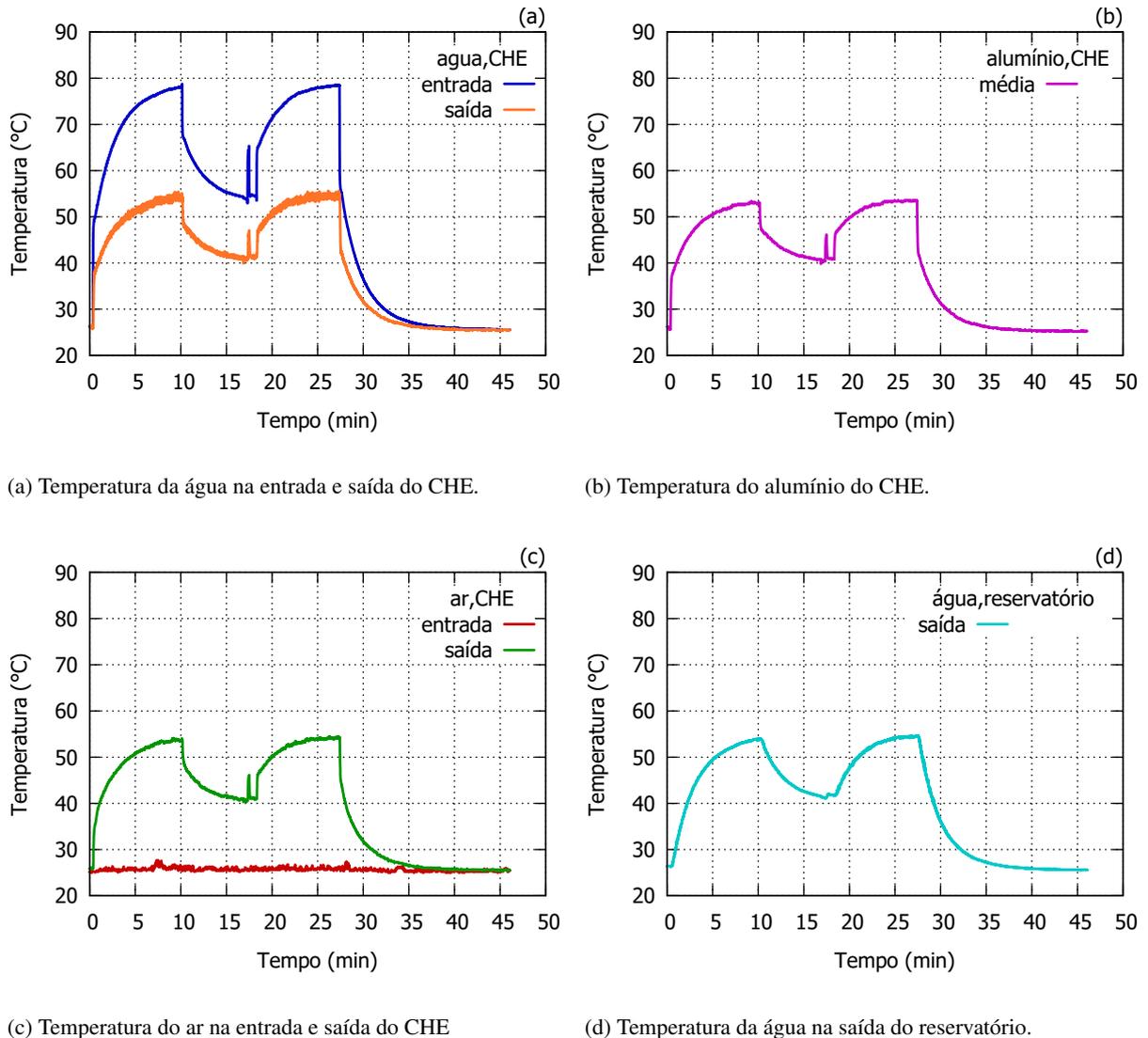
Mesmo para a fonte de calor na posição B e a água saindo da temperatura ambiente, a temperatura da água na saída do reservatório ($T_{w,out,res}$) não sofreu aquecimento acelerado mas sim uma curva, chegando as máximas e mínimas bem próximas as temperaturas de saída da água do CHE, porém defasadas em 14,66s. Para o aquecimento com a fonte de calor em B máxima de 53,43°C, em posição A mínima de 42,05°C e em posição B máxima de 54,57°C.

4.1.4 Teste 4 - Resultados experimentais, patamar com potência de 2730,50W e pico por 10s com potência de 5385,75W.

No teste 4 (Figura 54) o CHE estava em regime permanente com a fonte de calor na posição A, em 1039s foi submetido a um pico de potência em posição B por aproximadamente 10s e em 1048,67s a fonte de calor foi colocada em A resultando em um resfriamento até patamar.

A temperatura da água na entrada do CHE ($T_{w,in,CHE}$) estava em patamar a 53,86°C, houve um aquecimento acelerado por 1,33s chegando a 61,85°C (ΔT de 7,99°C), após a temperatura continuou a subir moderadamente até a máxima de 65,31°C. Nota-se que o comportamento do Teste 2 se repetiu e que a temperatura não estava no patamar e continuava a subir.

Figura 53 – Teste 3 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de potência de 5385, 75W por 10s.



Fonte: Autor

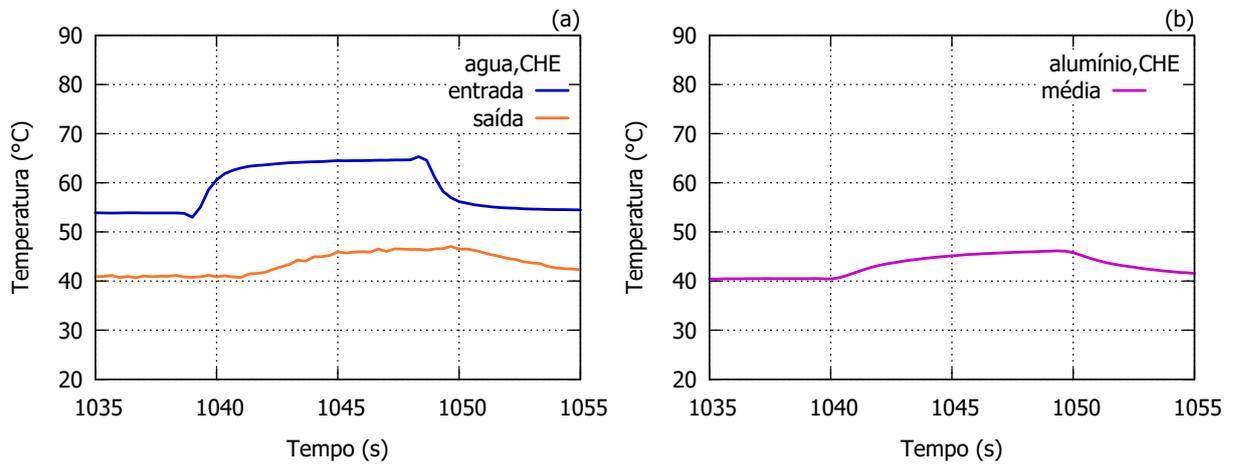
O resfriamento foi acelerado também por 2s chegando a 55,49°C (ΔT de 9,82°C) e após moderado até temperatura ambiente.

