

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**BRUNO SILVA LADEIRA**

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE SISTEMA PARA**  
**AQUECIMENTO DE ÁGUA A PARTIR DA ENERGIA REJEITADA EM**  
**APARELHOS DE AR-CONDICIONADO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**LONDRINA**

**2021**

**BRUNO SILVA LADEIRA**

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE SISTEMA PARA  
AQUECIMENTO DE ÁGUA A PARTIR DA ENERGIA REJEITADA EM  
APARELHOS DE AR-CONDICIONADO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto  
Coorientador: Prof. Dr.-Ing. Rodrigo Corrêa da Silva

**LONDRINA**

**2021**



---

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DE SISTEMA PARA AQUECIMENTO DE  
ÁGUA A PARTIR DA ENERGIA REJEITADA EM APARELHOS DE AR-  
CONDICIONADO**

por

**BRUNO SILVA LADEIRA**

Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado em 23 de Agosto de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

**ISMAEL DE MARCHI NETO**

Prof.(a) Orientador(a)

---

**RICARDO DE VASCONCELOS SALVO**

Membro titular

---

**RAFAEL SENE DE LIMA**

Membro titular

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

Dedico este trabalho a minha família que me apoiou em todos os momentos, sejam eles difíceis ou desesperadores. Sempre acreditando que eu atingiria o meu objetivo.

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer em primeiro lugar a minha família, que me deu condições de chegar a este lugar e que acreditou que tudo daria certo.

Gostaria de agradecer também a minha namorada, que me suportou durante os momentos finais e que esteve ao meu lado.

Não poderia deixar de agradecer aos amigos feitos em Londrina, que fizeram o papel de família nos momentos de dificuldade.

Por fim, gostaria de agradecer aos professores do Grupo de Pesquisa em Energia e Engenharia Térmica por todo o suporte durante o desenvolvimento deste estudo, em especial ao meu orientador.

Este estudo recebeu fomentos do CNPq e da Fundação Araucária.

“O homem erudito é um descobridor de fatos que já existem - mas o homem sábio é um criador de valores que não existem e que ele faz existir.”

Albert Einstein

## RESUMO

LADEIRA, Bruno. **Estudo da viabilidade técnica de sistema para aquecimento de água a partir da energia rejeitada em aparelhos de ar-condicionado**. 2021. 90 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2021.

Atualmente observa-se o elevado consumo de energia elétrica no setor residencial na obtenção de conforto térmico, incluindo principalmente a utilização de ventiladores e aparelhos de ar-condicionado. Para reduzir a elevada demanda no fornecimento de energia, pesquisadores buscam formas alternativas de melhorar a eficiência dos equipamentos existentes sem a necessidade de substituição imediata. Dessa forma, o objetivo deste estudo é avaliar a viabilidade técnica na modificação de um aparelho de ar-condicionado convencional, por meio da adição de um trocador de calor, utilizando o seu resíduo térmico para o aquecimento de água. Para verificar o comportamento dos componentes, foram realizados testes experimentais com dois aparelhos de ar-condicionado, sendo um convencional e o outro modificado com o trocador de calor. Foram obtidas medidas de temperatura e pressão de cada um dos componentes em função do tempo para quatro configurações distintas: temperatura (19°C e 22°C) e de acordo com a natureza do escoamento (convecção natural e forçada). Os resultados mostraram um aumento na eficiência (COP) de aproximadamente 40% para o sistema modificado. Além disso, verificou-se no condensador do sistema modificado a redução do rejeito térmico para o ambiente em até 95%.

**Palavras-chave:** Ar-condicionado. Trocador de calor. Rejeito térmico. Estudo experimental.

## ABSTRACT

LADEIRA, Bruno. **Technical feasibility study of a system to heat water with thermal energy rejected by an air conditioner**. 2021. 90 p. Work of Conclusion Course (Graduation in Mechanical Engineering) - Federal Technology University - Paraná. Londrina, 2021.

Currently, there is a high consumption of electrical energy in residential sector in terms of thermal comfort, mainly including the use of fans and air conditioners. To reduce the high demand on energy supply, researchers are looking for alternative ways to improve the efficiency of existing equipment, without the need for immediate replacement. Thus, the objective of this study is to evaluate the technical feasibility of modifying an air conditioner, through the addition of a heat exchanger, using its thermal residue to heat water. To verify the behavior of the components, experimental tests were carried out with two air conditioners, one conventional and the other modified with the heat exchanger. Temperature and pressure of each component were measured as a function of time for four different configurations: temperature (19°C and 22°C) and according to the nature of the flow (natural and forced convection). The results showed an increase in efficiency (COP) of approximately 40% for the modified system. In addition, it was found that the condenser of the modified system reduced the thermal waste to the environment by up to 95%.

**Keywords:** Air conditioner. Heat exchanger. Thermal Waste. Experimental Study.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Matriz Elétrica Brasileira em 2020.....	11
Figura 2 - Esquemático do ar-condicionado convencional.....	23
Figura 3 - Esquemático do sistema modificado com a adição do trocador de calor e do reservatório termicamente isolado. ....	23
Figura 4 - Bancada experimental após construção. ....	25
Figura 5 - Instalação dos aparelhos de ar-condicionado.....	27
Figura 6 - Procedimentos realizados na instalação dos aparelhos de ar-condicionado. ....	28
Figura 7 - Aparato de calibração dos termopares. ....	29
Figura 8 - Suporte utilizado para medição da temperatura ambiente.....	30
Figura 9 - Interface gerada inicialmente para aquisição de dados no LabVIEW®. ...	31
Figura 10 - Modelo do trocador de calor no software Inventor®. ....	34
Figura 11 - Trocador de calor em fase de montagem. ....	35
Figura 12 - Trocador de calor instalado em série com a unidade condensadora.....	35
Figura 13 - Aparato experimental no ambiente externo. ....	36
Figura 14 - Aparato experimental no ambiente externo. ....	37
Figura 15 - Compressor (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.....	48
Figura 16 - Compressor (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão. ...	49
Figura 17 - Unidade condensadora (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão. ....	50
Figura 18 - Unidade condensadora (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão. ....	51
Figura 19 - Tubo capilar (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.....	52
Figura 20 - Tubo capilar (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão. ...	53
Figura 21 - Unidade evaporadora (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão. ....	54
Figura 22 - Unidade evaporadora (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão. ....	55
Figura 23 - Trocador de calor: Temperatura x Tempo.....	56
Figura 24 - Reservatório: Temperatura x Tempo. ....	57
Figura 25 - Reservatório: Altura x Temperatura. ....	58
Figura 26 - Diagrama T-s: Ciclo termodinâmico do sistema modificado. ....	59
Figura 27 - Diagrama T-s: Ciclo termodinâmico do sistema convencional.....	60
Figura 28 - COP x Tempo .....	61

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
1.1 OBJETIVO .....	12
1.2 JUSTIFICATIVA.....	13
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>14</b>
<b>3 DESENVOLVIMENTO DO APARATO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>22</b>
3.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL.....	22
3.2 PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL .....	23
3.3 LISTA DE MATERIAIS.....	25
3.4 INSTALAÇÃO DOS APARELHOS DE AR-CONDICIONADO .....	26
3.5 FABRICAÇÃO, CALIBRAÇÃO E INSTALAÇÃO DOS TERMOPARES.....	28
3.6 AQUISIÇÃO INICIAL DOS DADOS DO SISTEMA CONVENCIONAL.....	30
3.7 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR CASCO-TUBO.....	31
3.8 FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR.....	34
3.9 APARATO EXPERIMENTAL FINAL .....	36
3.10 MODIFICAÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO .....	37
<b>4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	<b>38</b>
4.1 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS .....	38
<b>5 ANÁLISE TERMODINÂMICA</b> .....	<b>42</b>
5.1 FUNDAMENTAÇÃO .....	42
5.2 CÁLCULO DO COP - SISTEMA CONVENCIONAL .....	43
5.3 CÁLCULO DO COP - SISTEMA MODIFICADO .....	43
5.4 CÁLCULO DO COP - SISTEMA MODIFICADO COM ACÚMULO NO RESERVATÓRIO.....	44
5.5 ANÁLISE DE INCERTEZAS .....	45
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>47</b>
6.1 COMPORTAMENTO DOS COMPONENTES DOS SISTEMAS CONVENCIONAL E MODIFICADO .....	47
6.1.1 Análise dos Compressores .....	47
6.1.2 Análise das Unidades Condensadoras .....	49
6.1.3 Análises dos Tubos Capilares.....	52
6.1.4 Análise das Unidades Evaporadoras .....	53
6.1.5 Análise do Trocador de Calor Casco-Tubo.....	55
6.1.6 Análise do Reservatório Térmico .....	57
6.1.7 Análise dos Ciclos Termodinâmicos .....	59
6.2 ANÁLISE DO COP .....	60
6.2.1 Análise do COP em Função do Tempo .....	60
6.2.2 Análise do COP Médio.....	61
<b>7 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>64</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>65</b>

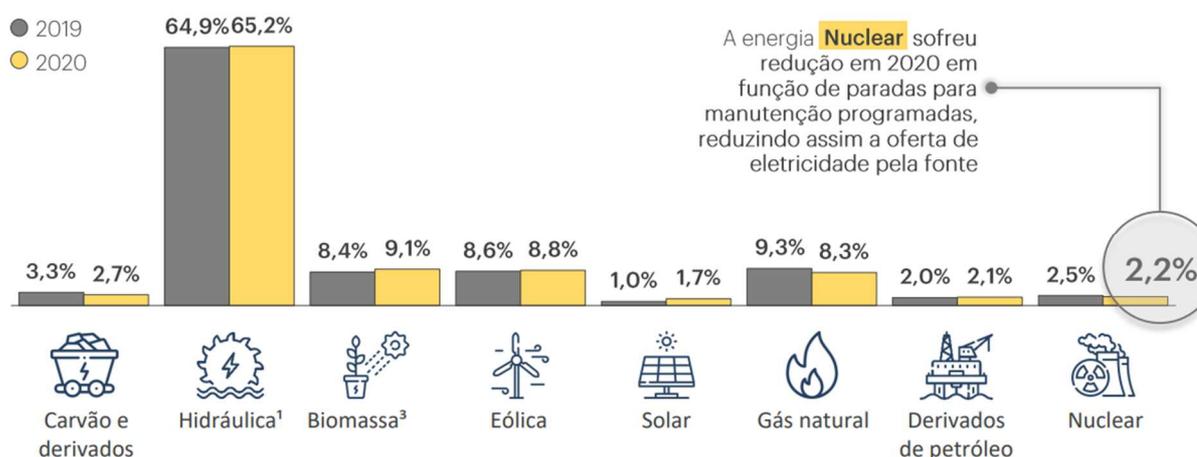
<b>APÊNDICE A - Modelo da Bancada .....</b>	<b>70</b>
<b>APÊNDICE B - Lógica Para Definir o Comprimento da Tubulação .....</b>	<b>74</b>
<b>APÊNDICE C - Modelo do trocador de calor .....</b>	<b>80</b>
<b>APÊNDICE D - Interface e Diagrama de Blocos no LabVIEW® .....</b>	<b>82</b>
<b>APÊNDICE E - <i>Check-List</i> dos Experimentos.....</b>	<b>87</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Devido a progressão das atividades socioeconômicas globais, o consumo de energia vem apresentando um considerável aumento, causando uma sobrecarga nos atuais sistemas de geração de energia. Essa sobrecarga, unida aos efeitos do aquecimento global, tem aumentado a busca por fontes renováveis de energia minimizando a dependência de combustíveis fósseis.

O Brasil possui uma matriz de geração de energia elétrica com grande variedade de fontes, mas conforme aponta a Empresa de Pesquisa Energética no Balanço Energético Nacional de 2021 (EPE, 2021), o país ainda possui grande dependência do potencial hídrico. Como pode ser observado na Figura 1, a geração de energia elétrica brasileira é composta por fontes: hidráulica (65,2%), biomassa (9,1%), eólica (8,8%), gás natural (8,3%), carvão e derivados (2,7%), nuclear (2,2%), derivados de petróleo (2,1%) e solar (1,7%). O grande problema de ser dependente do sistema hídrico é devido as estiagens que podem causar racionamentos de água e eletricidade ou até mesmo apagões.

**Figura 1 - Matriz Elétrica Brasileira em 2020.**



**Fonte: Balanço Energético Nacional (BEN, 2021).**

Ainda segundo o BEN 2021, o setor residencial foi responsável por consumir aproximadamente 30% de toda a eletricidade gerada, sendo que os maiores impactantes foram os equipamentos de condicionamento de ar (ar-condicionado, ventilador, entre outros). Segundo dados do Atlas da Eficiência Energética no Brasil 2020 (EPE, 2020), os aparelhos de condicionamento de ar são responsáveis por 55% do consumo de eletricidade, enquanto que os equipamentos de uso geral (incluindo

sistemas para refrigeração de alimentos) utilizam 27% e os sistemas para aquecimento de água 10%. Verificando-se assim que o consumo para a obtenção de conforto térmico representa uma parcela considerável da demanda por eletricidade no Brasil.

Com a evolução das tecnologias, os aparelhos de ar-condicionado presentes no mercado devem apresentar melhorias em eficiência energética a cada ano. Porém segundo projeção feita pela EPE (2018), no Brasil até o ano de 2050 o aumento médio na eficiência dos aparelhos é estimado em somente 0,2% ao ano, enquanto que o número de equipamentos deve aumentar de 43 para 96 a cada 100 residências. Verificando-se assim um aumento significativo na demanda por eletricidade, mesmo ao levar em consideração as melhorias citadas.

Desta forma, a comunidade científica percebeu a urgência na demanda por sistemas mais eficientes, além de melhorias que possam ser implementadas em equipamentos que já estão instalados, evitando-se assim o aumento na demanda por novos aparelhos.

## 1.1 OBJETIVO

O presente trabalho tem por objetivo estudar a viabilidade técnica da modificação de aparelhos de ar-condicionado, visando a reutilização do rejeito térmico para o aquecimento de água. Essa modificação consiste em instalar um trocador de calor em série com a unidade condensadora, permitindo a transferência do calor presente no fluido refrigerante para a água. Posterior ao aquecimento, a água será armazenada e disponibilizada para uso.

Para a realização da presente proposta foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- Projeto e fabricação de uma bancada para testes experimentais;
- Instalação de dois aparelhos de ar-condicionado;
- Projeto, fabricação e instalação do trocador de calor;
- Instalação de sistema para instrumentação;
- Programar lógica para a aquisição automatizada de dados;
- Calibração dos instrumentos de medição;
- Realização dos testes experimentais;

- Análise dos resultados para determinação do COP de ambos os sistemas modificado e convencional.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Após verificar o grande impacto no consumo de energia elétrica devido ao uso de aparelhos de ar-condicionado, deve-se buscar alternativas que permitam um consumo mais eficiente. Ao se analisar o funcionamento dos equipamentos, verifica-se um grande potencial devido a não reutilização do rejeito térmico produzido durante o arrefecimento do ambiente. Outro ponto em potencial é o de projetar algo que seja aplicável em equipamentos já instalados, devido ao longo ciclo de vida útil dos aparelhos de ar-condicionado.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A busca pela sustentabilidade na gestão energética vem se intensificando com o passar dos anos e uma de suas vertentes é a melhoria na eficiência do consumo de energia elétrica. Para isso a otimização dos sistemas de ar-condicionado já operantes é de extrema importância devido ao seu alto consumo. Dessa forma, propõe-se a utilização do rejeito térmico liberado pelos aparelhos no aquecimento de água, permitindo o posterior uso doméstico (banhos e torneiras aquecidas) e a redução da necessidade de aquecimento direto. A presente revisão bibliográfica tem como objetivo apresentar um histórico das pesquisas realizadas em aplicação e melhoria na eficiência de armazenadores térmicos, e de sistemas que reutilizam o rejeito térmico de equipamentos de refrigeração.

Os reservatórios isolados termicamente são utilizados para o armazenamento de água aquecida e são encontrados em sistemas de captação de energia solar devido à variação na intensidade da radiação ao longo do tempo. Com o objetivo de otimizar a eficiência destes armazenadores, Lavan e Thompson (1977) desenvolveram um estudo experimental onde foram testadas as relações entre diâmetro e comprimento, além de verificar-se os efeitos para diferentes configurações de entrada do reservatório. Os resultados obtidos foram comparados com reservatórios encontrados comercialmente, obtendo-se as configurações ótimas para entrada e saída de água.

Padilha (1992) propôs um modelo semiempírico unidimensional utilizando balanço de energia para o regime transiente. Foram obtidos os perfis de temperatura da parede isolada e do líquido termicamente estratificado. Outros pontos de estudo foram a influência da relação entre altura e diâmetro na eficiência da estratificação e posteriormente a análise da eficiência exergética do reservatório.

Monerasinghe, Ratnalingam e Lee (1982) modificaram um aparelho de ar-condicionado do tipo janela ao instalar um trocador de calor espiralado dentro de um reservatório com água. Este foi instalado em série com a condensadora utilizando um *by-pass* que controlava a direção do fluxo do fluido refrigerante. Utilizando-se o sistema modificado, foi possível aquecer pequenos volumes de água a  $\pm 100^{\circ}\text{C}$ .

Ao desenvolver um modelo matemático bidimensional com dependência da temperatura em função do tempo, Guo e Wu (1985) utilizaram-se de solução numérica por sistemas de equações diferenciais parciais para analisar o comportamento da

temperatura e do escoamento da água em estratificação térmica dentro de um armazenador. Ao aplicar ao modelo mecanismos de convecção natural e forçada, obtiveram solução para elevados números de Grashof e Reynolds.

Com o objetivo de otimizar a estratificação térmica em um reservatório, Kandari (1990) realizou um estudo experimental com um modelo em escala, onde a água presente no reservatório foi aquecida por um coletor solar. Com a análise dos resultados identificou-se a zona de principal perturbação, presente em até 30% da altura do armazenador, e ainda foi identificado que a zona de maior eficiência é entre 73% e 85% da altura do reservatório.

Através da técnica dos volumes finitos aplicada a um modelo matemático bidimensional, Ismail, Leal e Zanardi (1997) realizaram um comparativo entre tanques de armazenamento contendo fluido em estratificação térmica e armazenadores de calor sensível. Foi realizada a confrontação dos resultados obtidos ao realizar simulações do modelo, com dados experimentais e numéricos presentes em estudos anteriores.

Ying (1999) modificou um aparelho de ar-condicionado comercial para aquecer água enquanto resfriava o ambiente. Verificou-se a necessidade de substituir o tubo capilar por uma válvula de expansão, para que o aquecimento ocorra sem reduzir a eficiência de resfriamento. Os resultados mostraram que o aquecimento obtido pelo sistema apresenta maior eficiência se comparado ao aquecimento elétrico direto.

Com o objetivo de determinar a correlação que melhor acompanhe a transferência de calor entre um condensador do tipo arame-sobre-tubo e o ar, Lee et al. (2001) realizaram estudos experimentais e numéricos. A partir dos resultados, verificaram a necessidade de acrescentar fatores de correção nas correlações de Zhukauskas. Essas modificações tiveram sua eficácia comprovada ao serem comparadas com dados experimentais.

Quadir et al. (2002) realizaram um estudo numérico com o objetivo de otimizar a definição do comprimento e da quantidade de tubos utilizados em condensadores do tipo arame-sobre-tubo. Ao determinar os efeitos da vazão mássica de refrigerante e da temperatura ambiente, foi possível desenvolver uma ferramenta que permite o projeto de novos trocadores de calor.

Partindo da premissa de que a distribuição da temperatura ao longo da altura é desigual em tanques de armazenamento contendo água em estratificação térmica,

Sateikis (2002) estudou diferentes configurações de armazenadores ao variar a posição da fonte fornecedora de energia. Com o objetivo de avaliar a quantidade de energia térmica possível de ser armazenada, verificou a necessidade de determinar a temperatura de mistura da água. Foram realizados testes e análises probabilísticas para aproximar a temperatura da mistura. A análise experimental também permitiu concluir que as configurações que utilizam armazenadores com fonte energética interna e na zona inferior apresentam menos energia armazenada se comparadas com fontes externas.

Bansal e Chin (2002) realizaram um estudo numérico e experimental que visava avaliar o comportamento de um refrigerador doméstico com um condensador do tipo parede quente e fluido refrigerante R134a. O objetivo do estudo foi obter as perdas de carga, os níveis de sub-resfriamento e a capacidade térmica em diferentes condições de operação. O estudo numérico utilizou o método de elementos finitos e seus resultados foram comparados com dados experimentais, obtendo um desvio aproximado de 10%. Por fim, foi atribuído esse desvio ao fato de que a perda de calor do condensador para dentro do refrigerador não ter sido modelada.

Bansal e Chin (2003) desenvolveram um estudo numérico e experimental com o objetivo de otimizar projetos de condensadores tipo arame-sobre-tubo. O modelo experimental escolhido, foi aplicado em um refrigerador convencional e os testes foram realizados para diferentes condições de operação. A otimização foi obtida numericamente e comparada aos resultados experimentais, definindo-se um fator de otimização como a razão da capacidade do condensador por unidade de massa.

Ji et al. (2003) desenvolveram dois protótipos de ar-condicionado interligados com sistemas de aquecimento de água. Um dos protótipos desenvolvidos apresenta duas condições de funcionamento, sendo capaz de resfriar o ambiente e aquecer água simultaneamente ou somente aquecer água, e o segundo permite também o aquecimento do ambiente. Os testes realizados permitiram a obtenção de um coeficiente de performance (COP) até 38% maior do que em sistemas convencionais, isso se justifica pelo acúmulo de calor na água presente no reservatório.

Shin et al. (2004) realizaram um estudo onde buscou-se descrever o comportamento da estratificação térmica em tanques de armazenamento, buscando-se as melhores condições para projeto e operação. Com isso, foi desenvolvido um programa para investigar o escoamento do fluido e seus resultados foram comparados com dados coletados de uma bancada experimental. Foram realizadas análises em

diferentes configurações, verificando-se que a eficiência é reduzida devido a recirculação do fluido de trabalho. Portanto, foi proposto um novo modelo onde a mistura entre água quente e fria é mínima.

Um modelo matemático foi desenvolvido por Oliveira (2004) com o objetivo de estudar o comportamento da estratificação térmica em um armazenador com meio poroso. Os resultados obtidos, foram comparados com dados de tanques que não apresentam o meio poroso e dessa forma foi possível verificar que o armazenador do estudo possui uma eficiência maior, apesar de verificar um retardo no processo de carregamento do tanque.

Jordan e Furbo (2005) desenvolveram um estudo onde foi feita a comparação de dois sistemas de armazenamento térmico fabricados comercialmente. O objetivo era definir os efeitos que as diferentes características encontradas na construção de cada armazenador causariam na estratificação térmica. Com os dados obtidos foi possível verificar que as principais influências na eficiência são causadas por: razão altura por diâmetro, geometria de construção e a distribuição das entradas de água fria.

