



**Universidade Federal
da Grande Dourados**

Universidade Federal da Grande Dourados – UFGD

Faculdade de Engenharia – FAEN

Engenharia de Energia

PEDRO HENRIQUE BARBOSA NOVAIS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA APLICADA NO DESENVOLVIMENTO E
OTIMIZAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Dourados – MS

2018

PEDRO HENRIQUE BARBOSA NOVAIS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA APLICADA NO DESENVOLVIMENTO E
OTIMIZAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora da Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados, como parte dos requisitos necessários à obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Dourados – MS

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP).

N936a Novais, Pedro Henrique Barbosa
Análise numérica e experimental aplicada no desenvolvimento e
otimização de um condicionador de ar / Pedro Henrique Barbosa Novais
– Dourados: UFGD, 2018.
80f. : il. ; 30 cm.

Orientador: Reginaldo Ribeiro de Sousa

TCC (Graduação em Engenharia de Energia) - Faculdade de
Engenharia, Universidade Federal da Grande Dourados.
Inclui bibliografia

1. CFD. 2. Ansys Fluent. 3. Ar condicionado. 4. Análise numérica. I.
Título.

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

©Direitos reservados. Permitido a reprodução parcial desde que citada a fonte.

PEDRO HENRIQUE BARBOSA NOVAIS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA APLICADA NO DESENVOLVIMENTO E
OTIMIZAÇÃO DE UM CONDICIONADOR DE AR**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado como requisito parcial para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia de Energia na Universidade Federal da Grande
Dourados, pela comissão formada por:

Orientador: Prof. Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa
FAEN - UFGD

Prof. Dr. Fernando Augusto Alves Mendes
FAEN - UFGD

MSc. Gustavo Aparecido Pita Baggio

Dourados

2018

" O insucesso é apenas uma oportunidade para
recomeçar com mais inteligência."

Henry Ford

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à minha família, principalmente aos meus pais e irmãos, pelo amor, carinho, compreensão, paciência, incentivo e o mais importante: meus valores morais e éticos. Sem eles esta etapa não seria concluída e, sem dúvida, não teria sentido.

Ao professor Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa por toda a paciência, atenção, dedicação e conhecimento compartilhado durante a realização deste trabalho.

Aos demais docentes da Universidade Federal da Grande Dourados, em especial os professores Drs. Áureo Lima, Eduardo Manfredini, Ramon Silva, Antônio Caetano e Fernando Mendes que, de uma forma ou outra me ajudaram e passaram todo conhecimento possível, bem como a ética e perspicácia que um engenheiro deve possuir.

A todos os técnicos, em especial José Carlos Venturin e Sergio Antônio Apolônio, da Universidade Federal da Grande Dourados que sempre ajudaram em diversos momentos de minha vida acadêmica partilhando seu tempo e conhecimento.

Aos amigos que ganhei ao longo desses anos que pude ter o prazer de sorrir mais vezes que chorei. Em especial Guilherme S. Donda, Gustavo Kenji I. Silva, Gabriela P. Vargas, Gabriel Rosa, Guilherme Bertechini Pinho e Ricardo P. Andrade.

Um agradecimento especial à Lauanna F. de Almeida que, em grande parte desta trajetória esteve presente de corpo e alma, sempre demonstrando seu carinho, compreensão, suporte e amor quando precisei.

RESUMO

No atual cenário da engenharia de produto, no processo de desenvolvimento de um produto, existe um grande esforço para a obtenção de um artefato otimizado. Peças, objetos ou máquinas cada vez mais otimizados são necessários para fazer frente aos concorrentes. Neste trabalho será apresentado parte deste processo com o objetivo de se obter a configuração ideal de um ar condicionado. Para tal, foi montado um modelo prático e utilizado o *software Ansys Fluent 16.2 versão Estudante* para montar um modelo numérico de um condicionador de ar a fim de correlacioná-los. Ainda utilizando o programa supracitado, houve um grande empenho no processo de otimização do modelo numérico a fim de obter a melhor configuração do ar condicionado proposto. O coeficiente global de transferência de calor do protótipo foi calculado para validação física do mesmo comparando-o ao da literatura. Propostas feitas e simuladas numericamente foram capazes de variar a temperatura média do ar de saída do condicionador de ar em até 20,67% no melhor caso, com uma capacidade de refrigeração de 304,93W ou 0,087TR. Conclui-se que, através da simulação computacional, é possível analisar resultados experimentais com alta precisão e ainda encontrar formas de melhorar protótipos sem que seja gasto tempo e dinheiro em sua construção física.

Palavras-chave: CFD; Ansys Fluent; Ar condicionado; Análise numérica,

ABSTRACT

In this work a practical model will be built and, using the software Ansys Fluent 16.2 Student version, also a numerical method of an air conditioner will be created in order to correlate them. Still using the above mentioned above program, there was a great effort in the optimization process of the numerical model in order to get the best configuration of the proposed air conditioner. The overall heat transfer coefficient of the prototype was calculated for the physical validation and compared to the literature's one. The proposals made and numerically simulated were able to vary the average air temperature of the air conditioner's output by up to 20.67% in the best-case scenario, with a cooling capacity of 304.93W or 0.087TR. Through computational simulation is concluded that it is possible to analyze experimental results with high precision and still find ways to improve the prototypes without spending time and money in their physical construction.

Keywords: CFD; Ansys Fluent; Air conditioning; Numerical analysis.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Lista de materiais utilizados na construção do condicionador de ar.	31
Tabela 2 - Critérios de convergência utilizados.....	42
Tabela 3 - Temperatura dos tubos internos medidos com o termômetro infravermelho.	44
Tabela 4 – Velocidades do ar de saída medidas com anemômetro de fio quente. ...	44
Tabela 5 - Temperaturas do ar de saída medidas com anemômetro de fio quente. .	45
Tabela 6 – Dados do condicionador de ar experimental.	46
Tabela 7 - Valores de coeficiente global de transferência de calor do protótipo.	46
Tabela 8 - Dados do ar para cálculo da capacidade de refrigeração.	47
Tabela 9 - Tabela de resultados experimentais e computacionais.....	52
Tabela 10 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da primeira proposta	56
Tabela 11 - Dados do condicionador de ar para terceira proposta.....	64
Tabela 12 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da terceira proposta.	64
Tabela 13 - Dados do condicionador de ar para configuração raio menor.	71
Tabela 14 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da configuração raio menor.	71
Tabela 15 - Dados do condicionador de ar para configuração raio maior.	72
Tabela 16 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da configuração raio maior.	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenho esquemático do primeiro ar condicionado instalado por Willis Carrier.	17
Figura 2 - Trocadores de calor de tubos concêntricos: (a) escoamento paralelo e (b) escoamento contracorrente.	23
Figura 3 - Trocador de calor casco e tubo, com setas indicando o fluxo dos fluidos.	24
Figura 4 - Representação de trocador casco e tubo, com um passe no casco e dois nos tubos.	24
Figura 5 - Representação de trocador casco e tubo, com dois passes no casco e quatro nos tubos.	24
Figura 6 - Exemplos de malhas (a) estruturada, (b) não estruturada e (c) bloco estruturada.	29
Figura 7 - Fixação das laterais do condicionador de ar experimental.	32
Figura 8 - Marcações dos furos realizados no tampo e fundo da caixa.	32
Figura 9 – Vista interna do caixote com os tubos.	33
Figura 10 - Ventilador fixado no condicionador de ar.	33
Figura 11 – Reservatório superior furado e tubos 25mm sendo passados.	34
Figura 12 - Adaptadores com flange 25mm fixos no reservatório superior.	34
Figura 13 - Mangueiras de saída e entrada de água fixadas na bomba d'água.	35
Figura 14 - Mangueira de saída de água fixada no reservatório superior.	35
Figura 15 – Vista frontal da saída do condicionador de ar experimental e marcações no barbante de algodão.	36
Figura 16 - Condicionador de ar experimental completo (a) vista posterior (b) vista lateral esquerda.	36
Figura 17 - Princípio de funcionamento do condicionador de ar.	37
Figura 18 - Anemômetro de fio quente utilizado nas medições de velocidade e temperatura do ar de saída.	38
Figura 19 - Termômetro Infravermelho usado nas medições de temperatura dos tubos 25mm.	39
Figura 20 - Etapas de uma análise computacional utilizando o Ansys.	40
Figura 21 - Condicionador de ar modelado utilizando o Ansys.	43

Figura 22 – Resultado computacional em forma de campo de temperatura dos tubos internos do condicionador de ar.	47
Figura 23 – Resultado computacional em forma do campo de temperatura do ar de saída e média calculada com o Function Calculator.	49
Figura 24 - Resultado computacional em forma do campo de velocidade do ar de saída e média calculada com o Function Calculator.	49
Figura 25 – Resultado computacional em forma de linhas de corrente em função da temperatura.	50
Figura 26 - Resultado computacional em forma de linhas de corrente em função da velocidade.	50
Figura 27 - Campo de temperatura dos tubos usando tubos de cobre.	53
Figura 28 - Campo de temperatura do ar de saída usando tubos de cobre.	54
Figura 29 - Campo de velocidade do ar de saída usando tubos de cobre.	54
Figura 30 - Linhas de corrente de temperatura usando tubos de cobre.	55
Figura 31 - Linhas de corrente de velocidade do ar usando tubos de cobre.	56
Figura 32 – Campo de temperatura dos tubos internos do condicionador de ar com água a zero grau Celsius.	57
Figura 33 - Campo de temperatura do ar de saída com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.	58
Figura 34 - Gradiente de velocidade do ar de saída com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.	58
Figura 35 - Linhas de corrente de temperatura do ar com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.	59
Figura 36 - Linhas de corrente de velocidade do ar com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.	59
Figura 37 – Campos de temperatura dos tubos nas distribuições (a) alinhada (b) desalinhada.	61
Figura 38 – Campos de temperatura do ar de saída nas distribuições (a) alinhada e (b) desalinhada.	61
Figura 39 – Campos de velocidade do ar de saída nas distribuições (a) alinhada e (b) desalinhada.	62
Figura 40 - Linhas de corrente de temperatura das disposições (a) alinhada e (b) desalinhada.	63

Figura 41 - Linhas de corrente de velocidade das disposições alinhada e desalinhada.	65
Figura 42 – Campos de temperatura dos tubos nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.	66
Figura 43 – Campos de temperatura do ar de saída nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.	67
Figura 44 – Campos de velocidade do ar de saída nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.	68
Figura 45 - Linhas de corrente de temperatura das configurações (a) raio menor e (b) raio maior.	69
Figura 46 - Linhas de corrente de velocidade das configurações (a) raio menor e (b) raio maior.	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
EDP	Equação Diferencial Parcial
FAEN	Faculdade de Engenharia
FV	Volumes Finitos
MDF	Medium Density Fiberboard
PVC	Policloreto de Vinil
TR	Toneladas de Refrigeração
UFGD	Universidade Federal da Grande Dourados

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Absortância da superfície
ε	Emissividade da superfície
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
\varnothing	Diâmetro
ΔT	Diferença de temperatura
Δx	Espessura da camada
η_a	Eficiência da aleta
η_o	Efetividade da temperatura de superfícies aletadas
A	Área de troca de calor
A_a	Área superficial das aletas
A_f	Área da superfície do lado do fluido frio
A_q	Área da superfície do lado do fluido quente
A_s	Área da superfície em que ocorre a convecção
A_t	Área superficial total
A_{ent}	Área da seção de entrada do ar
A_{sai}	Área da seção de saída do ar
$^{\circ}\text{C}$	Grau Celsius
cm	Centímetro
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção
h_f	Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido frio
h_q	Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido quente
h_1	Entalpia do ar de entrada do condicionador de ar
h_2	Entalpia do ar de saída do condicionador de ar
L	Comprimento do(s) tubo(s)
k	Condutividade térmica do material
K	Kelvin
kg	Quilo
m	Metro

m^2	Metro quadrado
mm	Milímetro
n	Número de tubos
Q_0	Capacidade de refrigeração
Q_{abs}	Taxa de absorção de radiação
Q_{cond}	Taxa de condução de calor
Q_{conv}	Taxa de convecção
Q_{emi}	Taxa de emissão de radiação
Q_{inc}	Taxa de radiação incidente
R_p	Resistência condutiva da parede
r_1	Raio interno da parede cilíndrica
r_2	Raio externo da parede cilíndrica
s	Segundo
T_∞	Temperatura do fluido
$T_{1,1}$	Temperatura média superior do tubo 1
$T_{1,2}$	Temperatura média inferior do tubo 1
T_{tub}	Temperatura média dos tubos internos
T_{amb}	Temperatura média do ar ambiente
T_{ent}	Temperatura média do ar de entrada
T_s	Temperatura da superfície
T_{sai}	Temperatura média do ar de saída
U	Coeficiente global de transferência de calor
U_f	Coeficiente global de transferência de calor considerando área do fluido frio como referência
U_q	Coeficiente global de transferência de calor considerando área do fluido quente como referência
V	Volt
V_{ent}	Velocidade média do ar de entrada
V_{sai}	Velocidade média do ar de saída
x_i	Valor real medido
x_v	Valor verdadeiro
w	Largura da aleta

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. Objetivos	19
1.1.1. Objetivo geral.....	19
1.1.2. Objetivos específicos	19
2. REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1. Transferência de Calor	20
2.2. Trocadores de Calor	22
2.2.1. Tipos de trocadores de calor	22
2.2.2. Coeficiente global de transferência de calor	25
2.3. Simulação Computacional	28
2.3.1. Componentes de uma solução numérica.....	29
3. METODOLOGIA	30
3.1. Montagem do Condicionador de Ar Experimental	30
3.2. Princípio de Funcionamento do Aparato Experimental	36
3.3. Análise Experimental	37
3.4. Ansys Fluent	39
3.5. Análise Computacional	40
4. RESULTADOS	43
4.1. Resultados Experimentais	43
4.1.1. Coeficiente global de transferência de calor do aparato experimental.....	45
4.2. Resultados Computacionais	47
4.3. Discussão dos Resultados	51
5. PROPOSTAS E DISCUSSÕES DE MELHORIAS	52
5.1. Primeira proposta	52
5.2. Segunda proposta	57
5.3. Terceira proposta	60

5.4. Quarta proposta	65
6. DIFICULDADES ENCONTRADAS	73
7. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	73
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
ANEXO A - Fatores de deposição representativos	77
ANEXO B – Eficiência de formas de aletas comuns.	78
ANEXO C - Valores de coeficientes de troca de calor por convecção.	79

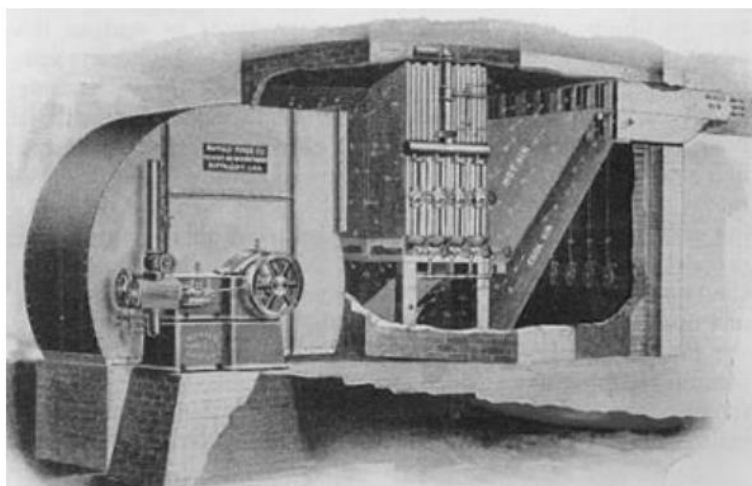
1. INTRODUÇÃO

Ao longo da história, a humanidade pensou e elaborou formas de lidar com os efeitos provocados pelo calor. O uso de leques, ventiladores, aquedutos e até mesmo gelo para reduzir a temperatura de um determinado ambiente é comumente retratado em livros e filmes. Mas foi no ano de 1902 que o engenheiro formado pela Universidade de Cornell, Willis Haviland Carrier, inventou o que ele patenteou, em 1906, como "aparato para tratamento de ar" (CARRIER, 2017).

Inicialmente esse aparato não foi desenvolvido para o conforto térmico humano, mas sim para a indústria. Carrier projetou o primeiro sistema de ar condicionado moderno para resolver um problema de produção na fábrica de impressão Sackett & Wilhelms no Brooklyn, Nova York, para solucionar o problema da alta umidade durante as épocas mais quentes do ano pois, as altas temperaturas, que traziam consigo altos níveis de umidade, faziam com que os papéis absorvessem a umidade do ar, tornando as escritas borradas e escuras (CARRIER, 2017).

Segundo Trindade (2014), o processo de resfriamento que ele utilizava já era conhecido desde a década de 1870 – o esfriamento artificial de dutos, por onde o engenheiro fez o ar circular–, mas foi Carrier que desenvolveu a máquina capaz de fornecer ar fresco em grande volume e de forma contínua (Figura 1).

Figura 1 - Desenho esquemático do primeiro ar condicionado instalado por Willis Carrier.



Fonte: CARRIER, 2017

A invenção demorou a se popularizar porque, em um primeiro momento, seus inventores ainda não tinham percebido o potencial daquelas máquinas de ar frio. Mas com o passar do tempo o ar condicionado veio a ser usado também para o conforto interior em residências e automóveis, popularizando ainda mais a invenção (WEBARCONDICIONADO, 2017).

Porém, com a popularização dessa tecnologia, aumenta-se também a demanda energética. Atualmente, os estadunidenses usam mais energia do que todas as nações do mundo juntas, para se manterem no conforto proporcionados pelo ar-condicionado. Mas à medida que as condições econômicas melhoram em outros países, o aumento no uso deste eletrodoméstico deverá disparar, colocando uma pressão sem precedentes sobre a oferta global de energia. É o que aponta um estudo da Universidade de Michigan, que projeta o crescimento da demanda de energia nessa área nas próximas décadas. Em artigo publicado no periódico científico *American Scientist*, o pesquisador Michael Sivak calcula que oito países têm potencial de superar os americanos: Índia, China, Indonésia, Nigéria, Paquistão, Bangladesh, Brasil e Filipinas (ALVES, 2017).

Portanto, há a necessidade de desenvolver novos equipamentos mais eficientes energeticamente e a simulação computacional surge como uma ferramenta muito importante. Para Sousa (2015), um projeto térmico de um equipamento eletrônico é uma das partes mais importantes do produto ou equipamento eletrônico, na qual ele é essencial para a confiabilidade e vida útil do mesmo. Durante a concepção do projeto térmico, é importante verificar ou validar o modelo utilizado. Esta verificação pode ser realizada através de ensaios experimentais e simulações computacionais que irão garantir se os resultados atendem ou não os requisitos especificados do produto.

Com o avanço da tecnologia nas últimas décadas, principalmente dos computadores, surgiram novas ferramentas computacionais e as existentes foram melhoradas para a solução de problemas de engenharia. Na análise térmica em equipamentos eletroeletrônicos, principalmente naquelas que envolvem *Computational Fluid Dynamics* (Dinâmica dos Fluidos Computacional - CFD), o método dos volumes finitos tem sido largamente utilizado. O uso desse método requer a discretização da geometria, dependendo da complexidade envolvida há a necessidade de matrizes da ordem de dezenas ou centenas de milhões. No passado

a solução numérica era limitada pelo poder computacional e por consequência a ordem da matriz. Atualmente existem supercomputadores compostos de milhares de núcleos de processamento trabalhando em conjunto para solucionar as matrizes geradas na análise por volumes finitos (SOUSA, 2015).

Diante disso, este trabalho busca construir e analisar um condicionador de ar experimental, além de analisar e otimizar o mesmo numericamente. Essa última análise e otimização serão feitas utilizando o Ansys Fluent, um software já renomado no mercado e capaz de realizar todos os cálculos CFD necessários.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

Construir um condicionador de ar utilizando materiais de fácil aquisição e realizar ensaios experimentais. Em seguida, fazer a modelagem e análise numérica a fim de validar fisicamente fazendo a comparação entre tais resultados. Após isso, em um processo similar ao do desenvolvimento de um produto, propor melhorias buscando maiores variações de temperaturas, avaliá-las através da simulação computacional e obter uma configuração otimizada do ar condicionado proposto neste trabalho.

1.1.2. Objetivos específicos

- i. Construir um protótipo de um condicionador de ar.
- ii. Ensaio experimental do protótipo.
- iii. Construir um modelo numérico no software *Ansys Fluent*.
- iv. Realizar uma validação física.
- v. Propor melhorias ao protótipo e avalia-las utilizando a simulação computacional.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Como o condicionador de ar construído tem o seu princípio de funcionamento semelhante ao de um trocador de calor, é plausível que a revisão literária para esse trabalho seja baseada na ciência Transferência de Calor e aos equipamentos trocadores de calor.

2.1. Transferência de Calor

A Termodinâmica trata da quantidade de calor transferido quando um sistema passa por um processo de estado de equilíbrio para outro, sem fazer nenhuma referência a quanto tempo esse processo demora. Mas em muitos casos é interessante saber a taxa de transferência de calor, que é o tema da ciência Transferência de Calor (Çengel, 2012).

Çengel (2012) define calor como a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperaturas entre eles, sempre partindo do sistema de maior energia (quente) para o de menor energia (frio) até que ambos obtenham a mesma temperatura e o processo se encerre.

O calor pode ser transferido de três maneiras conhecidas: condução, convecção e radiação. A condução ocorre na interação de partículas mais energéticas com as menos energéticas, sendo que em gases e líquidos ocorre devido à colisões e difusão resultantes do movimento aleatório das moléculas. Já em sólidos se dá pela vibração das moléculas e por elétrons livres. A taxa de condução de calor (\dot{Q}_{cond}) é dada pela Equação (1) (ÇENGEL, 2012).

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

Onde:

- k = condutividade térmica do material;
- A = área de troca de calor;
- ΔT = diferença de temperatura;
- Δx = espessura da camada.

No caso limite, em que $\Delta x \rightarrow 0$, a Equação (1) se reduz à forma diferencial conhecida como lei de Fourier da condução térmica, como mostra a Equação (2). Neste caso, dT/dx representa o gradiente de temperatura.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

A convecção é o modo de transferência de calor entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados da condução e de movimento de um fluido. Para ocorrer convecção, deve haver movimento de massa de um fluido, e quanto mais rápido for este movimento, maior será a convecção. Na ausência de qualquer movimento da massa do fluido, a troca de calor será apenas por condução. A taxa de transferência de calor por convecção (\dot{Q}_{conv}) é expressa através da lei de Newton do resfriamento, como mostra a Equação (3) (ÇENGEL, 2012).