Mais uma vez pode-se notar a melhor a defasagem de tempo da temperatura da água na entrada e saída do CHE com o mesmo valor de 2,33s. O comportamento da curva foi parecida ao obtida no Teste 2 chegando a máxima de 47,05°C.

Para as temperatura do ar na saída ($T_{a,out,CHE}$) e do alumínio do CHE ($T_{al,med,CHE}$) novamente os comportamentos foram parecidos com as curvas obtidas no Teste 2 chegando as máximas de 46,07 e 46,08°C respectivamente.

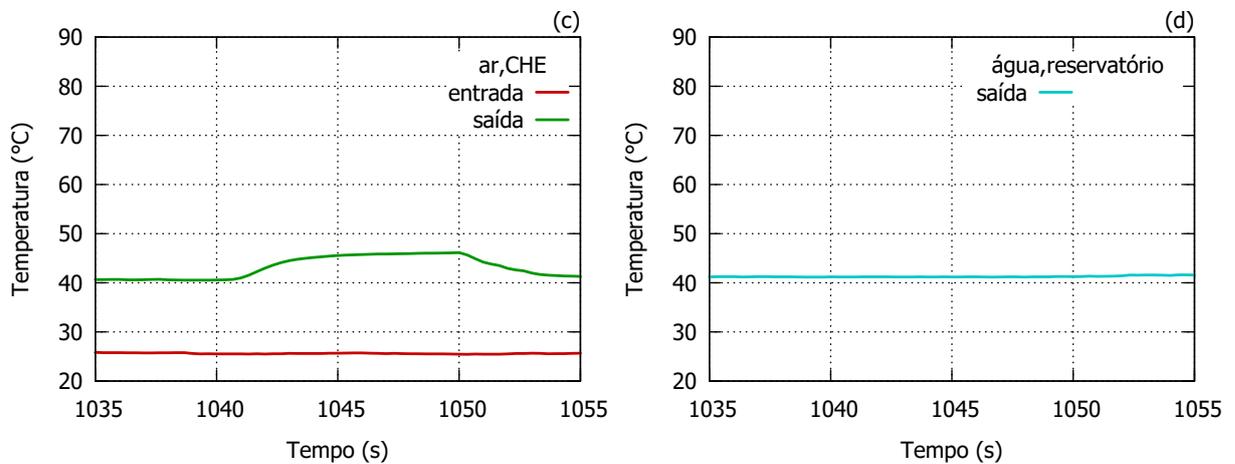
Nesse teste, para a temperatura do ar ambiente CHE ($T_{a,in,CHE}$) e temperatura da água na saída do reservatório ($T_{w,out,res}$), não foi observado qualquer alteração permanecendo estáveis.

Figura 54 – Teste 4 - Regime permanente em temperatura ambiente e pico de potência de 5385, 75W por 10s.



(a) Temperatura da água na entrada e saída do CHE.

(b) Temperatura do alumínio do CHE.



(c) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE

(d) Temperatura da água na saída do reservatório.

Fonte: Autor

4.2 RESULTADOS MODELO COMPLETO

Nesta seção serão apresentados e discutidos os resultados da simulação do modelo completo com os resultados experimentais.

Os resultados estão apresentados e comparados conforme resultados de cada volume de controle.

Os erros foram determinados em módulo, de forma que seus resultados ficaram positivos durante o tempo de teste.

Os dados de entrada para o modelo completo e modelo simplificado foram a temperatura ambiente no momento de cada teste, a vazão de ar e água e as propriedades dos fluídos. Para as propriedades dos fluídos, como a diferença de temperatura proposta no presente trabalho foram de 25 a 90°C, seus valores foram obtidos pela temperatura média a pressão de 1atm e portanto sua variação durante os regimes foram descartados.

Para os regimes permanentes com a fonte de calor em A e B, foram feitos balanços de energia na água, ar e do alumínio do trocador de calor e com os valores obtidos foram determinados os coeficientes $h_{c,w,al} \cdot A_{w,al}$ e $h_{c,al,a} \cdot A_{al,a}$. Para o regime permanente foi utilizado o método da LMTD para calcular o U para cada degrau. Com o dado obtido no cálculo anterior, foi calculado as ε do trocador de calor. Para o U , chegou-se aos valores de 727,62 e 1649,69W.(m².K)⁻¹. Para a ε , chegou-se ao mesmo valor para ambos os regimes, de 0,9799. Todos os resultados e dados de entrada para ambos os modelos podem ser vistos na Tabela 5.

Tabela 5 – Dados de entrada para os modelos completo e simplificado

Dado de entrada	Valor
$h_{c,w,al} \cdot A_{w,al}$	366,136 (m ² .K/W).(m ²)
$h_{c,al,a} \cdot A_{al,a}$	391,003 (m ² .K/W).(m ²)
c_{va}	0,718 (kJ/kg.K)
c_{pa}	1,005 (kJ/kg.K)
c_{vw}	4,056 (kJ/kg.K)
c_{pw}	4,182 (kJ/kg.K)
ρ_a	1,048 (kg/m ³)
ρ_w	989,6 (kg/m ³)

Fonte: Autor.

4.2.1 Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.

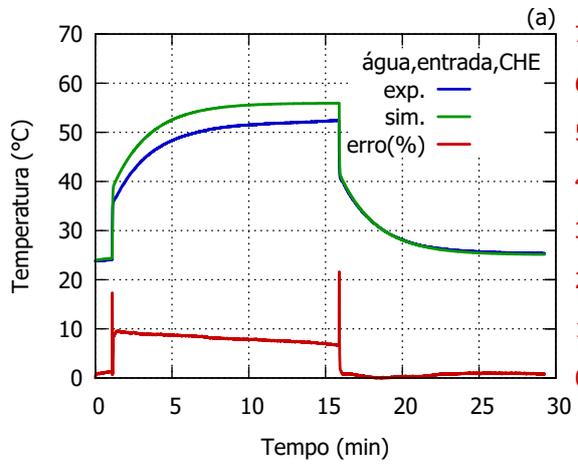
Analisando os gráficos (Figura 55), é possível ver que nos 5 volumes de controle as curvas tiveram o mesmo comportamento, porém sempre apresentando valores maiores aos obtidos

experimentalmente. Nota-se que o erro maior foi encontrado na simulação da temperatura da água na entrada do CHE chegando a 21% ao ligar ou desligar a fonte de calor e o menor erro foi encontrado na temperatura da água na saída do reservatório chegando a 6%. A justificativa para o comportamento será melhor explicado e visualizado nos Testes 2 e 3.