Altuntop et al. (2005) desenvolveram um método numérico onde buscou-se analisar os efeitos de diferentes obstáculos inseridos no interior de um tanque cilíndrico com estratificação térmica. Os resultados foram confrontados com dados experimentais, validando o modelo apresentado. Ao se comparar os resultados com dados de um modelo sem os obstáculos, foi possível verificar que houve melhoria na eficiência da estratificação com a presença dos obstáculos, além de identificar uma geometria ótima para os obstáculos.

Em um estudo experimental, Amaral Filho (2005) construiu um sistema de recuperação de calor a partir de um refrigerador doméstico. Foi implementado um trocador do tipo casco-tubo para que rejeito térmico fosse reutilizado, aproveitando-o no fornecimento de água aquecida. Os resultados experimentais obtidos apresentaram grande aumento na eficiência energética, quando comparados a refrigeradores convencionais.

Wang et al. (2005) desenvolveram um protótipo de ar-condicionado capaz de resfriar ou aquecer o ambiente, enquanto aquece a água em um reservatório. Este tem por objetivo permitir que independente da estação do ano o sistema de reaproveitamento poderá ser utilizado. Teste experimentais mostraram que o COP

atingiu um aumento de 21,5% levando-se em consideração o fornecimento de água aquecida.

Jiang et al. (2006) estudaram experimentalmente a modificação de um sistema de ar-condicionado que consistiu em adicionar um trocador de calor espiralado dentro de um tanque de armazenamento isolado termicamente. Os resultados obtidos mostraram um aumento no COP de 10% para operações de resfriamento do ambiente e de 38,6% se considerado o acúmulo de água aquecida no reservatório.

Chen et al. (2006) desenvolveram um novo modelo de armazenador térmico que ao ser acoplado ao sistema de ar-condicionado, utiliza o calor dissipado pela válvula de expansão para aquecimento de água. Alguns testes foram realizados, para diferentes condições de mistura térmica da água, além de se analisar as características que influenciam na eficiência do projeto. Os resultados obtidos, ajudaram no desenvolvimento de novos sistemas.

Um estudo experimental foi realizado por Marchi Neto (2007), com o objetivo de reaproveitar o calor dispersado por um refrigerador no aquecimento de água. Foram analisados dois aparelhos de aplicação doméstica, onde realizou-se a comparação dos coeficientes de desempenho (COP) entre o modelo convencional e o modificado. Essa modificação consistiu na troca do condensador original por trocador de calor do tipo casco-tubo, além da implementação de um armazenador térmico. Ao confrontar os dados obtidos foi possível concluir que o sistema modificado possui maior eficiência global, por acrescentar o aquecimento de água ao contabilizar o COP.

Techarungpaisan, Theerakulpisut e Priprem (2007) desenvolveram um modelamento numérico para um sistema de ar-condicionado com um trocador de calor integrado para aquecimento de água. Este modelo é uma modificação do modelo desenvolvido por Theerakulpisut (1990), adaptando-o ao sistema proposto. Foram realizados testes experimentais e a simulação do modelo, e a comparação dos resultados foi utilizada para validar o modelo proposto.

O fluido refrigerante HFC-134a era utilizado em mais de 80% dos refrigeradores domésticos na Índia em 2007, mas apesar de apresentar boas propriedades termodinâmicas possuía alto Potencial de Aquecimento Global (GWP). Com o objetivo de evitar esses efeitos nocivos ao ambiente, Mohanraj, Jayaraj e Muraleedharan (2007) desenvolveram um estudo experimental onde analisou-se a

substituição do HFC-134a por uma mistura de 45% de HC-290 e 55% de HC-600a. Durante os experimentos foram medidos alguns dados de desempenho, comparando-os aos dados do HFC-134a. Por fim, concluiu-se que o fluido misturado apresenta melhor desempenho em relação ao refrigerante original.

Gong et al. (2008) propuseram uma nova técnica de reaproveitamento de calor para sistemas de ar-condicionado/bombas de calor. O protótipo desenvolvido é capaz de operar em diferentes modos, sendo eles resfriar ou aquecer o ambiente além de reaproveitar o calor para o aquecimento de água. Os valores de COP encontrados são próximos a 6 e foram obtidos para as diversas formas de operação.

Chen, Lee e Yik (2008) simularam e realizaram um comparativo entre dois aparelhos de ar-condicionado do tipo Split, o primeiro com resfriamento a ar e o segundo a água. A análise dos resultados obtidos foi extrapolada para a população de Hong-Kong e concluiu-se que o uso de trocadores com resfriamento por água em toda Hong-Kong causaria uma redução de 8,7% no consumo de energia elétrica residencial.

Han, Wang e Dai (2009) realizaram um estudo buscando desenvolver um tanque de armazenamento para sistemas de coleta solar que otimize a estratificação térmica. Ao comparar os vários modelos testados verificou-se que os aspectos que mais influenciam na eficiência energética, são as configurações de entrada e saída, além das perdas térmicas. De acordo com os resultados obtidos de forma experimental, definiu-se um modelo ótimo a ser construído.

Xiaowen e Lee (2009) desenvolveram um estudo experimental para identificar os efeitos da utilização de um trocador de calor helicoidal em um sistema de reaproveitamento de calor a partir de um aparelho de ar-condicionado. Definiu-se matematicamente valores ótimos para o diâmetro da helicoide e para a vazão da água. Com os resultados obtidos foi identificado um aumento na eficiência de 20,6% se comparado ao sistema convencional, resultando em um COP de 4,92 para uma vazão ótima de 7,7 L/min.

Fonseca Diaz (2009) desenvolveu uma metodologia para análise das incertezas aplicada a sistemas de refrigeração, estando de acordo com a norma ISO 17025.

Um modelo numérico foi desenvolvido por Li e Alleyne (2010) utilizando o *software* Matlab/Simulink, onde foi analisado os ciclos de compressão de vapor (VCC) utilizados em sistemas de ar-condicionado e de refrigeração. O modelo apresentado

é capaz de descrever o comportamento transiente dos trocadores de calor (condensador/evaporador) durante os momentos de inicialização e desligamento do sistema. Dois estudos experimentais foram realizados e ao comparar os dados obtidos verificou-se que o modelo apresentado é capaz de prever a dinâmica do sistema.

Delfani, Pasharshahi e Karami (2012) analisaram o comportamento transiente de um sistema de recuperação de calor aplicado a aparelhos de ar-condicionado domésticos em regiões com elevados índices de temperatura e umidade. Um modelo matemático foi desenvolvido e utilizou-se o método de Runge-Kutta para a obtenção da solução. Alguns testes foram realizados com o objetivo de se avaliar: a performance do sistema, a faixa de trabalho ótima para tanque e a capacidade adequada para a bomba. Por fim, estimou-se uma redução no consumo energético entre 11-32%.

Jia e Lee (2014) aplicaram o Sistema de Armazenamento Melhorado Para Recuperação de Calor a partir de aparelhos de ar-condicionado (SEHRAC) em residências típicas de Hong Kong, com o objetivo de otimizar o reservatório em pleno uso. Foi verificado que a produção de água quente a partir dos aparelhos supera o consumo residencial. Com os testes realizados foi possível estimar que o consumo de energia elétrica pelo setor residencial em Hong Kong pode ser reduzido em 9,3%, além auxiliar na redução da emissão de CO<sub>2</sub>.

Jia e Lee (2015) analisaram os efeitos no funcionamento do SEHRAC ao alternar entre o uso de válvula de expansão termostática e tubo capilar. Um protótipo contendo os dois componentes em paralelo foi desenvolvido para realizar os experimentos. Verificou-se ao comparar os dados de funcionamento que o sistema com a válvula de expansão apresenta capacidade de resfriamento do ambiente e de aquecimento da água maior em relação ao sistema com o tubo capilar, resultando em um COP entre 12.5 e 20.9.

Sivaram et al. (2015) desenvolveram experimentalmente um estudo para avaliar o COP de um aquecedor instalado dentro de um reservatório de água, que utiliza o calor rejeitado por aparelhos de ar-condicionado. Foram realizados testes experimentais para diferentes temperaturas de *setup*, verificando-se que a partir de 37°C o COP do sistema modificado passa a ser superior ao convencional.

Dong et al. (2017) realizaram um estudo experimental de um sistema multifuncional, capaz de refrigerar o ambiente e aquecer água simultaneamente. O estudo verificou que o sistema de condicionamento do ar não perde eficiência ao

realizar as operações simultaneamente. O sistema modificado apresentou um COP 1,58 superior, quando comparado com o sistema convencional.

Com base nos trabalhos apresentados verifica-se a relevância da proposta do presente estudo na implementação de um sistema de recuperação do rejeito térmico gerado em equipamentos de ar-condicionado. Nesse sentido, o objetivo proposto consiste em avaliar a eficiência do sistema modificado e compará-lo com o convencional.

### 3 DESENVOLVIMENTO DO APARATO EXPERIMENTAL

Na presente seção serão apresentados os procedimentos realizados para a concepção do aparato experimental, além dos materiais e componentes utilizados.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental é composto por uma bancada onde foram instalados dois aparelhos de ar-condicionado Philco® (Modelo: PH9000FM3), com 9000 btus de potência e que utilizam R22 como fluido refrigerante. O primeiro aparelho de ar-condicionado instalado foi mantido sem alterações em seu funcionamento (Figura 2), com o objetivo de comparar com o sistema a ser modificado. A modificação no segundo aparelho consiste em adicionar um trocador de calor do tipo casco-tubo em série com a unidade condensadora e utilizá-lo para aquecer água, enquanto remove calor do fluido refrigerante (Figura 3). O trocador de calor deve ser instalado em série com a condensadora para garantir o seu pleno funcionamento, caso a água alcance o equilíbrio térmico com o fluido refrigerante.

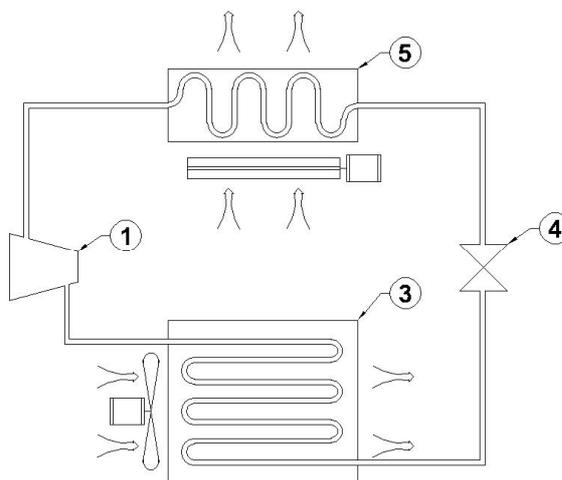
Com o objetivo de armazenar a água aquecida foi adicionado ao sistema modificado um reservatório isolado termicamente da marca Solis® (Modelo: Trópicos - 500 litros). O reservatório foi modificado com a adição de 10 poços para sensores de temperatura espaçados em 15 cm, seguindo a recomendação estatística avaliada por Netzel et al. (2017).

A numeração apresentada nas Figuras 2 e 3 é utilizada para identificar os seguintes componentes: (1) compressor, (2) trocador de calor casco-tubo, (3) unidade condensadora, (4) válvula de expansão, (5) unidade evaporadora e (6) reservatório termicamente isolado.

Para a determinação dos estados termodinâmicos necessita-se da obtenção das temperaturas e pressões do sistema. Com este objetivo foram instalados termopares tipo “T” (com incerteza de  $\pm 1^\circ\text{C}$ ) nos pontos de entrada e saída de cada componente em ambos os sistemas. Também foram instalados transdutores de pressão Velki® (Modelo: IP 65,  $\pm 0,25\%$ ) nas linhas de alta e baixa pressão, além de um Wattímetro Minipa® (Modelo: ET-4055,  $\pm 3\%$ ) para obtenção da potência instantânea e do consumo em cada aparelho. Apenas no sistema modificado foi utilizado um medidor de vazão OMEGA™ (Modelo: FMG84A,  $\pm 1\%$ ) na entrada de

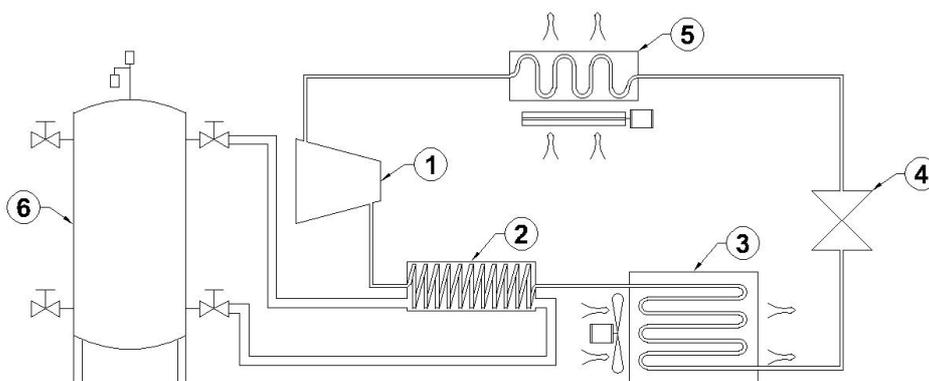
água do trocador de calor. Os dados foram adquiridos e armazenados automaticamente utilizando-se um controlador da National Instruments™ (Modelo: cDAQ-9178) e o software LabVIEW®.

**Figura 2 - Esquemático do ar-condicionado convencional.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

**Figura 3 - Esquemático do sistema modificado com a adição do trocador de calor e do reservatório termicamente isolado.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

### 3.2 PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Ao iniciar os estudos verificou-se a necessidade de realizar a construção de uma bancada, para que se reduzissem os impactos na estrutura do laboratório ao serem instalados os aparelhos de ar-condicionado. A bancada construída deveria

suportar a instalação de duas unidades evaporadoras e ainda os equipamentos a serem utilizados para a aquisição de dados e realização dos experimentos.

Devido a necessidade de se instalar ambas as unidades evaporadoras na bancada, verificou-se as exigências da norma para Instalação de Aparelhos de Ar-Condicionado (ABNT-NBR 16655-2:2018), definindo-se uma altura para o topo da estrutura da bancada de 2,3 m, além de se espaçar as evaporadoras em 0,15 m, assim evitando o bloqueio do fluxo de ar que poderia causar influências em seu funcionamento. Um modelo da bancada foi concebido com auxílio do *software* Autodesk Inventor® (APÊNDICE A), permitindo a visualização da estrutura e o dimensionamento da bancada.

Uma das funções da bancada é permitir que os usuários utilizem sua parte inferior como mesa, para a instalação dos equipamentos de aquisição e de monitoramento dos experimentos. Com o objetivo de atender a norma ABNT-NBR 13966 que visa definir padrões de ergonomia, definiu-se uma altura de 0,8 m para a região inferior da bancada, permitindo-se o uso por diferentes pessoas cada qual com sua altura.

Para a construção da bancada experimental foram utilizadas cantoneiras perfil “L” de 1/8” de espessura com abas iguais de 1.1/2”. Os procedimentos realizados consistiram no corte das peças, rebarbação e posterior soldagem utilizando-se eletrodo revestido. Para adicionar reforço a estrutura da bancada foram adicionados cabos de aço presos por olhais, entre as extremidades das regiões superior e inferior da bancada, conforme pode ser observado na Figura 4. Após a fabricação da estrutura, aplicou-se uma camada de tinta na cor preto fosco a fim de evitar a oxidação da estrutura. A finalização da construção, consistiu em adicionar duas placas de madeira de caixaria, onde deve-se instalar os equipamentos de aquisição, e pés antiderrapantes devido a necessidade de restringir a movimentação da bancada.

**Figura 4 - Bancada experimental após construção.**



**Fonte: Autoria própria (2017).**

### 3.3 LISTA DE MATERIAIS

Para a construção da bancada e instalação do aparato experimental foram utilizados os seguintes materiais:

- Anel de vedação (*O' Ring* - Ø 2" x 1/8");
- Bomba universal de lavadora;
- Cabo de aço - Ø 2,5 mm;
- Cantoneiras - 1.1/2" x 1.1/2" x 1/8";
- Cola para tubos;
- Durepox®;
- Espigão;

- Esticador pesado gancho x olhal - Norma DIN 1480;
- Fiação de Cobre;
- Filme de alumínio;
- Fita Isolante;
- Fita PVC;
- Fios de extensão para termopar;
- Fios para termopar tipo "T";
- Gás MAP para maçarico;
- Fluido refrigerante R22;
- Lã de rocha;
- Lixa - Grana 240;
- Mangueira;
- Olhais de suspensão tipo parafuso - Norma DIN 580;
- Placas de madeira de caixaria;
- Parafusos auto brocante;
- Pasta térmica;
- Pé nivelador de borracha;
- Redução em PVC;
- Reservatório de água isolado termicamente;
- Tinta - Preto fosco;
- Tubo de cobre - Ø 1/4";
- Tubo de cobre - Ø 3/8";
- Tubo PVC - Ø 3";
- Varetas revestidas para soldagem - Ø 3 mm;
- Varetas solda Foscooper;
- Verniz.

### 3.4 INSTALAÇÃO DOS APARELHOS DE AR-CONDICIONADO

Após a montagem da bancada, iniciou-se a instalação dos aparelhos de ar-condicionado. O primeiro passo foi a fixação das unidades evaporadoras na bancada experimental e das condensadoras na parede externa do laboratório por meio do uso de suportes metálicos (Figura 5).

**Figura 5 - Instalação dos aparelhos de ar-condicionado.**



**a) Fixação das unidades evaporadoras.**



**b) Fixação das unidades condensadoras.**

**Fonte: Autoria própria (2017).**

A conexão entre os componentes dos aparelhos de ar-condicionado é realizada por tubulações de cobre de 3/8", para as linhas de sucção, e de 1/4" para as linhas onde o fluido está no estado líquido. As tubulações foram conectadas por flanges em regiões de possível manutenção e soldadas com foscoper em partes que permaneceriam fixas (Figura 6a). Após a instalação, buscou-se isolar a tubulação com uma camada de tubos flexíveis de polietileno expandido, com o objetivo de reduzir a influência da radiação no fluido refrigerante e a troca de calor com o ambiente.

Para garantir que somente o fluido refrigerante esteja presente no interior das tubulações e componentes dos aparelhos de ar-condicionado, realizou-se a evacuação do ar presente internamente, e da umidade que poderia posteriormente causar danos aos equipamentos (Figura 6b).

O procedimento seguinte consistiu em realizar a inserção do fluido refrigerante nos aparelhos. Esta deve ser realizada em ambiente com temperatura controlada e a quantidade de fluido a ser inserida é especificada em função do comprimento da tubulação, portanto a massa de fluido refrigerante a ser inserida deve ser aferida com uma balança de precisão.

**Figura 6 - Procedimentos realizados na instalação dos aparelhos de ar-condicionado.**



**a) Flangeamento da tubulação de cobre.**



**b) Evacuação de ar e umidade do sistema.**

**Fonte: Autoria própria (2017).**

### 3.5 FABRICAÇÃO, CALIBRAÇÃO E INSTALAÇÃO DOS TERMOPARES

Para realizar a análise termodinâmica do sistema é necessário coletar os dados de funcionamento dos componentes e um dos parâmetros a ser adquirido é a temperatura, sendo essa obtida por meio do uso de termopares. Foram preparados no laboratório de Sistemas Térmicos – UTFPR Londrina, termopares tipo “T” que são compostos pela fusão entre o fio de cobre e constantan, formando em sua ponta uma pequena esfera.

Após a fabricação, verificou-se a necessidade de calibrar os termopares com o objetivo de compensar diretamente no *software* de aquisição (LabVIEW®) os erros de medição.

O procedimento adotado na calibração consistiu em realizar a medição de temperatura em oito pontos arbitrariamente distribuídos entre -15 e 100°C, utilizando a ferramenta de calibração do próprio LabVIEW®. Para calibrar os termopares foi utilizado o calibrador de temperaturas da marca FLUKE® (Modelo: *Calibration* 9144

*Metrology Well*,  $\pm 0,01^{\circ}\text{C}$ ) e os valores obtidos no equipamento foram inseridos no LabVIEW® para que seja compensado o valor durante as medições automaticamente (Figura 7).

**Figura 7 - Aparato de calibração dos termopares.**



**Fonte: Autoria própria (2017).**

Após calibrar os termopares, foi feita a instalação nas posições de entrada e saída de cada componente do aparelho de ar-condicionado convencional, além de posicionar termopares para medição da temperatura do laboratório e do ambiente externo. Para as medições do ambiente externo, foi desenvolvido um suporte recoberto por alumínio a fim de se reduzir os efeitos da radiação, além de se acoplar um ventilador que força a passagem de ar, evitando o efeito estufa no interior do suporte (Figura 8).

Para a análise termodinâmica necessita-se das temperaturas do fluido refrigerante, mas as medições realizadas experimentalmente são feitas na superfície externa dos tubos de cobre. Devido ao cobre possuir elevada condutividade térmica, pode-se considerar aproximadamente a mesma temperatura do fluido refrigerante. As medições feitas na superfície das tubulações são realizadas pelo contato direto com o termopar. Para reduzir perdas causadas pelas imperfeições no contato foi utilizada pasta térmica e a fim de evitar perdas devido a agentes externos (ar, radiação, entre outros), recobriu-se a região dos contatos com material isolante.