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Onde:

- h = coeficiente de transferência de calor por convecção;
- A_s = área da superfície em que ocorre a convecção;
- T_s = temperatura da superfície;
- T_∞ = temperatura do fluido.

A radiação é a energia emitida pela matéria sob forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Na transferência de calor estuda -se a radiação térmica, que é diferente de outros meios de radiação eletromagnética. Este modo de transferência de calor é o único que não exige um meio intermediador, podendo ocorrer até mesmo no vácuo, sendo também o modo mais rápido, pois ocorre na velocidade da luz. A taxa com que uma superfície emite radiação (\dot{Q}_{emi}) é dada pela Equação (4) e a taxa em que uma superfície absorve radiação (\dot{Q}_{abs}) pela Equação (5) (ÇENGEL, 2012).

$$\dot{Q}_{emi} = \varepsilon\sigma A_s T_s^4 \quad (4)$$

Onde:

- ε = emissividade da superfície;
- σ = constante de Stefan-Boltzmann ($5,670 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha \dot{Q}_{inc} \quad (5)$$

Onde:

- α = absorptância da superfície;
- \dot{Q}_{inc} = taxa em que a radiação incide sobre a superfície.

2.2. Trocadores de Calor

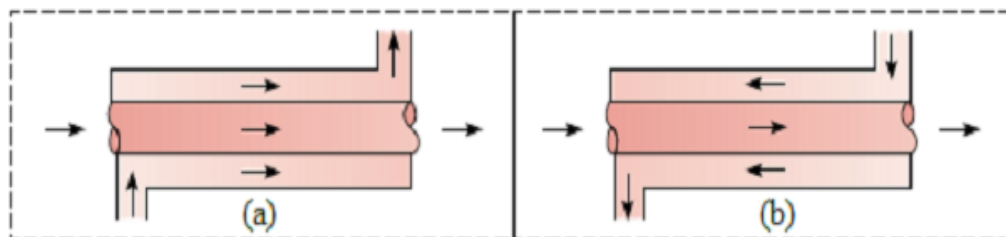
Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro. Os trocadores de calor são utilizados, na prática, em uma ampla gama de aplicações, desde sistemas de aquecimento e ar condicionado domésticos a processos químicos e produção de potência em grandes usinas (ÇENGEL, 2012).

Çengel (2012) ainda explica que a transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor (U), que representa a contribuição de todos os efeitos sobre a transferência de calor.

2.2.1. Tipos de trocadores de calor

Existem vários modelos de trocadores de calor, sendo classificados em função do tipo de escoamento e de construção. O modelo mais simples de trocador de calor, é conhecido como tubos concêntricos. Este tipo de trocador é composto por dois tubos de diâmetros diferentes, sendo que o de menor diâmetro fica no interior do maior. Assim, um fluido passa pelo interior do tubo de menor diâmetro, e o outro pelo anel formado pelo espaço entre a parede do tubo de menor diâmetro com a do de maior diâmetro. O trocador de tubos concêntricos pode ser de escoamento paralelo (Figura 2 - a), quando os dois fluidos entram por um mesmo lado e também saem por um lado igual, ou de escoamento contracorrente (Figura 2-b), onde os fluidos entram e saem por lados opostos (INCROPERA et al., 2012).

Figura 2 - Trocadores de calor de tubos concêntricos: (a) escoamento paralelo e (b) escoamento contracorrente.



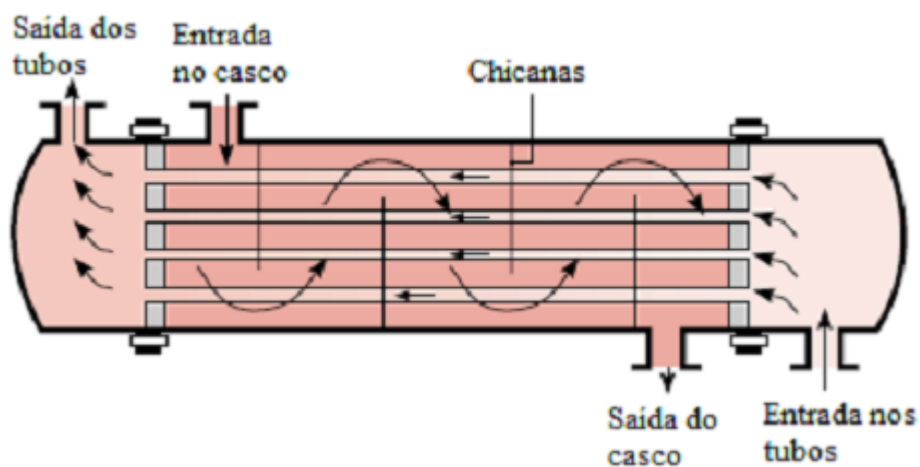
FONTE: Adaptado de INCROPERA et al, 2011

Outro tipo de trocador de calor, que é especialmente projetado para permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume, é o trocador de calor compacto. A razão de superfície de transferência de calor do trocador para seu volume é chamada de densidade de área. Um exemplo desse tipo de trocador são os radiadores de carro. Um trocador é classificado como compacto se sua densidade de área for maior que $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos e maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases (ÇENGEL, 2012).

Talvez o tipo mais comum de trocador de calor em aplicações industriais seja o trocador de calor casco e tubo. Este trocador é composto por um casco, por onde um dos fluidos passa, e uma quantidade geralmente grande de tubos, por onde passa o outro fluido. Este trocador possui várias formas, sendo a mais simples de um passe nos tubos e no casco, que pode ser vista na Figura 3. Outras configurações comuns são um passe no casco e dois nos tubos Figura 4 e dois passes no casco e quatro nos tubos Figura 5 (INCROPERA et al., 2012).

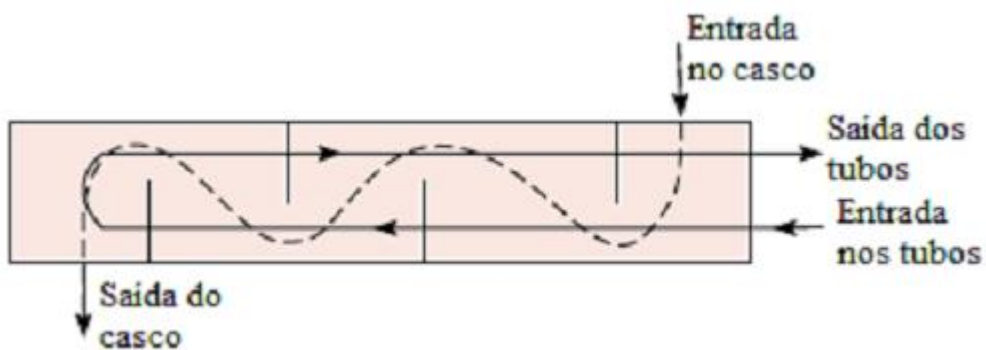
Outro tipo de trocador importante são os de placas, que é constituído por uma série de placas, onde os fluidos quente e frio passam de forma alternada, gerando uma alta transferência de calor (ÇENGEL, 2012).

Figura 3 - Trocador de calor casco e tubo, com setas indicando o fluxo dos fluidos.



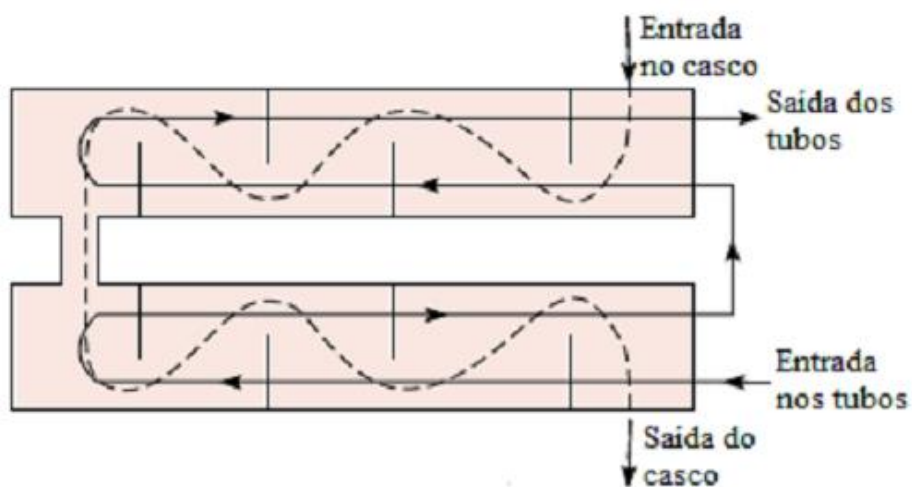
FONTE: Adaptado de INCROPERA et al., 2011

Figura 4 - Representação de trocador casco e tubo, com um passe no casco e dois nos tubos.



FONTE: Adaptado de INCROPERA et al., 2011

Figura 5 - Representação de trocador casco e tubo, com dois passes no casco e quatro nos tubos.



FONTE: Adaptado de INCROPERA et al., 2011

2.2.2. Coeficiente global de transferência de calor

Morais (2018), em seu trabalho analisa a obra de Incropera (2011) e explica de forma simples e detalhada o que é o coeficiente global de transferência de calor e a forma de calculá-lo. Este tópico será uma adaptação da obra de Moraes.

O coeficiente global de transferência de calor é o parâmetro mais importante na análise de um trocador de calor. Com ele pode-se qualificar o equipamento em teste frente aos demais disponíveis no mercado. O coeficiente global do trocador é uma variável que depende do tempo de vida do equipamento e de sua atual condição operacional. Isto porque a operação normal pode provocar a alteração das superfícies de troca de calor tanto do fluido frio quanto do fluido quente. Estas alterações são normalmente devidas às incrustações que ocorrem na superfície dos tubos ou chapas, tanto no contato do fluido quente quanto no do fluido frio, atuando como uma resistência térmica adicional no processo de troca.

O coeficiente global de transferência de calor é diferente quando calculado levando em conta a superfície quente ou fria, mas o cálculo do produto UA não exige especificação. Essa condição é dada pela Equação (6).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{UA_f} = \frac{1}{UA_q} \quad (6)$$

Onde:

- **U** = Coeficiente global de transferência de calor;
- **A_f** = área superficial do lado do fluido frio;
- **A_q** = área superficial do lado do fluido quente.

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é feito utilizando-se a Equação (7).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R''_{d,f}}{(\eta_0 A)_f} + R_p + \frac{R''_{d,q}}{(\eta_0 hA)_q} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_q} \quad (7)$$

Onde:

- η_0 = efetividade da temperatura de superfícies aletadas
- $R''_{d,f}$ = fator de deposição do fluido frio

- $R_{d,q}''$ = fator de deposição do fluido quente
- R_p = resistência condutiva na parede.

A efetividade da temperatura de superfícies aletadas (η_0), pode ser calculada pela Equação (8) e, caso não haja aletas, o valor será 1. Valores de fator de deposição ($R_{d,q}''$), para uma variedade de fluidos podem ser encontrados no Anexo A (INCROPERA et al., 2011). Já a resistência condutiva (R_p), pode ser calculada pela Equação (9) para paredes planas e pela Equação (10) para paredes cilíndricas (INCROPERA et al., 2012).

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (8)$$

Onde:

- A_a = área superficial das aletas
- A_t = área superficial total
- η_a = eficiência da aleta (para geometrias comuns, este valor pode ser obtido no Anexo B (INCROPERA et al., 2011))

$$R_{p,p} = \frac{w}{kA_a} \quad (9)$$

Onde:

- w = largura da aleta

$$R_{p,c} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (10)$$

Onde:

- r_1 = raio interno
- r_2 = raio externo
- L = comprimento do tubo

Çengel (2012) ainda explica que quando a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade térmica do seu material é elevada, como normalmente é o caso, a

resistência térmica do tubo é desprezível ($R_p \approx 0$), e as superfícies interna e externa do tubo são quase idênticas ($A_f \approx A_q \approx A$), a Equação (7) é simplificada para:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} \quad (11)$$

O coeficiente global de transferência de calor na Equação (11) é dominado pelo menor coeficiente de convecção, uma vez que o inverso de um número grande é um número pequeno. Quando um dos coeficientes de convecção é muito menor do que o outro (exemplo $h_q \ll h_f$) temos $1/h_q \gg 1/h_f$ e, portanto, $U \approx h_q$. Por isso, o menor coeficiente de transferência de calor cria um estrangulamento no caminho dessa transferência e seriamente a impede. Essa situação surge frequentemente quando um dos fluidos é gás e o outro é líquido. Nesses casos, aletas são comumente usadas no lado do gás para aumentar o produto UA e, assim, a transferência de calor (ÇENGEL, 2012).

2.2.3. Capacidade de refrigeração

Sendo o foco desse trabalho a transferência de calor para fins de refrigeração, um parâmetro importante a ser considerado é a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_0).

Segundo Corrêa (2010), a capacidade de refrigeração corresponde à taxa de transferência de calor do fluido refrigerante, ou seja, a taxa de remoção do calor e ela é quase sempre expressa em termos de toneladas de refrigeração (TR), mas também pode ser expressa em Watts (W).

Como a energia absorvida pelo fluido refrigerante (no caso desse trabalho, água) é a mesma energia cedida pelo fluido a ser refrigerado (ar), nesse trabalho a \dot{Q}_0 será calculada com base no escoamento de ar.

A capacidade de refrigeração \dot{Q}_0 é uma quantidade importante que depende de dois fatores: a vazão mássica do ar, \dot{m}_{ar} , e da diferença de entalpia específica ($h_2 - h_1$), que depende do tipo de refrigerante usado e das condições de operação (CORRÊA, 2010). Daí temos a Equação (12).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{ar}(h_2 - h_1) \quad (12)$$

Onde:

- \dot{Q}_0 = capacidade de refrigeração

- \dot{m}_{ar} = vazão mássica do ar
- h_2 = entalpia do ar na saída do condicionador de ar
- h_1 = entalpia do ar na entrada do condicionador de ar

2.3. Simulação Computacional

O uso de simulações computacionais tem aumentado muito nas últimas décadas devido à aparição de *softwares* e *hardwares* que alcançam resultados e precisão cada vez mais satisfatórios.

No trabalho realizado serão estudados os aspectos térmicos e fluidodinâmicos de um escoamento. Os aspectos físicos de um escoamento são regidos majoritariamente por três princípios fundamentais: a conservação da massa, a segunda Lei de Newton e a conservação de energia. Para caracterizar uma situação real, estes princípios são geralmente expostos como equações diferenciais parciais (EDP's).

A Dinâmica dos Fluidos Computacional é uma forma interativa de cálculo que tem sido largamente utilizada, que possui como preceito básico a substituição das EDP's governantes por um sistema de equações lineares, fazendo interações conforme o perfil descrito pelo programador, avançando o resultado destas equações em função de tempo, espaço ou uma variável personalizada, tornando possível a obtenção de uma descrição numérica do volume de controle analisado. Assim, a fluidodinâmica computacional é utilizada para aplicações complexas de diversos elementos, como um carro em um túnel de vento, por exemplo, ou até mesmo um avião, sendo que quanto maiores os detalhes do elemento simulado, maior será o processamento necessário para obter os resultados, diretamente proporcional ao tempo de cálculo (WENDT, 2009).

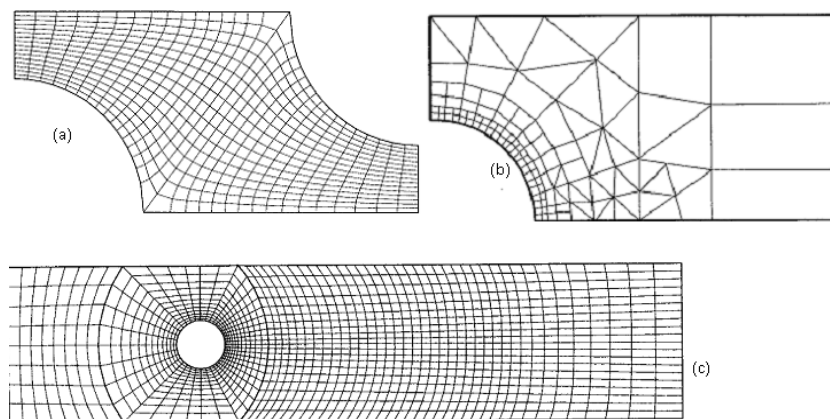
Apesar de requerer cada vez mais de um *hardware* com alto poder de processamento, a análise por simulação computacional traz a grande vantagem de poupar a criação de protótipos que gastariam tempo e dinheiro para serem construídos e analisados experimentalmente.

2.3.1. Componentes de uma solução numérica

É importante deixar claro os termos e condições que garantem a precisão e veracidade dos resultados obtidos em uma solução numérica através da técnica CFD e Ferziger et al. (2002) descreve os pontos mais importantes, abaixo segue uma adaptação de seu trabalho.

- Discretização: modelagem feita pelo *software* com relação à um elemento de uma forma complexa, em outras palavras, o elemento complexo é transformado em elementos simples de tamanho infinitesimal e quando somados possa, ao fim, alcançar uma solução com a precisão desejada.
- Malha de Cálculo: a posição onde as variáveis são calculadas depende da definição através de uma malha numérica que, em termos gerais, representa o domínio geométrico no qual o problema é resolvido. Esta malha divide o domínio da solução em um número finito de subdomínios – chamados também de elementos ou volumes de controle – e é classificada em estruturada, bloco estruturada e não estruturada (Figura 6).

Figura 6 - Exemplos de malhas (a) estruturada, (b) não estruturada e (c) bloco estruturada.



Fonte: Adaptado de FERZIGER et al, 2002

- Método de Solução: Um grande sistema de equações não lineares é alcançado pela discretização, e o referente método de solução depende do problema. Para escoamentos instáveis, são usados métodos baseados naqueles utilizados para problemas de valores iniciais para equações diferenciais ordinárias, avançando no tempo. Em cada passo de tempo um problema tem que ser resolvido. Por outro lado, problemas de escoamentos em regime permanente são usualmente resolvidos por um “pseudoavanço”

no tempo, equivalente ao esquema de iterações. Uma vez que as equações são não lineares, o esquema de iterações é usado para resolvê-lo. Estes métodos usam de sucessivas linearizações para as equações e os sistemas lineares resultantes são quase sempre resolvidos por técnicas iterativas.

- Erros Residuais (Resíduo R): Erros residuais de discretização acontecem devido à pequena diferença entre a solução analítica da EDP e a solução exata da mesma.
- Convergência: Por fim, é necessário configurar o critério de convergência para o método iterativo. Geralmente, existem dois métodos de iterações: iterações internas, na qual as equações lineares são resolvidas, e iterações externas, as quais tratam com a não linearidade e união das equações. É importante decidir quando interromper o processo de iteração, tanto do ponto de vista de precisão quanto de eficiência.

Deve-se sempre atentar para que o número de iterações seja suficiente para reduzir o erro residual a um nível estabelecido que permita a linearidade do resultado obtido, ou seja, que o número de iterações passe a não interferir influentemente nos resultados. Outro parâmetro que também não deve interferir nos resultados é a quantidade de elementos de controle da malha.

3. METODOLOGIA

3.1. Montagem do Condicionador de Ar Experimental

Para a construção do condicionador de ar do presente trabalho, foram necessários os materiais relacionados na Tabela 1.

Adquiridos os materiais, deu-se início ao processo de montagem do aparato. O passo a passo dessa montagem pode ser conferido a seguir:

1° Passo: A chapa de *Medium Density Fiberboard* (MDF) e isopor foram cortados de modo que ficassem duas peças de cada material com as medidas: 80x50cm, 80x52cm e 50x50cm. Essas medidas correspondem, respectivamente à lateral direita, lateral esquerda, tampa, fundo, frente e traseira do condicionador.

2° Passo: Utilizando a cola branca, as chapas de isopor foram fixadas nas chapas de MDF de mesmas dimensões.

Tabela 1 - Lista de materiais utilizados na construção do condicionador de ar.

Item	Qtde	Unidade	Materiais
1	1	un.	Chapa MDF 2,75x1,83m 10mm
2	5	un.	Chapa isopor 1,0x0,5m 15mm
3	3,6	m	Tubo PVC soldável 25mm
4	6	un.	Adaptador c/ flange PVC soldável 25mm
5	0,3	m	Tubo PVC esgoto 150mm
6	2	un.	Caixa plástica organizadora 28L
7	1	un.	Adesivo Silicone 280ml
8	2	m	Mangueira jardim cristal 1 polegada
9	44	un.	Parafuso p/ madeira 3cm
10	1	un.	Bomba d'agua p/ tanquinho 127V usada
11	1	un.	Ventilador 127V Ø30cm
12	1	un.	Tubo cola branca cascorez extra 1kg
13	2	un.	Abraçadeira de metal 1 polegada
14	3	un.	Abraçadeira de plástico 30cm
15	8	un.	Pedaço MDF 25x15cm 15mm
16	0,2	m	Barbante de algodão trançado
17	0,1	m	Fita adesiva 'silvertape'

Fonte: Autoria própria.

3° Passo: Com todos os lados já prontos, as partes foram presas com a utilização dos parafusos de forma que formassem um caixote retangular de 50x52x80cm. A Figura 7 mostra parte dessa etapa.

4° Passo: A frente do caixote foi marcada e furada no centro de forma que pudesse ser fixado o tubo PVC de 150mm concentricamente, esse tubo será a saída de ar e tem como função evitar que a temperatura e correntes de ar do ambiente externo interfiram na realização das medições futuras.

5° Passo: O tubo PVC soldável 25mm foi cortado em seis partes de 60cm cada e foram passados, deixando cerca de 5cm de ressalva em cima e em baixo do caixote, por furos feitos no tampo e no fundo de acordo com as marcações da Figura 8, a Figura 9 mostra o interior do caixote com os tubos passados.