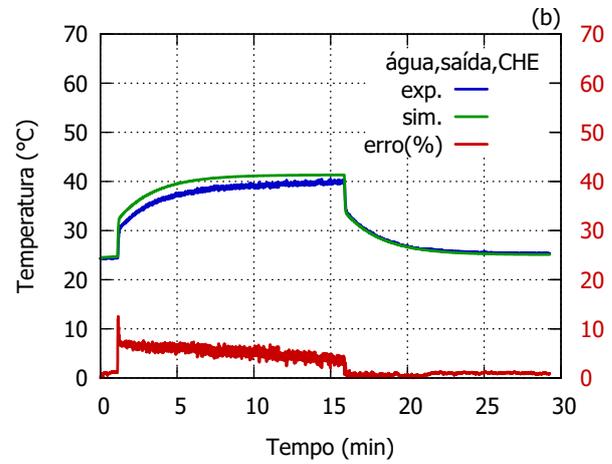
Nota-se que durante a fase transiente, a simulação se comportou de forma satisfatória obtendo o mesmo comportamento dos resultados experimentais.

A oscilação do erro na simulação da temperatura da água na saída do CHE se deve a oscilação experimental, já que na simulação não houve perturbações.

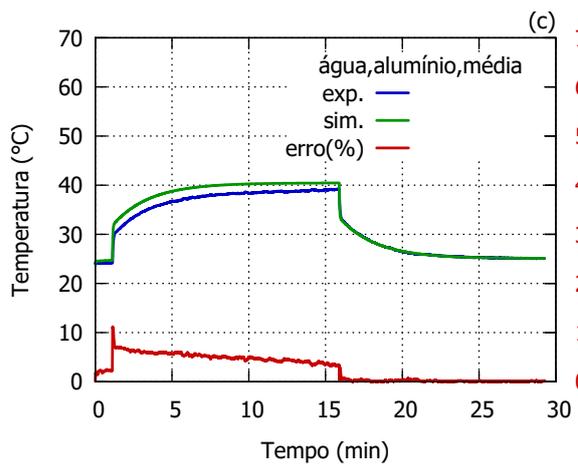
Figura 55 – Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.



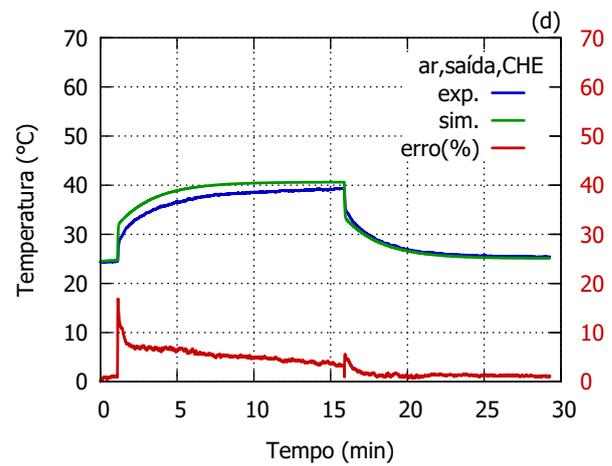
(a) Temperatura da água na entrada do CHE.



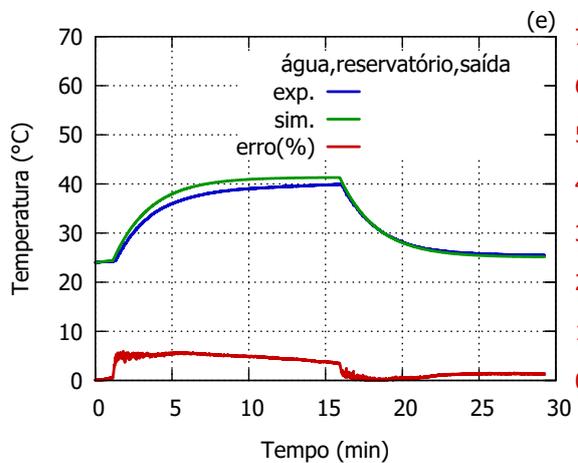
(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura do alumínio do CHE



(d) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE.



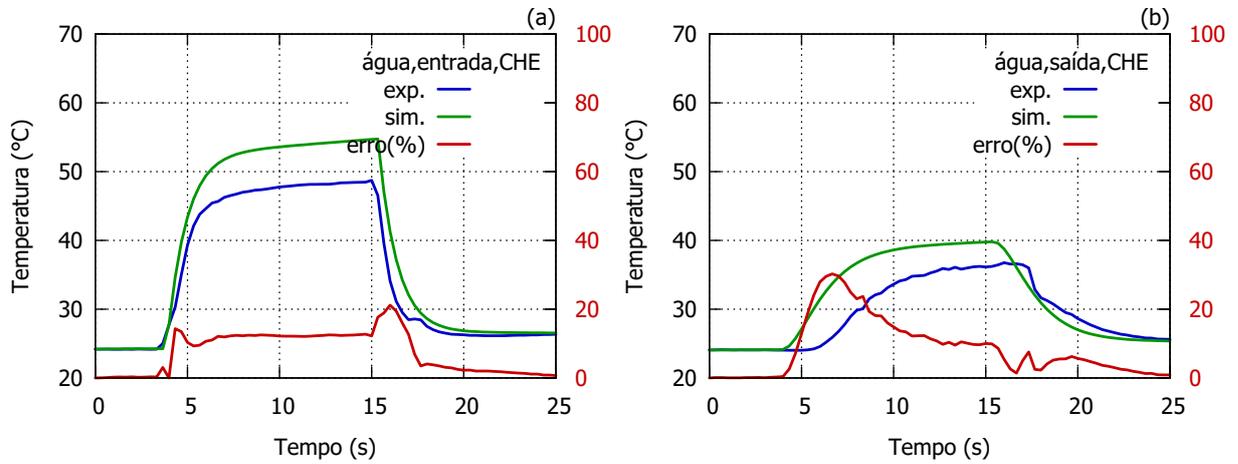
(e) Temperatura da água na saída do reservatório.

4.2.2 Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.

Nesta simulação pode-se observar na Figura 56 que o maior erro obtido foi na temperatura do ar na saída do CHE chegando a 41%. Nota-se que o erro se deve não ao comportamento da curva do modelo, mas pelo modelo não ter defasagem do tempo que a água aquecida leva para chegar aos pontos de aquisição de temperatura. Ao ligar ou desligar a fonte de calor, todos os volumes de controle começam a sofrer alterações enquanto, como visto experimentalmente, a defasagem de tempo é de 2,33s. É importante ressaltar que o mesmo erro era para ser também encontrado no resfriamento do modelo, no entanto para essa fase o maior erro foi de 21% obtido na temperatura da água na entrada do CHE.