**Figura 8 - Suporte utilizado para medição da temperatura ambiente.**

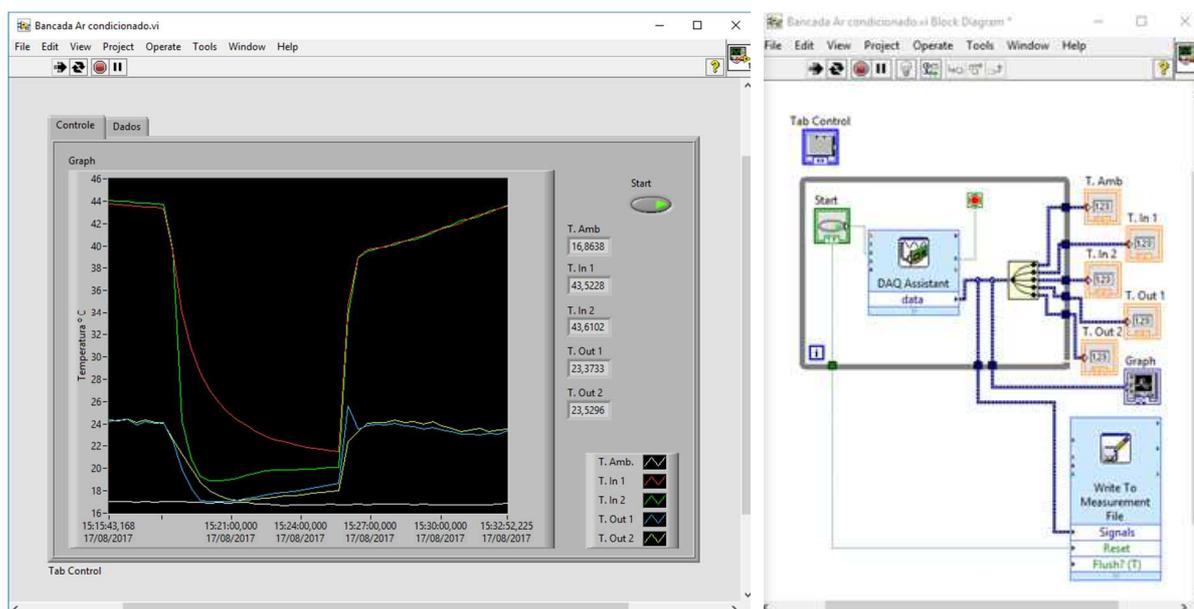


**Fonte: Autoria própria (2017).**

### 3.6 AQUISIÇÃO INICIAL DOS DADOS DO SISTEMA CONVENCIONAL

Com o objetivo de obter os valores necessários para calcular a quantidade de calor que é removida da sala ao utilizar o aparelho de ar-condicionado convencional, foi desenvolvida uma lógica no LabVIEW® (Figura 9). Essa implementação consistia em obter as temperaturas e pressões das unidades condensadora e evaporadora, salvar os dados em planilhas e apresentar instantaneamente os valores mensurados em uma interface interativa.

**Figura 9 - Interface gerada inicialmente para aquisição de dados no LabVIEW®.**



**a) Interface gráfica utilizada inicialmente.**

**b) Diagrama de blocos inicial.**

**Fonte: Autoria própria (2017).**

### 3.7 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR CASCO-TUBO

Com o objetivo de definir o comprimento da tubulação de cobre a ser utilizada no trocador de calor, utilizou-se o equacionamento apresentado na literatura por Incropera et al. (2014). Os cálculos apresentados a seguir utilizam propriedades termodinâmicas e sua solução é iterativa, portanto, utilizou-se o software EES® para obtenção do comprimento da tubulação. A lógica implementada é apresentada no APÊNDICE B.

O equacionamento utilizado consiste em considerar que o sistema modificado será capaz de remover a mesma quantidade de calor que a unidade condensadora original, aplicando-se um termo de eficiência para compensar as imperfeições sistêmicas, conforme apresentada na Equação (1).

$$h_{H_2O} \cdot A_{Troc} \cdot \eta \cdot (\Delta T) = h_{Ar} \cdot A_{Cond} \cdot (\Delta T_{lm}) \quad (1)$$

Onde:

$h_{H_2O}$  = coeficiente convectivo da água [W/(m<sup>2</sup>K)];

$A_{Troc}$  = área da superfície externa da tubulação presente no trocador de calor [m<sup>2</sup>];

$\eta$  = eficiência do trocador de calor;

$\Delta T$  = gradiente de temperatura entre entrada e saída do trocador [°C];

$h_{Ar}$  = coeficiente convectivo do ar [W/(m<sup>2</sup>K)];

$A_{Cond}$  = área superficial da tubulação da condensadora [m<sup>2</sup>];

$\Delta T_{lm}$  = gradiente de temperatura do ar na transversal da condensadora [°C].

Para solucionar a Equação (1) é necessário definir os valores dos coeficientes convectivos para o trocador de calor (água) e para a unidade condensadora (ar), utilizando a Equação (2).

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D} \quad (2)$$

Onde:

$h$  = coeficiente convectivo [W/(m<sup>2</sup>K)];

$Nu$  = número de Nusselt;

$k$  = coeficiente de condutividade térmica [W/(m·K)];

$D$  = diâmetro da tubulação [m].

Devido à dificuldade na definição do coeficiente convectivo, são utilizadas correlações para a obtenção do número de Nusselt. O aparelho convencional utiliza ar para realizar a troca de calor e seu coeficiente convectivo foi obtido utilizando a correlação de Zukauskas, Equação (3).

$$Nu_{ar} = C2 \cdot C \cdot Re_{D,ar}^m \cdot Pr_{ar}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (3)$$

Onde:

$Nu_{ar}$  = número de Nusselt para o escoamento de ar;

$C2$  = constante presente na tabela 7.6 do livro referência;

$C$  = constante presente na tabela 7.6 do livro referência;

$Re_{D,ar}$  = número de Reynolds para o ar;

$m$  = constante presente na tabela 7.7 do livro de referência;

$Pr_{ar}$  = número de Prandtl externo para condensador;

$Pr_s$  = número de Prandtl da superfície da tubulação.

O número de Nusselt para o sistema modificado que utiliza água no trocador de calor, foi obtido pela correlação de Gnielinski, conforme Equação (4).

$$Nu_{H_2O} = \frac{\frac{Fat}{8} \cdot (Re_{H_2O} - 1000) \cdot Pr_{H_2O}}{1 + 12,7 \cdot \frac{Fat}{8}^{1/2} \cdot Pr_{H_2O}^{2/3} - 1} \quad (4)$$

Onde:

$Nu_{H_2O}$  = número de Nusselt para o escoamento de água;

$Fat$  = fator de atrito obtido no diagrama de Moody;

$Re_{H_2O}$  = número de Reynolds para a água;

$Pr_{H_2O}$  = número de Prandtl para o trocador de calor.

No cálculo das correlações foram utilizados números de Prandtl que são encontrados na literatura de base. Outro fator utilizado nas equações são os números de Reynolds que devem ser calculados (Equações 5 e 6).

$$Re_{ar} = \frac{V_{Max} \cdot D_{Ext}}{\nu} \quad (5)$$

Onde:

$Re_{ar}$  = número de Reynolds para escoamento externo;

$V_{Max}$  = velocidade máxima do escoamento de ar [m/s];

$D_{Ext}$  = diâmetro externo da tubulação [m];

$\nu$  = viscosidade cinemática do ar [m<sup>2</sup>/s].

$$Re_{H_2O} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \quad (6)$$

Onde:

$Re_{H_2O}$  = número de Reynolds para escoamento interno;

$\dot{m}$  = vazão mássica do fluido refrigerante [kg/s];

$D_{int}$  = diâmetro interno da tubulação [m];

$\mu$  = viscosidade do fluido refrigerante R22 [N.s/m<sup>2</sup>].

Após obter as variáveis necessárias, foi possível calcular a área da tubulação presente na Equação (1). Esta será utilizada para definir o comprimento de tubulação a ser utilizado na fabricação do trocador de calor (Equação 7).

$$A_{\text{Troc}} = \pi \cdot D \cdot L \quad (7)$$

Onde:

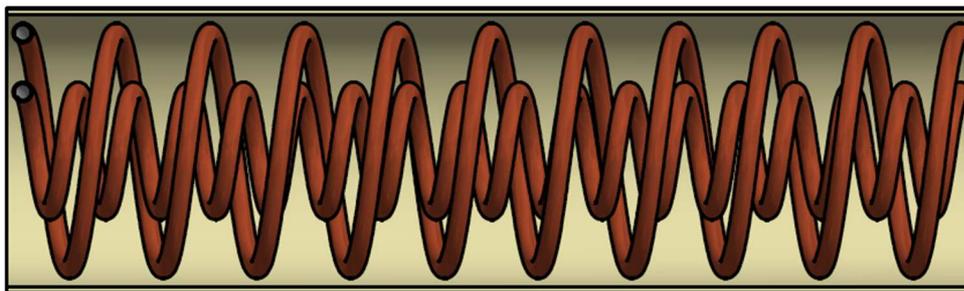
D = diâmetro externo da tubulação de cobre (1/4") [m];

L = comprimento da tubulação do trocador [m].

### 3.8 FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Com o comprimento obtido para a tubulação do trocador de calor, iniciou-se o procedimento de fabricação. Foi definido que o trocador de calor é do tipo casco-tubo, com a tubulação interna de cobre e a externa de PVC. Visando reduzir o tamanho do trocador e aumentar sua eficiência, decidiu-se dividir o comprimento obtido em dois e assim utilizar duas tubulações em formato helicoidal. Na Figura 10 e no APÊNDICE C é possível verificar o modelo em CAD idealizado para o trocador de calor. As partes do trocador em fase de montagem são apresentadas na Figura 11.

**Figura 10 - Modelo do trocador de calor no software Inventor®.**



**Fonte: Autoria própria (2017).**

**Figura 11 - Trocador de calor em fase de montagem.**



**Fonte: Aatoria própria (2017).**

Após a montagem, foi realizada a instalação do trocador no segundo aparelho de ar-condicionado. A instalação foi feita na tubulação de entrada da unidade condensadora, permitindo o funcionamento em série dos dois componentes (Figura 12).

**Figura 12 - Trocador de calor instalado em série com a unidade condensadora.**



**Fonte: Aatoria própria (2017).**

Após a instalação, recobriu-se o trocador com lã de rocha e filme de alumínio, com o objetivo de minimizar perdas para o ambiente.

### 3.9 APARATO EXPERIMENTAL FINAL

Para finalizar a instalação do aparato experimental, foram instalados uma bomba elétrica na saída do reservatório e um sistema de resfriamento de água.

A bomba elétrica é utilizada somente nos experimentos de convecção forçada. O objetivo da bomba é forçar a passagem de água pelo trocador de calor e garantir uma vazão constante.

Para o sistema de resfriamento foi adaptado um radiador automotivo. Este é utilizado com o objetivo de evitar desperdícios de água, devido a trocas entre os experimentos.

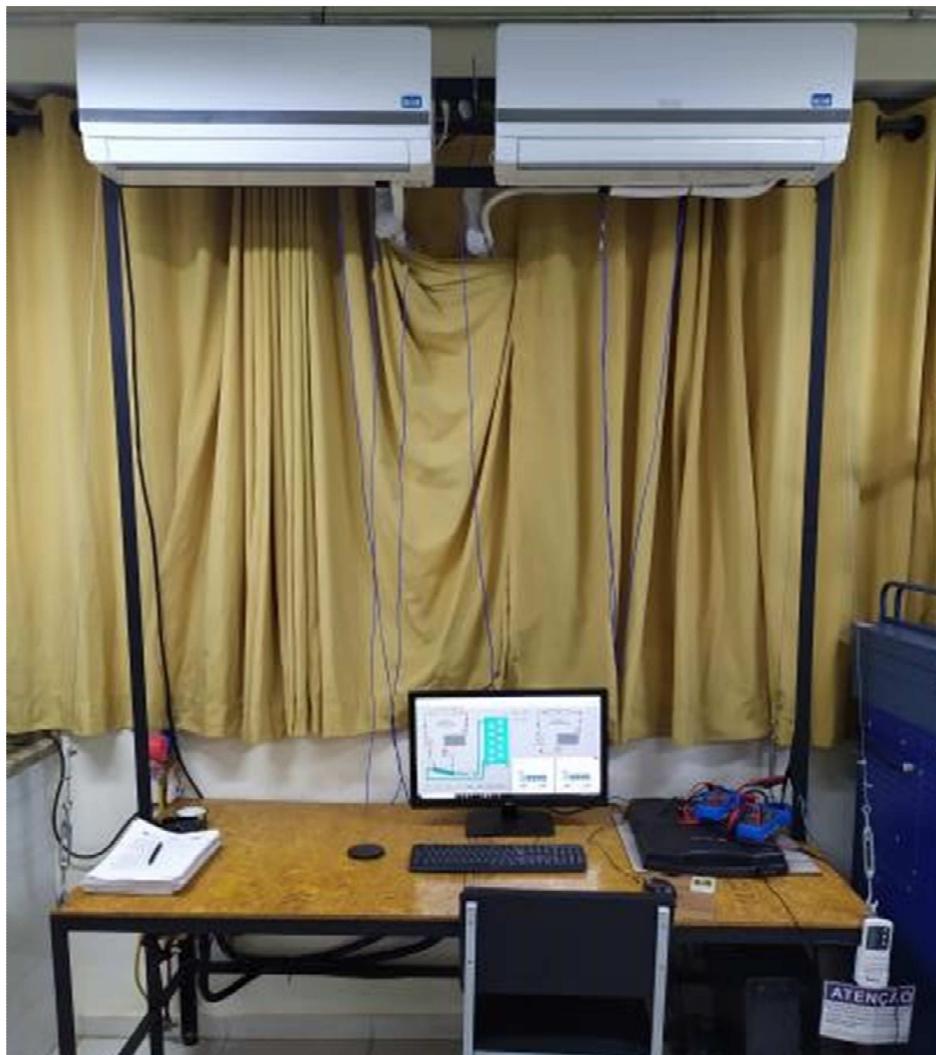
Na Figura 13 é apresentado o aparato experimental presente no ambiente externo do laboratório e na Figura 14 os componentes localizados internamente.

**Figura 13 - Aparato experimental no ambiente externo.**



**Fonte: Autoria própria (2018).**

**Figura 14 - Aparato experimental no ambiente externo.**



**Fonte: Autoria própria (2018).**

### 3.10 MODIFICAÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO

Visando minimizar a influência nos dados devido às variáveis incontrolláveis de cada dia, como por exemplo: clima, umidade, radiação, entre outros. Definiu-se que durante os experimentos, ambos os aparelhos de ar-condicionado deveriam funcionar simultaneamente. Para isso, foi necessário alterar a lógica e a interface desenvolvidas no LabVIEW®, conforme apresentado no APÊNDICE D.

## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Com o objetivo de padronizar os experimentos definiu-se uma rotina a ser seguida, conforme apresentada a seguir:

Antes de iniciar cada experimento, deve-se desligar o sistema de resfriamento de água e verificar se a temperatura está próxima a do ambiente. Em seguida, deve-se preencher o *check-list* (APÊNDICE E) para determinar a configuração do experimento. Um quesito a ser verificado é se o experimento utiliza convecção natural ou forçada, para caso seja necessário ligar a bomba elétrica.

O procedimento seguinte é o de ligar os aparelhos de ar-condicionado e configurar a temperatura para o experimento. Posteriormente, deve-se iniciar a aquisição de dados nos alicates wattímetros e no LabVIEW, configurando a tempo de aquisição de dados a cada 10 segundos.

Foi definido que os aparelhos de ar-condicionado devem ser ligados às 8h30min, para que estejam estabilizados por volta das 9h00min. Todos os testes experimentais foram realizados até às 16h00min. Após 7 horas de experimento, deve-se desligar os equipamentos e alocar os arquivos com os dados nas respectivas pastas.

O último passo a ser realizado, é o de ligar novamente o sistema de resfriamento de água, mantendo o em funcionamento até o início do próximo experimento.

### 4.1 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS

De acordo com conceitos estatísticos é necessário realizar no mínimo três repetições de um mesmo experimento, para que sejam contabilizados todos os efeitos das variáveis incontrolláveis. Devido a isso, foram planejados inicialmente três repetições para cada uma das configurações possíveis. O planejamento definido é apresentado no Quadro 1, onde os experimentos foram nomeados da seguinte forma:

- TX-RY - onde o 'X' é a numeração do experimento e 'Y' é a numeração da repetição, como por exemplo: T3-R3 - terceiro experimento (4 bar de pressão, 25°C e convecção natural) em sua terceira repetição.

**Quadro 1 - Planejamento inicial dos experimentos.**

		Pressão na entrada do compressor		
Tipo de convecção	Temperatura no ar-condicionado	4 bar	4,5 bar	5 bar
Convecção natural	19°C	T1-R1	T4-R1	T7-R1
		T1-R2	T4-R2	T7-R2
		T1-R3	T4-R3	T7-R3
	22°C	T2-R1	T5-R1	T8-R1
		T2-R2	T5-R2	T8-R2
		T2-R3	T5-R3	T8-R3
	25°C	T3-R1	T6-R1	T9-R1
		T3-R2	T6-R2	T9-R2
		T3-R3	T6-R3	T9-R3
Convecção forçada	19°C	T10-R1	T13-R1	T16-R1
		T10-R2	T13-R2	T16-R2
		T10-R3	T13-R3	T16-R3
	22°C	T11-R1	T14-R1	T17-R1
		T11-R2	T14-R2	T17-R2
		T11-R3	T14-R3	T17-R3
	25°C	T12-R1	T15-R1	T18-R1
		T12-R2	T15-R2	T18-R2
		T12-R3	T15-R3	T18-R3

**Fonte: Autoria própria (2019).**

Conforme observado no Quadro 1, foram definidas como variáveis de controle do sistema a temperatura de *setup* dos aparelhos de ar-condicionado, a pressão na entrada dos compressores e os tipos de convecção. Para cada variável foram definidos diferentes valores, com o objetivo de avaliar a influência dos mesmos no funcionamento dos equipamentos. Contudo, ao iniciar os experimentos identificou-se as variáveis incontroláveis: temperatura ambiente, umidade relativa, radiação incidente e o calor absorvido pelo sistema em relação ao ambiente externo.

Após realizar a primeira repetição de cada teste, realizou-se um levantamento nos dados funcionais para analisar a operação dos sistemas convencional e modificado. Durante a análise, foram identificadas falhas nos equipamentos e

posteriormente identificou-se que isso ocorreu devido às configurações impostas, conforme detalhado a seguir:

- Temperatura de *setup* de 25°C: Devido a temperatura *setup* ser elevada, o sistema apresentou desligamentos por identificar que o ambiente atingiu a temperatura especificada. Isso ocorre, devido aos aparelhos utilizados não possuírem a função *inverter*.

- Pressão de 4 bar: Durante o processo de inserção do fluido refrigerante no aparelho de ar-condicionado, é possível controlar a pressão na entrada do compressor. Com isso, ao realizar os experimentos com a calibração em 4 bar, percebeu-se a formação de gelo na região próxima ao compressor. A formação de gelo indica alguns problemas, dentre eles a falta de fluido refrigerante no sistema.

- Pressão de 5 bar: Ao realizar experimentos com a pressão em 5 bar, percebeu-se um aumento considerável no consumo de energia e com isso estimou-se que haveria excesso de fluido refrigerante. O problema em se ter fluido refrigerante em excesso, é que o compressor trabalha com cargas acima do especificado e isso certamente causará danos nas vedações e/ou nos componentes.

Devido aos problemas identificados, decidiu-se retirar os experimentos configurados com a temperatura de *setup* de 25°C e com as pressões na entrada do compressor em 4 e 5 bar. Para que a análise estatística não apresente defasagem em sua confiabilidade, utilizou-se a Equação (8) para definir a nova quantidade de repetições necessárias para cada experimento (BARBIN, 2013).

$$10 \leq (n_{fa} \cdot n_{fb} \cdot n_{fc}) \cdot (r - 1) \quad (8)$$

Onde:

$n_{fa}$  = quantidade de níveis do fator a (modificado e convencional);

$n_{fb}$  = quantidade de níveis do fator b (4,5 bar);

$n_{fc}$  = quantidade de níveis do fator c (19°C e 22°C);

$r$  = número de repetições.

A partir da Equação (8) obtém-se  $r = 3,5$  e assim foi definido que seriam necessárias pelo menos quatro repetições para cada experimento. O novo planejamento é apresentado no Quadro 2.

**Quadro 2 - Planejamento final dos experimentos.**

		<b>Pressão na entrada do compressor</b>			
<b>Tipo de convecção</b>	<b>Temperatura no ar-condicionado</b>	4,5 bar			
<b>Convecção natural</b>	19°C	T1-R1	T1-R2	T1-R3	T1-R4
	22°C	T2-R1	T2-R2	T2-R3	T2-R4
<b>Convecção forçada</b>	19°C	T3-R1	T3-R2	T3-R3	T3-R4
	22°C	T4-R1	T4-R2	T4-R3	T4-R4

**Fonte: Autoria própria (2019).**

## 5 ANÁLISE TERMODINÂMICA

A análise termodinâmica utilizada no presente estudo, tem como objetivo quantificar as eficiências dos sistemas convencional e modificado. Para isso, devem ser considerados os três casos apresentados a seguir:

- Aparelho de ar-condicionado convencional;
- Aparelho de ar-condicionado modificado;
- Sistema modificado, adicionando-se o calor absorvido pela água.

### 5.1 FUNDAMENTAÇÃO

Segundo Borgnakke e Sonntag (2018), para obter a eficiência em aparelhos de ar-condicionado deve-se calcular o Coeficiente de Performance (COP) utilizando-se a Equação (9).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{abs}}}{\dot{W}_{\text{cons}}} \quad (9)$$

Onde:

COP = coeficiente de performance do sistema;

$\dot{Q}_{\text{abs}}$  = calor absorvido pelo sistema no ambiente interno [W];

$\dot{W}_{\text{cons}}$  = potência utilizada pelo sistema [W].

Com base nas premissas termodinâmicas, considera-se que o sistema opera em regime permanente e com isso são aplicados os balanços de energia (Equação 10) e de massa (Equação 11) nas análises.

$$\sum E_E - \sum E_S = 0 \quad (10)$$

Onde:

$\sum E_E$  = somatória das energias que entram no sistema [J];

$\sum E_S$  = somatória das energias que saem do sistema [J].

$$\sum \dot{m}_{\text{Ent}} - \sum \dot{m}_{\text{Sai}} = 0 \quad (11)$$

Onde:

$\dot{m}_{Ent}$  = vazão mássica que entra no sistema [kg/s];

$\dot{m}_{Sai}$  = vazão mássica que sai do sistema [kg/s].

## 5.2 CÁLCULO DO COP - SISTEMA CONVENCIONAL

Como o aparelho convencional opera sem alterações em seu projeto original, calcula-se o COP utilizando-se diretamente a Equação (9). Para isso, foram utilizadas a capacidade de refrigeração informada pelo fabricante (2,6 kW) e a potência aquirada no alicate wattímetro.

## 5.3 CÁLCULO DO COP - SISTEMA MODIFICADO

Para obter o COP do sistema modificado, foi necessário aplicar o balanço de energia na unidade evaporadora (Equação 12). Devido a alteração no projeto, não é possível utilizar diretamente a capacidade de refrigeração informada pelo fabricante. Além disso, não foi possível obter um instrumento que mensurasse a vazão mássica, por causa da instabilidade do estado físico do fluido refrigerante. Os valores de entalpia, são obtidos com os dados de temperatura e pressão aquirados.

$$\dot{Q}_{L,Modif} + \dot{m}_{Ent} \cdot h_{Ent} - \dot{m}_{Sai} \cdot h_{Sai} = 0 \quad (12)$$

Onde:

$\dot{Q}_{L,Modif}$  = calor absorvido pela evaporadora do sistema modificado [W];

$h_{Ent}$  = entalpia do fluido que entra da evaporadora [J/kg];

$h_{Sai}$  = entalpia do fluido que sai da evaporadora [J/kg].