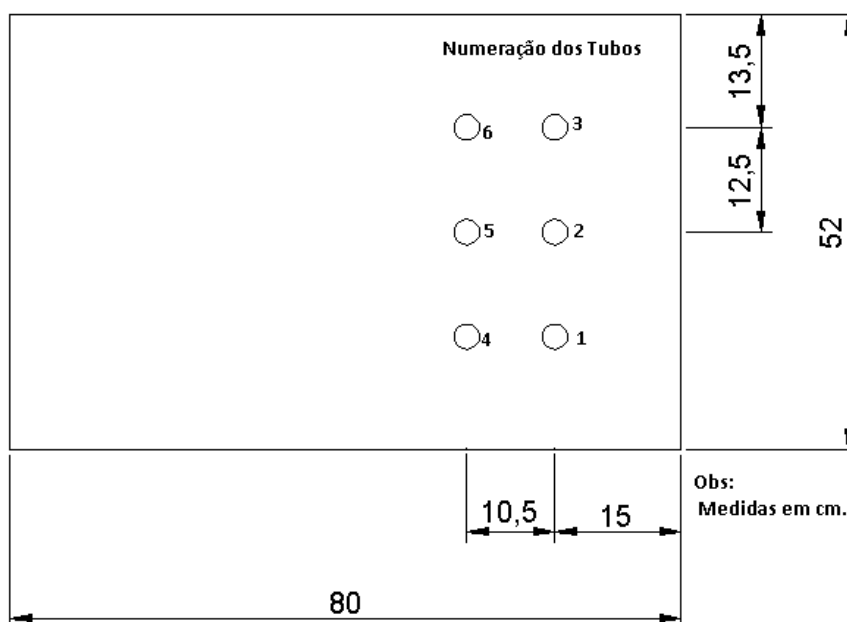
6° Passo: Na parte traseira da caixa foi marcado e cortado um quadrado concêntrico de 30x30cm, essa seção será a entrada de ar. Com essa parte retirada foi feito o suporte de fixação do ventilador 127V, conforme pode ser observado na Figura 10.

Figura 7 - Fixação das laterais do condicionador de ar experimental.



Fonte: Autoria própria.

Figura 8 - Marcações dos furos realizados no tampo e fundo da caixa.



Fonte: Autoria própria.

Figura 9 – Vista interna do caixote com os tubos.



Fonte: Autoria própria.

Figura 10 - Ventilador fixado no condicionador de ar.



Fonte: Autoria própria.

7º Passo: Seguindo a mesma marcação, uma caixa plástica foi furada a fim de passar os pedaços de tubos sobressalentes conforme Figura 11 a seguir. Feito isso, os adaptadores com flange soldável 25mm foram então fixados nos tubos, garantindo assim fixação e vedação da caixa plástica com os tubos. Além do anel de borracha do

flange, para maior garantia de vedação, adesivo silicone foi passado em cada um dos adaptadores como pode ser visto na Figura 12.

Para efeito de melhor compreensão, a partir desse ponto, essa caixa plástica fixada será denominada reservatório superior.

Figura 11 – Reservatório superior furado e tubos 25mm sendo passados.



Fonte: Aatoria própria.

Figura 12 - Adaptadores com flange 25mm fixos no reservatório superior.



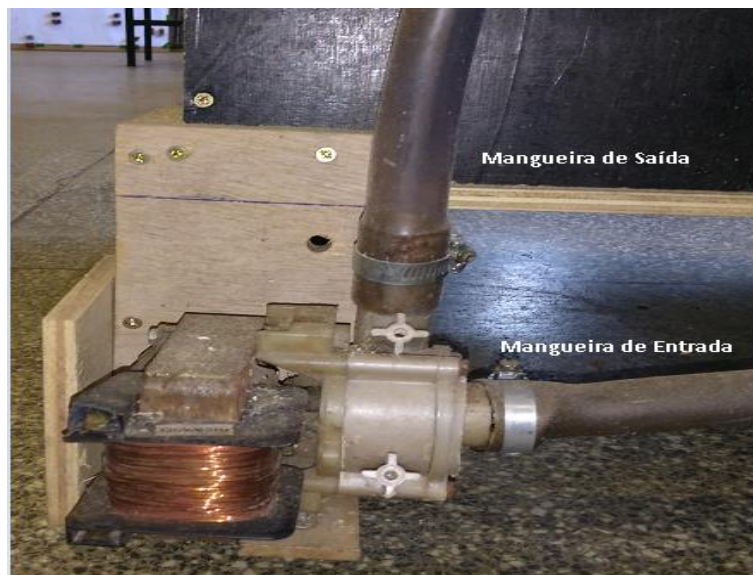
Fonte: Aatoria própria.

8º Passo: Com os pedaços de MDF de 25x15cm foram feitos pés de sustentação para o caixote e fixados no mesmo utilizando parafusos de madeira.

9º Passo: A mangueira de jardim de 1 polegada foi cortada de modo que ficasse com dois pedaços de 1m cada. Cada pedaço da mangueira foi fixado com uma abraçadeira de metal de 1 polegada, um pedaço na entrada e outro na saída da bomba d'água de

tanquinho, conforme Figura 13. Com isso, foi feito um furo na lateral da caixa plástica no qual a mangueira de saída foi passada e presa com as abraçadeiras plásticas de acordo com a Figura 14.

Figura 13 - Mangueiras de saída e entrada de água fixadas na bomba d'água.



Fonte: Autoria própria.

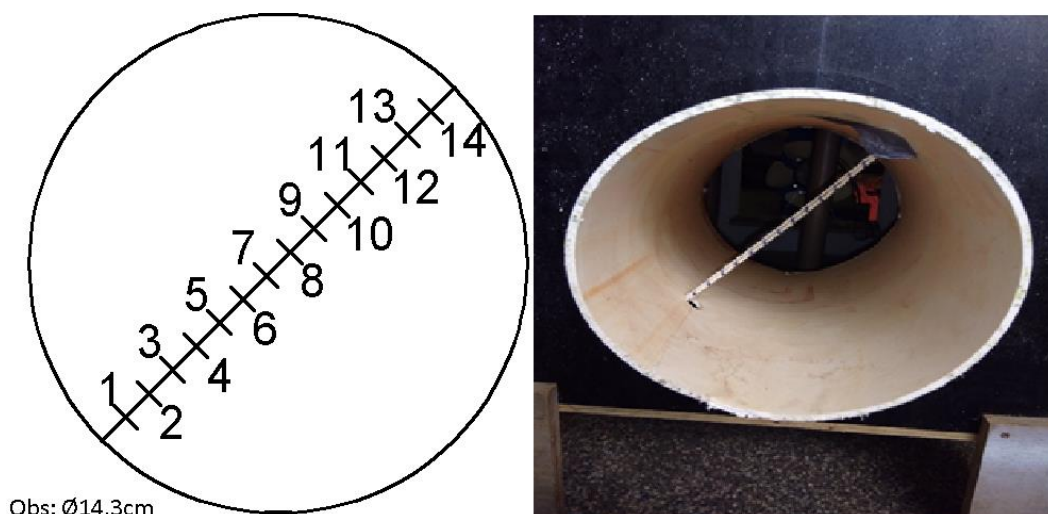
Figura 14 - Mangueira de saída de água fixada no reservatório superior.



Fonte: Autoria própria

10º Passo: Um pequeno furo foi feito no tubo PVC 150mm a 10cm de distância da saída de ar e o pedaço de barbante de algodão foi preso com o uso da fita silvertape. O barbante teve 14 marcações igualmente espaçadas em 1cm uma da outra como pode ser observado na Figura 15.

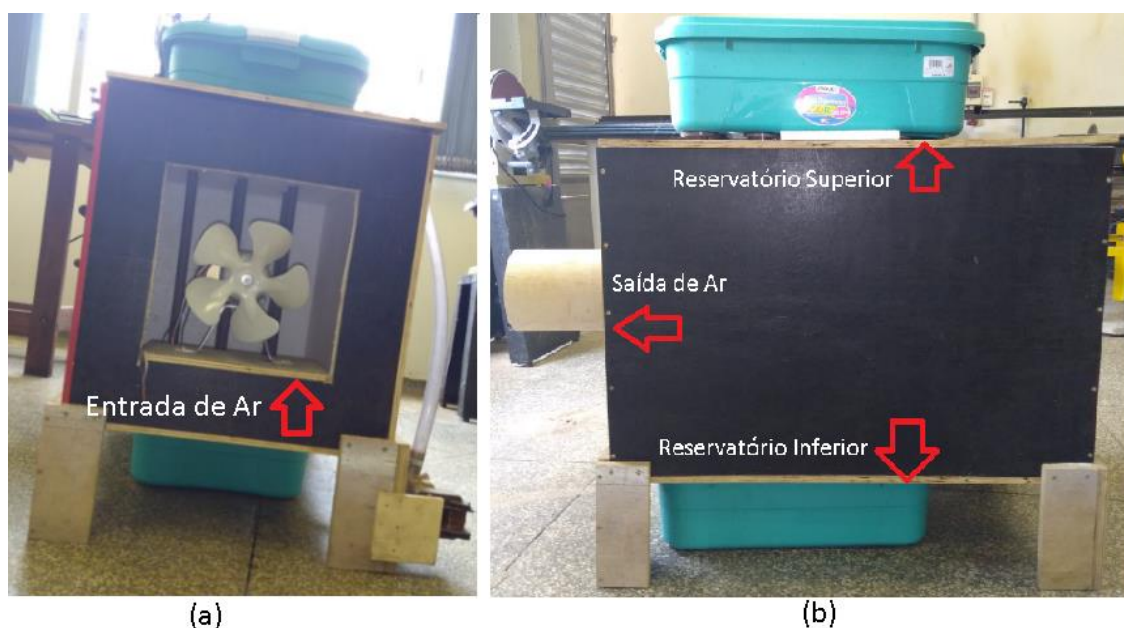
Figura 15 – Vista frontal da saída do condicionador de ar experimental e marcações no barbante de algodão.



Fonte: Autoria própria

11º Passo: Por fim, a segunda caixa plástica foi inserida na parte inferior do caixote. Servindo assim como o reservatório inferior. A Figura 16 mostra o resultado final.

Figura 16 - Condicionador de ar experimental completo (a) vista posterior (b) vista lateral esquerda.



Fonte: Autoria própria

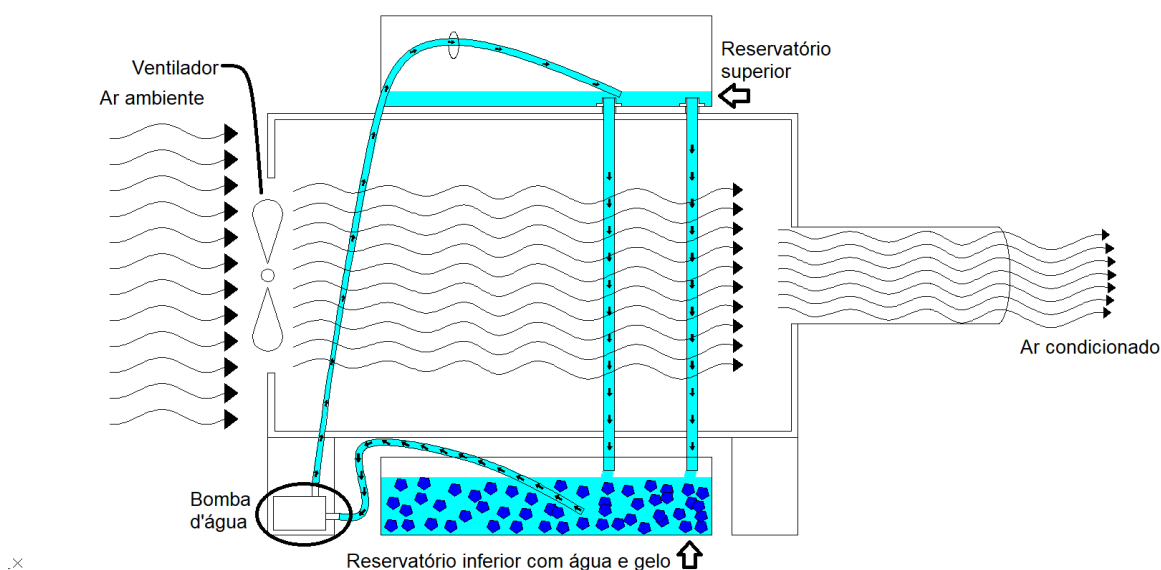
3.2. Princípio de Funcionamento do Aparato Experimental

O condicionador de ar deste presente trabalho funciona de maneira bem primitiva e simples. Primeiramente água e gelo são colocados no reservatório inferior e, ao ligar

a bomba d'água, a água é bombeada para o reservatório superior e passam pelos tubos PVC 25mm caindo novamente no reservatório inferior, formando um ciclo fechado.

Ao mesmo tempo, com o ventilador ligado, o ar ambiente passa pela entrada de ar, percorre os tubos dentro do condicionador por onde a água gelada está passando e escapa pela saída de ar. A Figura 17 ilustra melhor esse processo.

Figura 17 - Princípio de funcionamento do condicionador de ar.



Fonte: Autoria própria.

3.3. Análise Experimental

As análises experimentais foram realizadas no Laboratório de Engenharia de Energia da Universidade Federal da Grande Dourados onde foi dado início ao processo de funcionamento como citado no tópico 3.2 e realizadas as medições de temperatura e velocidade do ar na saída e também a temperatura da parede externa de cada um dos tubos 25mm passados pelo condicionador de ar.

As medidas de temperatura e velocidade do ar de entrada e saída foram obtidas utilizando um anemômetro de fio quente da Instrutherm modelo TAFR-180, mostrado na Figura 18, enquanto que as medições da temperatura dos tubos internos e paredes externas do condicionador de ar foram realizadas através de um termômetro infravermelho da Icel modelo TD-965 mostrado na Figura 19.

O sensor do anemômetro de fio quente foi inserido pelo orifício utilizado para a fixação do barbante e, para cada uma das 14 marcações do mesmo, foram coletados os valores de temperatura e velocidade do ar. Já a coleta de dados de temperatura dos tubos internos foi feita apontando o laser indicador de infravermelho para cada um dos tubos (1 a 6) e medidos valores na parte superior e inferior de cada tubo.

Também com a utilização do termômetro infravermelho foram realizadas medições das paredes externas do condicionador de ar.

Esses procedimentos de medição são considerados fáceis de serem realizados, possuem boa precisão e baixo custo.

Figura 18 - Anemômetro de fio quente utilizado nas medições de velocidade e temperatura do ar de saída.



Fonte: Autoria própria.

Figura 19 - Termômetro Infravermelho usado nas medições de temperatura dos tubos 25mm.



Fonte: Autoria própria.

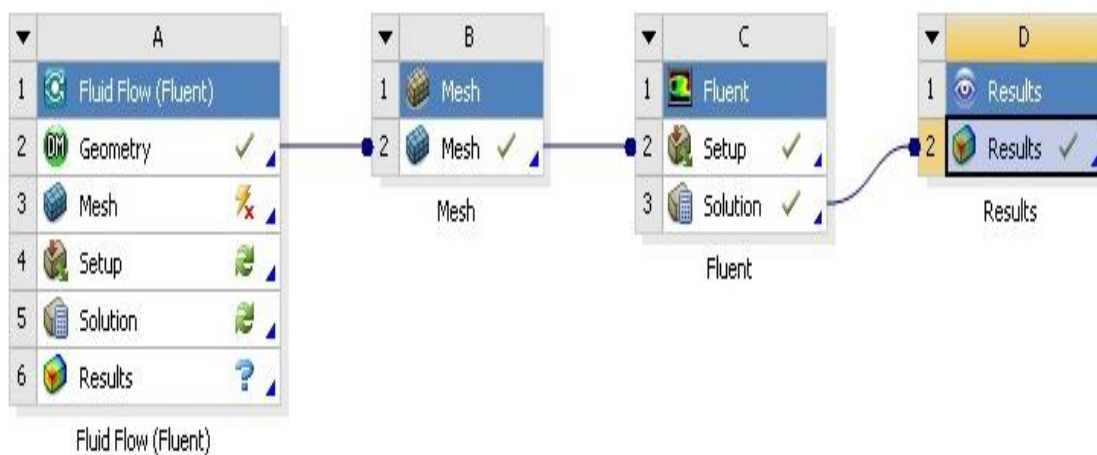
3.4. Ansys Fluent

Para a realização da análise computacional do condicionador de ar construído foi utilizado o *software Ansys Fluent 16.2* versão Estudante, chamado apenas de *Ansys* daqui em diante. Trata-se de um poderoso *software* de CFD reconhecido pela precisão e a rapidez dos cálculos feitos, sendo possível a criação de malhas de diferentes formas geométricas, que oferecem um menor número de elementos para chegar no formato do objeto desejado, necessitando assim, um menor tempo e quantidade de cálculos para discretizar o elemento de estudo.

Para chegar nos resultados finais, uma série de etapas são necessárias ao se utilizar o *Ansys*. A etapa de criação da geometria do problema pode ser feita utilizando a ferramenta *Design Modeler*; também é possível importar a geometria de softwares de desenho que não pertencem a *Ansys*. A malha é gerada pela ferramenta *Mesh*, onde também é definida a natureza dos objetos e onde é possível nomeá-los. A especificação das condições de contorno e definição das propriedades dos fluidos e sólidos envolvidos, são feitas na ferramenta *Fluent*. Nesta última ferramenta, também

é feita a toda a etapa de solução do problema. Por fim, temos a ferramenta de pós-processamento *CFD Post*, onde os resultados podem ser exibidos de diversas formas: numérica, linhas de corrente, campos de temperatura, gráficos, vetores e animações. A Figura 20 possibilita uma melhor visualização dessas etapas.

Figura 20 - Etapas de uma análise computacional utilizando o Ansys.



Fonte: Autoria própria.

Neste estudo, serão inseridos dados do condicionador de ar visando obtenção de resultados como gráficos e imagens referentes aos campos de velocidade e temperatura do ar de saída e do escoamento de ar através dos tubos internos do aparelho.

3.5. Análise Computacional

A análise computacional do condicionador de ar construído neste trabalho seguiu todas as etapas da Figura 20. Foi tomado o cuidado de realizar o teste de malha e iterações para que essas variáveis passassem a não interferir influentemente nos resultados. O método de solução utilizado foi o Volume Finitos (FV – *finite volume*) e o modelo de turbulência o *K-Épsilon Realizável para duas equações*, pois esse modelo é o mais comum usado em Dinâmicas de Fluidos Computacionais para simular características médias para condições de escoamento turbulento.

Com os valores obtidos experimentalmente, pôde-se usá-los para configurar as condições de contorno desejadas. Para o valor da velocidade média do ar de entrada (V_{ent}) foi feito um breve cálculo utilizando uma manipulação da equação da continuidade resultando na Equação (13).

$$V_{ent} = \frac{V_{sai} \times A_{sai}}{A_{ent}} \quad (13)$$

$$V_{ent} = \frac{3,75 \times (\pi \times 0,0715^2)}{0,3 \times 0,3}$$

$$V_{ent} \cong 0,694 \text{ m/s}$$

Onde:

- V_{ent} = velocidade média do ar de entrada.
- V_{sai} = velocidade média do ar de saída.
- A_{ent} = área da seção de entrada de ar.
- A_{sai} = área da seção de saída de ar

Devido a análise ser estacionária, o valor de temperatura do ar de entrada foi fixado como o mesmo do ambiente, ou seja, $T_{amb}=T_{ent}=21,1^\circ\text{C}$. Como as medidas das temperaturas das paredes laterais, superior e inferior do caixote foram as mesmas da temperatura ambiente, essas paredes foram consideradas adiabáticas na simulação computacional.

É importante ressaltar também que, se tratando de um problema de convecção forçada, o processo de transferência de calor por radiação pode ser desprezível e, portanto, a transferência de calor por radiação foi desativada no *Ansys*.

Na modelagem dos tubos internos, para facilitar a entrada dos valores medidos experimentalmente, cada tubo foi desenhado em duas partes (inferior e superior) de modo que para cada parte pudesse ser fixada uma temperatura diferente ao invés do tubo todo ter uma única temperatura média. Assim sendo, os valores da Tabela 3 foram fixados em cada um dos seus respectivos tubos modelados no *Ansys*.

Durante a obtenção dos valores de temperatura externa dos tubos, seu interior não estava completamente cheio de água, mas sim de uma mistura ar e água em constante movimento. Com isso, por se tratar de uma análise estacionária, inserir

dados dessa mistura seria trabalhoso e impreciso. Portanto, uma correlação entre a temperatura do fluido interno e a parede externa de cada tubo foi necessária.

Essa correlação foi feita primeiramente definindo o fluido sendo água e essa estaria preenchendo completamente cada metade dos tubos internos. A água no interior dos tubos foi modelada como sendo um sólido, ou seja, não fluía. Depois, um valor de temperatura desse bloco foi considerado e monitorado o valor da temperatura média externa de cada tubo (T_{tub}). Com isso, os valores de entrada da temperatura da água foram repetidamente alterados até que a T_{tub} fosse correspondente àquelas obtidas experimentalmente.

A malha gerada para a discretização desse modelo contém 350.950 elementos hexa-desestruturados e 424.216 nós entre eles. O tamanho máximo de cada elemento é de 1 centímetro cúbico. A quantidade de linhas de corrente de temperatura e velocidade foi fixada em 500, valor que permite uma melhor visualização. A simulação realizou 300 iterações e os critérios de convergência podem ser observados na Tabela 2.

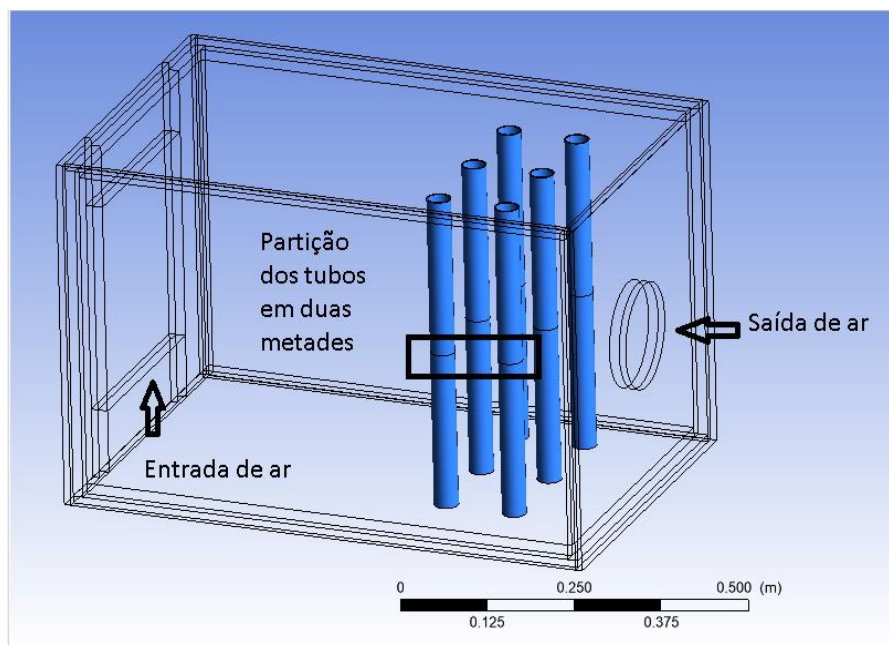
Tabela 2 - Critérios de convergência utilizados.