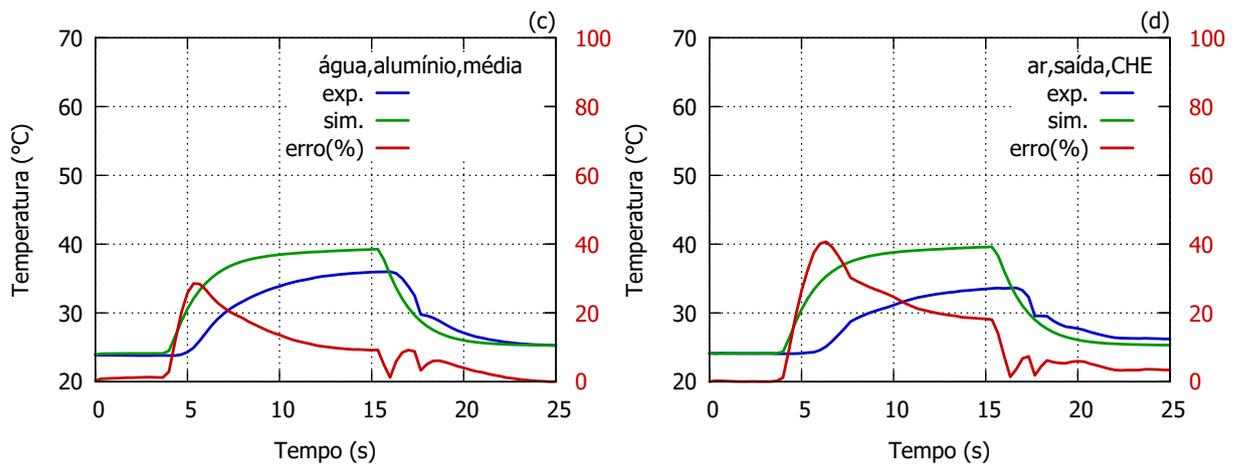
O menor erro foi encontrado no cálculo da temperatura da água na saída do CHE de 10% (máximo).

Figura 56 – Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.



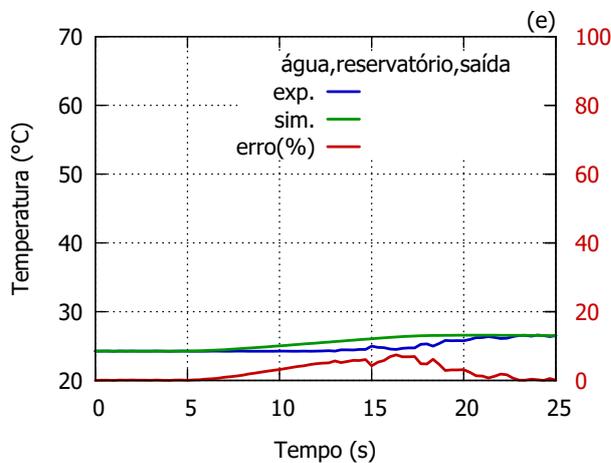
(a) Temperatura da água na entrada do CHE.

(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura do alumínio do CHE

(d) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE.



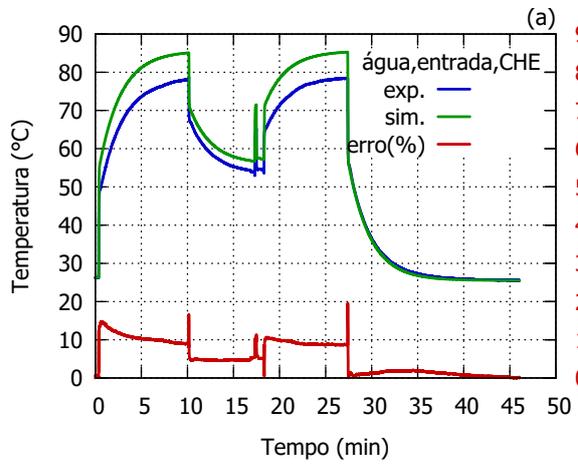
(e) Temperatura da água na saída do reservatório.

4.2.3 Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.

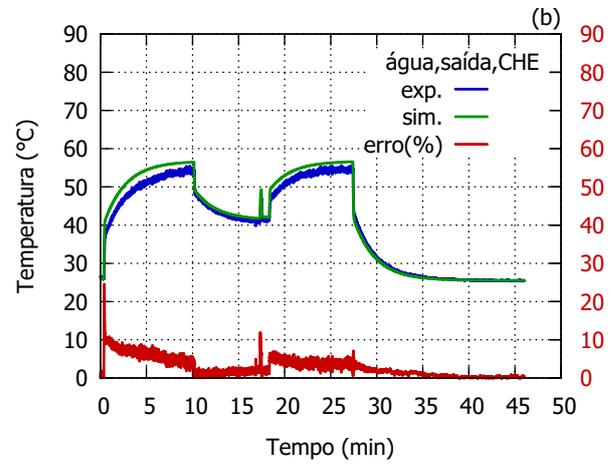
Nota-se que esta simulação (Figura 57) teve o mesmo comportamento dos resultados experimentais, com o maior erro obtido na temperatura da água na saída do CHE com o valor de 25%, valor bem próximo ao 21% encontrado no Teste 1. Nesse caso o valor maior era esperado já que a potência envolvida era de 5385,75W no presente teste e 2730,50W no Teste 1. Como visto na comparação anterior, não existe defasagem de tempo no modelo e quanto maior a potência, maior será o erro para cada volume de controle.

Excluindo os picos de erros, no regime transiente os volumes de controle se comportaram satisfatoriamente com valor médio de 10% para a temperatura da água na entrada do CHE e médios de 6% para os demais volumes de controle.

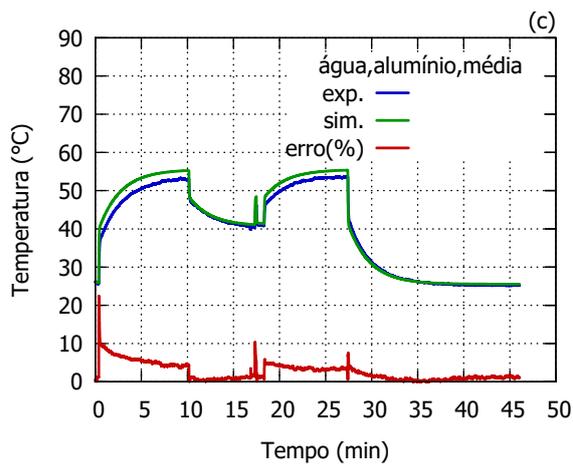
Figura 57 – Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.