Como a modificação no sistema foi aplicada na região entre o condensador e o compressor, e as pressões de trabalho são próximas a do aparelho convencional, definiu-se que a vazão mássica para ambos os sistemas será considerada a mesma.

Desta forma, para estimar o valor da vazão mássica dos sistemas, utilizou-se o balanço de energia na evaporadora do sistema convencional (Equação 13). Como feito anteriormente, utilizou-se a capacidade de refrigeração informada pelo fabricante.

$$\dot{Q}_{L,conv} + \dot{m}_{Ent} \cdot h_{Ent} + \dot{m}_{Sai} \cdot h_{Sai} = 0 \quad (13)$$

Onde:

$\dot{Q}_{L,conv}$  = potência do evaporador conforme fabricante [W].

Após obter a vazão mássica dos aparelhos de ar-condicionado, foi possível calcular o COP do sistema modificado e verificar possíveis diferenças causadas pela adição do trocador de calor.

#### 5.4 CÁLCULO DO COP - SISTEMA MODIFICADO COM ACÚMULO NO RESERVATÓRIO

Para determinar o COP do sistema modificado incluindo o calor presente no reservatório térmico, inicialmente deve-se calcular a energia armazenada instantaneamente por meio da Equação (14).

$$\dot{Q}_{Reserv,i} = \frac{V}{1000} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_p \cdot (T_{Méd,i} - T_{Méd,i-1}) \quad (14)$$

Onde:

$\dot{Q}_{Reserv,i}$  = calor presente no reservatório no instante da medição [W];

V = volume de água no reservatório [m<sup>3</sup>];

$\rho_{H_2O}$  = densidade da água presente no reservatório de acordo com sua temperatura média [kg/m<sup>3</sup>];

$c_p$  = capacidade calorífica da água presente no reservatório de acordo com sua temperatura média [W];

$T_{Méd,i}$  = temperatura média da água presente no reservatório no instante da medição [°C];

$T_{Méd,i-1}$  = temperatura média da água presente no reservatório no instante da medição anterior [°C];

$t_i$  = tempo da medição [s];

$t_{i-1}$  = tempo da medição anterior [s].

Após quantificar o calor presente no reservatório, é possível calcular o COP considerando-se toda a energia na forma de calor contido no reservatório (Equação 15).

$$\text{COP}_{\text{Modif+Reserv}} = \frac{\dot{Q}_{L,\text{Modif}} + \dot{Q}_{\text{Reserv},i}}{\dot{W}_{\text{Cons,Modif}}} \quad (15)$$

Onde:

$\text{COP}_{\text{Modif+Reserv}}$  = coeficiente de performance do sistema modificado somado ao calor presente no reservatório;

$\dot{W}_{\text{Cons,Modif}}$  = potência utilizada pelo sistema modificado [W].

## 5.5 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Ao se realizar os cálculos para a obtenção dos COPs, utilizou-se as medições de temperatura, pressão e consumo de energia elétrica, e essas apresentam incertezas de medição. A propagação média destas incertezas é calculada a partir da Equação (16), utilizando-se a metodologia definida por Moffat (1988).

$$\Delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \cdot \delta x_i\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{i+1}} \cdot \delta x_{i+1}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot \delta x_n\right)^2} \quad (16)$$

Onde:

$\delta x_i$  = incerteza relativa a cada variável.

Os dados obtidos experimentalmente foram inseridos no *software Engineering Equation Solver® (EES)*, juntamente com os erros de medição informados pelos fabricantes dos equipamentos (Quadro 3), no qual calcula-se a incerteza dos resultados.

**Quadro 3 - Valores utilizados nos cálculos das incertezas.**

<b>Variável</b>	<b>Erro</b>
<b>Pressão [bar]</b>	$\pm 0,25\%$
<b>Temperatura [°C]</b>	$\pm 1$
<b>Potência [W]</b>	$\pm 3\%$

**Fonte: Autoria própria (2019).**

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na presente seção são apresentados os resultados obtidos da modificação de um aparelho de ar-condicionado, permitindo a utilização do rejeito térmico para o aquecimento de água. A modificação consiste em adicionar um trocador de calor do tipo casco-tubo em série com a condensadora e conectá-lo a um reservatório térmico. Para avaliar a implementação, realizou-se experimentos com dois equipamentos funcionando simultaneamente, sendo o primeiro mantido convencional e o segundo modificado com o sistema de reaproveitamento.

### 6.1 COMPORTAMENTO DOS COMPONENTES DOS SISTEMAS CONVENCIONAL E MODIFICADO

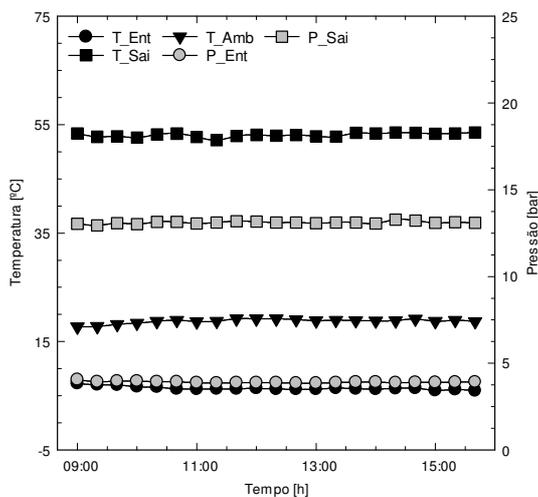
Para avaliar o impacto que a modificação pode causar nos aparelhos de ar-condicionado, foram realizados testes experimentais variando a temperatura de *setup* (19°C e 22°C) e o tipo de convecção utilizada (forçada e natural). Visando avaliar o funcionamento de cada componente, aquisitou-se os dados de temperatura e pressão durante o período de realização dos testes experimentais.

Para apresentar os dados aqisitados, selecionou-se um experimento de cada configuração, comparando os comportamentos de cada componente separadamente, conforme apresentados nos tópicos a seguir.

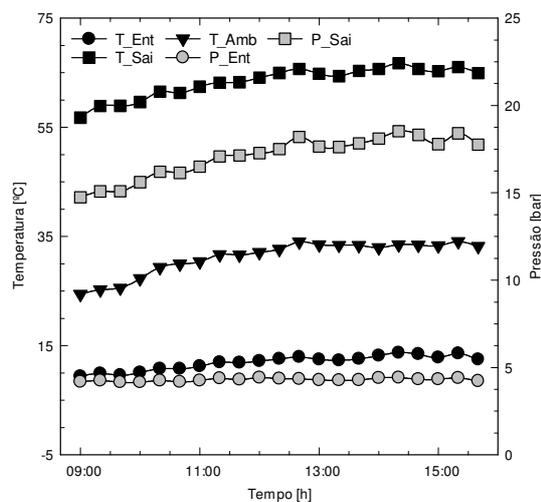
#### 6.1.1 Análise dos Compressores

Os gráficos presentes nas Figuras 15 e 16 representam respectivamente os dados de funcionamento dos compressores nos sistemas convencional e modificado. Ao analisar os gráficos é possível verificar a influência da temperatura ambiente no funcionamento dos compressores, alterando inclusive as taxas de compressão durante os experimentos.

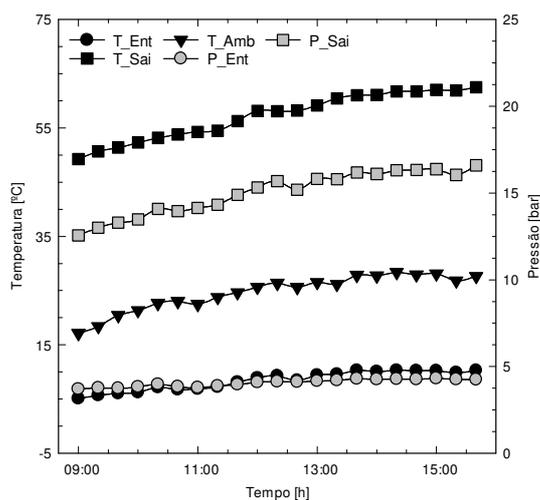
**Figura 15 - Compressor (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.**



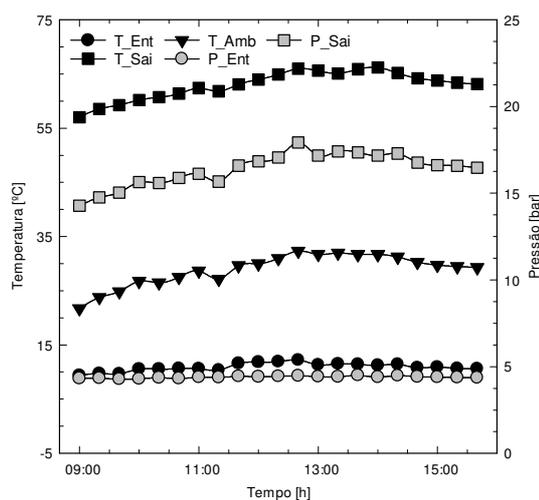
**a) Convecção forçada e 19°C.**



**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**

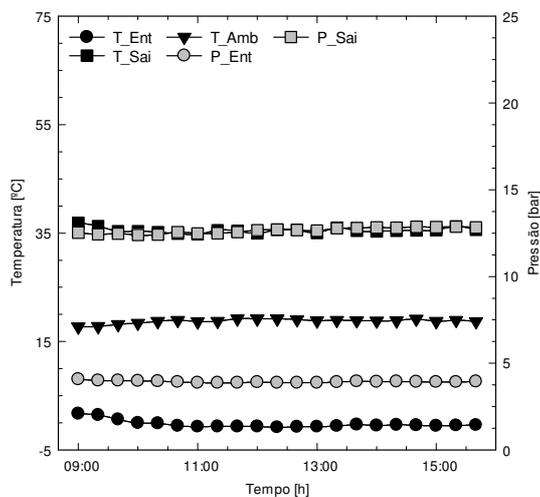


**d) Convecção natural e 22°C.**

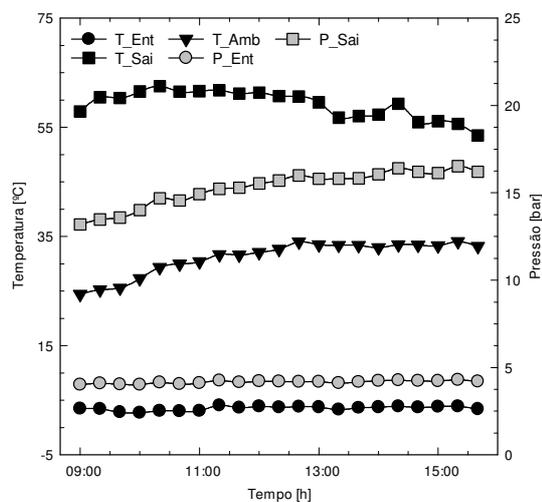
**Fonte: Autoria própria (2019).**

Verificou-se que a pressão de saída no compressor do sistema convencional, apresenta um aumento de 7% quando comparado ao sistema modificado. Como as pressões de entrada foram calibradas e ambos os equipamentos operam em faixas aproximadamente iguais (4,5 bar), estima-se que essa diferença ocorra devido a variações normais de fabricação dos compressores. Além disso, constatou-se uma diferença de 4% no consumo de energia elétrica do sistema convencional.

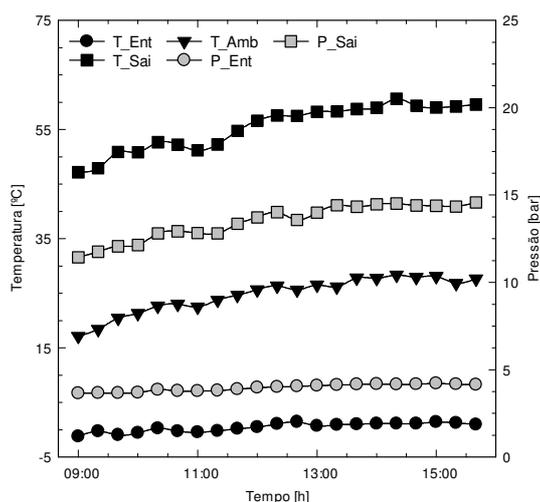
**Figura 16 - Compressor (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão.**



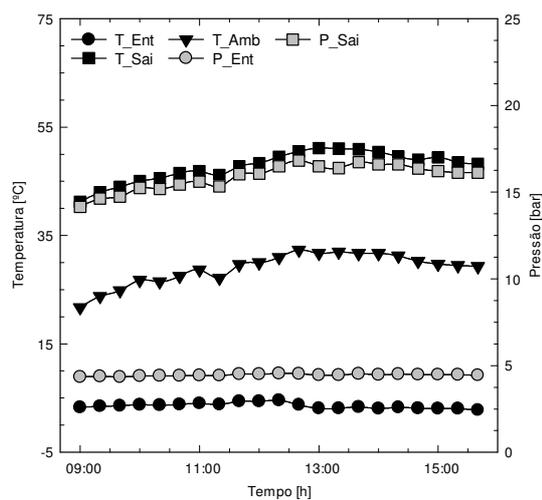
**a) Convecção forçada e 19°C.**



**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**



**d) Convecção natural e 22°C.**

**Fonte: Autoria própria (2019).**

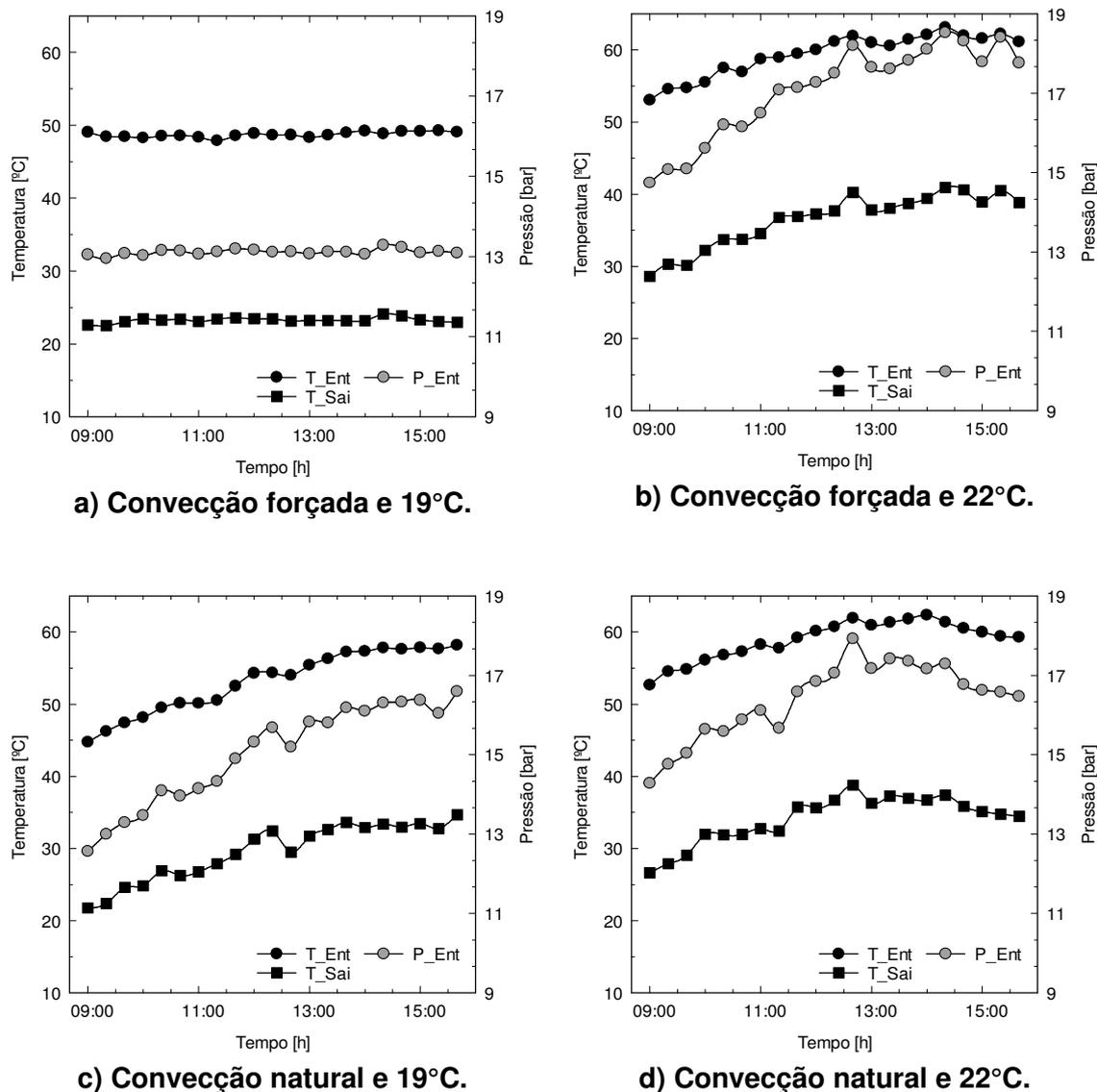
Ao analisar a influência do tipo de convecção, não foi identificado nenhum padrão e, portanto, concluiu-se que este parâmetro não apresenta influência no comportamento dos compressores.

### 6.1.2 Análise das Unidades Condensadoras

Os dados de funcionamento das unidades condensadoras foram avaliados e os gráficos obtidos são apresentados nas Figuras 17 e 18. A função da unidade condensadora é de transferir o calor do fluido refrigerante para ar presente no

ambiente externo. Dessa forma, ao comparar as curvas de funcionamento da condensadora com a temperatura ambiente, observou-se a sua influência durante o funcionamento do componente.

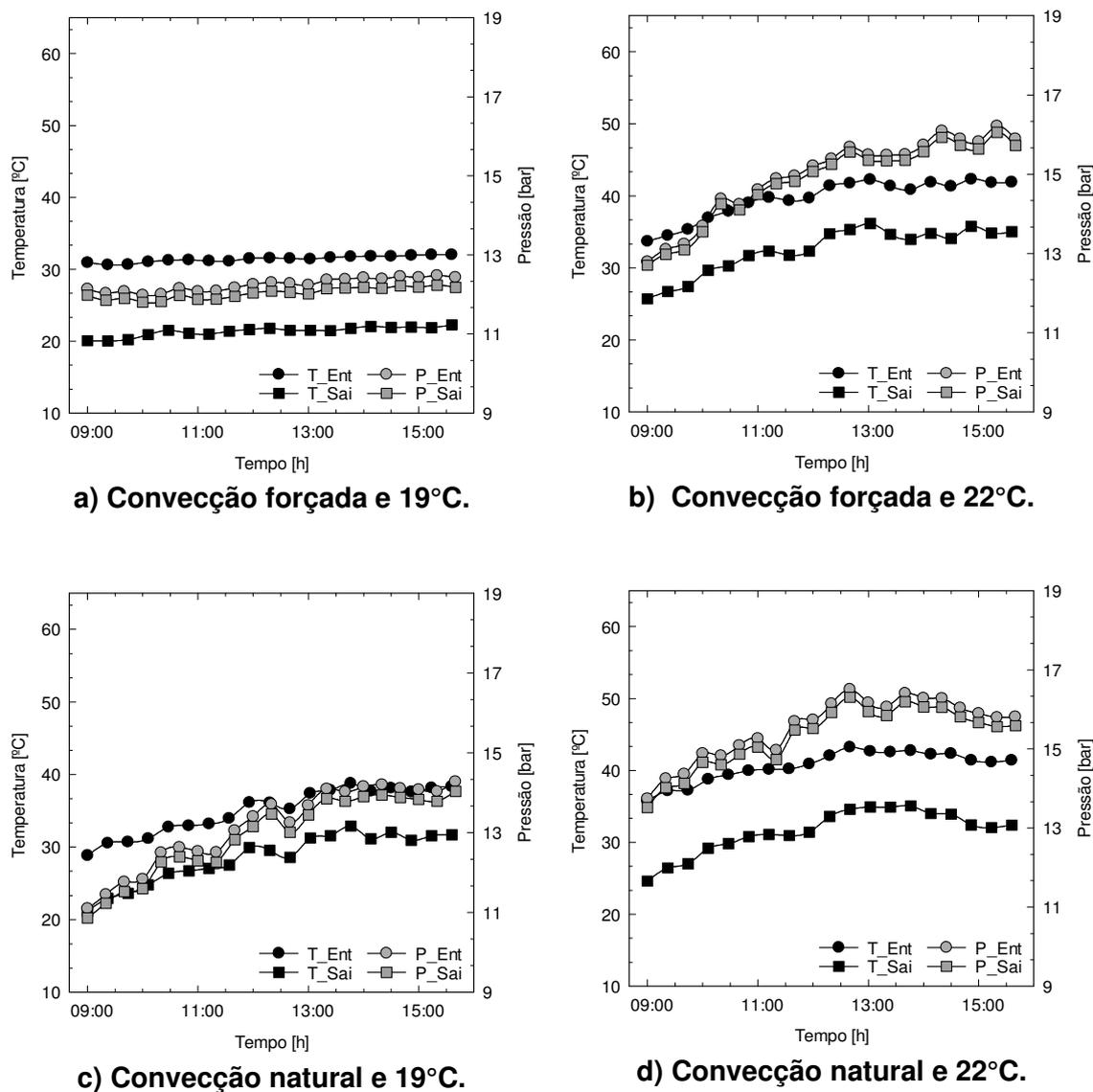
**Figura 17 - Unidade condensadora (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

Ao comparar o funcionamento das condensadoras de ambos os sistemas convencional e modificado, verifica-se o efeito da inclusão do trocador de calor. Pois ao analisar as curvas de temperatura, é possível verificar que os valores na região de entrada da unidade condensadora do sistema modificado são em média 34% menor, devido a retirada de calor que ocorre previamente.