Critério	Resíduo R
Velocidade	1,00E-03
Energia	1,00E-07
Energia cinética de turbulência (k)	1,00E-03
Taxa de dissipação da energia cinética de turbulência (ϵ)	1,00E-03

Fonte: Autoria própria.

Como resultado final, tem-se o condicionador de ar modelado ilustrado na Figura 21.

Figura 21 - Condicionador de ar modelado utilizando o Ansys.



Fonte: Autoria própria.

4. RESULTADOS

4.1. Resultados Experimentais

Primeiramente, a temperatura média ambiente (T_{amb}) foi medida com o uso do anemômetro de fio quente, resultando em $T_{amb}=21,1^{\circ}\text{C}$. Já com o termômetro infravermelho, foram medidas as temperaturas de cada um dos seis tubos internos sendo divididos em parte superior e inferior, ou seja, para cada tubo interno dois valores foram medidos. Também com o uso do termômetro infravermelho, foram medidas as temperaturas das paredes externas do condicionador e estas estavam na mesma temperatura média do ambiente.

Para entendimento da nomenclatura, cada tubo recebeu uma numeração conforme Figura 8, um segundo número será adicionado ao seu subscrito, sendo 1 para parte superior e 2 para parte inferior. Exemplo: a temperatura média superior do tubo 1 será denominada $T_{1,1}$ enquanto que sua inferior será $T_{1,2}$. Com isso, temos a Tabela 3.

Tabela 3 - Temperatura dos tubos internos medidos com o termômetro infravermelho.

Tubo	Subscrito	Temperatura Medida (°C)
1	1,1	11,6
	1,2	12,7
2	2,1	10,5
	2,2	11,8
3	3,1	11,8
	3,2	12,6
4	4,1	12,6
	4,2	13,1
5	5,1	11,1
	5,2	12,3
6	6,1	11,7
	6,2	13,1

Fonte: Autoria própria.

Novamente com o anemômetro de fio quente, foram medidos um valor de velocidade e temperatura do ar de saída para cada uma das 14 marcações do barbante preso ao tubo de saída e determinadas suas respectivas médias V_{sai} e T_{sai} . Esses valores podem ser visualizados nas Tabela 4 e Tabela 5.

Para o cálculo de V_{sai} foi considerado que o perfil de velocidade do ar no ponto onde foram realizadas as medidas fosse igual ao de um escoamento turbulento.

Tabela 4 – Velocidades do ar de saída medidas com anemômetro de fio quente.

Grandeza	Marcação	Valor (m/s)	Média (m/s)
Velocidade do ar de saída	1	3,1	3,75
	2	3,4	
	3	3,7	
	4	3,6	
	5	3,6	
	6	3,8	
	7	4,0	
	8	4,0	
	9	4,0	
	10	4,0	
	11	4,0	
	12	3,9	
	13	3,8	
	14	3,6	

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5 - Temperaturas do ar de saída medidas com anemômetro de fio quente.

Grandeza	Marcação	Valor (°C)	Média (°C)
Temperatura do ar de saída	1	19,9	19,55
	2	19,9	
	3	19,7	
	4	19,7	
	5	19,5	
	6	19,5	
	7	19,1	
	8	19,1	
	9	19,1	
	10	19,3	
	11	19,5	
	12	19,6	
	13	19,9	
	14	19,9	

Fonte: A autoria própria.

4.1.1.1. Coeficiente global de transferência de calor do aparato experimental

Para a validação física do aparelho construído, seu coeficiente global de temperatura foi calculado conforme o tópico 2.2.2 e comparado com a literatura.

Inicialmente é preciso calcular a área de contato dos fluidos que é dada pela Equação (14).

$$A = 2n\pi rL \quad (14)$$

Onde:

- n = número de tubos no condicionador de ar ($n=6$ nesse caso).
- r = raio do tubo, podendo ser o interno ou o externo (dependendo do fluido do qual se pretende calcular a área).

Os valores utilizados para o cálculo de U foram agrupados na Tabela 6. Nota-se que há duas áreas, a com subscrito f se refere a área de contato do fluido frio com os tubos de PVC e a de subscrito q a do fluido quente, também em contato com os tubos. Os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção (h) foram retirados do Anexo C, para os casos mais próximos que são o do escoamento de 0,5 kg/s de água em um tubo de 2,5 cm de diâmetro e ar até 2 atmosferas escoando por tubo de 2,5cm de diâmetro com velocidade até 10m/s.

Tabela 6 – Dados do condicionador de ar experimental.

Grandeza	Valor	Unidade
r_f	0,016	m
r_q	0,018	m
L	0,45	m
k_p	0,21	W/m.°C
A_f	0,2714	m ²
A_q	0,3054	m ²
h_f	3500	W/m ² .°C
h_q	65	W/m ² .°C

FONTE: Autoria própria.

O próximo passo então foi a obtenção dos valores de η_0 , $R''_{d,q}$ e $R''_{d,f}$. O valor de η_0 pode ser fixado em 1, já que o condicionador de ar construído não possui aletas. Já os valores de $R''_{d,q} = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ e $R''_{d,f} = 0,0001 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ foram extraídos do Anexo A. Finalmente, utilizando esses valores na Equação (7), temos que $UA=3,98\text{W/K}$. Com isso, os valores de U_f e U_q foram calculados e podem ser vistos na Tabela 7.

Tabela 7 - Valores de coeficiente global de transferência de calor do protótipo.

Grandeza	Valor	Unidade
U_f	14,66	W/m ² .K
U_q	13,03	W/m ² .K

FONTE: Autoria própria.

Por fim, de acordo com Çengel (2012), o valor de U de um trocador de calor, onde os fluidos que nele operam são água e ar, deve estar entre 30 e 60 W/m²K quando analisado com base na superfície do lado do ar e entre 400 e 8500 W/m²K quando analisado com base na superfície do lado da água. Porém nota-se que os valores de U_f e U_q são muito próximos, isso pode ser explicado devido A_f divergir muito pouco de A_q . Pode-se também observar que, conforme explicado no tópico 2.2.2, o valor de U é dominado pelo menor coeficiente de convecção e, como tem-se que $h_q \ll h_f$, era esperado que ambos resultados (U_f e U_q) se aproximasse mais da faixa de valores analisada pela superfície do lado do ar como de fato ocorreu.

4.1.2. Capacidade de refrigeração

O cálculo da capacidade de refrigeração foi realizado através da Equação (12) com os dados da Tabela 8.

Tabela 8 - Dados do ar para cálculo da capacidade de refrigeração.

Grandeza	Valor	Unidade
m_{ar}	0,0765	kg/s
$h_1^{(a)}$	294,417	kJ/kg
$h_2^{(a)}$	292,861	kJ/kg

(a) Anexo D

Fonte: Autoria própria.

Dessa forma, o valor da capacidade de refrigeração encontrado foi de $\dot{Q}_0=119,1W$ ou 0,034 TR.

4.2. Resultados Computacionais

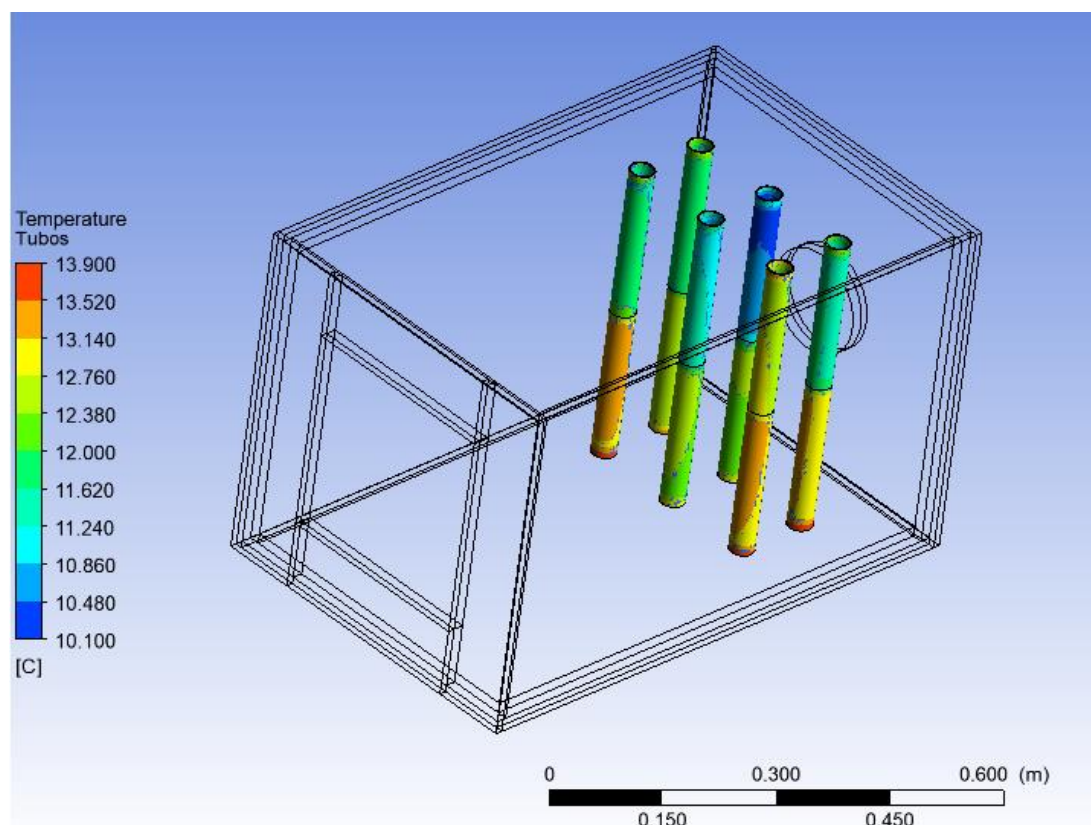
A simulação computacional se iniciou após todas as condições de contorno terem sido consideradas, conforme tópico 3.5. Após o término dos cálculos realizados pelo software, a ferramenta de pós-processamento *CFD Post* foi utilizada para exibir os resultados em forma de campos de temperatura e linhas de corrente.

Na Para o cálculo das temperaturas e velocidades médias do ar de saída, foi utilizado a ferramenta *Function Calculator* do *Fluent*, os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 23 e Figura 24.

Figura 22 observa-se que as temperaturas externas dos tubos alcançaram os valores da Tabela 3. Provando que a correlação feita entre as temperaturas do fluido interno (onde a água foi considerada um bloco) e paredes externas dos tubos foi bem-sucedida. Nessa mesma figura, fica fácil notar que o fluido refrigerante (água) cede calor e tem sua temperatura aumentada já que todos os tubos inferiores apresentam temperaturas maiores que os tubos superiores, ou seja, a água sai mais quente do que quando entra.

Para o cálculo das temperaturas e velocidades médias do ar de saída, foi utilizado a ferramenta *Function Calculator* do *Fluent*, os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 23 e Figura 24.

Figura 22 – Resultado computacional em forma de campo de temperatura dos tubos internos do condicionador de ar.



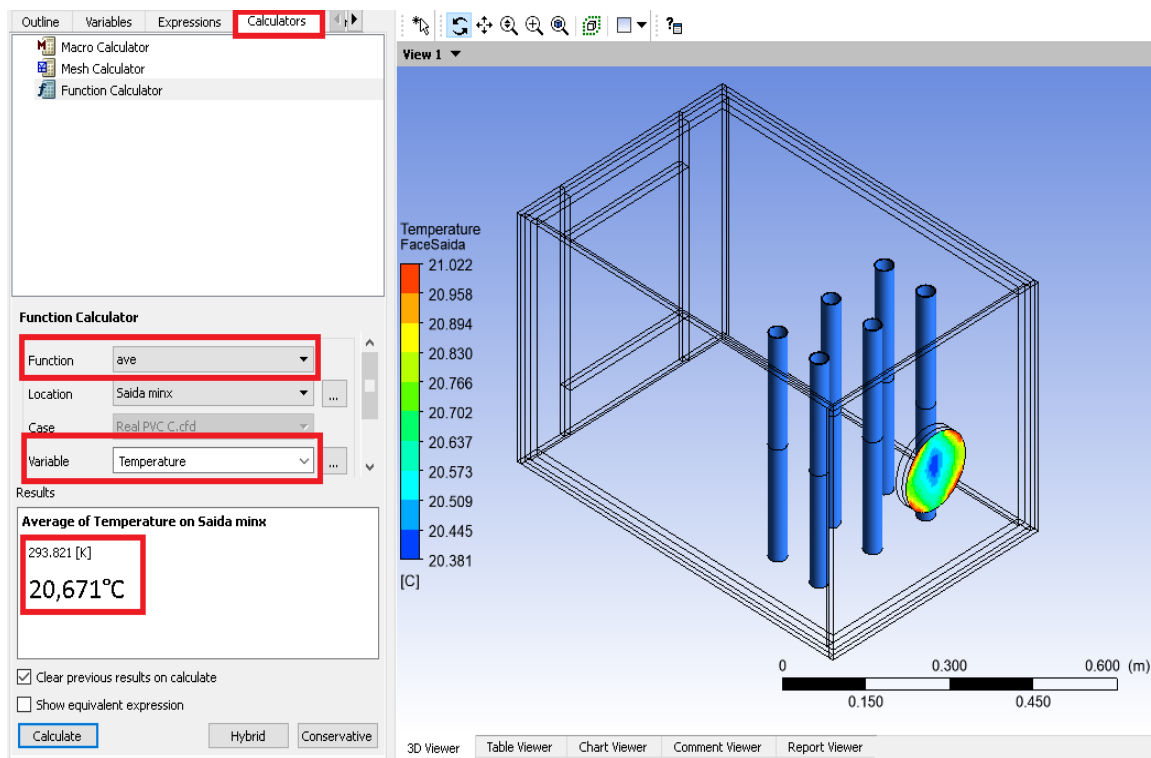
Fonte: Autoria própria.

Na Figura 23 é mostrado que a temperatura do ar de saída é menor na região central da área de saída e vai aumentando conforme se aproxima da região mais externa. Na Figura 24, nota-se que o inverso desse comportamento ocorre para a velocidade do ar de saída, ou seja, velocidades maiores na região central e velocidades menores nas periféricas.

Ainda utilizando o *CFD Post*, foram geradas linhas de corrente de temperatura e velocidade para uma melhor visualização do comportamento do escoamento e do fenômeno de transferência de calor que ocorre no interior do condicionador de ar. Na Figura 25 fica claro o processo de troca de calor entre o escoamento de ar e os tubos, onde as linhas de temperatura ficam mais frias conforme passam pelos tubos. Na

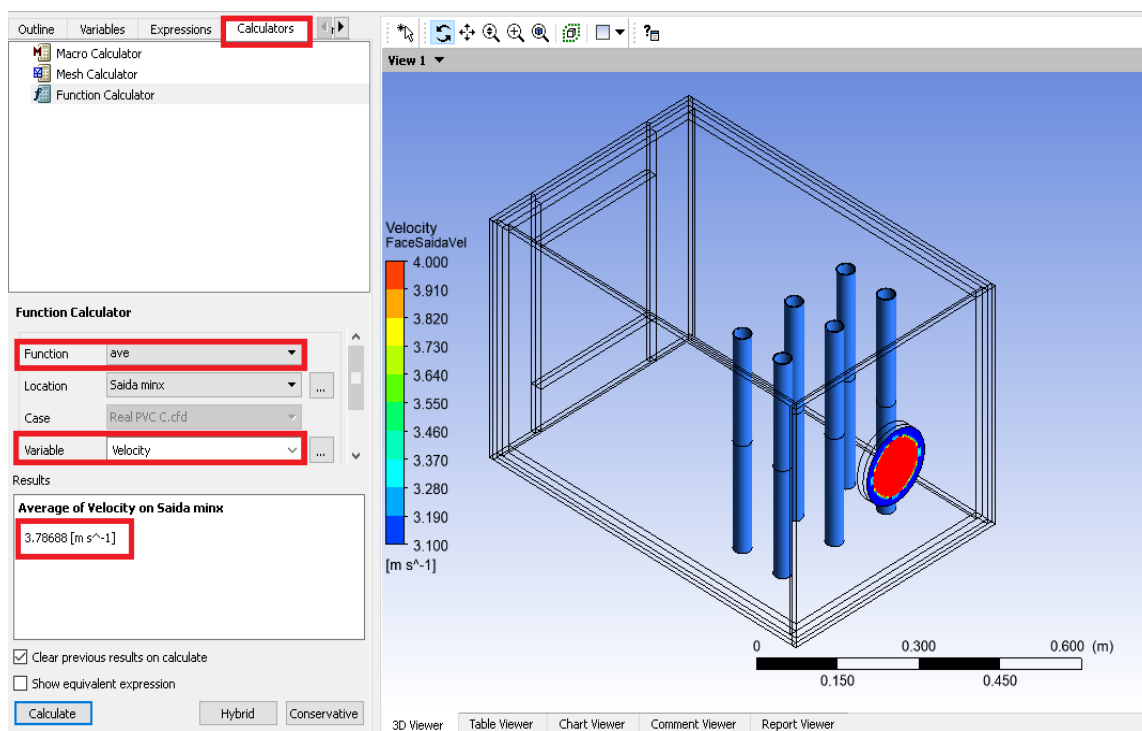
Figura 26 nota-se que o ar, logo que entra no condicionador de ar, sofre uma desaceleração e volta a ter sua velocidade aumentada já na saída do aparelho.

Figura 23 – Resultado computacional em forma do campo de temperatura do ar de saída e média calculada com o Function Calculator.



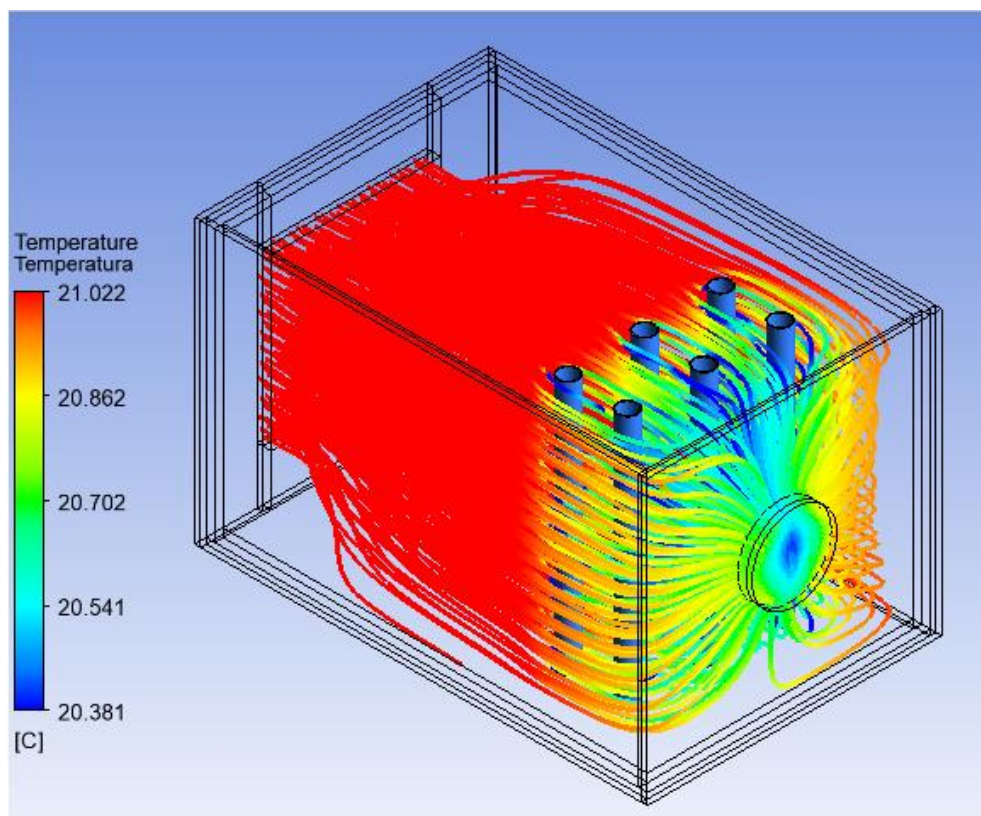
Fonte: Autoria própria.

Figura 24 - Resultado computacional em forma do campo de velocidade do ar de saída e média calculada com o Function Calculator.



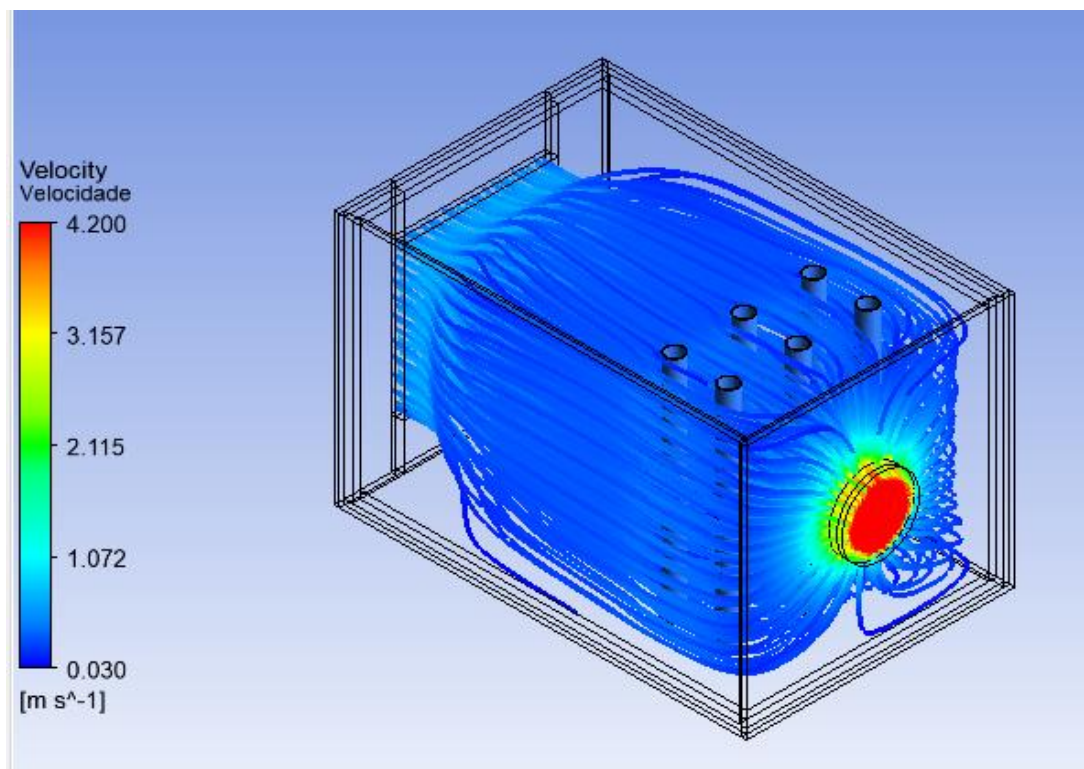
Fonte: Autoria própria.