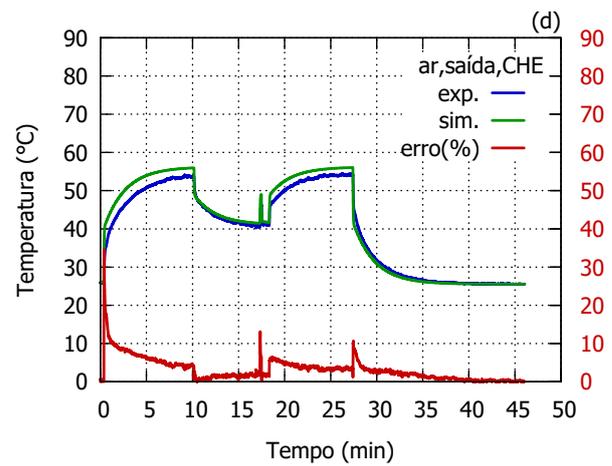
(a) Temperatura da água na entrada do CHE.



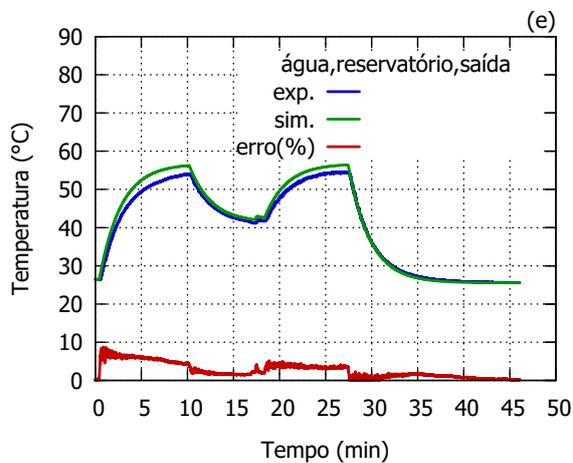
(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura do alumínio do CHE



(d) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE.



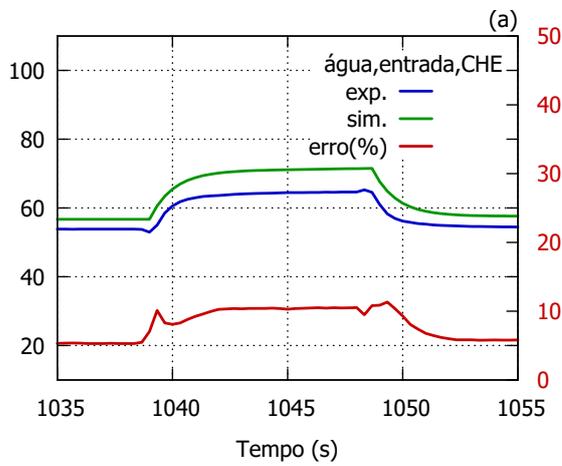
(e) Temperatura da água na saída do reservatório.

4.2.4 Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.

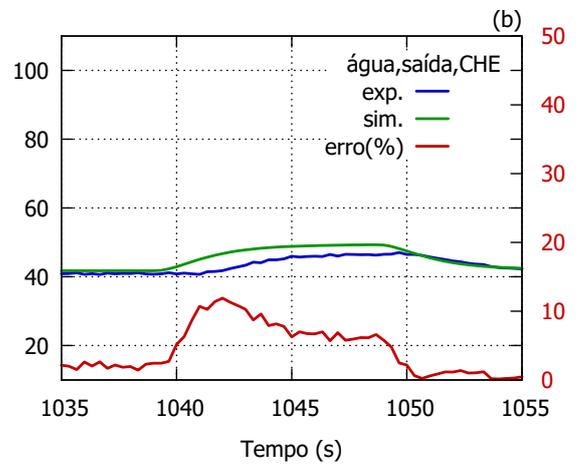
Diferentemente ao erro de 41% encontrado no Teste 2, nessa simulação (Figura 58) o maior erro encontrado foi também na temperatura do ar na saída do CHE com o valor de 19%. O mesmo problema da defasagem de tempo justifica os valores encontrados no teste.

Uma observação importante que deve ser ressaltada tanto para o erro obtido no resfriamento da simulação 2 quanto no resfriamento dessa simulação é que o baixo valor encontrado é porque as curvas da simulação e dos resultados experimentais se cruzaram, mascarando um erro maior, pois a mesma defasagem de tempo foram impostas para ambas as fases (aquecimento e resfriamento).

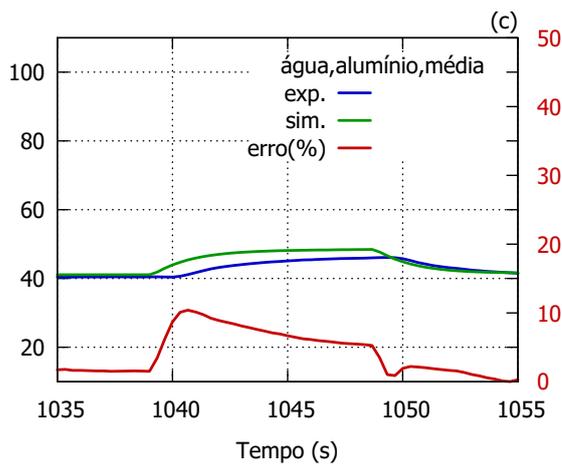
Figura 58 – Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo completo comparado aos obtidos experimentalmente.



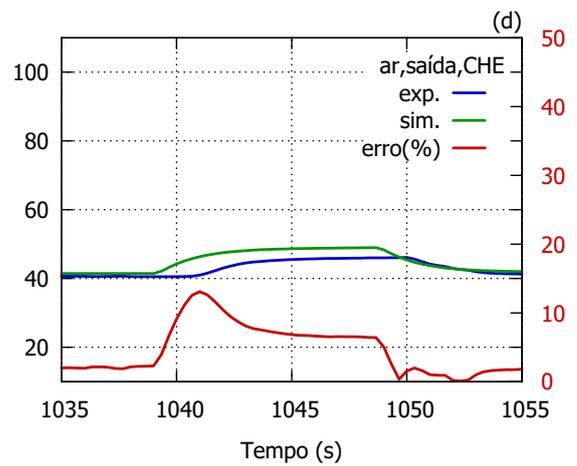
(a) Temperatura da água na entrada do CHE.