**Figura 18 - Unidade condensadora (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão.**



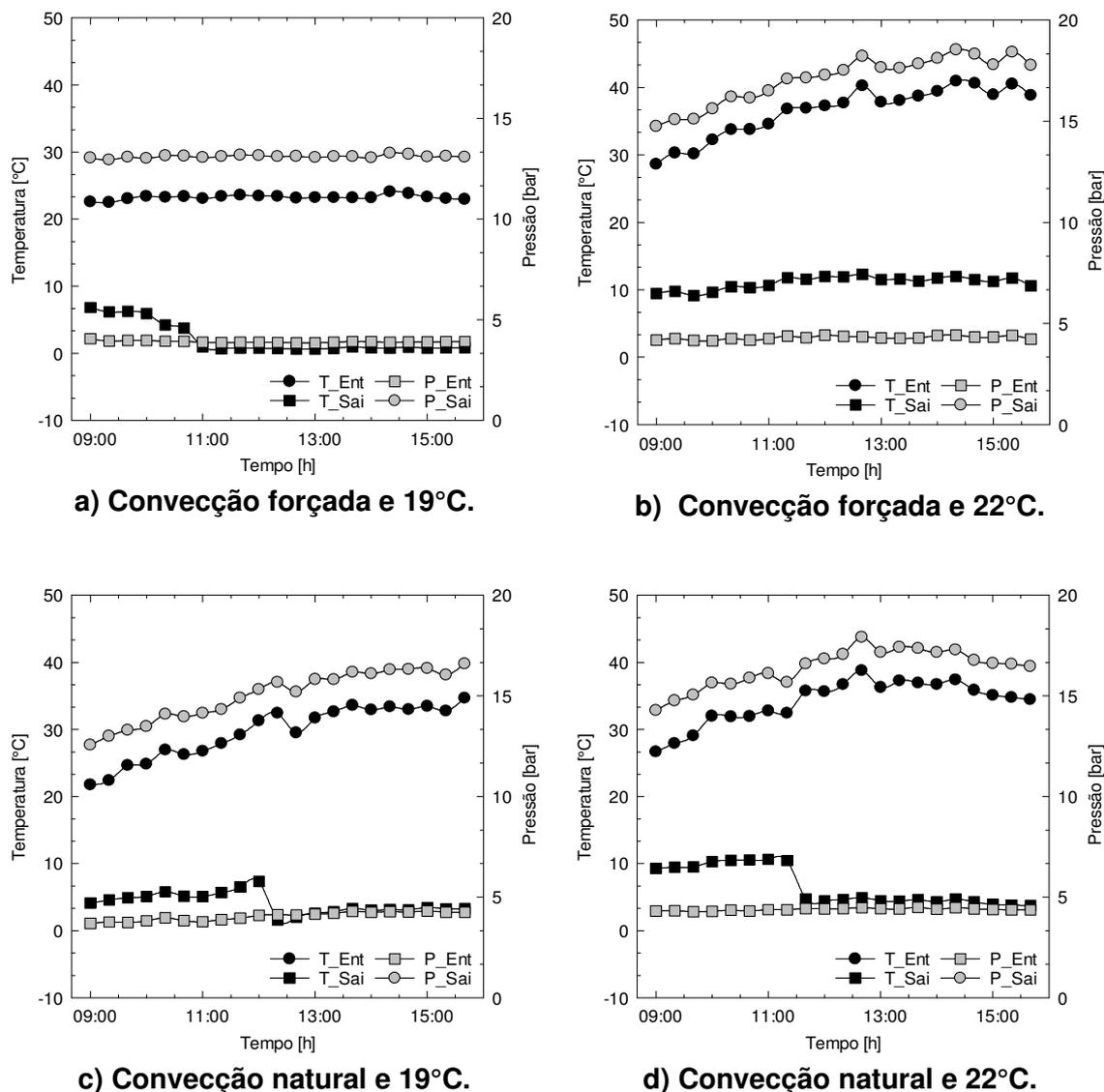
**Fonte: Autoria própria (2019).**

Ao avaliar o impacto da redução das temperaturas na unidade condensadora, verifica-se que a energia térmica rejeitada para o ambiente pode ser reduzida em até 95%, reduzindo-se também o impacto ambiental local causado pela formação de ilhas de calor.

### 6.1.3 Análises dos Tubos Capilares

Os dados de funcionamento dos tubos capilares dos sistemas convencional e modificado são apresentados nas Figuras 19 e 20, permitindo avaliar os comportamentos para as diferentes configurações de teste.

**Figura 19 - Tubo capilar (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.**

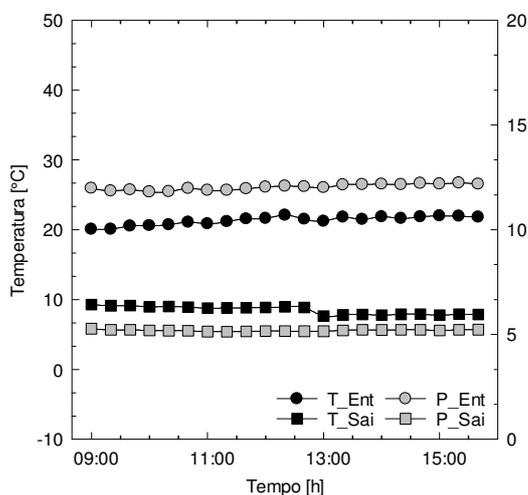


Fonte: Autoria própria (2019).

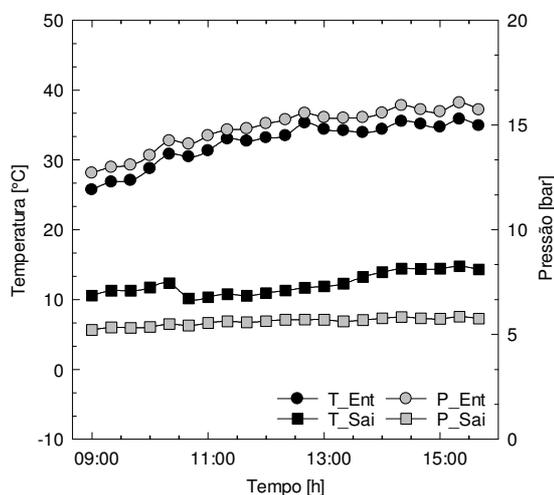
Ao comparar os dados dos tubos capilares, verifica-se que estes apresentam comportamentos semelhantes, independentemente da configuração dos testes. Constatou-se que a temperatura ambiente (como observado nas Figuras 15 e 16) influencia

diretamente o comportamento da temperatura e pressão dos tubos capilares em função do tempo.

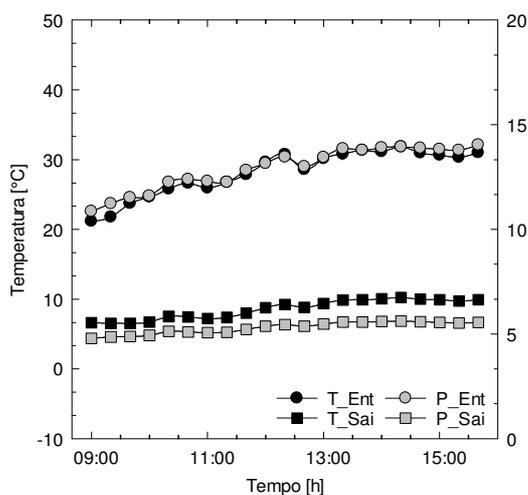
**Figura 20 - Tubo capilar (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão.**



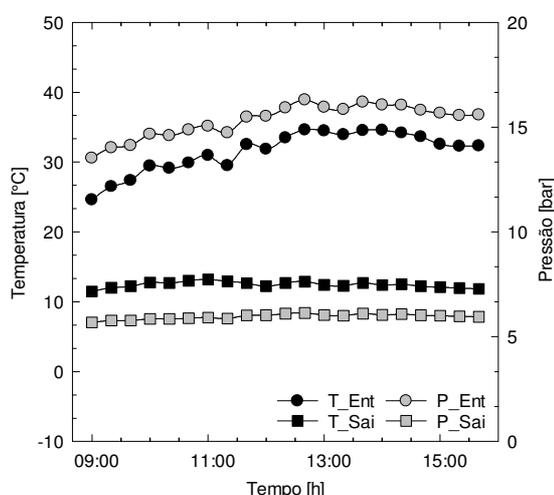
**a) Convecção forçada e 19°C.**



**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**



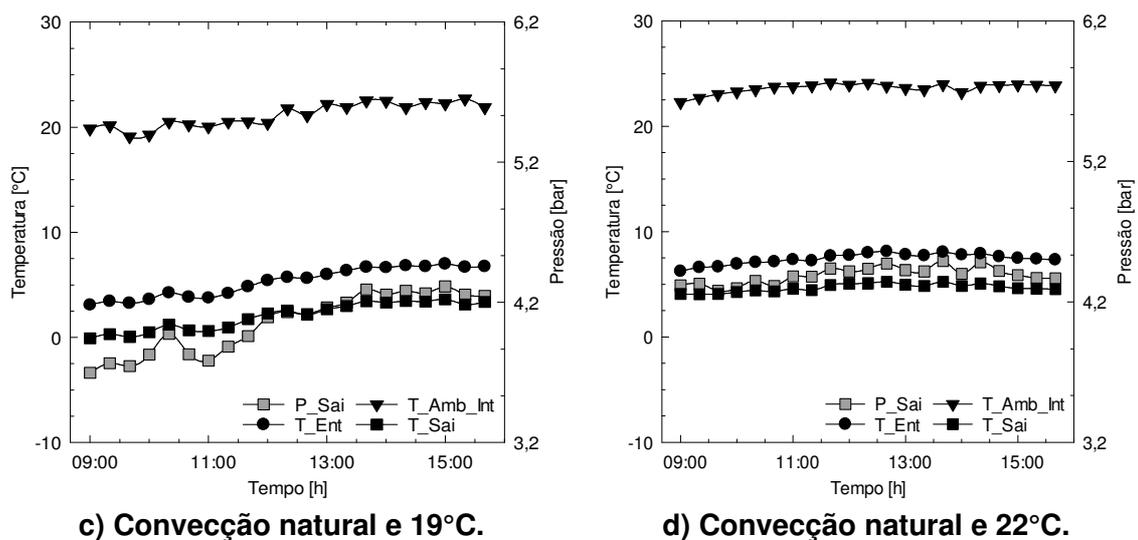
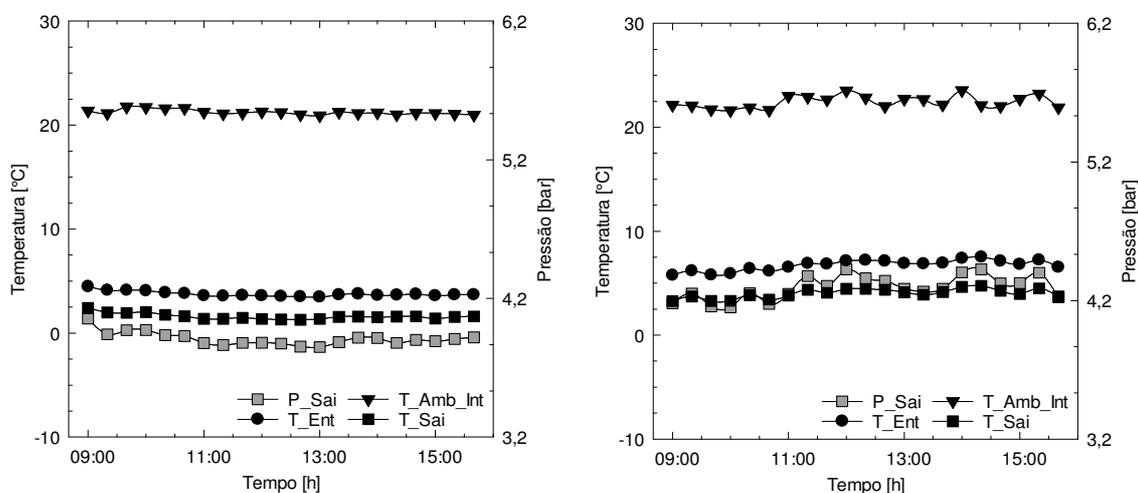
**d) Convecção natural e 22°C.**

**Fonte: Autoria própria (2019).**

#### 6.1.4 Análise das Unidades Evaporadoras

Nas Figuras 21 e 22 são apresentados os comportamentos das unidades evaporadoras para os sistemas modificado e convencional, respectivamente.

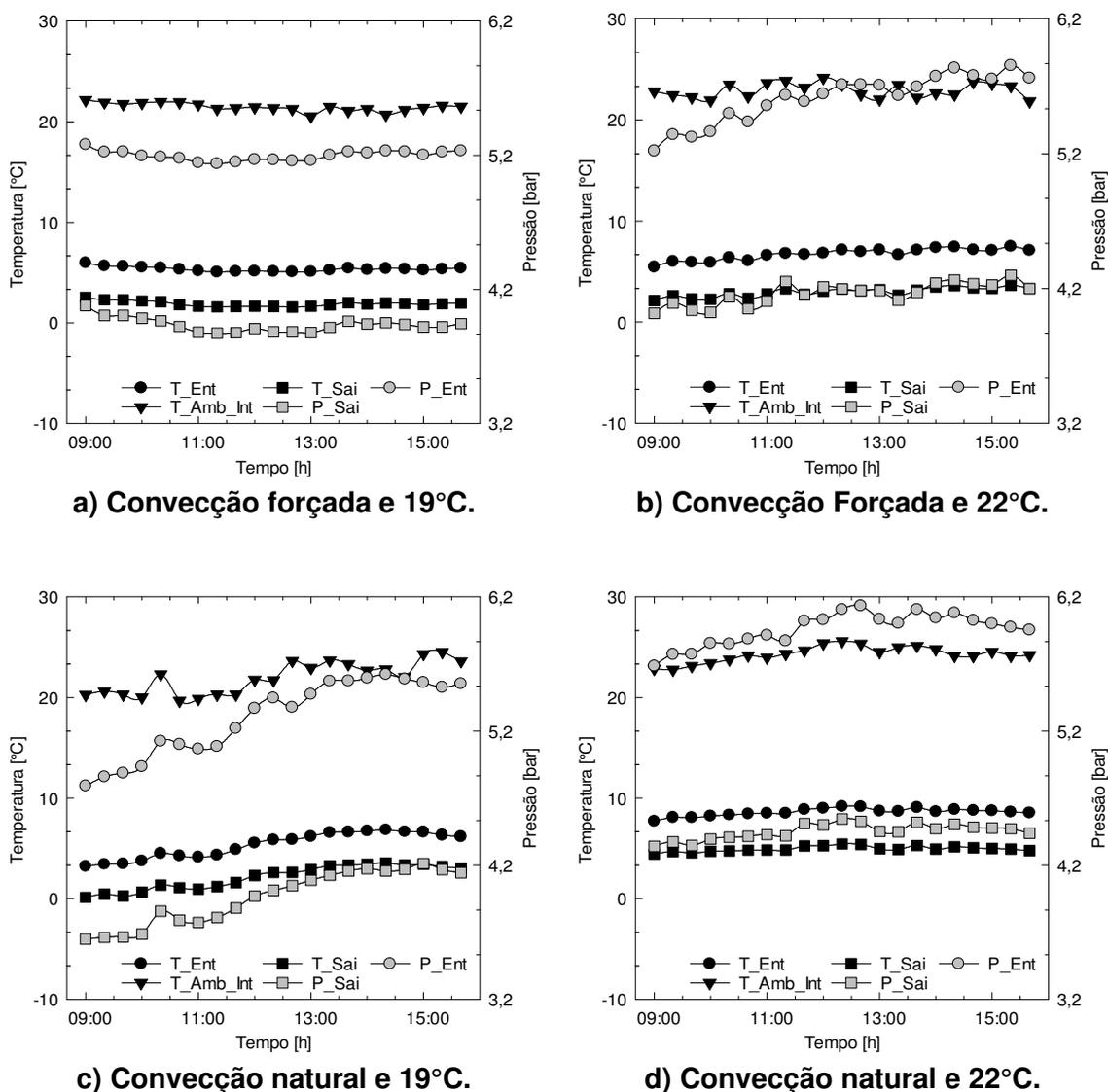
**Figura 21 - Unidade evaporadora (sistema convencional): Temperatura x Tempo x Pressão.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

Verifica-se que ambos os sistemas apresentam comportamentos semelhantes entre os experimentos, variando apenas em magnitude devido as condições ambientais incontroláveis.

**Figura 22 - Unidade evaporadora (sistema modificado): Temperatura x Tempo x Pressão.**



**Fonte: Autoria própria (2019)**

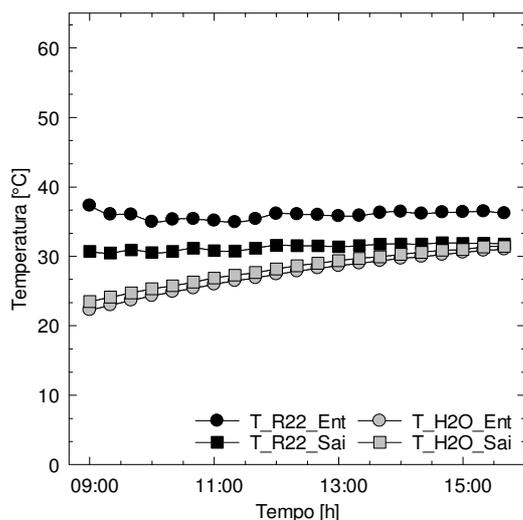
Ao analisar as curvas da temperatura do ambiente interno, verifica-se que os aparelhos de ar-condicionado não conseguem alcançar a temperatura de *setup*. Isso ocorre de forma proposital, devido o seu subdimensionamento para o espaço do laboratório, a fim de se evitar o desligamento periódico.

#### 6.1.5 Análise do Trocador de Calor Casco-Tubo

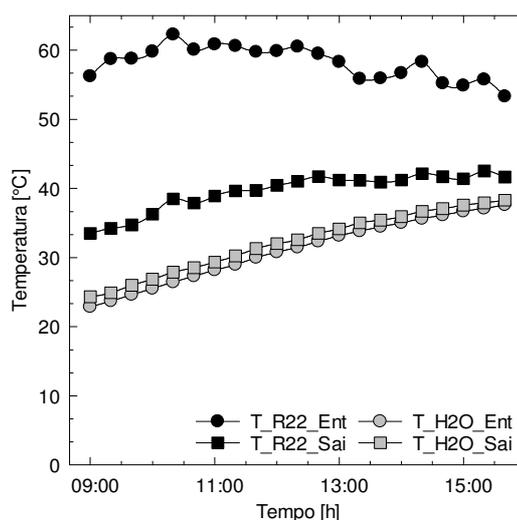
Para analisar o funcionamento do trocador de calor, foram obtidos os gráficos presentes na Figura 23.

Ao avaliar as curvas de temperaturas, é possível observar que o tipo de convecção utilizada possui grande influência no comportamento do trocador. Como a convecção forçada apresenta alto volume e aproximadamente fluxo constante, verifica-se que a água apresenta aumento de temperatura uniforme.

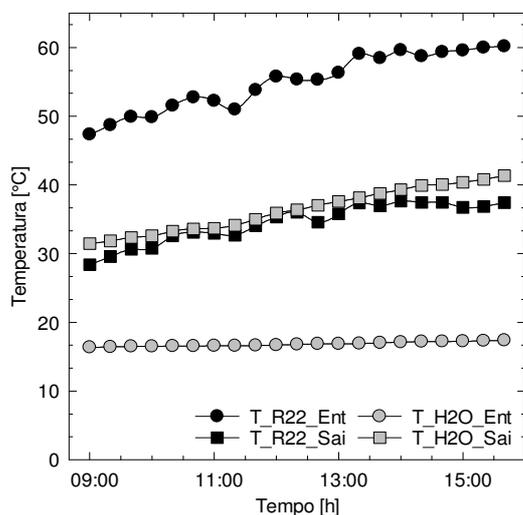
**Figura 23 - Trocador de calor: Temperatura x Tempo.**



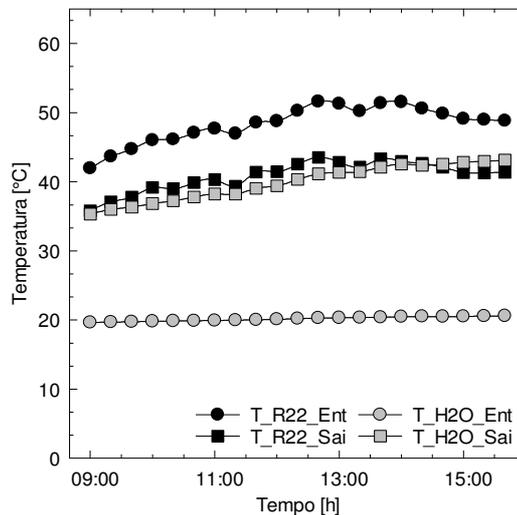
**a) Convecção forçada, 19°C.**



**b) Convecção forçada, 22°C.**



**c) Convecção natural, 19°C.**



**d) Convecção natural e 22°C.**

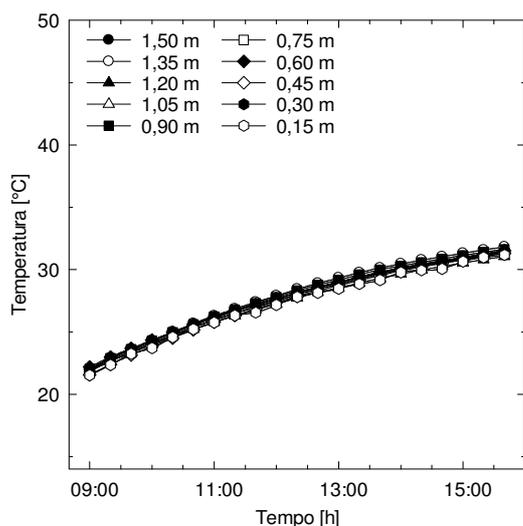
**Fonte: Autoria própria (2019).**

Observa-se que os gradientes de temperatura, tanto para o fluido refrigerante quanto para a água, se intensificam nos experimentos com convecção natural por apresentarem um tempo de residência maior da água no interior do trocador.

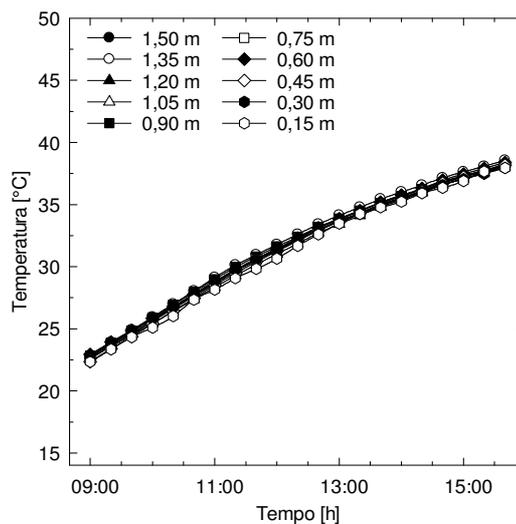
### 6.1.6 Análise do Reservatório Térmico

Durante os experimentos realizados, aquistou-se os valores de temperatura no reservatório em 10 pontos com diferentes alturas. Os dados são apresentados nas Figuras 24 e 25.