Figura 25 – Resultado computacional em forma de linhas de corrente em função da temperatura.



Fonte: Autoria própria.

Figura 26 - Resultado computacional em forma de linhas de corrente em função da velocidade.



Fonte: Autoria própria.

Como não houve alterações em nenhum valor da Tabela 6, o coeficiente global de transferência dessa simulação computacional é o mesmo do calculado no tópico 4.1.1

A capacidade de refrigeração da simulação foi calculada utilizando os mesmos valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 porém, para o valor da entalpia da saída do condicionador de ar, tem-se $h_2=293,985$ kJ/kg. Assim, o valor da capacidade de refrigeração da simulação computacional é $\dot{Q}_0=33,05$ W ou 0,0094TR.

4.3. Discussão dos Resultados

A simulação experimental se deu de forma simples e seus resultados obtidos mostram que o condicionador de ar construído funciona. O aparato conseguiu reduzir a temperatura do ar que passa por ele em aproximadamente $1,5^\circ\text{C}$ no teste realizado.

A respeito da simulação computacional pode-se confirmar a confiabilidade do software em realizar a tarefa requerida, ainda que os resultados computacionais se diferenciem dos experimentais como observa-se na Tabela 9. Essas diferenças

podem ter sido causadas tanto por erro de configuração do *software* quanto de erro de medidas realizadas no teste experimental e/ou precisão dos instrumentos de medição utilizados. Outra hipótese que justifique essa diferença é a quantidade de resultados obtidos para o cálculo da média, pois na Figura 23 vemos uma grande variação de temperatura na seção do ar de saída enquanto que foram coletados valores pontuais e, com isso, não abrangendo todo esse espectro.

Erros relativos percentuais foram calculados através da Equação (15):

$$E_r = \left| \frac{x_i - x_v}{x_i} \right| \cdot 100 \quad (15)$$

Onde:

- E_r = erro relativo percentual
- X_i = valor real medido
- X_v = valor verdadeiro ou mais provável

No caso desse trabalho, a simulação computacional é válida pois há erros relativos de 1,07% e 5,73% nas velocidade e temperatura médias do ar de saída, respectivamente. Erros que, por se tratar de um caso experimental, são totalmente aceitáveis.

Tabela 9 - Tabela de resultados experimentais e computacionais.

Grandeza	Resultado		Erro Relativo (%)
	Experimental	Computacional	
Velocidade média do ar de saída (m/s)	3,75	3,79	1,07
Temperatura média do ar de saída (°C)	19,55	20,67	5,73

Fonte: Autoria própria.

Ainda assim, o *Ansys* se mostrou uma forte ferramenta de simulação e análise de fluidodinâmica computacional que apresenta ótimos recursos de modelagem e pós-processamento de resultados, tornando possível a visualização de campos, correntes e gradientes impossíveis de serem vistos em análises experimentais.

5. PROPOSTAS E DISCUSSÕES DE MELHORIAS

Como citado no tópico 2.3 deste trabalho, uma das maiores vantagens da simulação computacional é poupar a construção de novos protótipos que são modelados e simulados apenas computacionalmente. Para comprovar isso, utilizando o *Ansys*, serão modeladas e simuladas algumas propostas de melhorias do condicionador de ar construído sempre seguindo os mesmos valores de T_{ent} e V_{ent} do tópico 4.2 e mesmos critérios de convergência da Tabela 2. Para o cálculo dos erros relativos, os valores de referência serão os da simulação computacional inicial do protótipo ($T_{sai}=20,67$ °C e $V_{sai}=3,79$ m/s). Os valores do coeficiente global de transferência de calor e capacidade de refrigeração serão recalculados, quando necessário, para cada proposta.

5.1. Primeira proposta

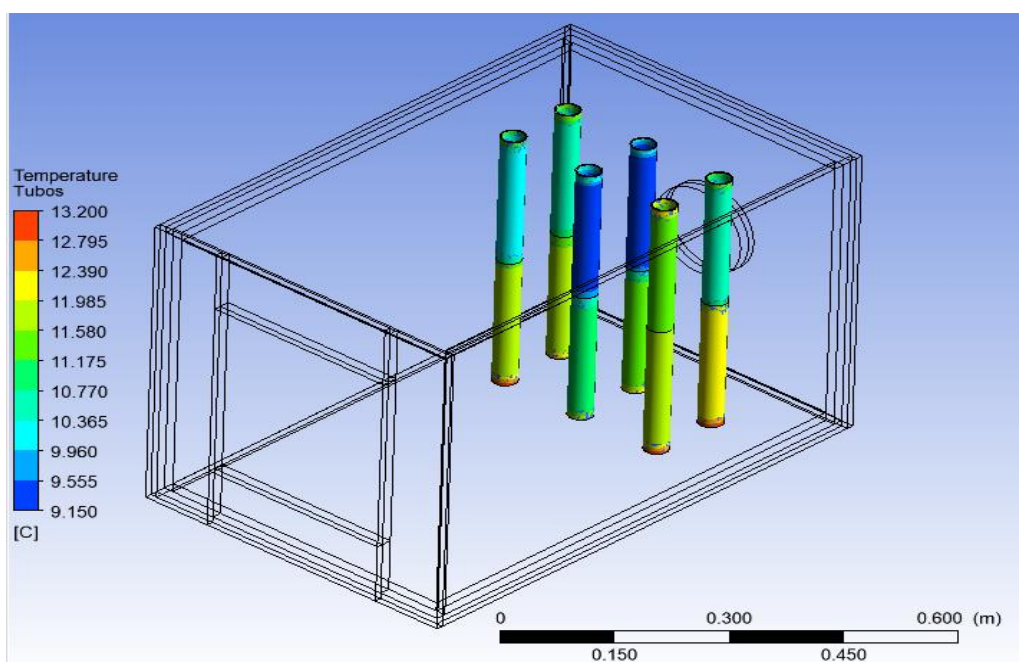
Para a primeira proposta de melhoria do condicionador de ar, os tubos de PVC 25mm foram substituídos por tubos de cobre de mesmo raio, espessura e comprimento. A malha gerada para a discretização dessa proposta contém 350.950 elementos hexa-desestruturados e 424.216 nós entre eles. O tamanho máximo de cada elemento é de 1 centímetro cúbico. A quantidade de linhas de corrente de temperatura e velocidade foi fixada em 500, valor que permite uma melhor visualização. A simulação realizou 300 iterações.

Na Figura 27 é possível notar uma leve diferença na temperatura externa dos tubos quando comparada à Figura 22. Percebe-se que a temperatura dos tubos é praticamente a mesma do fluido interno a eles, neste caso a água.

As Figura 28 e Figura 29 revela os novos valores calculados de T_{sai} e V_{sai} , também com o *Function Calculator*.

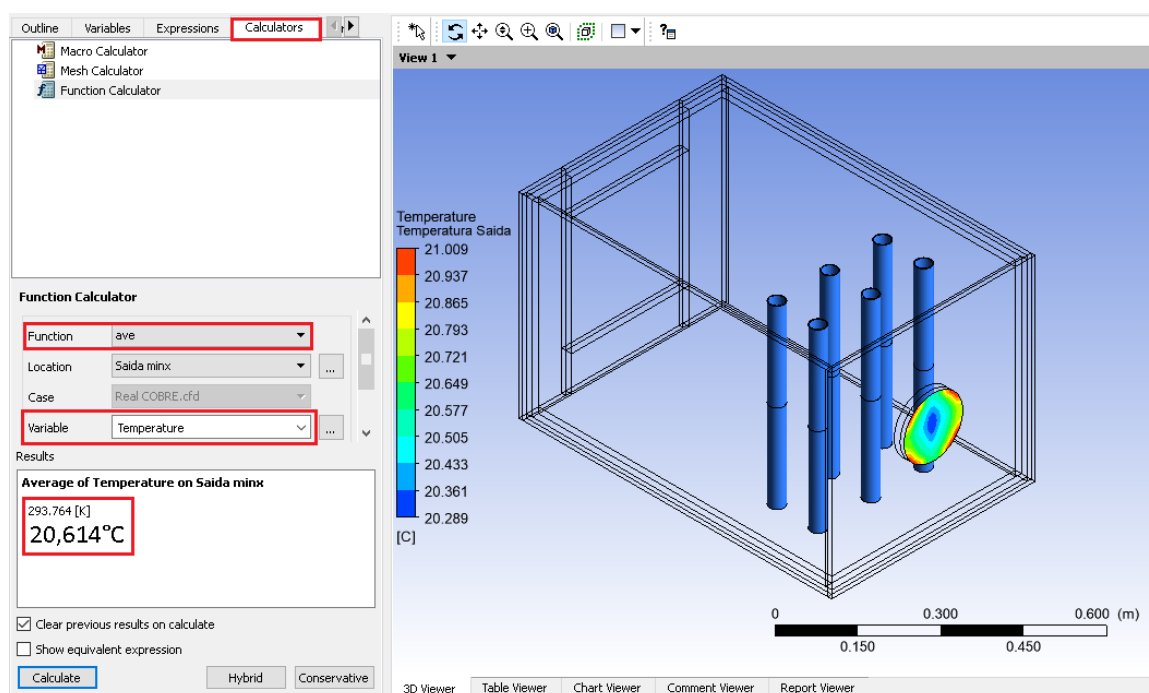
Já nas Figura 30 e Figura 31 observa-se comportamentos do escoamento do ar muito semelhantes aos simulados na análise computacional anterior.

Figura 27 - Campo de temperatura dos tubos usando tubos de cobre.



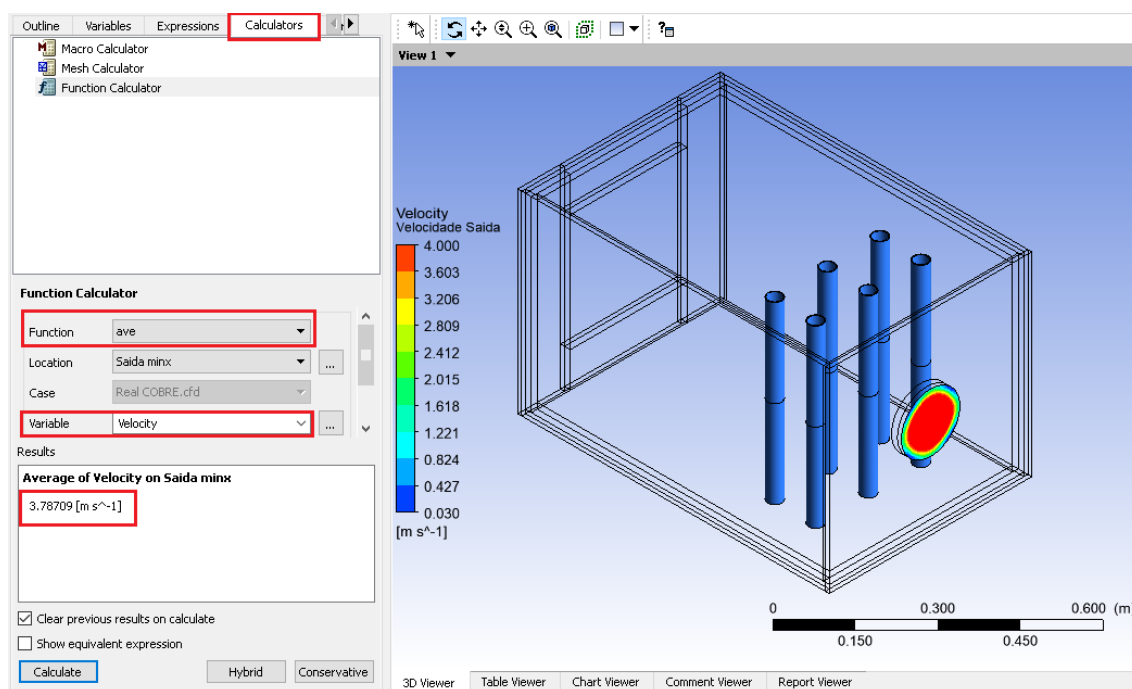
Fonte: Autoria própria.

Figura 28 - Campo de temperatura do ar de saída usando tubos de cobre.



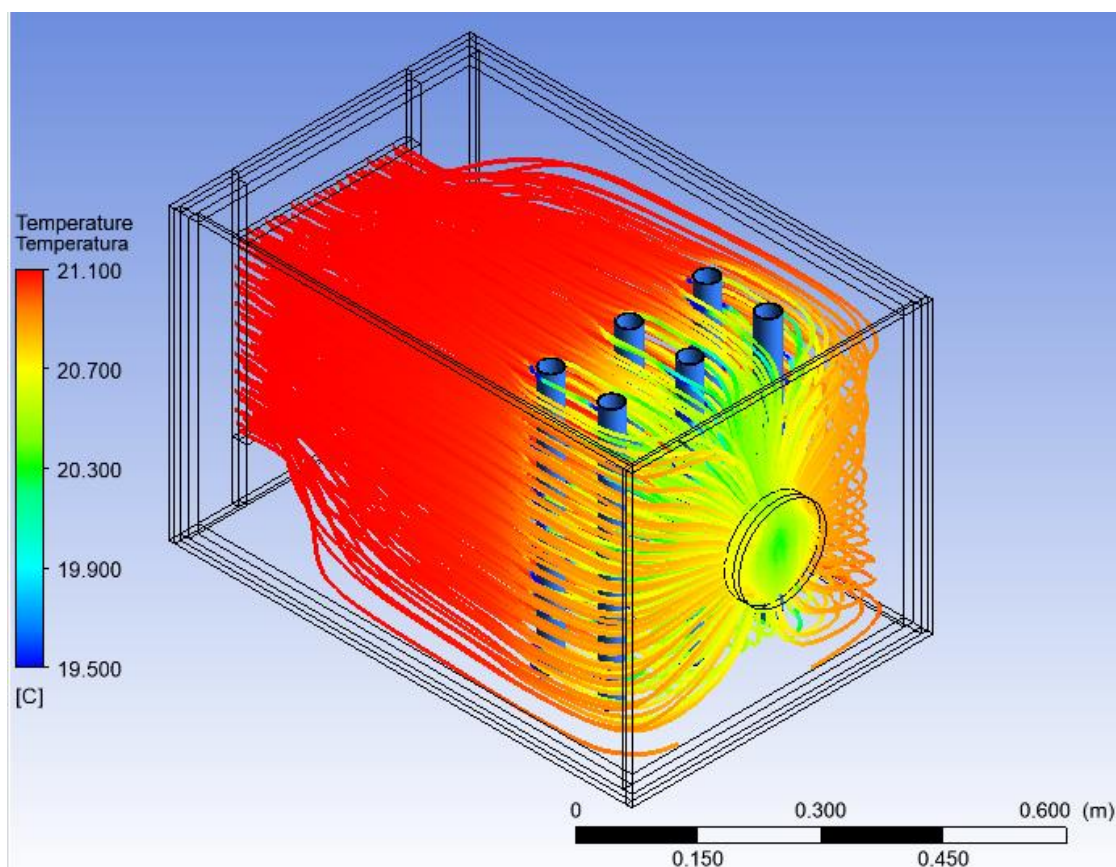
Fonte: Autoria própria.

Figura 29 - Campo de velocidade do ar de saída usando tubos de cobre.



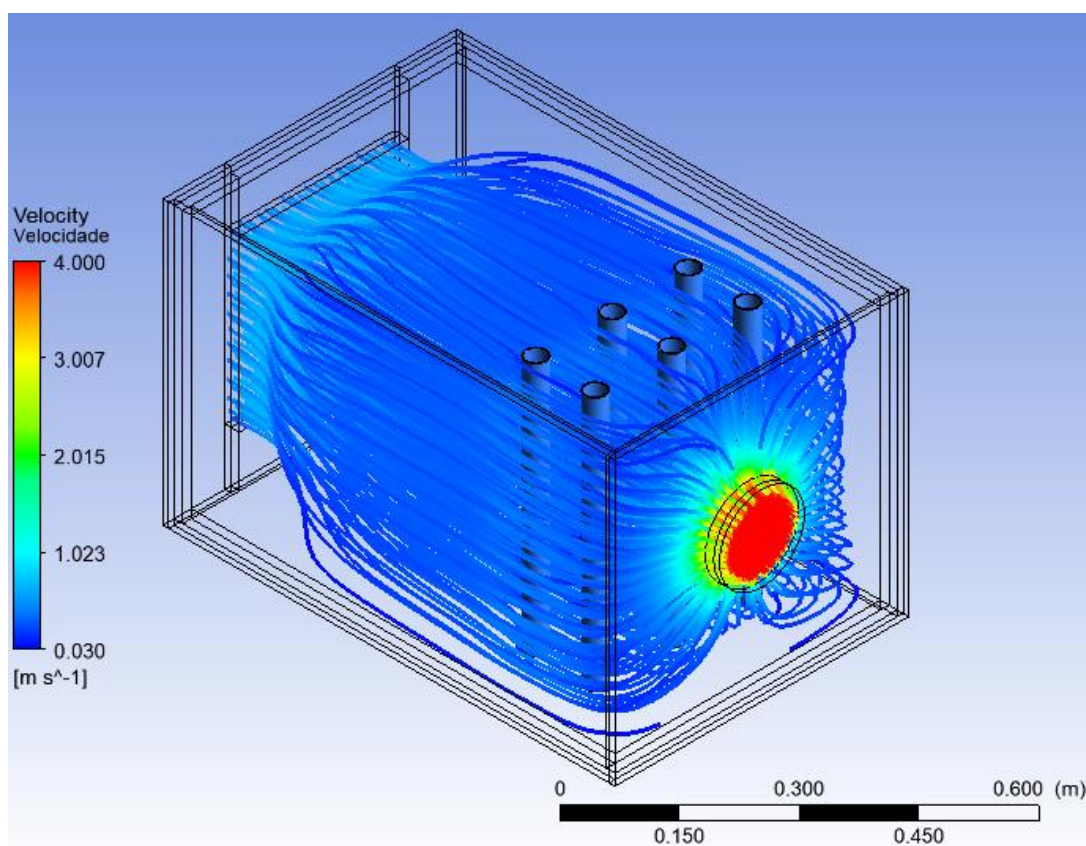
Fonte: Autoria própria.

Figura 30 - Linhas de corrente de temperatura usando tubos de cobre.



Fonte: Autoria própria.

Figura 31 - Linhas de corrente de velocidade do ar usando tubos de cobre.



Fonte: Autoria própria.

Podemos observar que, embora seja pequena, houve uma redução na T_{tub} e T_{sai} do condicionador de ar ao trocarmos o material dos tubos de PVC para cobre. Já a V_{sai} , por conta da disposição de cada objeto ter permanecido a mesma, praticamente não sofreu alteração. Com isso, pode-se estabelecer que o cobre é um material mais adequado para um novo protótipo, resultando em variações de 0,3% e 0% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente.

Como nessa proposta a única alteração realizada foi o material dos tubos, o único valor da Tabela 6 alterado foi o k_p que passou a ser $k_p=387,6 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$. Com isso, o novo valor calculado de $UA=18,79 \text{ W/K}$ e os novos valores de U_f e U_q são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da primeira proposta

Grandeza	Valor	Unidade
U_f	69,23	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
U_q	61,52	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$

FONTE: Autoria própria.

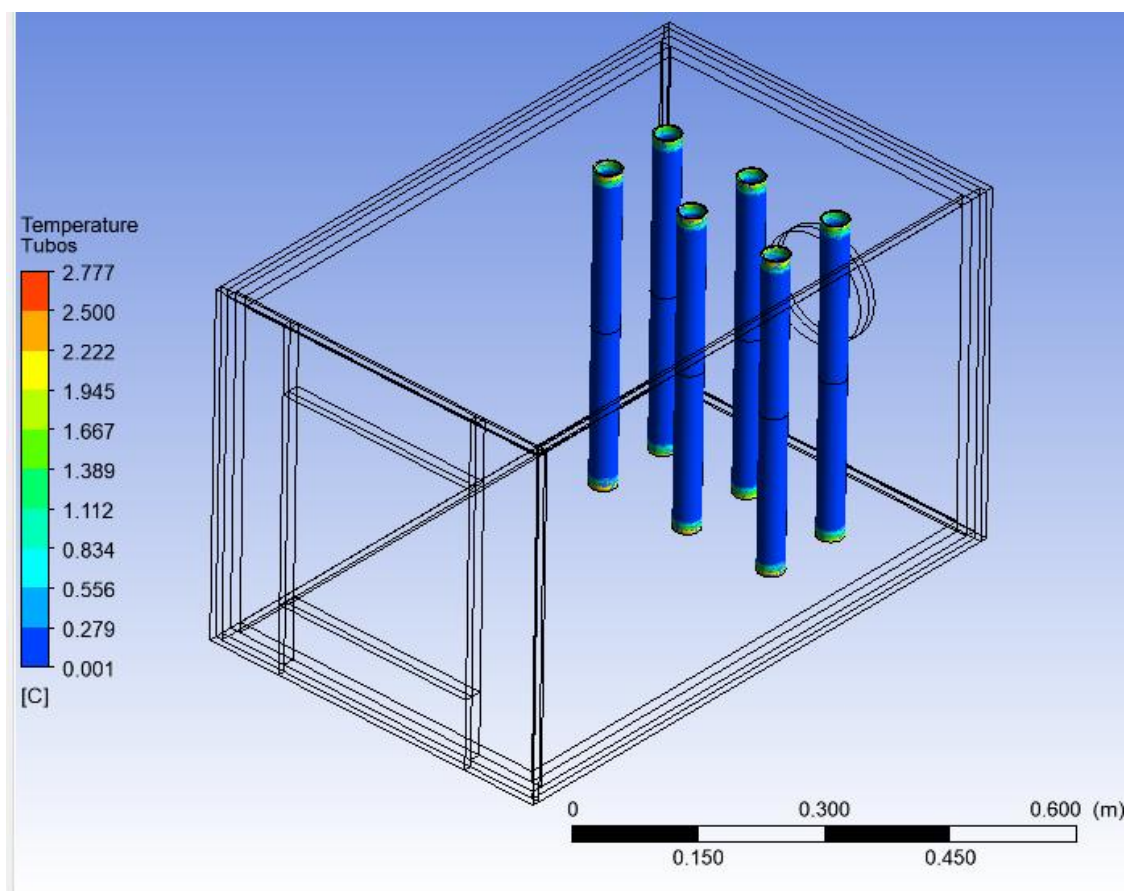
Para a capacidade de refrigeração dessa proposta, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas para $h_2=293,929$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=37,33$ W ou 0,011TR.