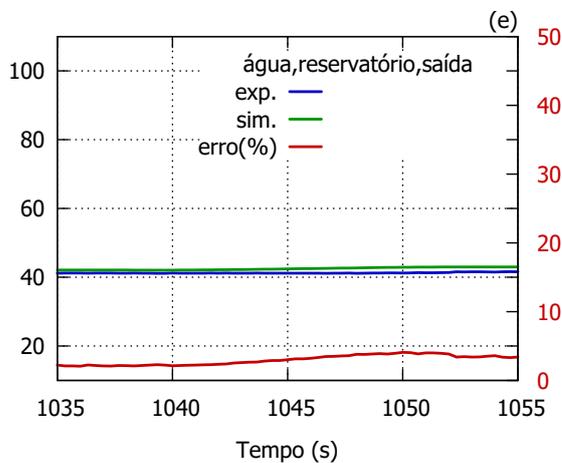
(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura do alumínio do CHE



(d) Temperatura do ar na entrada e saída do CHE.



(e) Temperatura da água na saída do reservatório.

4.3 RESULTADOS MODELO SIMPLIFICADO

Nesta seção serão apresentados e discutidos os resultados da simulação do modelo simplificado com os resultados experimentais.

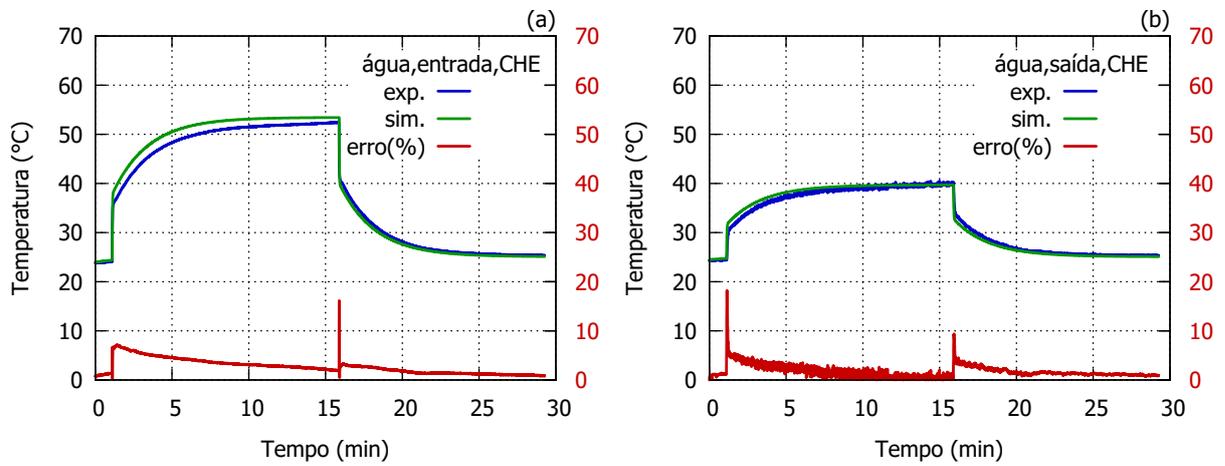
O modelo simplificado resulta em 3 volumes de controle.

4.3.1 Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.

O mesmo comportamento de picos de erros ao ligar e desligar a fonte de calor foi obtido nesse modelo (Figura 59), sendo o maior erro encontrado na temperatura da água na saída do CHE de 19%, pouco inferior ao obtido no modelo completo de 21%. O menor erro médio obtido no regime transiente foi na temperatura da água na saída do reservatório no valor de 4,5%, enquanto no modelo completo o erro nessa fase foi de 6%.

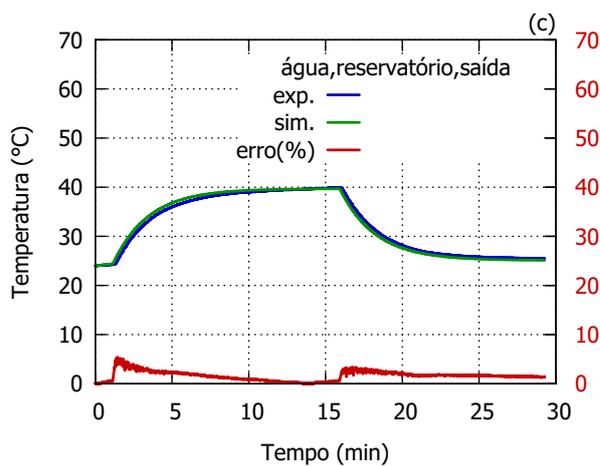
De forma geral, o erro nos volumes de controle do modelo simplificado foram menores dos obtidos no modelo completo para esse teste.

Figura 59 – Simulação 1 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.



(a) Temperatura da água na entrada do CHE.

(b) Temperatura da água na saída do CHE.



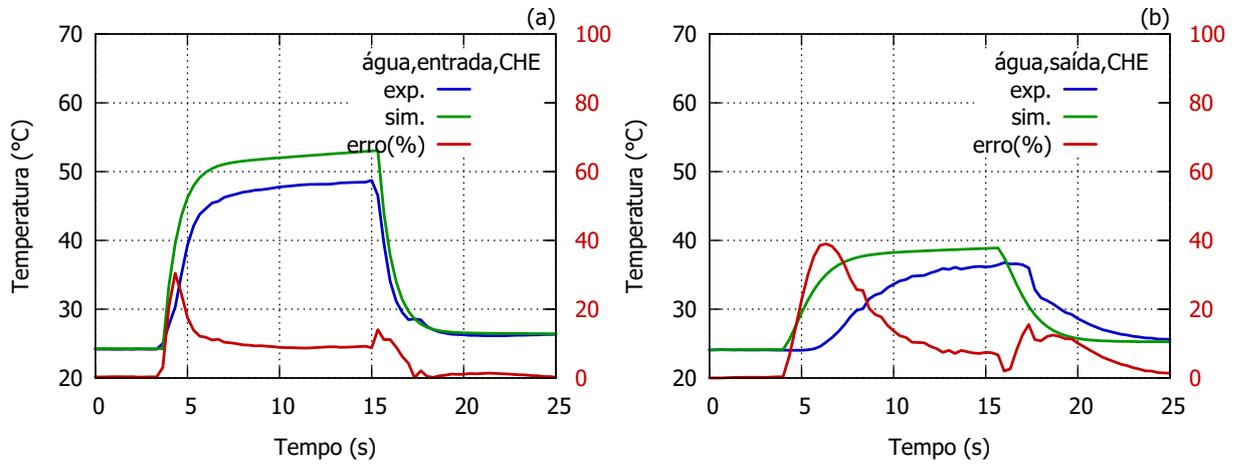
(c) Temperatura da água na saída do reservatório.

Fonte: Autor

4.3.2 Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.