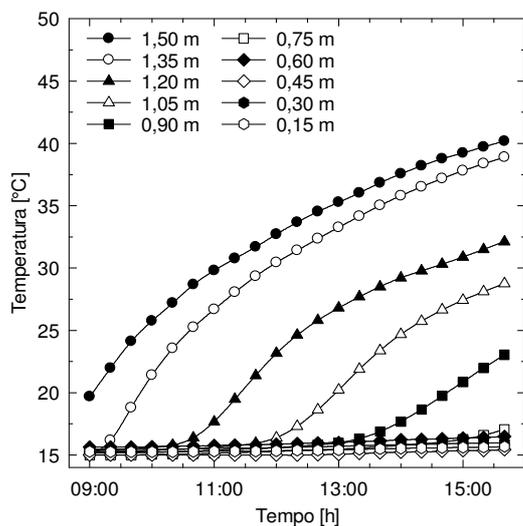
**Figura 24 - Reservatório: Temperatura x Tempo.**



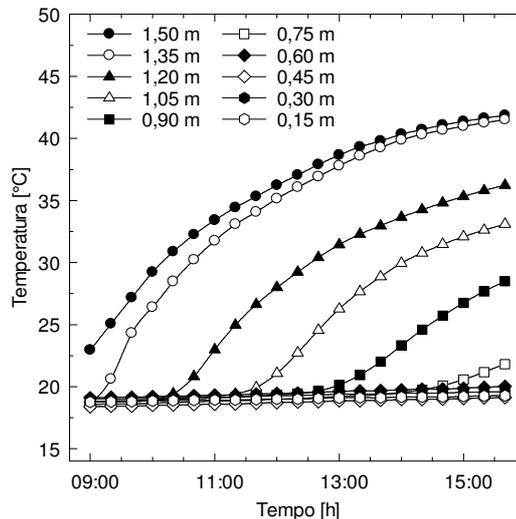
**a) Convecção forçada e 19°C.**



**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**



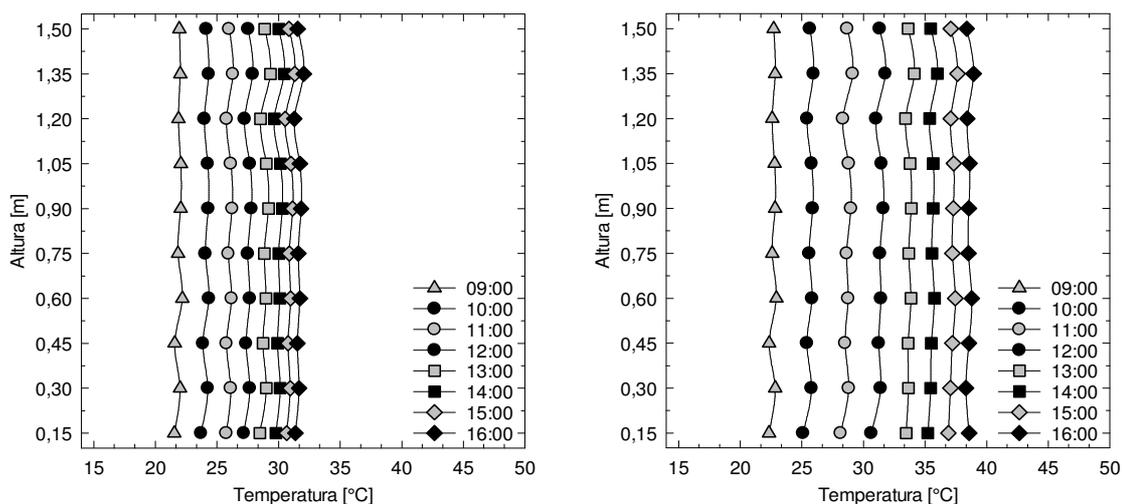
**d) Convecção natural e 22°C.**

**Fonte: Autoria própria (2019).**

Ao avaliar os comportamentos para as diferentes configurações experimentais, observa-se o impacto causado pelo tipo de convecção utilizada.

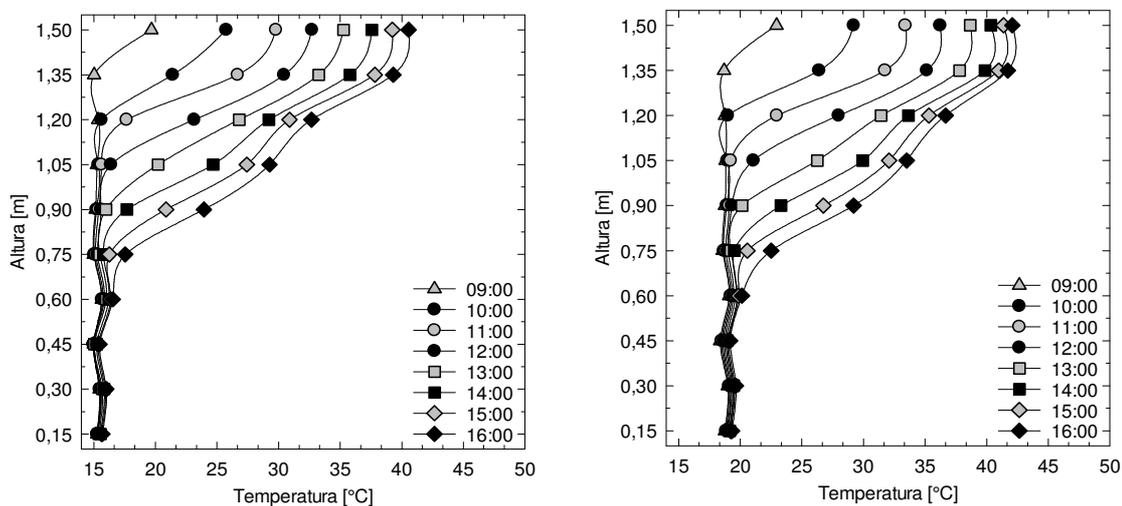
Verificou-se que nos experimentos com convecção forçada, a temperatura a cada hora em todo o reservatório é aproximadamente a mesma. Enquanto isso, nos experimentos com convecção natural, verifica-se que o volume inferior mantém a temperatura inicial por praticamente todo o experimento.

**Figura 25 - Reservatório: Altura x Temperatura.**



**a) Convecção forçada e 19°C.**

**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**

**d) Convecção natural e 22°C.**

**Autoria própria (2019).**

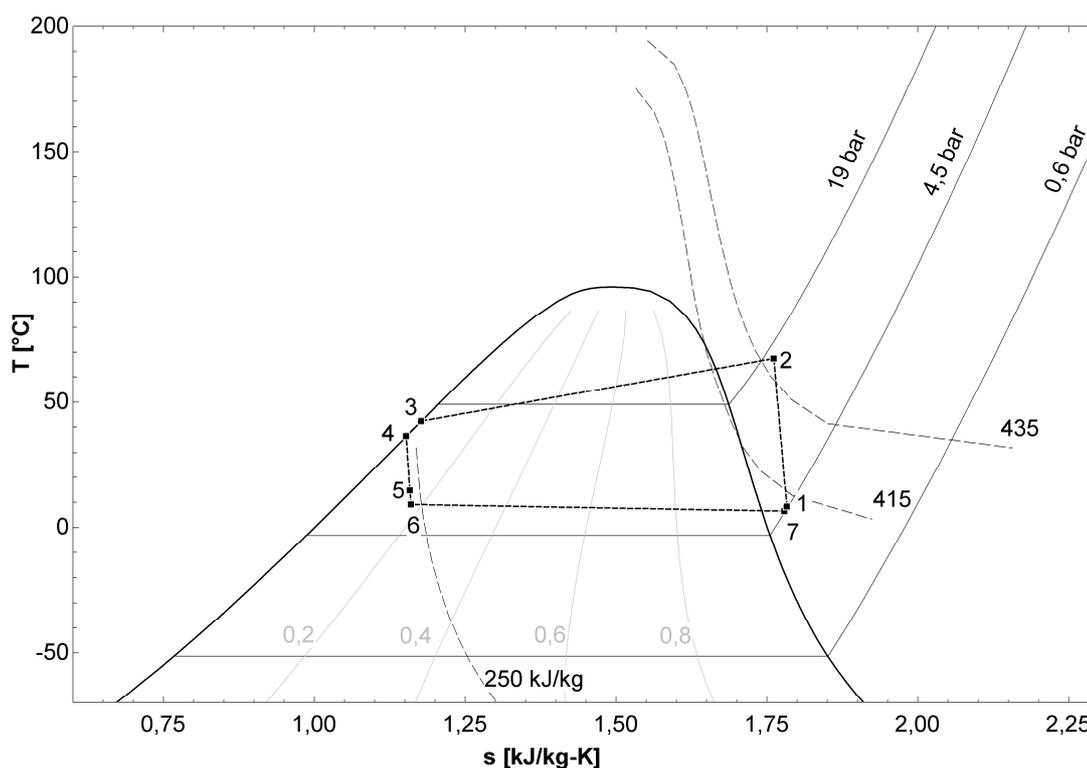
Ao observar o comportamento para os experimentos com convecção natural, verifica-se a formação de estratificação térmica no reservatório, e isso ocorre devido a densidade da água diminuir com o seu aquecimento no trocador de calor.

Durantes os experimentos com convecção natural, foram obtidas em média temperaturas próximas a 40°C no topo do reservatório. Em contrapartida nos experimentos com convecção forçada, foram obtidos para todo o volume de água temperaturas médias em torno de 32°C

### 6.1.7 Análise dos Ciclos Termodinâmicos

Os ciclos termodinâmicos de refrigeração são apresentados na Figura 26 (sistema modificado) e na Figura 27 (convencional). Os estados termodinâmicos obtidos foram inseridos nos diagramas de temperatura por entropia (T-s), para a verificação do estado físico do fluido refrigerante.

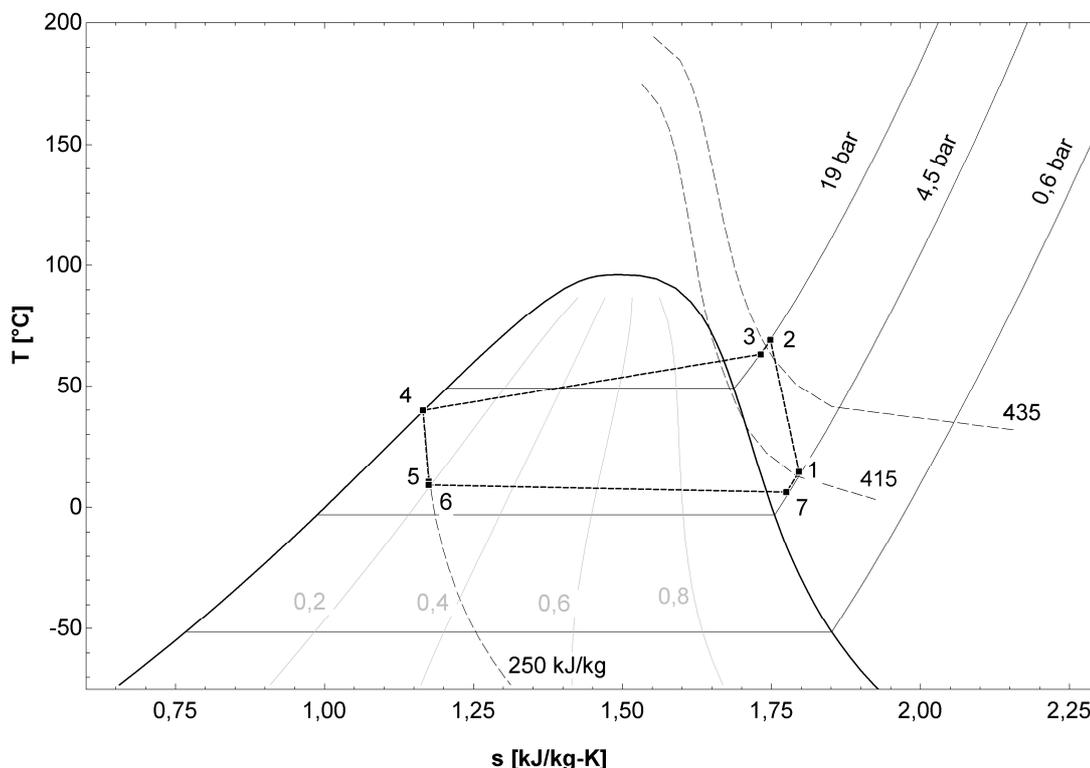
**Figura 26 - Diagrama T-s: Ciclo termodinâmico do sistema modificado.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

Verificou-se para ambos os sistemas que o comportamento do fluido refrigerante é semelhante ao apresentado na literatura para ciclos reais, devido a quedas de pressão nos componentes. Para a obtenção dos estados termodinâmicos no tubo capilar considerou-se um processo isoentalpico, devido à ausência de trabalho e de trocas de calor com o ambiente externo.

**Figura 27 - Diagrama T-s: Ciclo termodinâmico do sistema convencional.**



**Fonte: Autoria própria (2019).**

## 6.2 ANÁLISE DO COP

Na presente seção são apresentados os resultados obtidos ao se analisar o COP dos sistemas convencional e modificado.

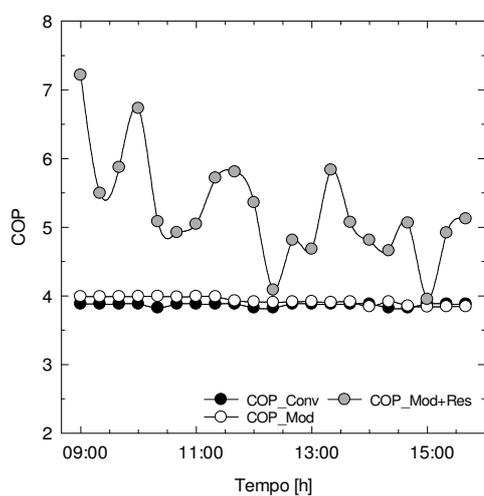
### 6.2.1 Análise do COP em Função do Tempo

Para avaliar a eficiência dos equipamentos, calculou-se o COP dos sistemas convencional, modificado e modificado considerando o calor acumulado no reservatório.

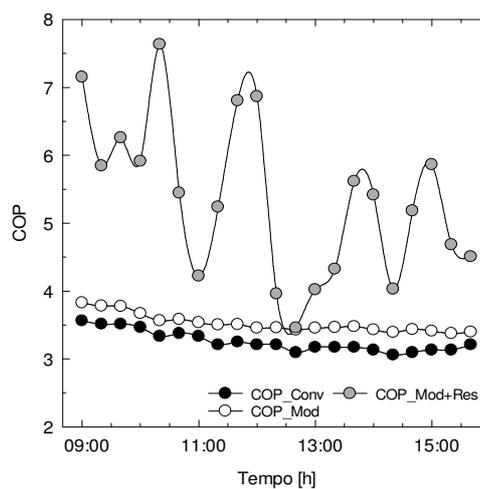
Ao observar os gráficos presentes na Figura 28, é possível observar que os COPs obtidos para os sistemas apresentam queda no decorrer do dia. No caso do sistema modificado, considerando o calor acumulado no reservatório, esse comportamento ocorre devido a redução do gradiente de temperatura entre a água e o fluido refrigerante, reduzindo a capacidade do sistema em acumular o rejeito térmico.

A bomba elétrica utilizada nos experimentos com convecção forçada possui baixo consumo de energia, por isso não apresentou considerável impacto nos cálculos do COP.

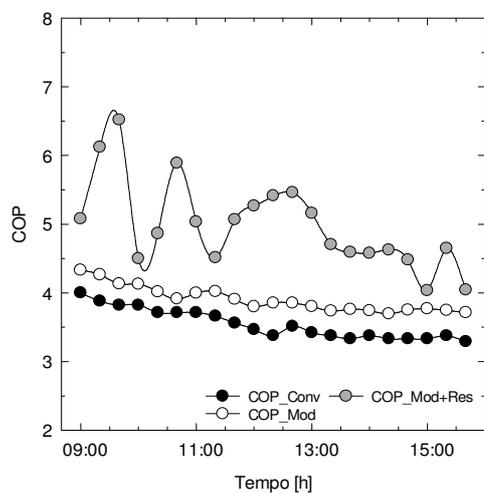
**Figura 28 - COP x Tempo**



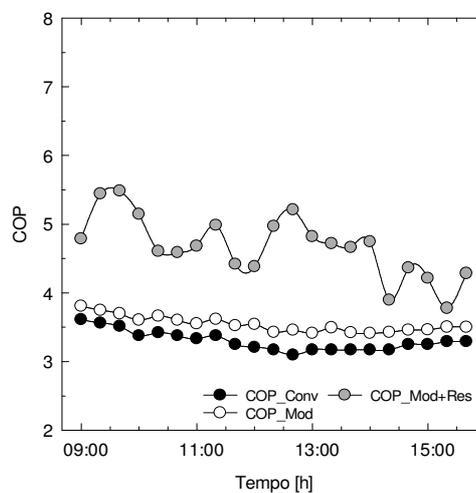
**a) Convecção forçada e 19°C.**



**b) Convecção forçada e 22°C.**



**c) Convecção natural e 19°C.**



**d) Convecção natural e 22°C.**

**Fonte: Autoria própria (2019).**

### 6.2.2 Análise do COP Médio

Para avaliar a eficiência dos sistemas, calculou-se o COP das diferentes configurações. Os valores obtidos são apresentados na Tabela 1.

Ao se analisar as eficiências obtidas, verifica-se que o sistema modificado apresenta leve incremento se comparado ao sistema convencional. Como esse incremento é em média inferior a 5% do COP, pode-se considerá-lo irrelevante devido a fatores de fabricação já mencionados anteriormente (seção 6.1.1).

**Tabela 1. COPs médios encontrados para os experimentos realizados**

Convecção	Temperatura	Data	COP (Convencional)	COP (Modificado)	COP (Modificado e Reservatório)
Forçada	19°C	25/09/19	3,87	3,92	5,12
		26/09/19	3,87	3,64	5,62
		27/09/19	3,41	3,57	5,38
		04/10/19	3,20	3,47	5,09
		<b>Média</b>	<b>3,59</b>	<b>3,65</b>	<b>5,30</b>
	22°C	16/09/19	3,02	2,92	4,49
		19/09/19	3,54	3,35	4,76
		30/09/19	3,24	3,51	5,25
		01/10/19	3,21	3,47	5,26
		<b>Média</b>	<b>3,25</b>	<b>3,31</b>	<b>4,9</b>
Natural	19°C	22/08/19	3,53	3,88	4,98
		27/08/19	3,51	3,76	4,67
		10/10/19	3,23	3,53	4,52
		21/10/19	3,53	3,69	4,23
		<b>Média</b>	<b>3,42</b>	<b>3,72</b>	<b>4,73</b>
	22°C	14/08/19	3,85	3,56	4,54
		08/10/19	3,29	3,53	4,56
		09/10/19	3,23	3,50	4,48
		22/10/19	3,48	3,09	3,87
		<b>Média</b>	<b>3,46</b>	<b>3,53</b>	<b>4,51</b>

**Fonte: Autoria própria (2019).**

Ao comparar o COP do sistema convencional com o do modificado utilizando-se o calor acumulado no reservatório, verifica-se um aumento expressivo na eficiência de aproximadamente 40%. Dessa forma, verifica-se que a modificação nos aparelhos de ar-condicionado apresenta ganhos significativos.

Utilizando-se a metodologia especificada anteriormente, obteve-se uma incerteza média de  $\pm 0,94$  para os COPs calculados.

## 7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No presente estudo foram realizados testes experimentais com o objetivo de avaliar a viabilidade da instalação de um sistema que utiliza o rejeito térmico gerado por aparelhos de ar-condicionado no aquecimento de água.

Foram realizados testes experimentais com dois sistemas funcionando simultaneamente (convencional e modificado). Durante os experimentos adquiriu-se os valores de temperatura e pressão em todos os componentes dos sistemas em função do tempo. Com os dados obtidos, foi possível avaliar o comportamento de todos os componentes dos sistemas, incluindo o trocador de calor e o reservatório térmico. Em todos os testes foi possível observar a influência da temperatura ambiente no funcionamento dos componentes.

No sistema modificado verificou-se que, o trocador de calor reduz a temperatura na entrada do condensador, diminuindo aproximadamente 95% o calor rejeitado para o ambiente externo.

Durante os experimentos com convecção natural foram obtidas temperaturas no topo do reservatório próximas a 40°C (temperatura ideal para banho), porém em um volume de água de aproximadamente 75 litros. Já nos experimentos com convecção forçada, foram obtidas temperaturas próximas a 32°C em todo o volume (500 litros), necessitando de um sistema auxiliar de energia para possibilitar o uso em banho. Dessa forma, é necessário primeiramente definir o perfil de consumo e assim escolher o tipo de convecção a ser utilizada.

Por fim, conclui-se que o coeficiente de performance obtido a partir do sistema modificado, apresentou valores significativamente maiores (40%) em relação ao sistema convencional. Dessa forma, verifica-se que a viabilidade técnica do projeto proposto não apresenta impactos negativos ao sistema de refrigeração.

Como estudos futuros recomenda-se avaliar os efeitos na inclinação do trocador de calor em experimentos com convecção natural, a obtenção de uma vazão ótima para os experimentos com convecção forçada, além de avaliar as possíveis vantagens na utilização de outros tipos de trocadores de calor.

Salienta-se que com os dados obtidos no presente estudo, foi concedida aos envolvidos uma patente no INPI intitulada APARATO DE INTEGRAÇÃO ENERGÉTICA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA EM EDIFICAÇÕES (BR102018071883-5).

## REFERÊNCIAS

ALTUNTOP, Necdet; ARSLAN, Mevlut; OZCEYHAN, Veysel; KANOGLU, Mehmet. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 25, n. 14–15, p. 2285–2298, 2005. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.12.013.

AMARAL FILHO, P. H. F. Aproveitamento do Rejeito Térmico de Condensadores em Sistemas de Refrigeração. 2005. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2005.

BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 22, n. 14, p. 1601–1617, 2002. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00081-9.

BANSAL, P. K.; CHIN, T. C. Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser ´ lisation et optimisation d ´ un condenseur a ` tubes et fils Mode. **International Journal of Refrigeration**, [S. l.], v. 26, p. 601–613, 2003. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00044-0.

BARBIN, Décio. **Planejamento e Análise Estatística de Experimentos Agronômicos - 2ª Edição**. 2ª ed., [s.l.] : Mecenas, 2013. Disponível em: <https://www.editoraufv.com.br/produto/planejamento-e-analise-estatistica-de-experimentos-agronomicos-2-edicao/1111148>. Acesso em: 31 out. 2019.

BORGNAKKE, C. (Claus); SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. [s.l.] : Editora Blucher, 2018. ISBN: 8521212801.

CHEN, Hua; LEE, W. L.; YIK, F. W. H. Applying water cooled air conditioners in residential buildings in Hong Kong. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 49, n. 6, p. 1416–1423, 2008. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.12.024.

