

EDSONEI PEREIRA PARREIRA

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE A VIABILIDADE TÉCNICA
DA UTILIZAÇÃO DE INVERSORES DE FREQUÊNCIA
MONOFÁSICOS EM RESFRIADORES DE LEITE DE PEQUENO
PORTE VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2019**

EDSONEI PEREIRA PARREIRA

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE A VIABILIDADE TÉCNICA
DA UTILIZAÇÃO DE INVERSORES DE FREQUÊNCIA
MONOFÁSICOS EM RESFRIADORES DE LEITE DE PEQUENO
PORTE VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Flúidos

Orientador: Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte
Coorientador: Prof. Dr. Bruno Henrique Oliveira Mulina

UBERLÂNDIA

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

P259e
2019 Parreira, Edsoni Pereira, 1952-
Um estudo experimental sobre a viabilidade técnica da utilização de inversores de frequência monofásicos em resfriadores de leite de pequeno porte visando o aumento da eficiência energética [recurso eletrônico] / Edsoni Pereira Parreira. - 2019.

Orientador: Marcus Antonio Viana Duarte.

Coorientador: Bruno Henrique Oliveira Mulina.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2019.929>

Inclui bibliografia.

1. Engenharia Mecânica. 2. Leite - Resfriamento. 3. Inversor de Frequência Monofásico. 4. Controle de temperatura. I. Duarte, Marcus Antônio Viana, (Orient.) II. Mulina, Bruno Henrique Oliveira, 1984, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

ATA DE DEFESA

| | | | | | |
|------------------------------------|---|-----------------|-------|-----------------------|-------|
| Programa de Pós-Graduação em: | Engenharia Mecânica | | | | |
| Defesa de: | Tese de Doutorado, nº 270 / COPEM | | | | |
| Data: | trinta e um de maio de dois mil e dezenove | Hora de início: | 08:00 | Hora de encerramento: | 11:00 |
| Matrícula do Discente: | 11423EMC004 | | | | |
| Nome do Discente: | Edson Pereira Parreira | | | | |
| Título do Trabalho: | Um Estudo Experimental Sobre a Viabilidade Técnica da Utilização de Inversores de Frequência Monofásicos em Resfriadores de Leite de Pequeno Porte Visando o Aumento da Eficiência Energética | | | | |
| Área de concentração: | Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos | | | | |
| Linha de pesquisa: | Geração e Conservação de Energia | | | | |
| Projeto de Pesquisa de vinculação: | Conservação de Energia | | | | |

Reuniu-se na Sala de Reuniões da FEMEC - Bloco 1M, Campus Santa Mônica, da Universidade Federal de Uberlândia, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Gilmar Guimarães - FEMEC/UFU; Valério Luiz Borges - FEMEC/UFU; Felipe Pamplona Mariano - UFG; Israel Jorge Cárdenas Nuñez - UFTM; Bruno Henrique Oliveira Mulina - FINOM, coorientador do candidato; Marcus Antonio Viana Duarte - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Marcus Antonio Viana Duarte, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Marcus Antonio Viana Duarte, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/05/2019, às 11:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Felipe Pamplona Mariano, Usuário Externo**, em 31/05/2019, às 11:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Israel Jorge Cardenas Nunez, Usuário Externo**, em 31/05/2019, às 11:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Bruno Henrique Oliveira Mulina, Usuário Externo**, em 31/05/2019, às 11:05, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Valério Luiz Borges, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/05/2019, às 11:05, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

Documento assinado eletronicamente por **Gilmar Guimarães, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/05/2019, às 11:13, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1286874** e o código CRC **24D1212A**.

*“Uma vez que você prova o voo, nunca mais
caminhará sobre a terra sem olhar para o
Céu, pois você já esteve lá e, para lá sua
deseja voltar.”*

Leonardo da Vinci

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a DEUS por me proporcionar todas as oportunidades presentes na minha vida.

A minha família pelo apoio permanente nesta etapa desafiadora.

Ao prof. Dr., Marcus Antônio Viana Duarte pelo incentivo, orientação e competência em me orientar neste projeto.

A Universidade Federal de Uberlândia e a Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, em nome de todos os docentes e técnicos administrativos que direta e indiretamente contribuíram para a realização desta tese de doutorado.

Aos meus amigos pelo apoio motivacional e companheirismo manifestado ao longo desta caminhada.

Ao Dr. Bruno Henrique Oliveira Mulina pela dedicação na co-orientação desta tese.

Parreira, E. P. Um Estudo Experimental sobre a Viabilidade Técnica da Utilização de Inversores de Frequência Monofásicos em Resfriadores de Leite de Pequeno Porte Visando o Aumento da Eficiência Energética [tese]. Uberlândia: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2019.