5.2. Segunda proposta

Após a primeira proposta nos mostrar que tubos de cobre oferecem um melhor resultado, este material foi mantido. O valor da temperatura da água que passa no interior dos tubos, que antes foi configurada por correlação conforme explicado no tópico 3.5, para essa segunda proposta foi fixada em zero graus Celsius em todos os tubos.

A malha gerada, o número de linhas de corrente e número de iterações realizadas nesta proposta possuem os mesmos valores da proposta anterior. Assim temos:

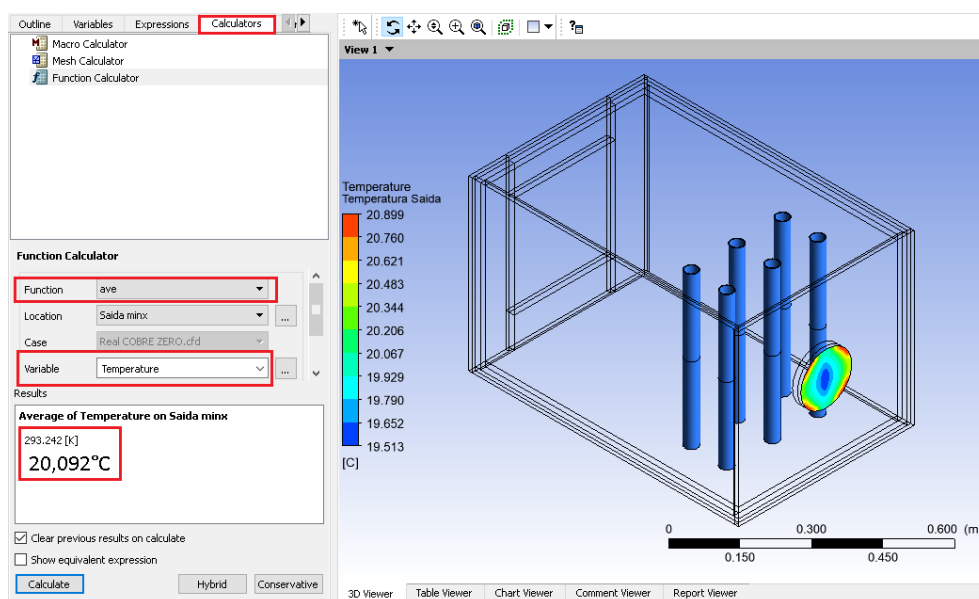
Figura 32 – Campo de temperatura dos tubos internos do condicionador de ar com água a zero grau Celsius.



Fonte: Autoria própria.

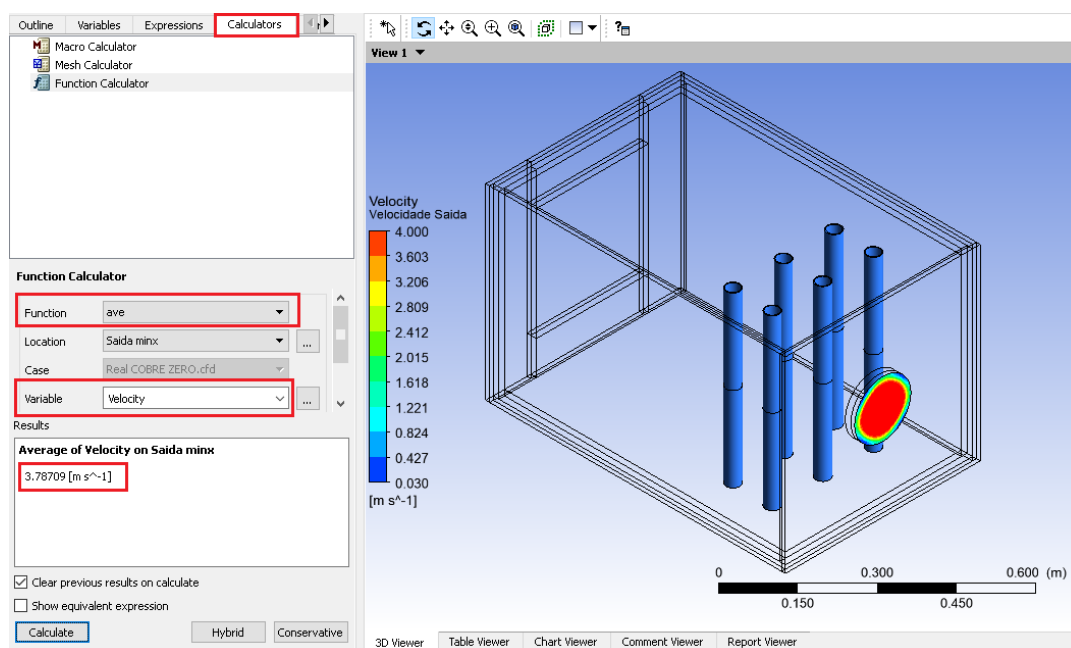
Na Figura 32 pode-se observar que a temperatura externa dos tubos de cobre é quase a mesma da água que os percorre internamente, isso demonstra que o cobre é um ótimo condutor térmico e sua escolha nessa proposta foi acertada. Nas Figura 33 e Figura 34 é possível observar os novos valores calculados da temperatura e velocidades médias do ar de saída, respectivamente.

Figura 33 - Campo de temperatura do ar de saída com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.



Fonte: Autoria própria.

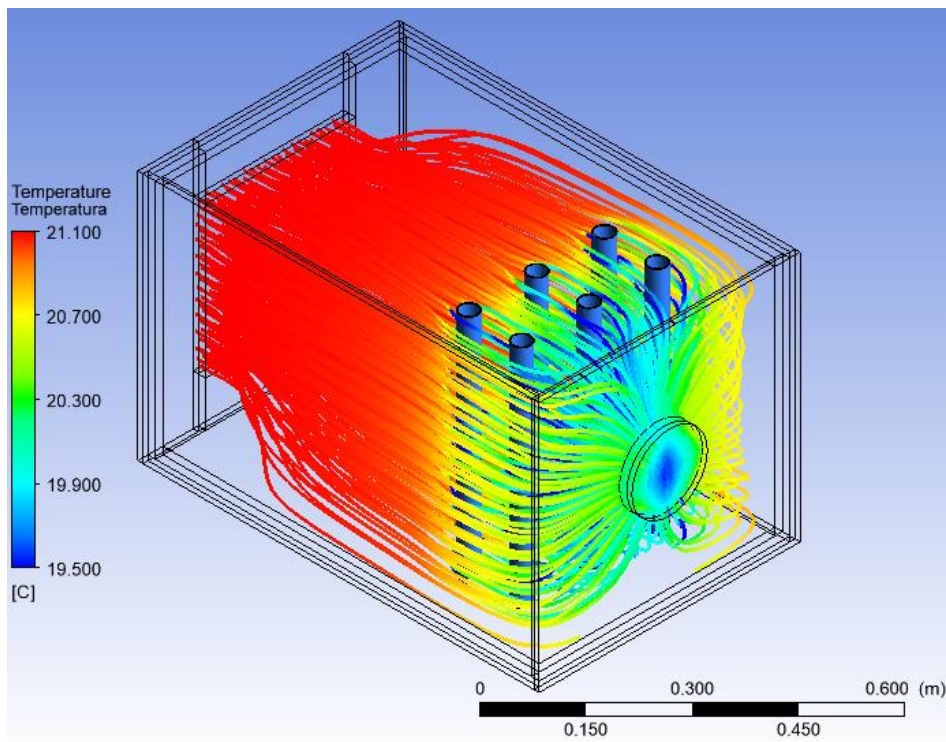
Figura 34 - Gradiente de velocidade do ar de saída com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.



Fonte: autoria própria.

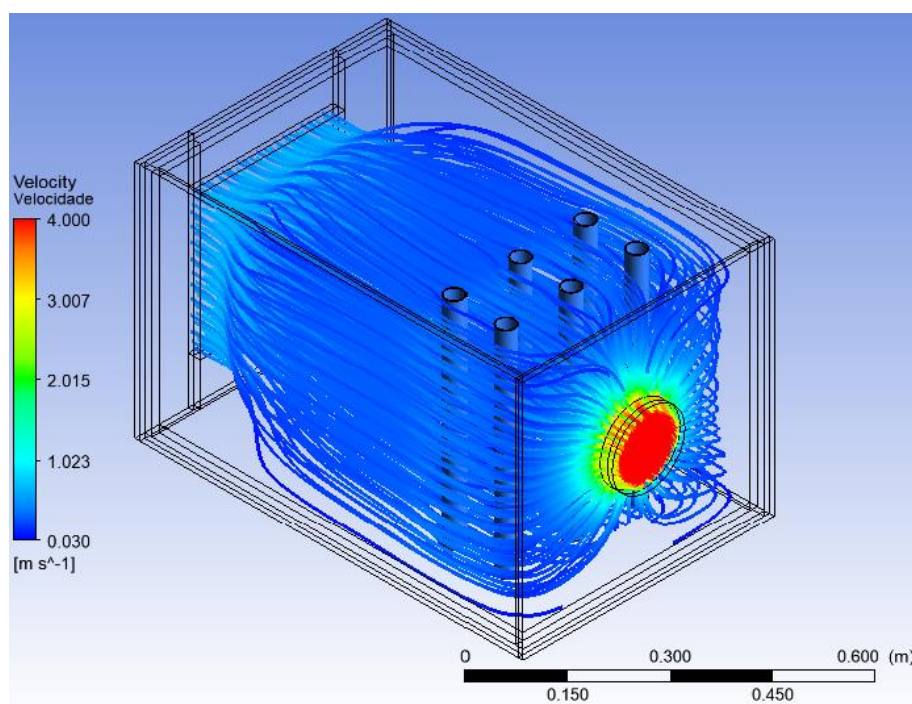
Com esses resultados observa-se que a temperatura dos tubos internos teve uma grande redução, o que acarretou na redução da temperatura do ar de saída.

Figura 35 - Linhas de corrente de temperatura do ar com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.



Fonte: Autoria própria.

Figura 36 - Linhas de corrente de velocidade do ar com água a zero grau Celsius no interior dos tubos.



Fonte: Autoria própria.

Nota-se novamente que, por conta de os objetos continuarem com as mesmas disposições das análises anteriores, a velocidade do ar de saída praticamente manteve-se a mesma, resultando em variações de 2,89% e 0% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente.

Como nessa proposta não houve nenhuma alteração que influenciasse o valor do coeficiente global de transferência de calor temos o mesmo valor do coeficiente global de temperatura calculado para a proposta anterior (Tabela 10).

Para a capacidade de refrigeração dessa proposta, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas considerando agora $h_2=293,403$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=77,57W$ ou 0,022TR.

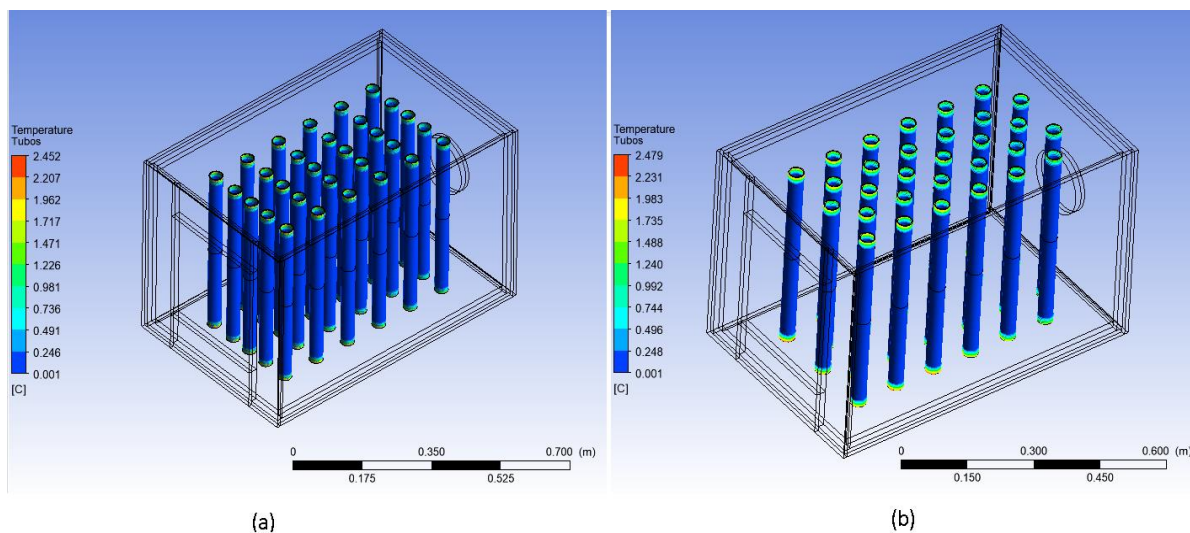
5.3. Terceira proposta

Como visto nas propostas anteriores, a mudança do material dos tubos de PVC para cobre e a variação da temperatura da água que passa dentro dos mesmos para zero grau Celsius surtiram efeito positivo nos resultados. Portanto, essas mudanças foram mantidas e, para essa terceira proposta, foram adicionados novos tubos internos em duas distribuições diferentes que foram denominadas: distribuição 'alinhada' e distribuição 'desalinhada'.

A malha gerada para a discretização dessa proposta contém 446.414 elementos hexa-desestruturados e 509.128 nós entre eles para a distribuição alinhada e 447.750 elementos hexa-desestruturados e 511.359 nós entre eles para a distribuição desalinhada. O tamanho máximo de cada elemento para ambas simulações é de 1 centímetro cúbico. A quantidade de linhas de corrente de temperatura e velocidade foi fixada em 500, valor que permite uma melhor visualização. Diferente dos casos anteriores, o número de iterações para cada uma das duas simulações foi de 500 iterações pois nessas simulações o valor de 300 iterações não foi suficiente para a convergência dos resultados. Dito isso, abaixo seguem as imagens comparativas de ambos resultados.

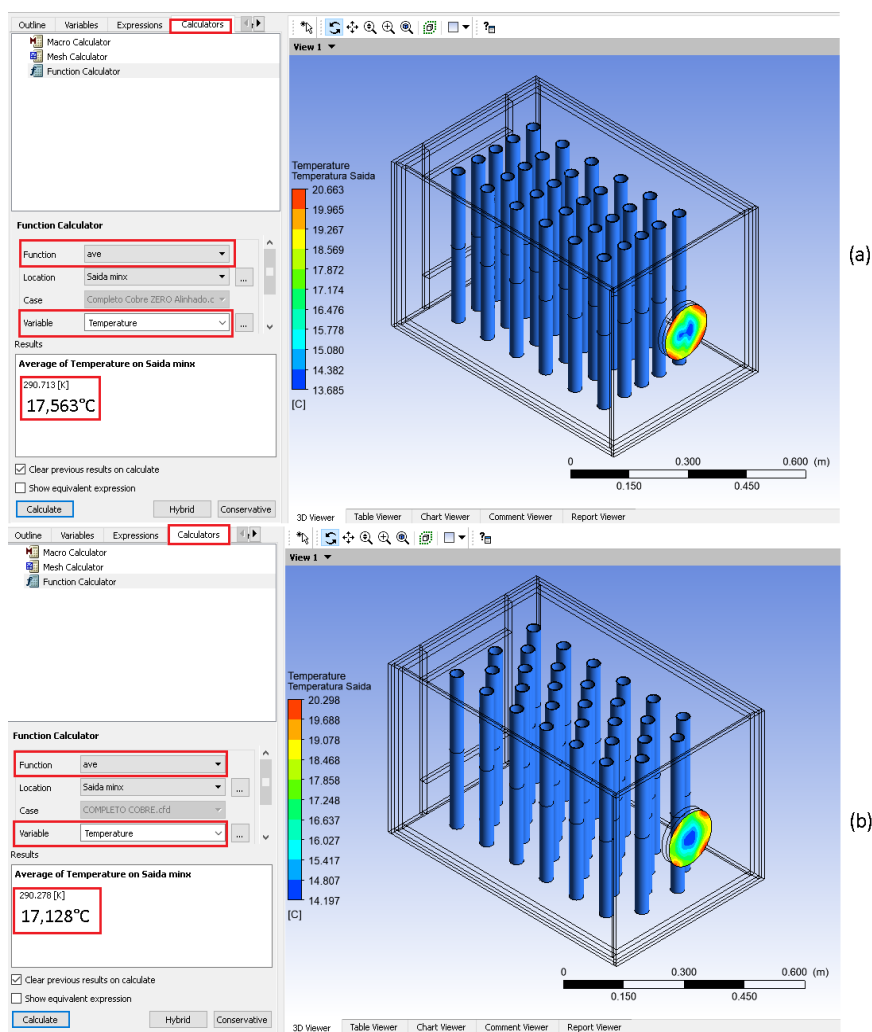
Na Figura 37 observa-se que a temperatura dos tubos é praticamente a mesma para as duas configurações.

Figura 37 – Campos de temperatura dos tubos nas distribuições (a) alinhada (b) desalinhada.



Fonte: Autoria própria.

Figura 38 – Campos de temperatura do ar de saída nas distribuições (a) alinhada e (b) desalinhada.

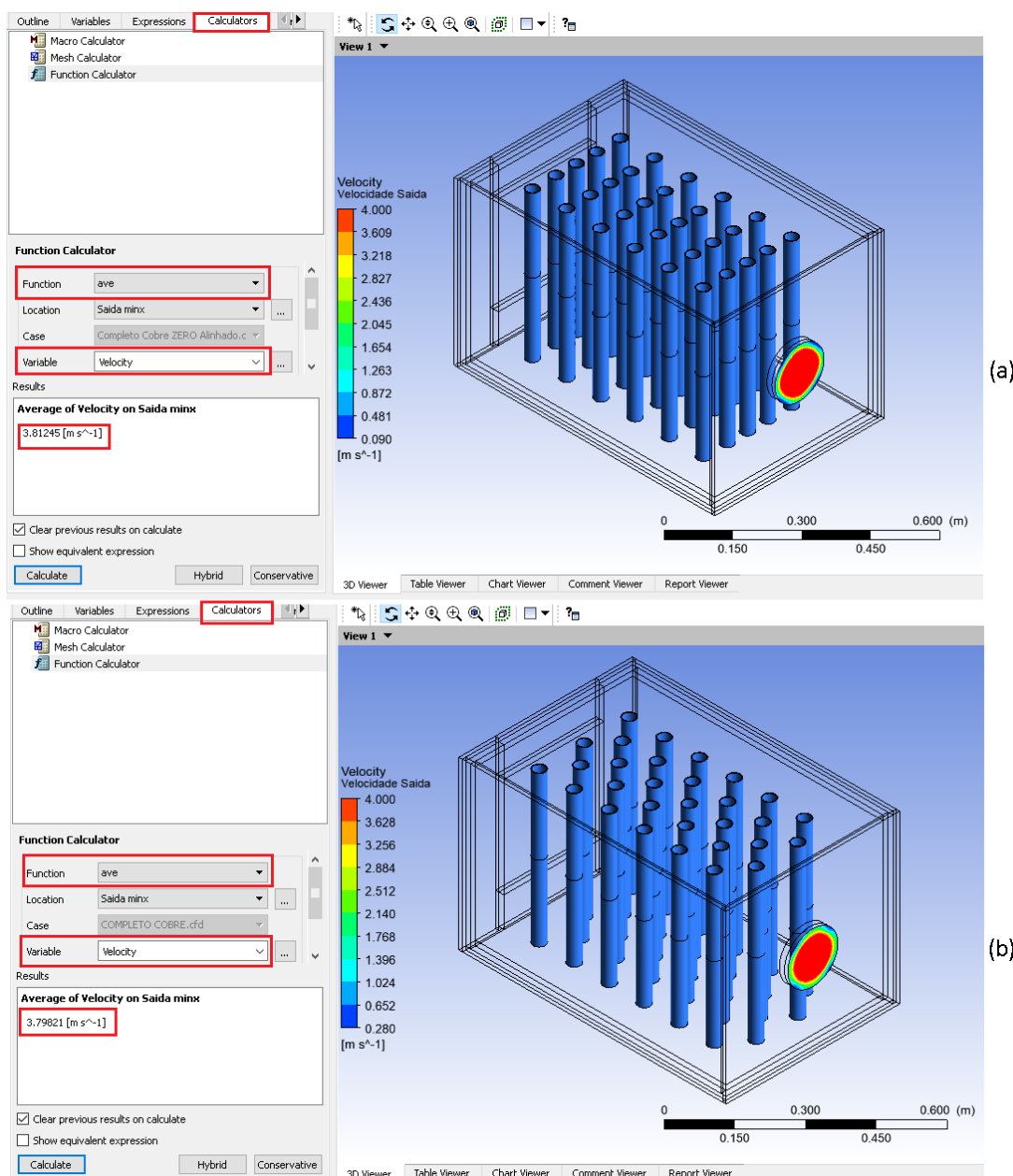


Fonte: Autoria própria.

Na Figura 38 vemos uma leve vantagem da disposição desalinhada sobre a alinhada em relação à temperatura média do ar de saída. Mas, se compararmos qualquer uma dessas propostas com as propostas anteriores, nota-se uma melhoria satisfatória.