CHEN, Ze Shao; QI, Xue Gui; CHENG, Wen Long; HU, Peng. A theoretical study of new-style cool storage air-conditioning systems with high-temperature water. **Energy and Buildings**, [S. l.], v. 38, n. 2, p. 90–98, 2006. ISSN: 03787788. DOI: 10.1016/j.enbuild.2004.11.014.

DELFANI, Shahram; PASDARSHAHRI, Hadi; KARAMI, Maryam. Experimental investigation of heat recovery system for building air conditioning in hot and humid areas. **Energy and Buildings**, [S. l.], v. 49, p. 62–68, 2012. ISSN: 03787788. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.01.002.

DONG, Jiankai; LI, Hui; YAO, Yang; JIANG, Yiqiang; ZHANG, Xinran. Experimental study on the performance of a multi-functional domestic air conditioner with integrated water heater. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 120, p. 393–401, 2017. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.086.

EPE. Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética. **Nota Técnica EPE 030/2018** - , [S. l.], p. 43, 2018. Disponível em: [http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT\\_030\\_2018\\_18Dez2018.pdf](http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT_030_2018_18Dez2018.pdf). EPE

EPE. Atlas da eficiência energética no Brasil 2020 - Relatório de indicadores. **Rio de Janeiro : EPE**, [S. l.], p. 104, 2020.

EPE. Relatório Síntese 2021. [S. l.], 2021.

FONSECA DIAZ, Néstor. Methodology for uncertainty calculation of net total cooling effect estimation for rating room air conditioners and packaged terminal air conditioners. **International Journal of Refrigeration**, [S. l.], v. 32, n. 6, p. 1472–1477, 2009. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.01.031.

GONG, Guangcai; ZENG, Wei; WANG, Liping; WU, Chih. A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 28, n. 17–18, p. 2360–2370, 2008. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.01.019.

GUO, K. L.; WU, S. T. Numerical Study of Flow and Temperature Stratifications in a Liquid Thermal Storage Tank. **Journal of Solar Energy Engineering**, [S. l.], v. 107, n. 1, p. 15, 1985. ISSN: 01996231. DOI: 10.1115/1.3267646.

HAN, Y. M.; WANG, R. Z.; DAI, Y. J. Thermal stratification within the water tank. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S. l.], v. 13, n. 5, p. 1014–1026, 2009. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2008.03.001.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE,

Adrienne S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 1. ed., [s.l.] : LTC, 2014. ISBN: 8521615841, 9788521615842. Disponível em: <https://www.livrariacultura.com.br/p/livros/ciencias-exatas/fisica/fundamentos-de-transferencia-de-calor-e-de-massa-42200181>. Acesso em: 20 nov. 2019.

ISMAIL, Kamal A. R.; LEAL, Janaína F. B.; ZANARDI, Maurício A. Models of liquid storage tanks. **Energy**, [S. l.], v. 22, n. 8, p. 805–815, 1997. ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/S0360-5442(96)00172-7.

JI, Jie; CHOW, Tin Tai; PEI, Gang; DONG, Jun; HE, Wei. Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 23, n. 5, p. 581–592, 2003. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00228-4.

JIA, Jie; LEE, W. L. Applying storage-enhanced heat recovery room air-conditioner (SEHRAC) for domestic water heating in residential buildings in Hong Kong. **Energy and Buildings**, [S. l.], v. 78, p. 132–142, 2014. ISSN: 03787788. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.03.020.

JIA, Jie; LEE, W. L. Experimental investigations on the use of capillary tube and thermostatic expansion valve in storage-enhanced heat recovery room air-conditioner. **Energy and Buildings**, [S. l.], v. 101, p. 76–83, 2015. ISSN: 03787788. DOI: 10.1016/j.enbuild.2015.05.007.

JIANG, Huimin; JIANG, Yiqiang; WANG, Yang; MA, Zuiliang; YAO, Yang. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHS). **Energy**, [S. l.], v. 31, n. 12, p. 1789–1803, 2006. ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/j.energy.2005.07.004.

JORDAN, Ulrike; FURBO, Simon. Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs. **Solar Energy**, [S. l.], v. 78, n. 2, p. 291–300, 2005. ISSN: 0038092X. DOI: 10.1016/j.solener.2004.09.011.

KANDARI, Abdullah M. Thermal stratification in hot storage-tanks. **Applied Energy**, [S. l.], v. 35, n. 4, p. 299–315, 1990. ISSN: 03062619. DOI: 10.1016/0306-2619(90)90029-D.

LAVAN, Zalman; THOMPSON, James. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. **Solar Energy**, [S. l.], v. 19, n. 5, p. 519–524, 1977. ISSN: 0038092X. DOI: 10.1016/0038-092X(77)90108-6.

LEE, Tae Hee; YUN, Jeom Yul; LEE, Jang Seok; PARK, Jong Jin; LEE, Kwan Soo. Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S. l.], v. 44, n. 9, p. 1767–1776, 2001. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/S0017-9310(00)00201-5.

LI, Bin; ALLEYNE, Andrew G. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. **International Journal of Refrigeration**, [S. l.], v. 33, n. 3, p. 538–552, 2010. ISSN: 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011.

MARCHI NETO, Ismael De. **Levantamento de coeficientes de desempenho de refrigeradores domésticos associados a armazenador térmico**. [s.l: s.n.].

MOFFAT, Robert J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, [S. l.], v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988. ISSN: 08941777. DOI: 10.1016/0894-1777(88)90043-X.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Improved energy efficiency for HFC134a domestic refrigerator retrofitted with hydrocarbon mixture (HC290/HC600a) as drop-in substitute. **Energy for Sustainable Development**, [S. l.], v. 11, n. 4, p. 29–33, 2007. ISSN: 09730826. DOI: 10.1016/S0973-0826(08)60407-X.

MONERASINGHE, N. J.; RATNALINGAM, R.; LEE, B. S. Conserved energy from room air-conditioners for water heating. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 22, n. 2, p. 171–173, 1982. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/0196-8904(82)90039-5.

NETZEL, Ricardo Andreani; HASHIMOTO, Elizabeth Mie; NETO, Ismael De Marchi. Ajuste de modelo do comportamento térmico de um reservatório acoplado a um refrigerador modificado. [S. l.], p. 1–7, 2017.

OLIVEIRA, Santiago Del Rio. **Aplicação da técnica de elementos finitos na estratificação de armazenadores térmicos com barreiras de meios porosos**. 2004. Universidade Estadual Paulista, [S. l.], 2004.

PADILHA, Alcides. **Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório**. 1982. Universidade Federal do Rio de Janeiro, [S. l.], 1982.

QUADIR, G. A.; KRISHNAN, G. M.; SEETHARAMU, K. N. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method. **Finite Elements in Analysis and Design**, [S. l.], v. 38, n. 5, p. 417–434, 2002. ISSN: 0168874X. DOI: 10.1016/S0168-

874X(01)00079-8.

SATEIKIS, I. Determination of the amount of thermal energy in the tanks of buildings heating systems. **Energy and Buildings**, [S. l.], v. 34, n. 4, p. 357–361, 2002. ISSN: 03787788. DOI: 10.1016/S0378-7788(01)00114-1.

SHIN, Mi Soo; KIM, Hey Suk; JANG, Dong Soon; LEE, Sang Nam; LEE, Young Soo; YOON, Hyung Gi. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 24, n. 1, p. 17–27, 2004. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/S1359-4311(03)00242-4.

SIVARAM, A. R.; KARUPPASAMY, K.; RAJAVEL, R.; ARUN PRASAD, B. Experimental investigations on the performance of a water heater using waste heat from an air conditioning system. **Indian Journal of Science and Technology**, [S. l.], v. 8, n. 36, 2015. ISSN: 09745645. DOI: 10.17485/ijst/2015/v8i36/88473.

TECHARUNGPAISAN, P.; THEERAKULPISUT, S.; PRIPREM, S. Modeling of a split type air conditioner with integrated water heater. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 48, n. 4, p. 1222–1237, 2007. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2006.10.012.

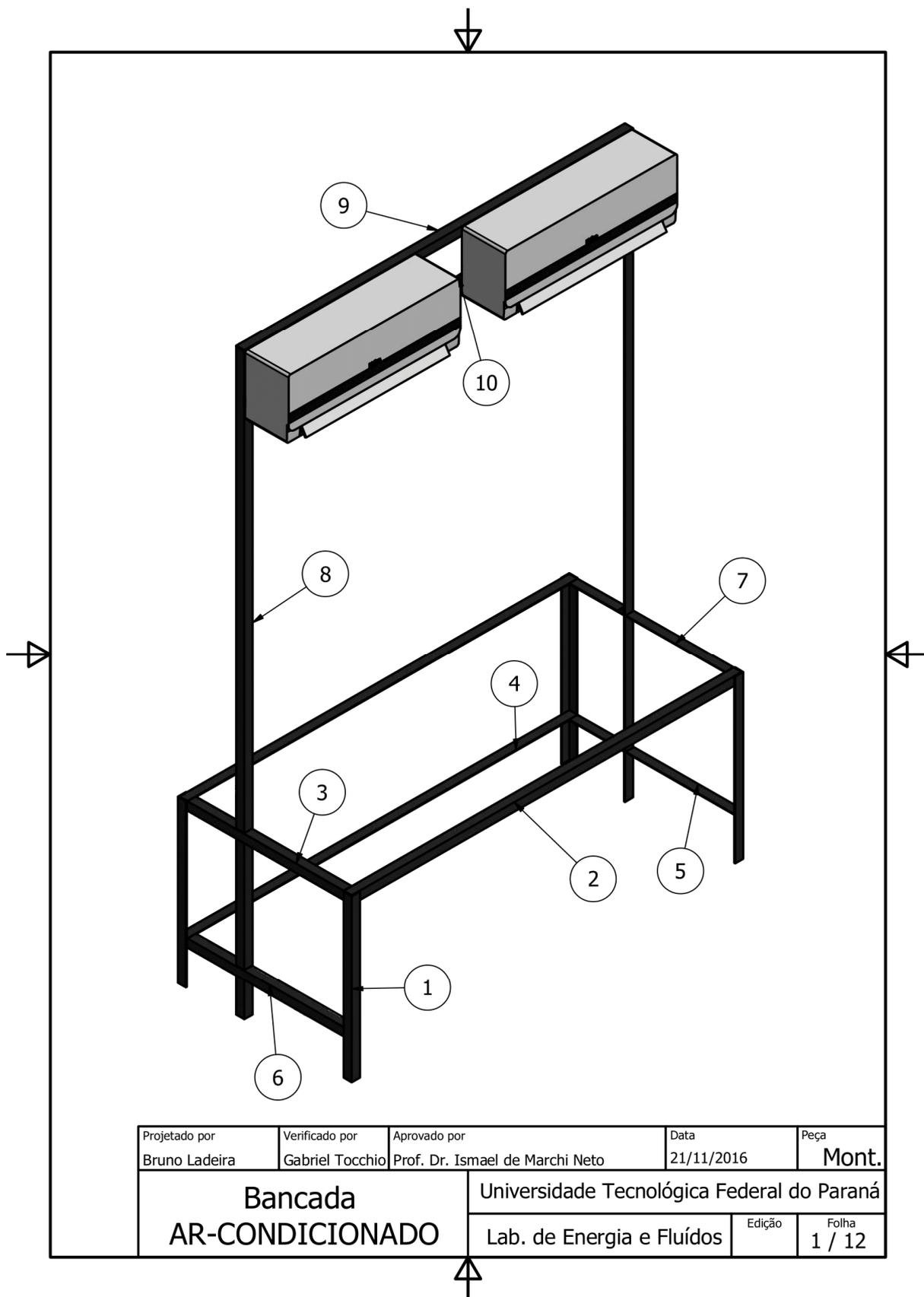
THEERAKULPISUT, S. **Modelling heat pump grain drying systems**. 1990. University of Melbourne, Melbourne, 1990.

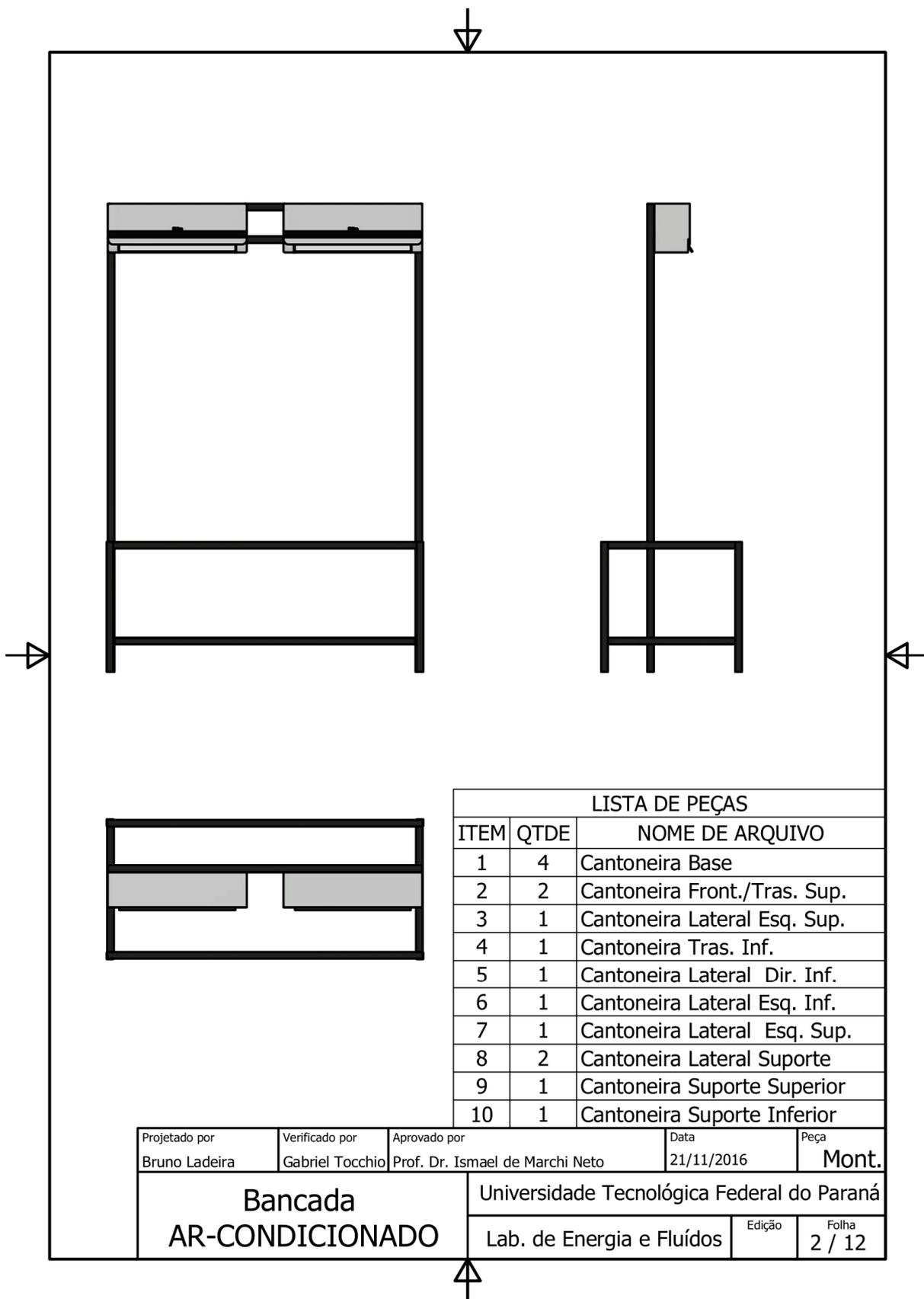
WANG, Shaowei; LIU, Zhenyan; LI, Yuan; ZHAO, Keke; WANG, Zhigang. Experimental study on split air conditioner with new hybrid equipment of energy storage and water heater all year round. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 46, n. 18–19, p. 3047–3059, 2005. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.10.024.

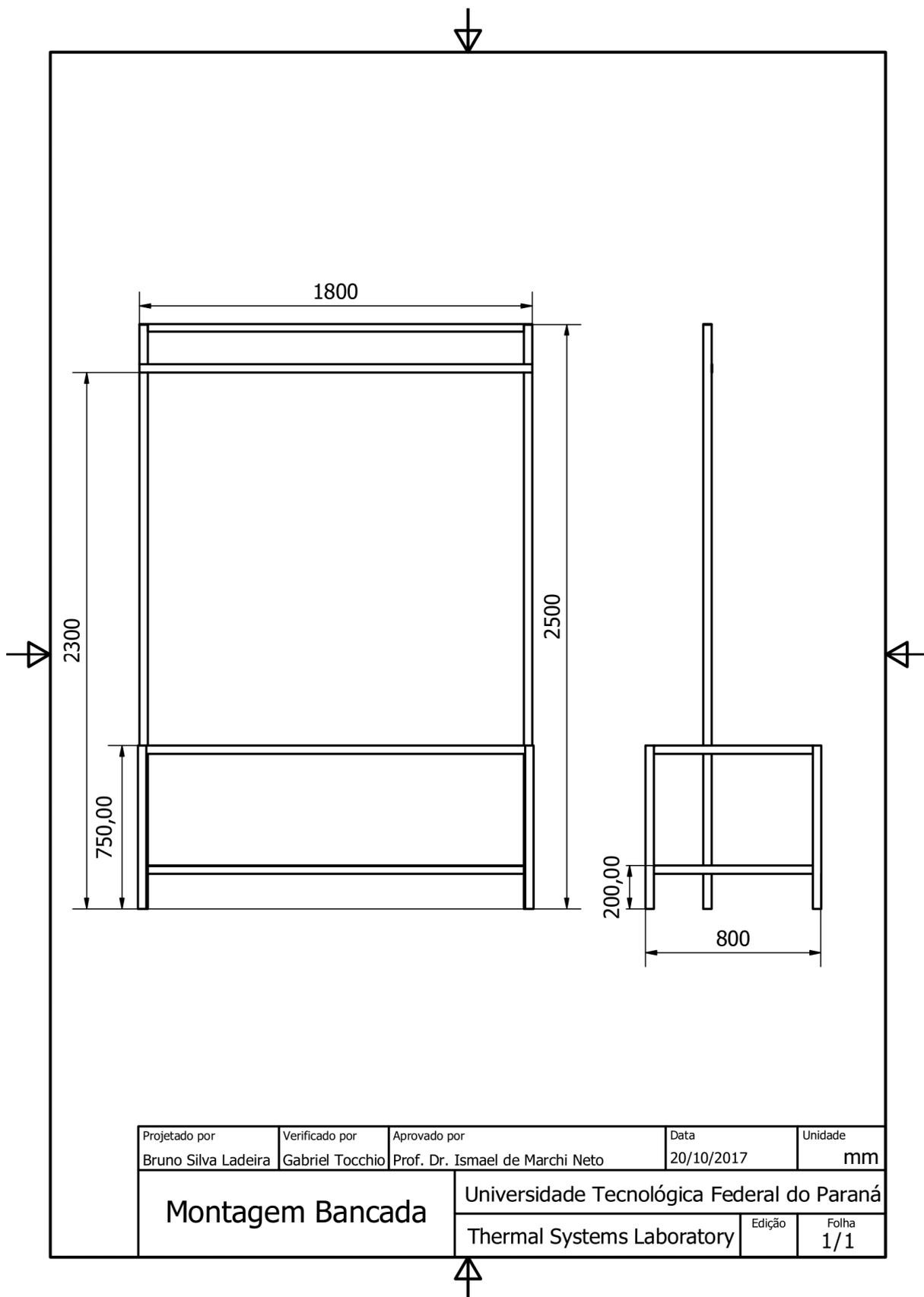
XIAOWEN, Yi; LEE, W. L. The use of helical heat exchanger for heat recovery domestic water-cooled air-conditioners. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 50, n. 2, p. 240–246, 2009. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2008.09.039.

YING, W. M. Performance of room air conditioner used for cooling and hot water heating. **Refrigeration and Air Conditioning**, [S. l.], v. 92:1094, n. 23–24, p. 346, 1999.