RESUMO

No Brasil estima-se que existam cerca de 1,3 milhões de produtores de leite, sendo estimado que cerca de 86 % destes produtores são considerados de muito pequeno à médio produtor. Esses produtores enfrentam diferentes problemas, sendo alguns deles relacionados aos tanques de resfriamento de leite como, por exemplo, a pouca ou nenhuma flexibilidade no controle da temperatura conforme o volume de leite armazenado ou sistemas eletrônicos para controle da temperatura de baixa qualidade, resultando em um consumo de energia elevado e redução na qualidade do leite armazenado. Por esses motivos o presente trabalho tem como objetivo o estudo sobre a viabilidade econômica da instalação de inversores de frequência em tanques de resfriamento de leite utilizados por pequenos produtores de leite, com o intuito de melhorar o consumo de energia elétrica. Como inovação, este trabalho se dedica na melhoria de equipamentos disponíveis no mercado, permitindo aos produtores que já possuem estes equipamentos reduzirem o gasto com energia com poucas alterações nos equipamentos existentes. Para isso foram realizados diversos ensaios utilizando um tanque de resfriamento com dois volumes de líquido dentro do tanque (0,1 m³ e 0,3 m³), sendo que a capacidade limite do reservatório é de 0,35 m³. Foram realizados testes aplicando três tipos de controle de temperatura, sendo dois do tipo ON-OFF e outro utilizando um controlador do tipo PID (Proporcional-Integrativo-Derivativo). Testes de desempenho comprovaram que o sistema tem uma maior eficiência térmica e energética operando em baixas frequências comparativamente com a padrão do fabricante ON-OFF de 60Hz. A conclusão principal foi de que, quanto menor for a frequência de operação, menor o volume de líquido no reservatório e, maior a histerese térmica, maior será a eficiência energética do sistema.

Palavras-chave: Resfriamento de leite, Eficiência Energética, Inversor de Frequência Monofásico, Controle de Temperatura PID.

Parreira, E. P. An Experimental Study of Technical Viability of the Use of Monophasic Frequency Inverters in Small-Dairy Milk Coolers Aiming at Increasing Energy Efficiency [thesis]. Uberlândia: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2019.

ABSTRACT

In Brazil is estimated that there are about 1.3 million dairy farmers, with an estimated 86 % of these producers being considered as small and medium producer. These producers face various problems, some of which are related to milk cooling tanks, such as little or no flexibility in temperature control of the stored milk or low-quality control devices, resulting in a high energy consumption and/or reduced quality of stored milk. For these reasons, the aim of this thesis is the study of economic viability of the use of frequency inverters in milk cooling tanks used by small milk producers in order to improve the consumption of electric energy. As innovation, this work is dedicated to introducing a compressors speed control on equipment available in the market, allowing the producers to reduce the energy expenditure with few changes in existing equipment. For this, several experiments were performed using a cooling tank, with a limit capacity of 0.35 m³, with two volumes of liquid (0.1 m³ and 0.3 m³). Tests were carried out by applying three types of temperature control, two of them being ON-OFF and the other using a PID (Proportional-Integrative-Derivative) controller. Performance tests show that the proposed control resulted in an increase of thermal and energy efficiency when operating at low frequencies compared to the manufacturer's 60Hz ON-OFF standard. The main conclusion was that the lower the operating frequency, the lower the volume of liquid in the reservoir, and the smaller the thermal hysteresis, the greater the energy efficiency of the system.

Keywords: Milk Cooling, Energy Efficiency, Monophasic Frequency Inverter, PID Temperature Control.

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-----------|--|----|
| Fig. 2.1 | Métodos de controle da capacidade de refrigeração sob condições de carga parcial | 08 |
| Fig. 3.1 | Sistema teórico/ideal de refrigeração por compressão de vapor: a) Representação esquemática; b) Diagrama temperatura versus entropia | 16 |
| Fig. 3.2 | Ciclo real sobreposto ao ciclo teórico de refrigeração | 17 |
| Fig. 3.3 | Representação de um sistema térmico no domínio da frequência | 19 |
| Fig. 3.4 | Diagrama de um sistema realimentado. | 20 |
| Fig. 3.5 | Controlador PID desenvolvido | 22 |
| Fig. 3.6 | Resposta do sistema térmico e identificação dos parâmetros L e T..... | 24 |
| Fig. 4.1 | Bancada Experimental | 28 |
| Fig. 4.2 | Diagrama de blocos comparativo das ligações elétricas do tanque de resfriamento. a) Original. b) Modificado. | 29 |
| Fig. 4.3 | Disposição dos sistemas de aquisição no tanque de resfriamento..... | 29 |
| Fig. 4.4 | Disposição dos sensores térmicos instalados. a) Posicionamento dos sensores ao longo do ciclo completo. b) Disposição dos sensores no tanque de resfriamento | 31 |
| Fig. 4.5 | Diagrama de blocos do controlador de temperatura. | 32 |
| Fig. 4.6 | Interface do Arduino com o inversor de frequência..... | 34 |
| Fig. 4.7 | Circuito de medição de temperatura do controlador..... | 34 |
| Fig. 4.8 | Esquema de um inversor de frequência..... | 35 |
| Fig. 4.9 | Sinais elétricos em um inversor de frequência. a) Saída do retificador. b) Saída do link DC. c) Saída da ponte inversora. | 36 |
| Fig. 4.10 | Relação entre um sinal PWM e seu equivalente analógico..... | 36 |
| Fig. 4.11 | Evolução da frequência durante a operação do compressor..... | 37 |
| Fig. 4.12 | Diagrama de blocos do sistema de medição de energia elétrica desenvolvido..... | 38 |
| Fig. 4.13 | Sinais de tensão e corrente obtidos na saída do inversor de frequência: a) tensão. B) corrente. | 39 |
| Fig. 4.14 | Circuito elétrico do condicionador de sinais para a tensão..... | 40 |