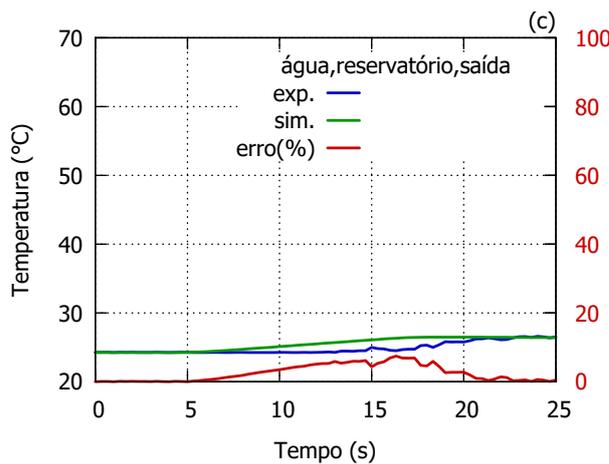
Para essa simulação (Figura 60), em valor absoluto de erro, o obtido na simulação do modelo completo comparado ao modelo simplificado foram de 41 e 39,5%, porém obtidos em volumes de controle diferentes, sendo na temperatura do ar na saída do CHE e da água na saída do CHE. Se compararmos os mesmos valores de temperaturas obtidos e seus respectivos erros, o modelo completo apresentou um comportamento melhor do que da presente simulação.

Figura 60 – Simulação 2 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.



(a) Temperatura da água na entrada do CHE.

(b) Temperatura da água na saída do CHE.



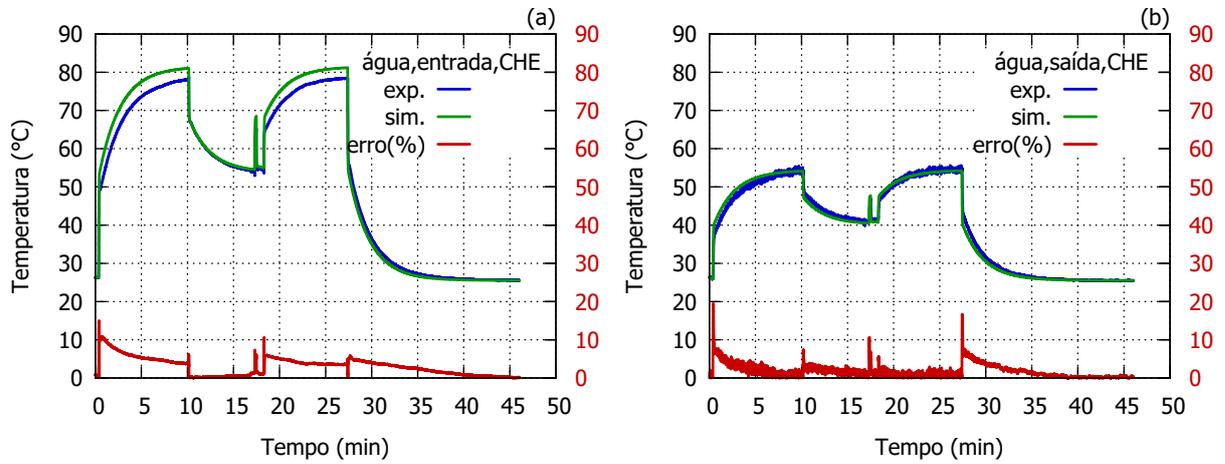
(c) Temperatura da água na saída do reservatório.

Fonte: Autor

4.3.3 Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.

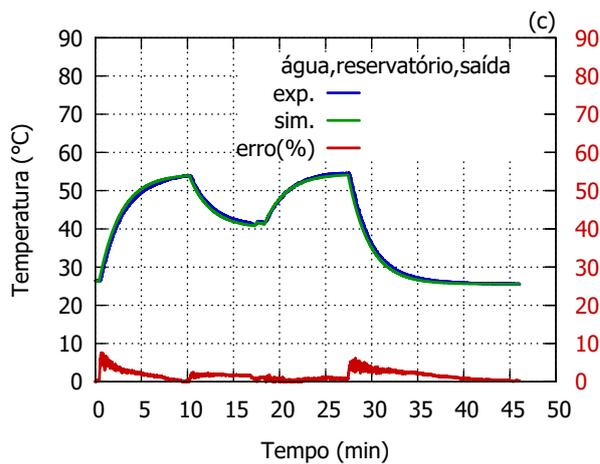
Nota-se nesta simulação (Figura 61) o maior erro encontrado foi de 20% na temperatura da água na saída do CHE, enquanto no modelo completo o erro foi de 25%. De forma geral, o modelo simplificado se comportou melhor que o modelo completo para o presente teste, porém para a temperatura da água na entrada do CHE o erro foi maior, enquanto para o resultado da temperatura da água na saída do CHE e para a temperatura da água na saída do reservatório o erro foi constantemente próximo a 2%.

Figura 61 – Simulação 3 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.



(a) Temperatura da água na entrada do CHE.

(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura da água na saída do reservatório.

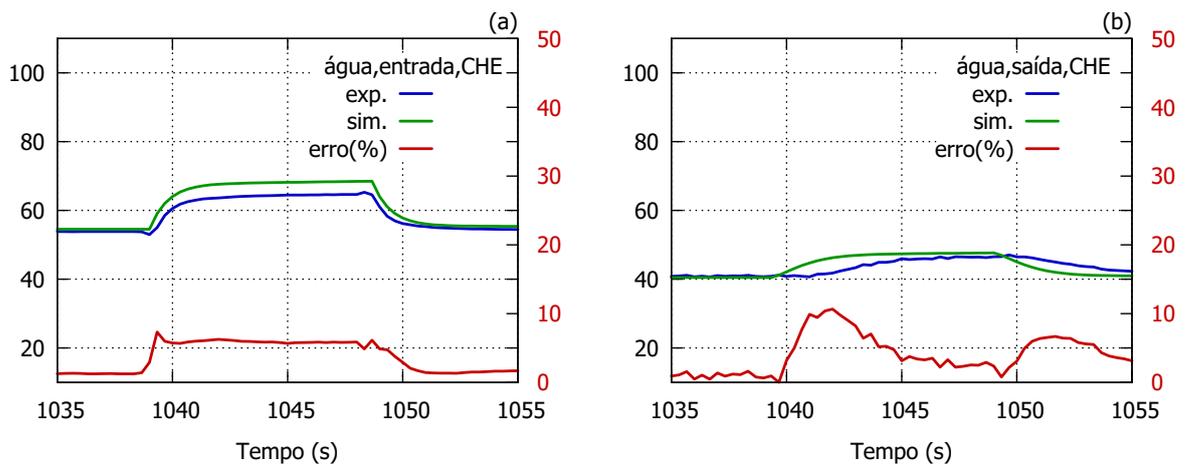
Fonte: Autor

4.3.4 Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.

Nesta simulação (Figura 62) os erros para a temperatura da água na entrada do CHE e da temperatura da água na saída do reservatório foram menores do que os obtidos no modelo completo, e para a temperatura da água na saída do CHE o erro no aquecimento foi igual, mas no resfriamento nota-se um erro maior para o modelo simplificado.