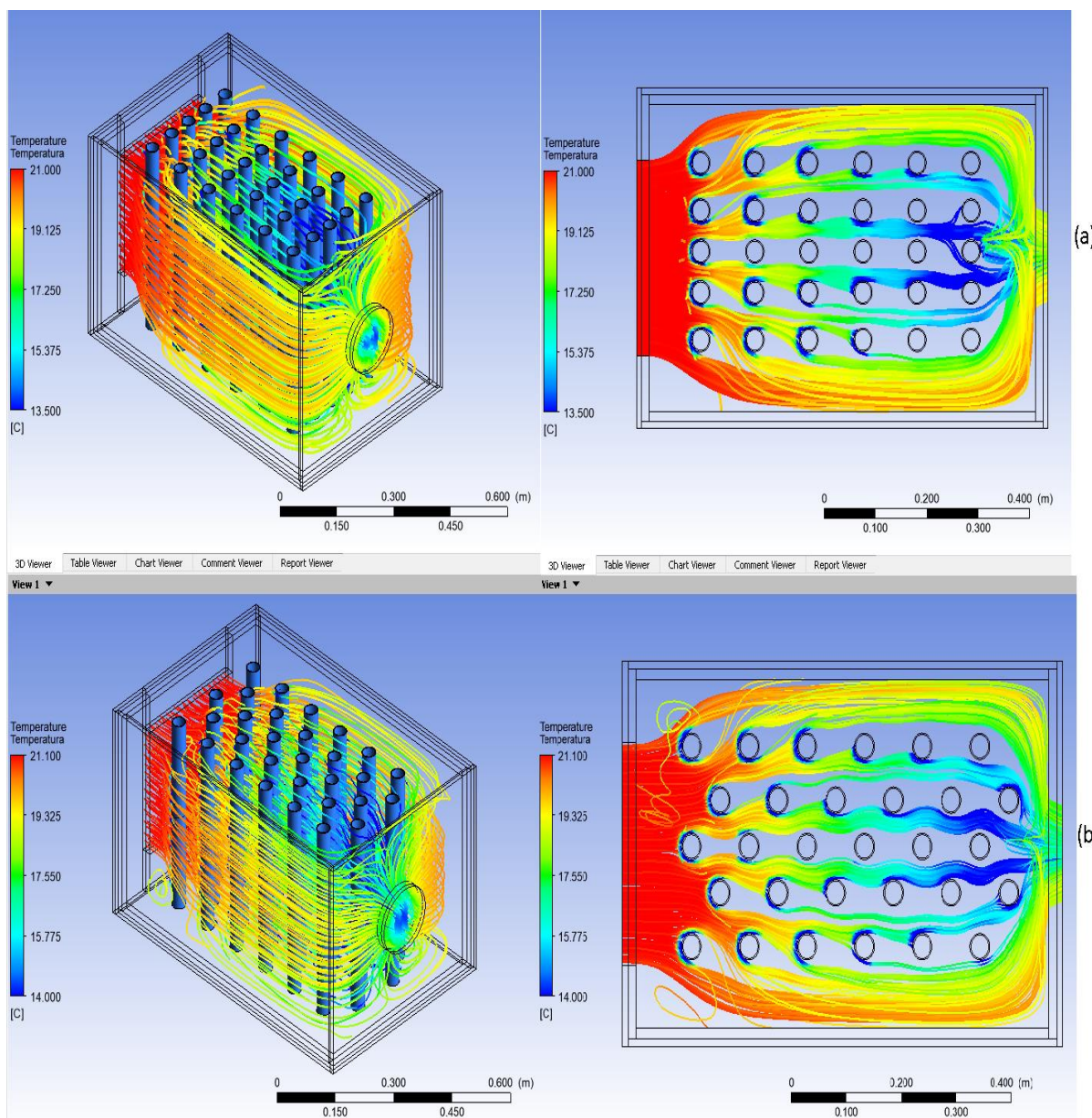
Já em relação às velocidades médias do ar de saída, a proposta com os tubos alinhados apresenta um valor maior do que a com os tubos desalinhados, porém sem grandes alterações ao compararmos com a primeira e segunda proposta conforme pode ser visto na Figura 39.

Figura 39 – Campos de velocidade do ar de saída nas distribuições (a) alinhada e (b) desalinhada.



Na Figura 40 podemos observar claramente o resfriamento da corrente de ar que passa por cada uma das fileiras de tubos de forma gradual.

Figura 40 - Linhas de corrente de temperatura das disposições (a) alinhada e (b) desalinhada.



Fonte: Autoria própria.

As variações nessa proposta são de 17,71% e 0,52% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente, para a distribuição alinhada e 20,67% e 0% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente, para a distribuição desalinhada.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor dessa proposta, a área de transferência de calor entre os fluidos foi calculada utilizando a Equação (14) para $n=15$ tubos.

Com isso, os novos dados para o cálculo de U estão agrupados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados do condicionador de ar para terceira proposta.

Grandeza	Valor	Unidade
r_f	0,016	m
r_q	0,018	m
L	0,45	m
k_p	387,6	W/m.°C
A_f	0,6786	m ²
A_q	0,7634	m ²
h_f	3500	W/m ² . °C
h_q	65	W/m ² . °C

FONTE: Autoria própria.

Novamente, o próximo passo foi a obtenção dos valores de η_0 , $R''_{d,q}$ e $R''_{d,f}$. O valor de η_0 pode ser fixado em 1, já que o condicionador de ar construído não possui aletas. Já os valores de $R''_{d,q} = 0,0004\text{m}^2.\text{K/W}$ e $R''_{d,f} = 0,0001\text{m}^2.\text{K/W}$ foram extraídos do Anexo A. Finalmente, utilizando esses valores na Equação (7), temos que $UA=46,84\text{W/K}$. Com isso, os novos valores de U_f e U_q foram calculados e mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da terceira proposta.

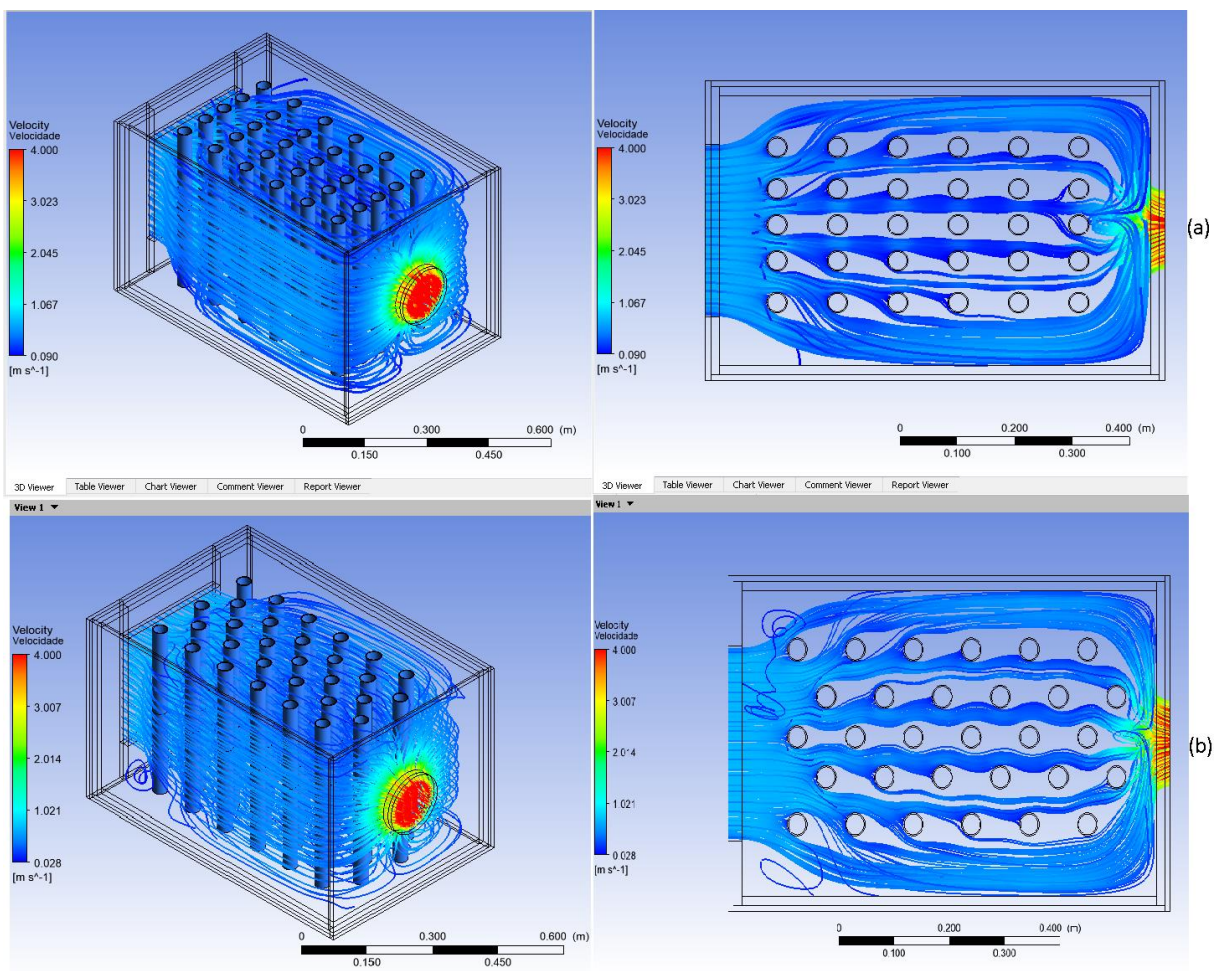
Grandeza	Valor	Unidade
U_f	69,02	W/m ² . K
U_q	61,36	W/m ² . K

FONTE: Autoria própria.

Para a capacidade de refrigeração da disposição alinhada dessa proposta, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas considerando agora $h_2=290,863$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=271,88\text{W}$ ou 0,077TR.

Já para a disposição desalinhada, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas considerando agora $h_2=290,431$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=304,93\text{W}$ ou 0,087TR.

Figura 41 - Linhas de corrente de velocidade das disposições alinhada e desalinhada.



Fonte: Autoria própria.

5.4. Quarta proposta

Para esta quarta e última proposta, o condicionador de ar foi novamente modelado com tubos de PVC, porém, de diferentes raios do qual foi construído e novamente percorridos interiormente por água a zero grau Celsius. Foram utilizados dois novos raios dos tubos e, para determinar esses novos valores, primeiramente foi calculado o volume d'água que percorreria os seis tubos caso fossem completamente preenchidos utilizando a Equação (17).

$$V_T = NH(\pi r_i^2) \quad (17)$$

$$V_T = 6 \times 0,6 \times (\pi \times 0,016^2)$$

$$V_T = 0,00289 \text{ m}^3$$

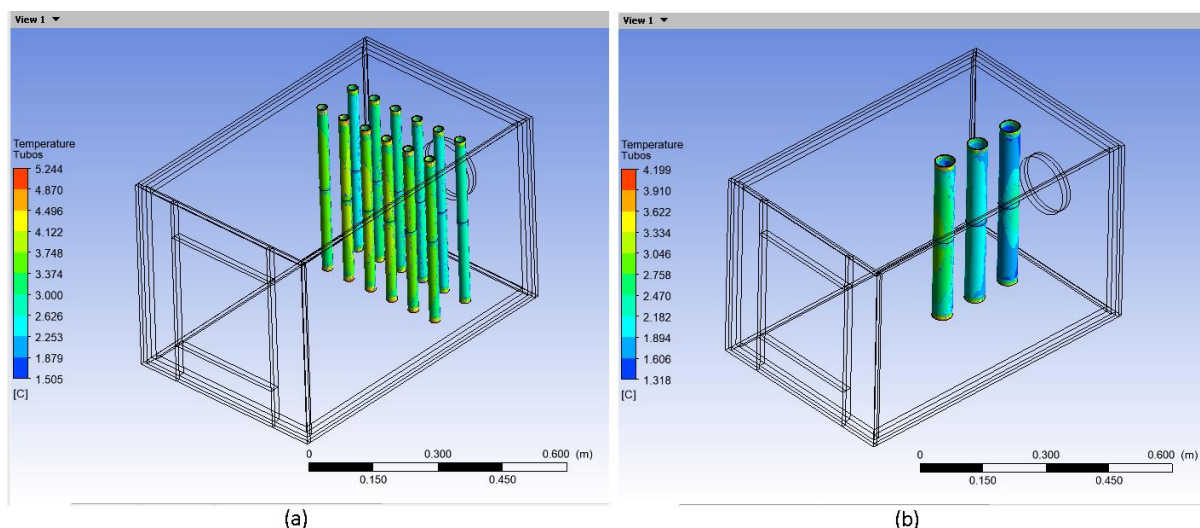
Onde:

- V_T = é o volume d'água total.
- N = é o número de tubos.
- H = é a altura da coluna d'água.
- r_i = é o raio interno de cada tubo.

Com esse volume, os valores para os raios de duas novas configurações foram calculados. Uma primeira configuração utilizou doze tubos com $r_i = 0,011\text{m}$ cada e uma outra com três tubos com $r_i = 0,023\text{m}$ cada, a espessura dos tubos das duas configurações foi considerada de 2mm. A primeira configuração foi denominada 'raio menor' e a segunda denominada 'raio maior'.

A malha gerada para a discretização da configuração raio menor contém 390.782 elementos hexa-desestruturados e 474.942 nós entre eles, já para a configuração raio maior 334.772 elementos hexa-desestruturados e 403.292 nós entre eles. O tamanho máximo de cada elemento para ambas simulações é de 1 centímetro cúbico. A quantidade de linhas de corrente de temperatura e velocidade foi fixada em 500, valor que permite uma melhor visualização. Cada uma das duas simulações realizou 300 iterações.

Figura 42 – Campos de temperatura dos tubos nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.

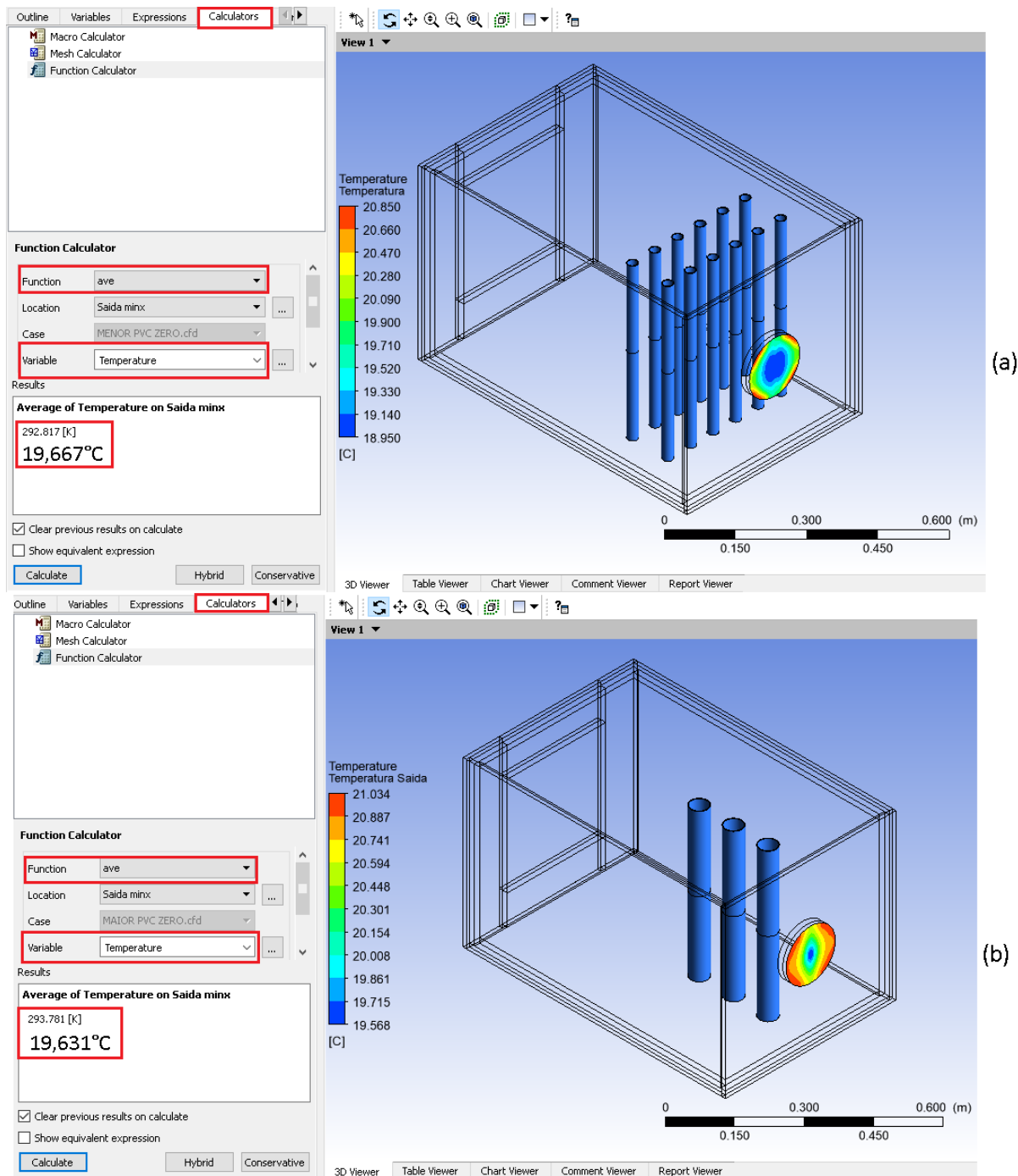


Fonte: Autoria própria.

Na Figura 43 observa-se que praticamente não há diferença de temperatura média do ar de saída entre as configurações desta proposta. Já na Figura 44 nota-se que a

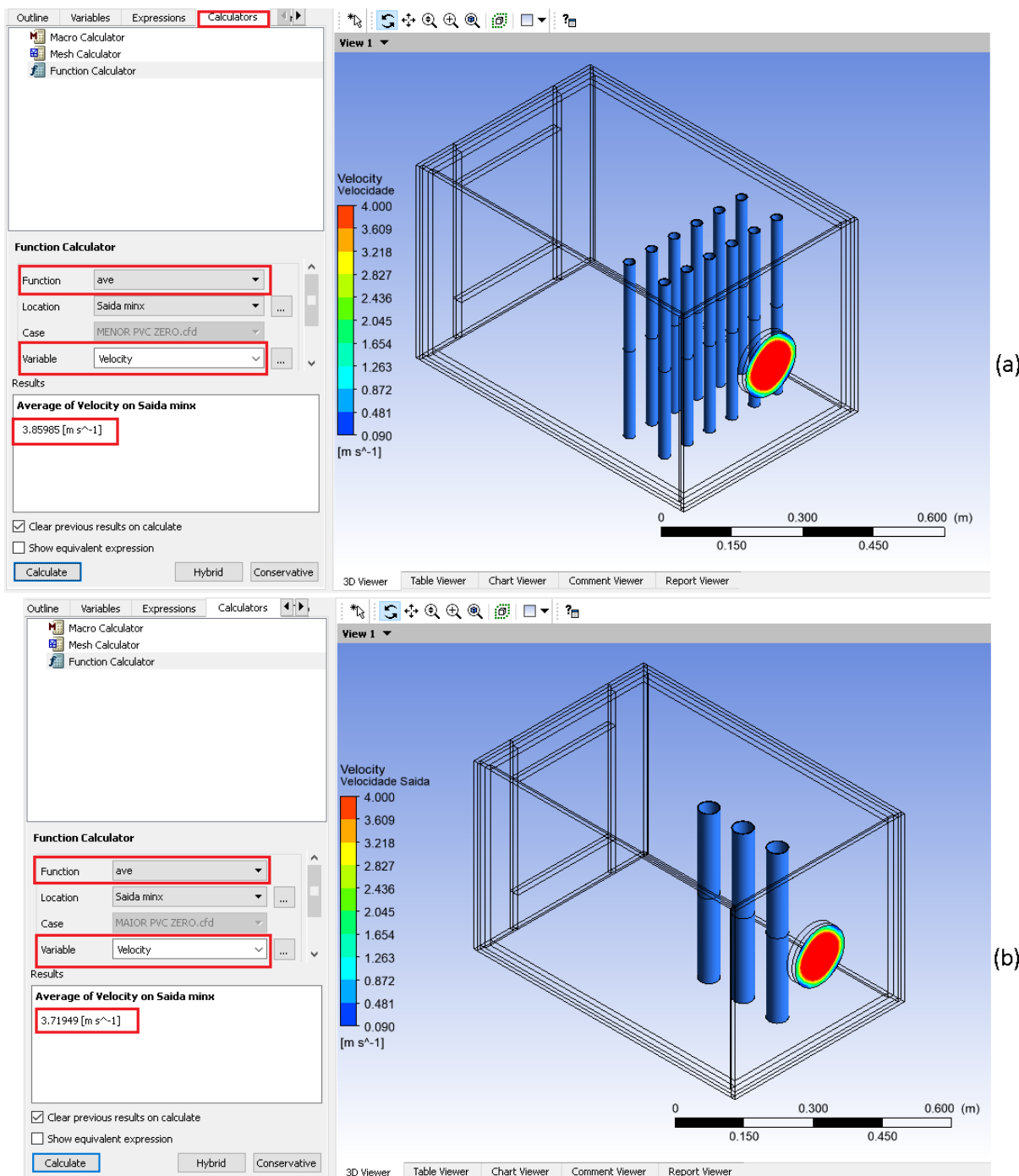
configuração raio menor possui uma velocidade média do ar de saída um pouco maior em relação à configuração raio maior.

Figura 43 – Campos de temperatura do ar de saída nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.



Fonte: Autoria própria.