## **APÊNDICE A - Modelo da Bancada**







## **APÊNDICE B - Lógica Para Definir o Comprimento da Tubulação**

File:(Untitled)

20/11/2019 10:19:13 Page 1

EES Ver. 9.478: #4074: UTFPR- Lodrina, facebookq%Q"Q#Q Q

$$\eta = 0,7$$

*Diametro externo do tubo original*

$$D = 2 \cdot 0,00705$$

*Espaçamento vertical entre tubos*

$$S_T = 0,02$$

*Largura da aleta*

$$L_A = 0,0125$$

*Comprimento da aleta*

$$C_A = 0,465$$

*Comprimento por tubo*

$$L_T = 0,72$$

*Comprimento por curva*

$$L_C = 0,0045$$

*Numero de tubos*

$$N = 22$$

*Numero de aletas*

$$N_A = 488$$

*Numero de curvas*

$$N_C = 20$$

*Vazao volumetrica h2o*

$$V_{\text{vazao}} = 0,0003571$$

*Vazao Massica h2o*

$$M_{\text{vazao}} = \rho_{\text{h2o}} \cdot V_{\text{vazao}}$$

*Velocidade do ar*

$$V_{\text{Air}} = 2$$

*Temperatura na superficie de entrada 1*

$$T_{\text{in1}} = 59,65$$

*Temperatura na superficie de entrada 2*

$$T_{\text{in2}} = 59,69$$

*Temperatura na entrada*

File:(Untitled)

20/11/2019 10:19:13 Page 2

EES Ver. 9.478: #4074: UTFPR- Lodrina, facebookq%Q"Q#Q Q

$$T_{in} = \frac{T_{in1} + T_{in2}}{2}$$

*Temperatura na superfície de saída 1*

$$T_{out1} = 31,13$$

*Temperatura na superfície de saída 2*

$$T_{out2} = 31,73$$

*Temperatura na saída*

$$T_{out} = \frac{T_{out1} + T_{out2}}{2}$$

*Temperatura de superfície*

$$T_s = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

*Temperatura na ambiente*

$$T_{Amb} = 28,8$$

*Pressão ambiente*

$$P_{Amb} = 101,5$$

*Prandtl - Ar ambiente*

$$Pr_{Amb} = Pr [ Air ; T = T_{Amb} ]$$

*Prandtl - Superfície*

$$Pr_s = Pr [ Air ; T = T_s ]$$

*Coefficiente de condutividade térmica - Ar ambiente*

$$k_{Air} = k [ Air ; T = T_{Amb} ]$$

*Viscosidade cinemática ar ambiente*

$$v_{Amb} = \frac{Visc [ Air_{ha} ; T = T_{Amb} ; P = P_{Amb} ]}{\rho [ Air_{ha} ; T = T_{Amb} ; P = P_{Amb} ]}$$

*Tabela 7.7*

$$C = 0,27$$

$$m = 0,63$$

*Tabela 7.6*

$$C2 = 0,64$$

*Densidade*

$$\rho_{Amb} = \rho [ Air ; T = T_{Amb} ; P = P_{Amb} ]$$

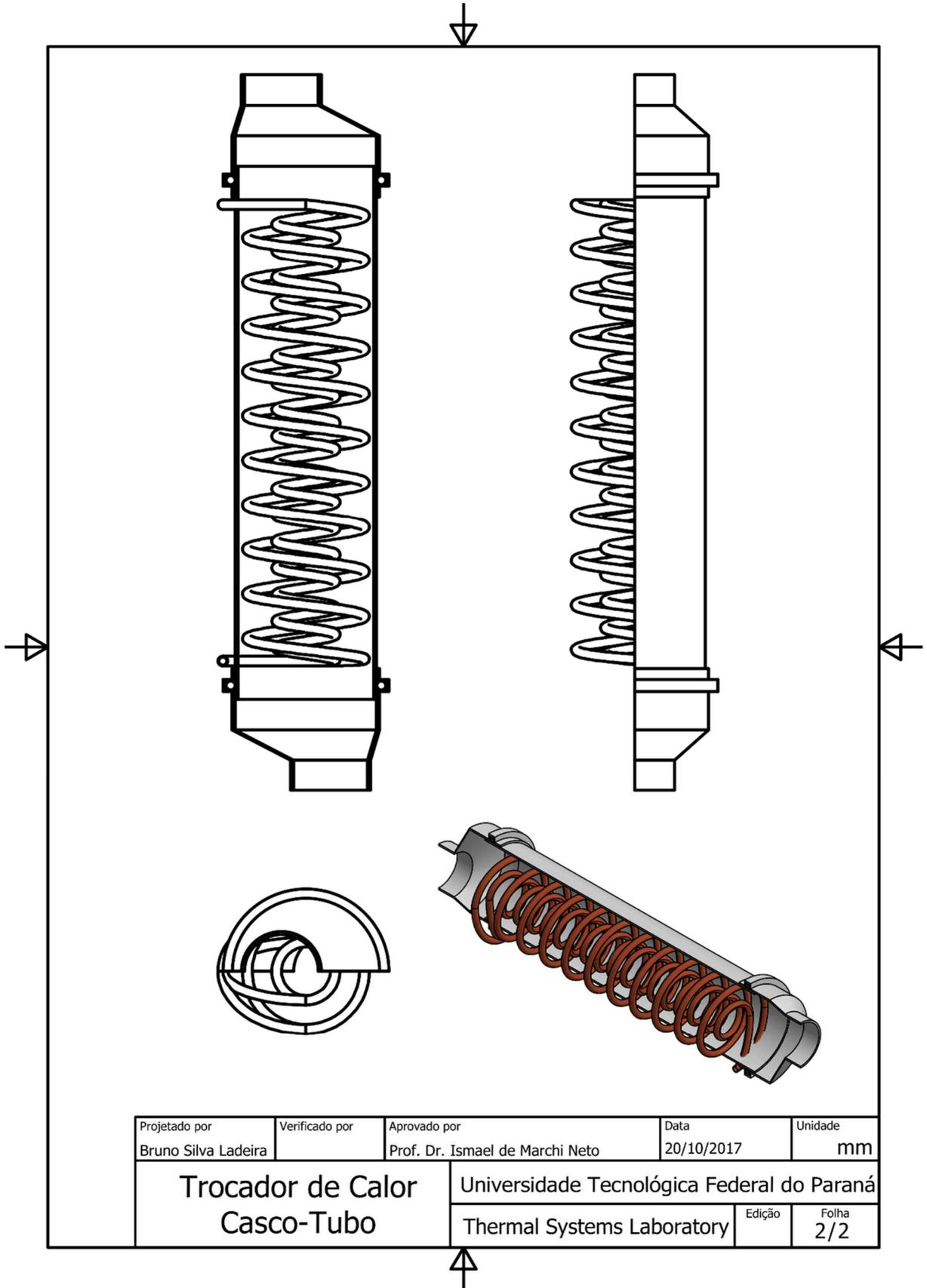
*Calor específico a pressão constante*





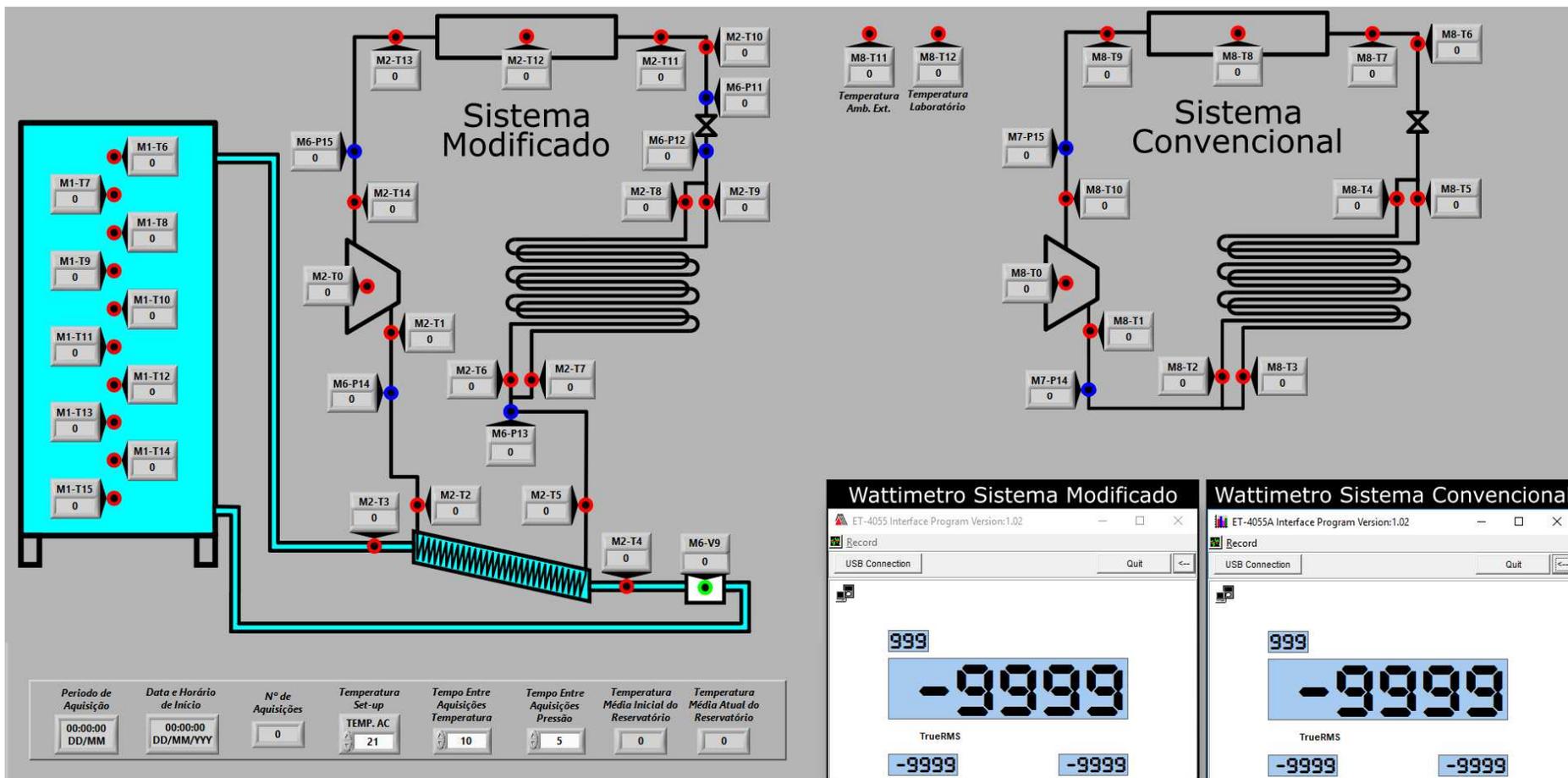


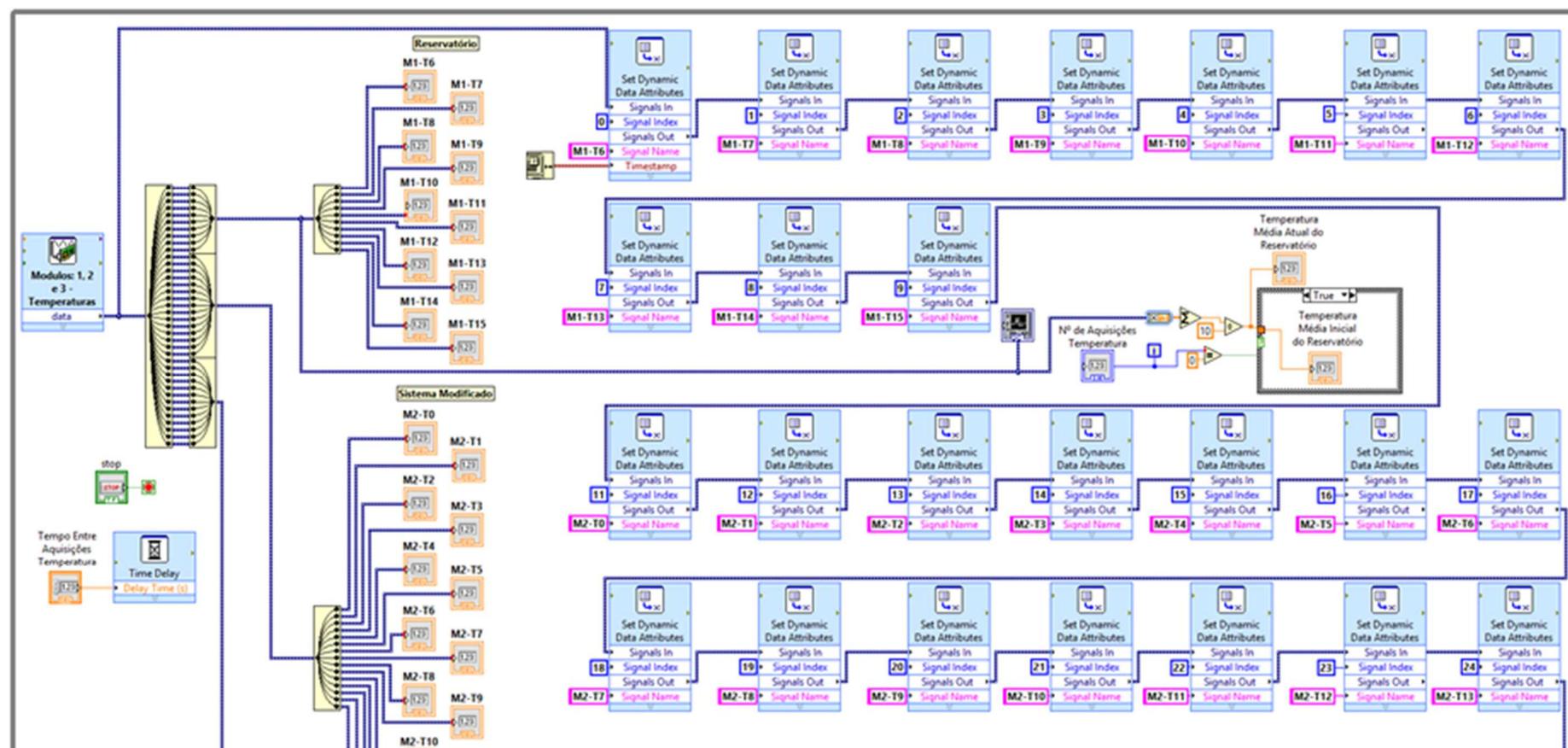
## **APÊNDICE C - Modelo do trocador de calor**

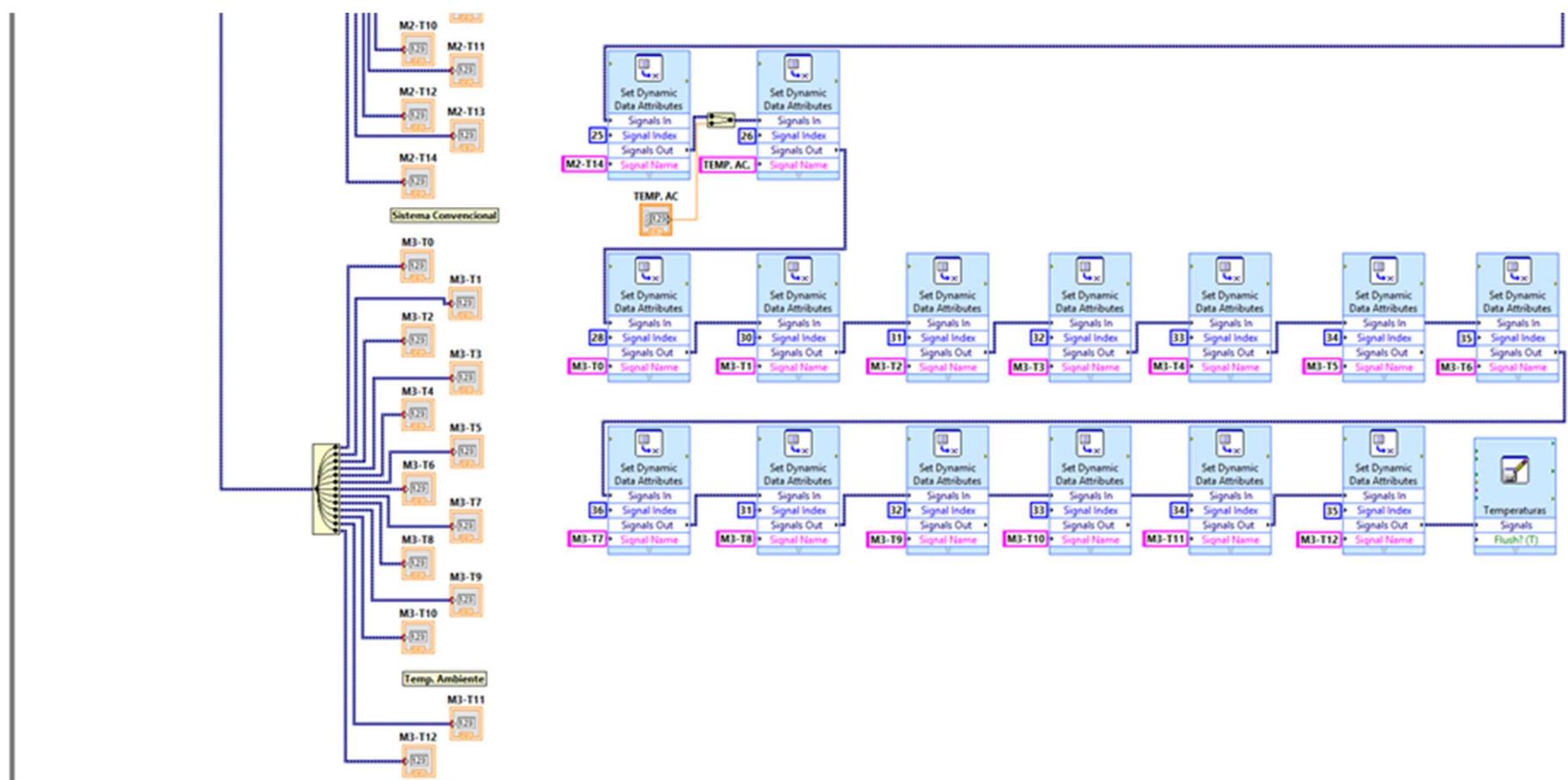


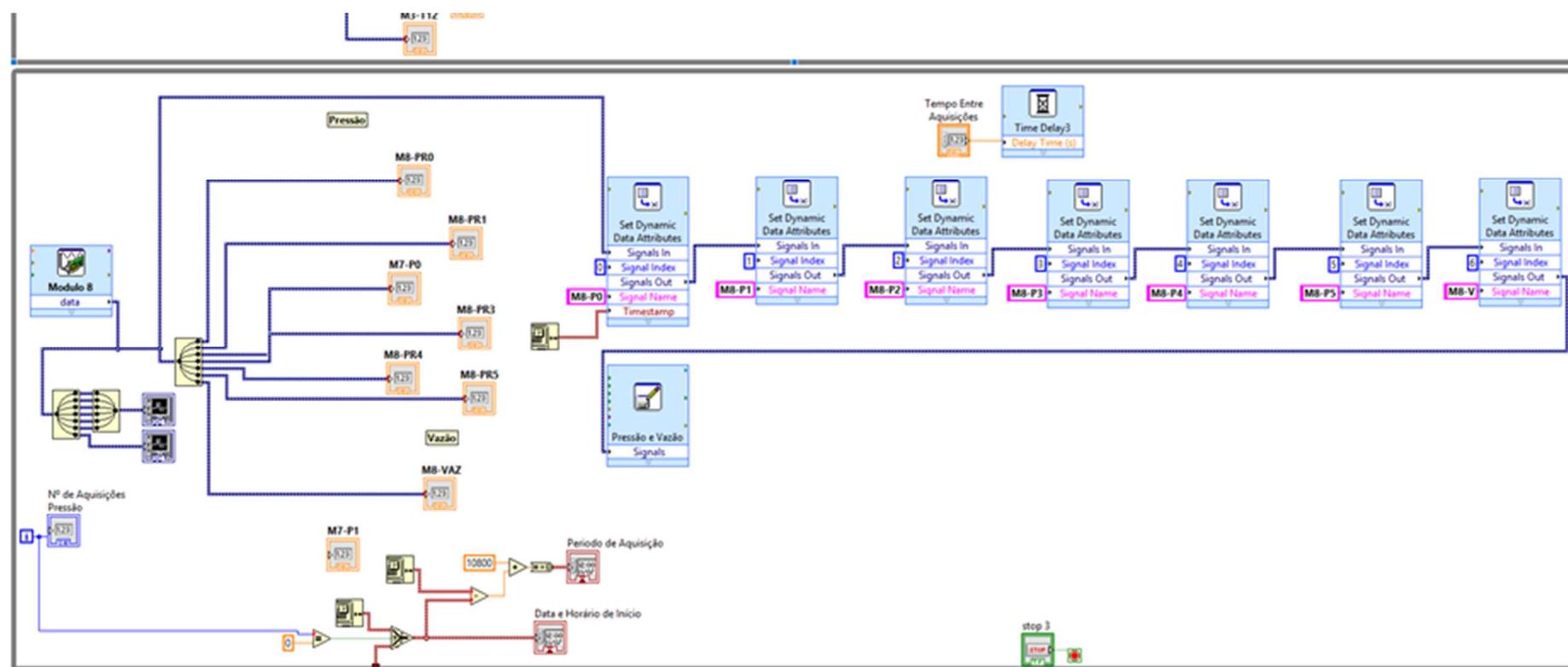
Projetado por Bruno Silva Ladeira	Verificado por	Aprovado por Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto	Data 20/10/2017	Unidade mm
<b>Trocador de Calor Casco-Tubo</b>		Universidade Tecnológica Federal do Paraná		
		Thermal Systems Laboratory	Edição	Folha 2/2

## **APÊNDICE D - Interface e Diagrama de Blocos no LabVIEW®**









**APÊNDICE E - *Check-List* dos Experimentos**



**Projeto**  
Aproveitamento  
energético em  
aparelhos de AC

#### Equipe

Bruno Ladeira,  
Gustavo Maschi,  
Prof. Elizabeth Hashimoto,  
Prof. Ismael Marchi,  
Prof. Rodrigo Silva



Thermal Systems Laboratory  
Laboratório de Sistemas Térmicos

## 5. Protocolo para execução dos experimentos

Responsável pelos testes experimentais

Data de execução dos testes

/ /

( ) Convencional e modificado com circulação natural

( ) Convencional e modificado com circulação forçada

Temperatura de setup

°C

Pressão na entrada do compressor

bar

Horário do início do teste (quando AC são ligados)

Horário do final do teste (quando AC são desligados)

### 5.1 Checklist antes do início do experimento

Tarefas	Executado
Desligar bomba de recirculação e radiador.	
Verificar se houve resfriamento da água no reservatório.	
Iniciar o alicate wattímetro e ajustar a aquisição em kWh e kW;	
Ajustar tempo de aquisição de dados dos alicates wattímetro para <b>10 s</b> ;	
Habilitar ( <b>Sampling Interval</b> );	
No menu ( <b>Record</b> ) definir a opção ( <b>Unlimited</b> ).	
Atualizar dados da interface gráfica do sistema de monitoramento LabVIEW (temperatura de setup, tempo de aquisição de temperaturas para <b>10 s</b> e tempo de aquisição de pressões para <b>5 s</b> ).	
Ligar ventilador da sala do Rodrigo.	
Ligar bomba de água para teste de escoamento forçado.	
Ligar aparelhos de ar condicionado da sala na mesma de temperatura de teste e nível de velocidade 1.	
Ligar aparelhos de AC convencional e modificado, ajustar temperatura e velocidade. A velocidade do ar deve estar no primeiro nível.	



**Projeto**  
Aproveitamento  
energético em  
aparelhos de AC

#### Equipe

Bruno Ladeira,  
Gustavo Maschi,  
Prof. Elizabeth Hashimoto,  
Prof. Ismael Marchi,  
Prof. Rodrigo Silva



Fechar todas as cortinas.

Iniciar os experimentos entre às 7:30 e 8:30.

Criar pasta no computador de monitoramento utilizando a nomenclatura

ANOMÊSDIA\_Temperatura da sala\_pressao\_tipodeteste. Exemplo:

20180711\_22C\_4bar\_modificadoforcado

20180712\_24C\_4,5bar\_modificadonatural

### 5.2 Checklist durante o experimento

Tarefa	Executado
<p>Checar erro do alicate wattímetro devido a transferência de dados via porta USB;</p> <p>Em caso de erro, desabilitar e reabilitar a conexão USB no wattímetro;</p> <p>Reabilitar a conexão USB no programa (ET-4055).</p>	
<p>Verificar se as configurações dos aparelhos de ar condicionado foram mantidas.</p>	
<p>Realizar teste durante 8 horas desde o início da aquisição dos dados.</p>	
<p>Evitar número de pessoas superior a 5 no interior do laboratório.</p>	

### Checklist após término do experimento

Tarefa	Executado
<p>Acionar bomba de recirculação e ventilador do radiador em nível 3.</p>	
<p>Salvar os seguintes arquivos nas pastas referentes ao dia de experimento:</p> <p>Pressão e vazão;</p> <p>Temperaturas;</p> <p>Wattímetro AC modificado;</p> <p>Wattímetro AC convencional;</p> <p>Dados do clima: Salvar a página da SIMEPAR, para o dia em Londrina "Ctr+S".</p>	
<p>Desligar todos os aparelhos de ar condicionado da sala.</p>	
<p>Desligar ventilador da sala Rodrigo.</p>	