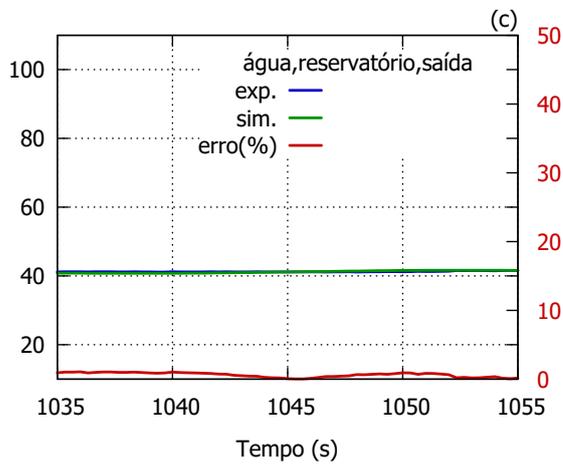
De forma geral, diferentemente da comparação entre o modelo completo e o simplificado para o Teste 2, para o presente teste o modelo simplificado se comportou melhor.

Figura 62 – Simulação 4 - Resultados da simulação do modelo simplificado comparado aos obtidos experimentalmente.



(a) Temperatura da água na entrada do CHE.

(b) Temperatura da água na saída do CHE.



(c) Temperatura da água na saída do reservatório.

Fonte: Autor

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi feito um estudo do comportamento de um trocador de calor usado no meio automotivo em regime transiente. Para tanto foi construído uma bancada experimental com um trocador de calor posicionado no interior de um túnel de vento. Pelo trocador de calor ocorreu a passagem de água após o aquecimento em uma fonte de calor com duas potências diferentes. Foi desenvolvido um modelo matemático que representa a variação de temperatura no trocador de calor.

Os resultados experimentais mostraram que a temperatura do trocador de calor, da saída de água e da saída do ar são muito próximas, mesmo durante o aquecimento e o resfriamento do trocador de calor. Este fato permitiu uma simplificação do modelo ao considerar essas temperaturas como uniforme.

Foi observado que logo após o início do aquecimento, o trocador de calor tem um aumento brusco de temperatura, passando depois a se aquecer mais lentamente enquanto toda água do sistema é aquecida. Quando o aquecedor é desligado uma queda brusca de temperatura é observada, e depois a temperatura retornou lentamente a condição do ambiente enquanto toda a água contida no sistema é resfriada.

Os modelos desenvolvidos se mostraram adequado para simular o comportamento do trocador de calor, podendo serem usados para simular situações diversas com picos de aceleração e aceleração constrante.

Pode-se concluir que o modelo simplificado se mostrou a melhor opção quando as temperaturas da água são o objetivo do estudo. Porém quando a temperatura do ar e do alumínio são os objetivos, apenas o modelo completo pode ser usado.

Como trabalho futuro, sugere-se o estudo de variações transitórias de ventilação, e também da vazão de água, que pode permitir a elaboração de modelagem de controle para otimizar o funcionamento do sistema de resfriamento do motor. Outra sugestão é o uso de uma bomba de maior pressão para a equalização de temperatura da água por todo o trocador de calor.

REFERÊNCIAS

- ABBASI, K. et al. A transient model for parallel flow and counter flow heat exchangers. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME 2013 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems**. [S.l.], 2013. p. V001T04A008–V001T04A008.
- ASHRAE. Standard 41.2-1987, standard methods for laboratory air-flow measurement. **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta**, 1987.
- BEJAN, A. **Transferência de calor**. [S.l.]: Edgard Blucher São Paulo, 1996.
- BUARQUE, C. **Leite derramado**. [S.l.]: Editora Companhia das Letras, 2010.
- CALLISTER, J. R.; COSTA, T. M.; GEORGE, A. R. **The design of automobile and racing car cooling systems**. [S.l.], 1997.
- CRASH, C. **Crash**. 2015. Disponível em: <<http://www.creativecrash.com/3d-model/engine-cooling-fan-2/>>.
- EDGE, T. **Thermal Edge**. 2015. Disponível em: <<http://www.thermal-edge.com:http://www.thermal-edge.com/unit-features/thermal-expansion-valve/>>.
- EMRAX228. **EMRAX228**. 2015. Disponível em: <<http://www.enstroj.si/Electric-products/emrax-228-motorsgen.htm>>.
- ÇENGEL, Y. A.; HERNÁN. **Heat Transfer: A Practical Approach 2nd Edition**. [S.l.]: McGraw-Hill,, 2002.
- GLAZAR, V.; FRANKOVIC, B.; TRP, A. Experimental and numerical study of the compact heat exchanger with different microchannel shapes. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 51, p. 144–153, 2015.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. [S.l.: s.n.], 2014.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. [S.l.]: McGraw-Hill, New York, NY, 1964.
- KORZEŃ, A.; TALER, D. Modeling of transient response of a plate fin and tube heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 92, p. 188–198, 2015.

KRISHNAKUMAR, K.; JOHN, A. K.; VENKATARATHNAM, G. **A review on transient test techniques for obtaining heat transfer design data of compact heat exchanger surfaces.** [S.l.]: Elsevier, 2011. v. 35. 738–743 p.

KRISHNAKUMAR, K.; VENKATARATHNAM, G. Transient testing of perforated plate matrix heat exchangers. **Cryogenics**, Elsevier, v. 43, n. 2, p. 101–109, 2003.

KUNTZER, G. et al. **Development of a racecar cooling system.** [S.l.], 2015.

LONDON, A.; SEBAN, R. A generalization of the methods of heat exchanger analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 23, n. 1, p. 5–16, 1980.

MISHRA, M.; DAS, P.; SARANGI, S. Transient behaviour of crossflow heat exchangers due to perturbations in temperature and flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 49, n. 5, p. 1083–1089, 2006.

PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica.** 2010. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo.

THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook.** [S.l.]: CRC Press, 2013.

UL, P. **ULPower. (s.d.).** 2015. Disponível em: <<http://www.ulpower.com/engines/ul260i/views-dimensions.html/>>.

VAISI, A.; TALEBI, S.; ESMAEILPOUR, M. Transient behavior simulation of fin-and-tube heat exchangers for the variation of the inlet temperatures of both fluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 38, n. 7, p. 951–957, 2011.

WANG, C.-C. et al. An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 80, p. 281–287, 2015.

WANG, C.-C.; WEBB, R. L.; CHI, K.-Y. Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Elsevier, v. 21, n. 4, p. 218–226, 2000.

WEBB, R. **Principles of Enhanced Heat Transfer.** [S.l.]: Taylor & Francis, 2005. (Principles of Enhanced Heat Transfer, v. 1). ISBN 9781591690146.