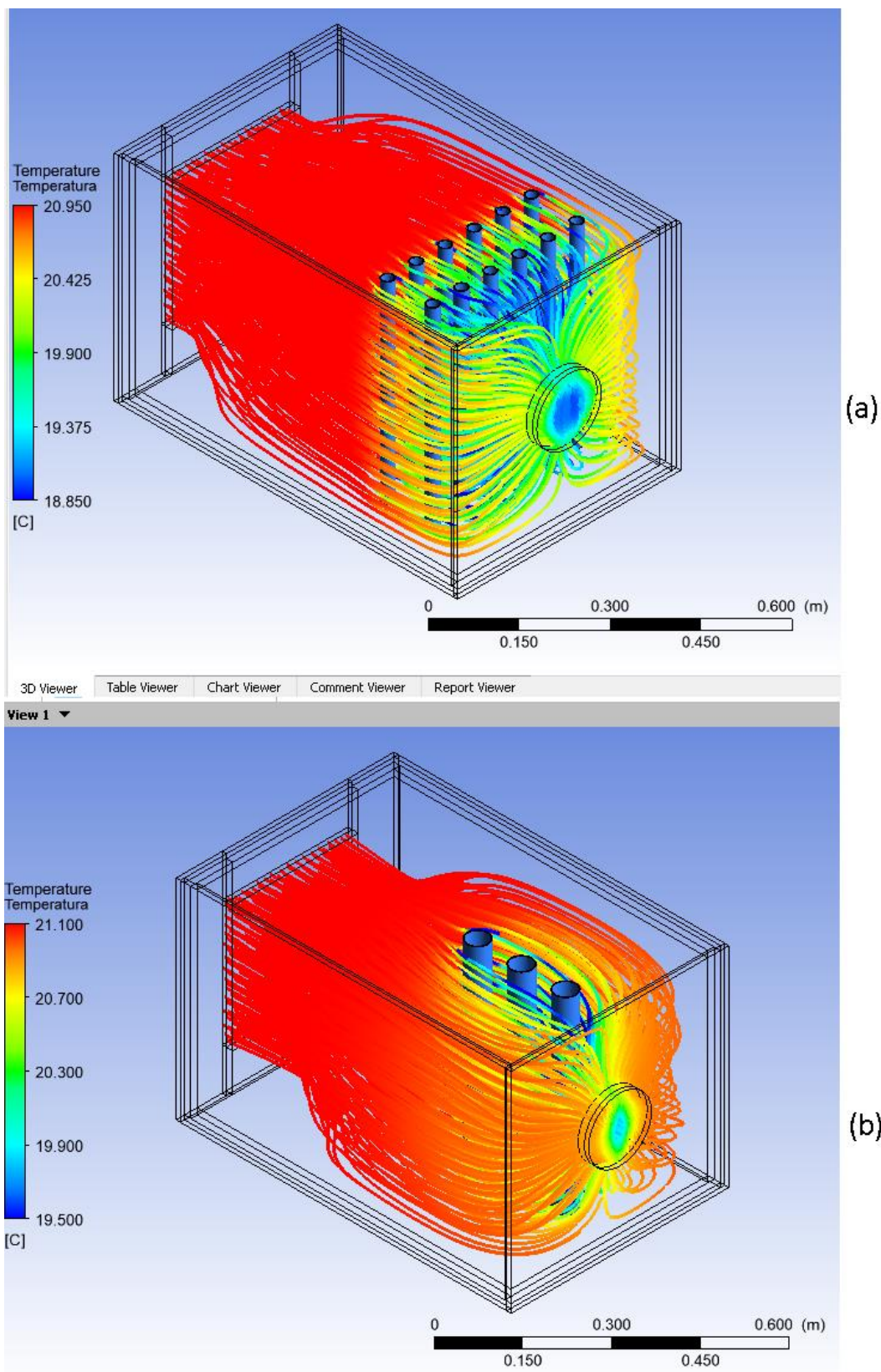
Figura 44 – Campos de velocidade do ar de saída nas configurações (a) raio menor e (b) raio maior.



Fonte: Autoria própria.

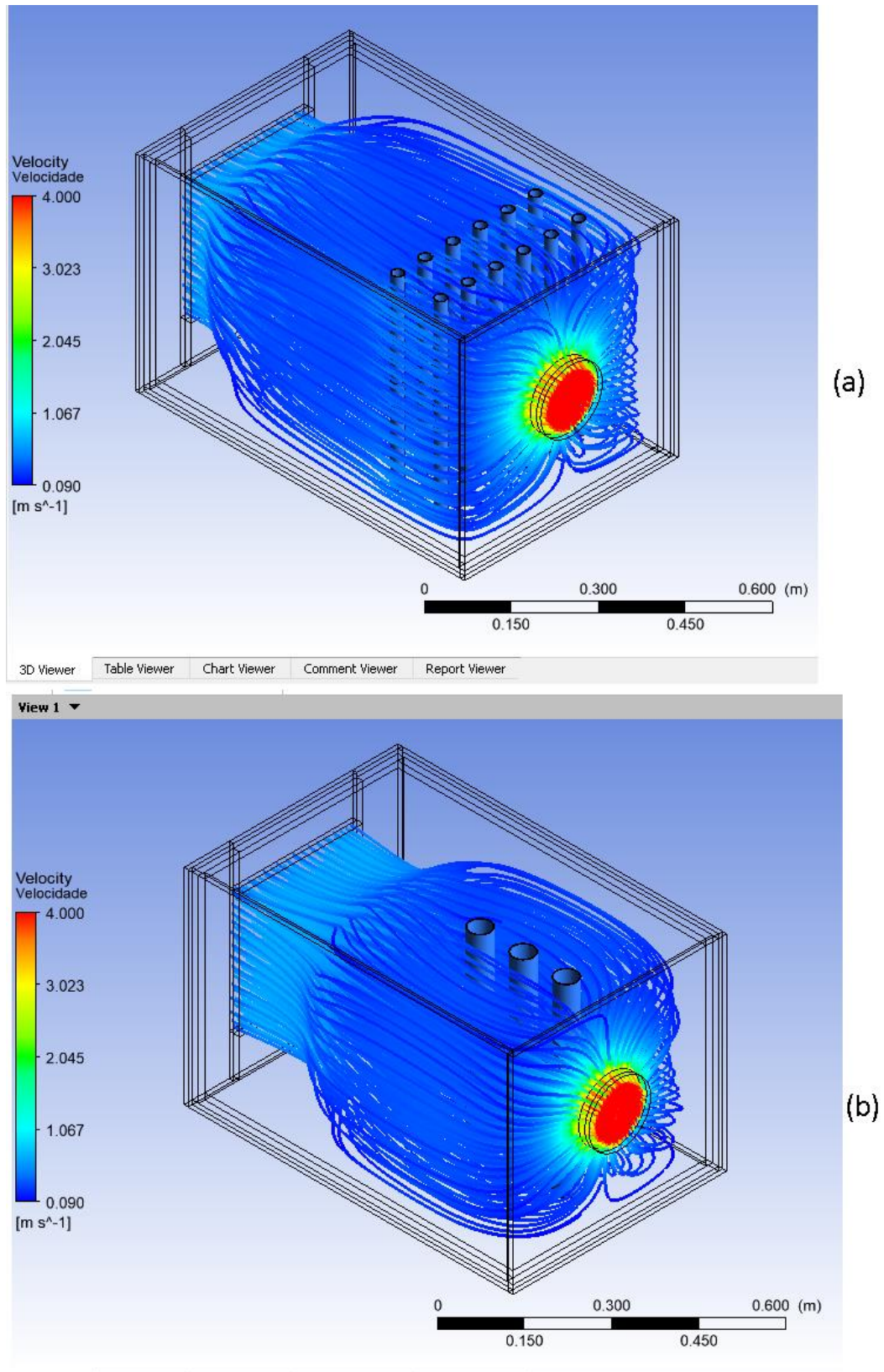
Na Figura 45 observa-se que, apesar da Figura 43 mostrar que a temperatura média do ar de saída ser maior na configuração raio menor, há uma melhor distribuição de carga térmica entre os tubos da mesma configuração em relação à configuração raio maior. Pode-se observar também um feixe central com temperatura menor mais amplo na configuração raio menor.

Figura 45 - Linhas de corrente de temperatura das configurações (a) raio menor e (b) raio maior.



Fonte: Autoria própria.

Figura 46 - Linhas de corrente de velocidade das configurações (a) raio menor e (b) raio maior.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 46 nota-se que para a configuração raio menor a velocidade do ar que passa pelo condicionador passa a diminuir quase imediatamente após ser admitido enquanto que na configuração raio maior há um espaço maior com velocidades mais altas.

As variações nessa proposta são de 5,08% e 1,56% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente, para a configuração raio menor e 5,30% e 1,88% em T_{sai} e V_{sai} , respectivamente, para a configuração raio maior.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor da configuração raio menor dessa proposta, a área de transferência de calor entre os fluidos foi calculada utilizando a Equação (14) para $n=12$ tubos. Com isso, os novos dados para o cálculo de U estão agrupados na Tabela 13.

Tabela 13 - Dados do condicionador de ar para configuração raio menor.

Grandeza	Valor	Unidade
r_f	0,011	m
r_q	0,013	m
L	0,45	m
k_p	0,21	W/m.°C
A_f	0,3732	m ²
A_q	0,4411	m ²
h_f	3500	W/m ² . °C
h_q	65	W/m ² . °C

FONTE: Autoria própria.

Novamente, o próximo passo foi a obtenção dos valores de η_0 , $R''_{d,q}$ e $R''_{d,f}$. O valor de η_0 pode ser fixado em 1, já que o condicionador de ar construído não possui aletas. Já os valores de $R''_{d,q} = 0,0004\text{m}^2.\text{K/W}$ e $R''_{d,f} = 0,0001\text{m}^2.\text{K/W}$ foram extraídos do Anexo A. Finalmente, utilizando esses valores na Equação (7), temos que $UA=3,14\text{W/K}$. Com isso, os novos valores de U_f e U_q foram calculados e mostrados na Tabela 14.

Tabela 14 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da configuração raio menor.

Grandeza	Valor	Unidade
U_f	8,41	W/m ² . K
U_q	7,12	W/m ² . K

FONTE: Autoria própria.

Repetindo os mesmos procedimentos para a configuração raio maior, obteve-se a Tabela 15 e Tabela 16, sendo o valor de $UA=4,61W/K$.

Tabela 15 - Dados do condicionador de ar para configuração raio maior.

Grandeza	Valor	Unidade
r_f	0,023	m
r_q	0,025	m
L	0,45	m
k_p	0,21	W/m.°C
A_f	0,1951	m ²
A_q	0,2121	m ²
h_f	3500	W/m ² . °C
h_q	65	W/m ² . °C

FONTE: Autoria própria.

Tabela 16 - Valores de coeficiente global de transferência de calor da configuração raio maior.

Grandeza	Valor	Unidade
U_f	23,63	W/m ² . K
U_q	21,74	W/m ² . K

FONTE: Autoria própria.

Para a capacidade de refrigeração da configuração raio menor dessa proposta, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas considerando agora $h_2=292,831$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=121,33W$ ou 0,034TR.

Já para a configuração raio maior, os valores de m_{ar} e h_1 da Tabela 8 foram mantidos, mas considerando agora $h_2=292,941$ kJ/kg conforme Anexo D. O valor obtido foi de $\dot{Q}_0=112,91W$ ou 0,032TR.

6. DIFICULDADES ENCONTRADAS

Uma das dificuldades encontradas durante a realização deste trabalho foi definir a maneira de construir o condicionador de ar experimental e seu princípio de funcionamento para ter o melhor aproveitamento do material em mãos e que fosse fácil a obtenção dos dados.

Quanto à análise computacional, apesar do *Ansys* ser um software conhecido e possuir diversos trabalhos e vídeos na web com tutoriais a seu respeito, houve uma certa dificuldade em trabalhar com ele devido essa ferramenta ser completamente em língua estrangeira (inglês) e exigir muito processamento computacional e, conseqüentemente, um hardware à sua altura.

7. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Fabricantes de aparelhos de refrigeração e climatização vêm cada vez mais em busca de novos meios de gerar ar frio com o menor consumo de energia elétrica. Consumo que vem aumentando nos últimos anos e estudos apontam que ainda pode haver um crescimento drástico nos países subdesenvolvidos.

A Dinâmica dos Fluidos Computacional aparece como uma área importante no desenvolvimento de novos aparelhos e softwares para a simulação de modelos reais têm sido cada vez mais utilizados para reduzir os custos e tempo gasto com a construção de protótipos. Pensando nisso, o presente trabalho iniciou-se procurando um jeito de minimizar os impactos desse quadro que se aproxima e, também, permitir que populações mais necessitadas consigam montar seu próprio condicionador de ar utilizando materiais de fácil acesso.

No presente trabalho, um protótipo foi construído e testado para avaliar experimentalmente um condicionador de ar e, posteriormente utilizando o software *Ansys*, esse equipamento foi modelado e simulado computacionalmente. Nessa análise feita em computador, pôde-se plotar campos e linhas de corrente para uma melhor visualização do fluido de trabalho e como ele se comporta.

Também com a utilização do *Ansys*, foram modeladas e simuladas novas propostas de melhoria do aparelho construído a fim de obter uma configuração otimizada do aparelho construído. O software provou ser uma forte ferramenta para o desenvolvimento de novos protótipos por apresentar meios de calcular com alta precisão de resultados, grandezas envolvidas na simulação tais como temperatura, velocidade, pressão, área, vazão entre outras. Uma outra vantagem do *Ansys* é a geração, de forma simples, de vários gráficos e animações analisando a região que melhor convém para o estudo desejado.

Como resultado, pode-se dizer que o aparelho construído funciona apesar de consumir uma quantidade considerável de gelo e, certamente pode ser melhorado. Também pode ser dito que o *Ansys* satisfaz as necessidades de uma análise computacional por possuir: uma interface funcional; ferramentas de modelagem, pré e pós processamento; certa facilidade de configurar dados de entrada; a possibilidade de gerar muita informação visual através de gráficos, linhas de corrente, planos, cortes e linhas que demonstrem a grandeza que o usuário necessitar; e possuir alta precisão.

De modo geral, pode-se dizer que o trabalho alcançou todos os objetivos propostos e obteve uma configuração que otimizou o protótipo em 20,67% em relação a temperatura média do ar de saída, com uma capacidade de refrigeração de 304,93W ou 0,087TR.

Para trabalhos futuros, recomenda-se a aquisição de mais dados e talvez com instrumentos mais precisos. Aconselha-se ainda, a realização de mais análises a fim de comparação de resultados alterando outros fatores como: a velocidade do ar de entrada; as áreas de entrada e saída do ar; a disposição, quantidade e dimensão dos tubos internos; e a utilização de outro software para a análise computacional.

Pode-se também propor realizar outras análises experimentais medindo as vazões e temperaturas de ambos os fluidos de trabalho, para que tais valores possam ser utilizados na análise analítica do condicionador de ar através dos métodos conhecidos para trocadores de calor (MLDT e e-NUT).

Uma outra proposta a ser considerada é a inserção de aletas, seja em análises experimentais ou numéricas futuras, para aumentar a área de transferência de calor e conseqüentemente o produto UA fazendo com que os valores de U_f e U_q também sejam aumentados.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, A. **O impacto do uso do ar condicionado no consumo de energia.** Disponível em: <<http://andreaalves.blog.br/arcondicionado/>>. Acesso em: 24 novembro 2017.

ANSYS® Academic Research Fluent, Release 16.2

CARRIER (Portugal). **História da Constituição da Empresa.** Disponível em: <<http://www.carrier.pt/historia-carrier>>. Acesso em: 23 nov. 2017.

ÇENGEL, Y.A. **Transferência de Calor e Massa – Uma abordagem prática**, Mc. Graw Hill, São Paulo, 4ª ed., 2012.

CORRÊA, J. E. **Refrigeração e Climatização.** Apostila. UFPA, Cap.01, 4-13p. Belém PA, 2010.

FERZIGER, Joel H. *et al.* **Computational Method for Fluid Dynamics.** 3rd ed. Berlin: Springer, 2002.

HOLMAN, J. P. **Heat Transfer.** 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2010. v. 1

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** 7. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

MORAIS, L. H. A., **Simulação computacional de um trocador de calor experimental.** 2018. 68f. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal da Grande Dourados, Faculdade de Engenharia, 2018.

PENA, S. M. **Sistemas de Ar Condicionado e Refrigeração.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2002. 103 p.

PIZZETTI C., **Acondicionamiento del Aire y Refrigeración**. Editorial Interciencia, Costanilla de Los Angeles, 15, Madrid-13, 1970.

SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

SOUSA, R. R. de. **Metodologia de simulação numérica do comportamento térmico em equipamentos eletroeletrônicos**. 2015. 139 f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Faculdade de Engenharia, 2015. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/132212>>.

SILVA, J. G. da. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 2. ed. São Paulo: Artliber, 2004. 263 p.

TRINDADE, M. **Ar-condicionado: o frio encaixotado**. Disponível em: <http://www2.uol.com.br/historiaviva/reportagens/grandes_invencoes_o_ar_condicionado.html>. Acesso em: 23 nov. 2017.

WEBARCONDICIONADO. **A História do Ar-Condicionado**. Disponível em: <<http://www.webarcondicionado.com.br/a-historia-do-ar-condicionado>>. Acesso em: 23 nov. 2017.

WENDT, J. F. **Computational Fluid Dynamics: An introduction**. 3ª. ed. Von Karman Institute: Springer, 2009. 332p.

ANEXO A - Fatores de deposição representativos

Representative fouling
factors (thermal resistance due
to fouling for a unit surface area)

(Source: Tubular Exchange Manufacturers
Association.)

Fluid	$R_f, \text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$
Distilled water, sea- water, river water, boiler feedwater:	
Below 50°C	0.0001
Above 50°C	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

FONTE: ÇENGEL, 2012.

ANEXO B – Eficiência de formas de aletas comuns.

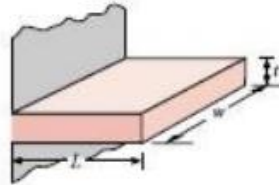
TABLE 3.5 Efficiency of common fin shapes

Straight Fins*Rectangular^a*

$$A_f = 2wL_c$$

$$L_c = L + (t/2)$$

$$A_p = tL$$

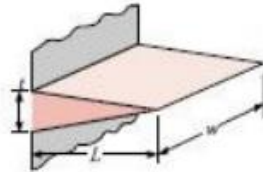


$$\eta_f = \frac{\tanh ml_c}{ml_c} \quad (3.89)$$

Triangular^a

$$A_f = 2w[L^2 + (t/2)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/2)L$$



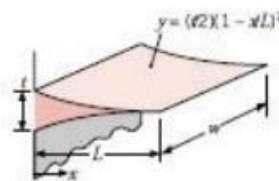
$$\eta_f = \frac{1}{ml} \frac{I_1(2ml)}{I_2(2ml)} \quad (3.93)$$

Parabolic^a

$$A_f = w[C_1L + (L^2/2)\ln(\#L + C_1)]$$

$$C_1 = [1 + (t/2L)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/3)L$$



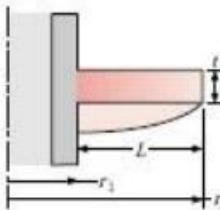
$$\eta_f = \frac{2}{[4(ml)^2 + 1]^{1/2} + 1} \quad (3.94)$$

Circular Fin*Rectangular^a*

$$A_f = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$$

$$r_{2c} = r_2 + (t/2)$$

$$V = \pi(r_2^2 - r_1^2)t$$



$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_2(mr_2) - I_2(mr_1)K_1(mr_2)}{I_2(mr_1)K_2(mr_2) + K_2(mr_1)I_2(mr_2)} \quad (3.91)$$

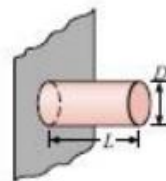
$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

Pin Fins*Rectangular^b*

$$A_f = \pi DL_c$$

$$L_c = L + (D/4)$$

$$V = (\pi D^2/4)L$$

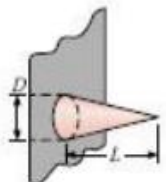


$$\eta_f = \frac{\tanh ml_c}{ml_c} \quad (3.95)$$

Triangular^b

$$A_f = \frac{\pi D}{2} [L^2 + (D/2)^2]^{1/2}$$

$$V = (\pi/12)D^2L$$



$$\eta_f = \frac{2}{ml} \frac{I_2(2ml)}{I_1(2ml)} \quad (3.96)$$

FONTE: INCROPERA et al. (2011)

ANEXO C - Valores de coeficientes de troca de calor por convecção.

Table 1-3 | Approximate values of convection heat-transfer coefficients.

Mode	h	
	$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	$\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$
Across 2.5-cm air gap evacuated to a pressure of 10^{-6} atm and subjected to $\Delta T = 100^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$	0.087	0.015
<i>Free convection, $\Delta T = 30^\circ\text{C}$</i>		
Vertical plate 0.3 m [1 ft] high in air	4.5	0.79
Horizontal cylinder, 5-cm diameter, in air	6.5	1.14
Horizontal cylinder, 2-cm diameter, in water	890	157
Heat transfer across 1.5-cm vertical air gap with $\Delta T = 60^\circ\text{C}$	2.64	0.46
Fine wire in air, $d = 0.02$ mm, $\Delta T = 55^\circ\text{C}$	490	86
<i>Forced convection</i>		
Airflow at 2 m/s over 0.2-m square plate	12	2.1
Airflow at 35 m/s over 0.75-m square plate	75	13.2
Airflow at Mach number = 3, $p = 1/20$ atm, $T_{\infty} = -40^\circ\text{C}$, across 0.2-m square plate	56	9.9
Air at 2 atm flowing in 2.5-cm-diameter tube at 10 m/s	65	11.4
Water at 0.5 kg/s flowing in 2.5-cm-diameter tube	3500	616
Airflow across 5-cm-diameter cylinder with velocity of 50 m/s	180	32
Liquid bismuth at 4.5 kg/s and 420°C in 5.0-cm-diameter tube	3410	600
Airflow at 50 m/s across fine wire, $d = 0.04$ mm	3850	678
<i>Boiling water</i>		
In a pool or container	2500–35,000	440–6200
Flowing in a tube	5000–100,000	880–17,600
<i>Condensation of water vapor, 1 atm</i>		
Vertical surfaces	4000–11,300	700–2000
Outside horizontal tubes	9500–25,000	1700–4400
<i>Dropwise condensation</i>	170,000–290,000	30,000–50,000

FONTE: HOLMAN, 2010

Anexo D – Tabela de propriedades do ar como gás ideal

<i>T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)</i>											
<i>T</i>	<i>h</i>	<i>u</i>	<i>s°</i>	when $\Delta s = 0^1$		<i>T</i>	<i>h</i>	<i>u</i>	<i>s°</i>	when $\Delta s = 0$	
				<i>p_r</i>	<i>v_r</i>					<i>p_r</i>	<i>v_r</i>
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6

FONTE: Adaptado de SHAPIRO, 2006.