| | | |
|-----------|--|----|
| Fig. 4.15 | Sinais de tensão obtidos no circuito de condicionamento de tensão..... | 41 |
| Fig. 4.16 | Circuito elétrico do condicionador de sinais para a corrente..... | 42 |
| Fig. 4.17 | Sinais de corrente e tensão obtidos pelo circuito de condicionamento de corrente | 42 |
| Fig. 4.18 | Fluxograma de amostragem e transmissão dos dados no Arduino Due..... | 44 |
| Fig. 4.19 | Diagrama temporal do sistema de aquisição..... | 45 |
| Fig. 4.20 | Processo de reconstrução da senóide de tensão baseado no sinal PWM..... | 46 |
| Fig. 4.21 | Fluxograma do programa de cálculo dos parâmetros elétricos..... | 48 |
| Fig. 5.1 | Fluxograma dos ensaios realizados..... | 51 |
| Fig. 5.2 | Identificação dos períodos de resfriamento..... | 53 |
| Fig. 5.3 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 60\text{Hz}$ | 55 |
| Fig. 5.4 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 50\text{Hz}$ | 56 |
| Fig. 5.5 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 40\text{Hz}$ | 56 |
| Fig. 5.6 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3 \text{ m}^3$ e $FCP = 60\text{Hz}$ | 56 |
| Fig. 5.7 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3 \text{ m}^3$ e $FCP = 50\text{Hz}$ | 57 |
| Fig. 5.8 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3 \text{ m}^3$ e $FCP = 40\text{Hz}$ | 57 |
| Fig. 5.9 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 60\text{Hz}$ | 57 |
| Fig. 5.10 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 50\text{Hz}$ | 58 |
| Fig. 5.11 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ e $FCP = 40\text{Hz}$ | 58 |
| Fig. 5.12 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3 \text{ m}^3$ e $FCP = 60\text{Hz}$ | 58 |

| | | |
|-----------|--|----|
| Fig. 5.13 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 59 50Hz..... | 59 |
| Fig. 5.14 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 59 40Hz..... | 59 |
| Fig. 5.15 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ e FCP = 60Hz..... | 64 |
| Fig. 5.16 | Histórico de temperatura e potência. Ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ e FCP = 40Hz | 64 |
| Fig. 5.17 | Histórico de temperatura e potência. Ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 60Hz | 65 |
| Fig. 5.18 | Histórico de temperatura e potência. Ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 40Hz. | 65 |
| Fig. 5.19 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ e FCP = 60Hz..... | 65 |
| Fig. 5.20 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ e FCP = 40Hz..... | 66 |
| Fig. 5.21 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 60Hz. | 66 |
| Fig. 5.22 | Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ e FCP = 40Hz..... | 66 |
| Fig. 5.23 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ | 70 |
| Fig. 5.24 | Frequências impostas ao compressor no ensaio com VTRAB = 0,1 m ³ | 70 |
| Fig. 5.25 | Histórico de temperatura e potência no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ | 70 |
| Fig. 5.26 | Frequências impostas ao compressor no ensaio com VTRAB = 0,3 m ³ | 71 |
| Fig. 5.27 | Comparativo entre os COP's obtidos para os experimentos realizados. a) | |

VTRAB = 0,1 m³. b) VTRAB = 0,3 77
 m³.....

Fig. 5.28 Comparativo entre os QEV's obtidos para os experimentos realizados. a)

VTRAB = 0,1 m³. b) VTRAB = 0,3 77
 m³.....

Fig. 5.29 Consumo médio de energia por controle aplicado. a) VTRAB = 0,1 m³. b)

VTRAB = 0,3 m³..... 78

LISTA DE TABELAS

| | | |
|-----------|--|----|
| Tab. 1.1 | Influência da temperatura e tempo de armazenagem na qualidade do leite armazenado na fazenda (TBC)..... | 02 |
| Tab. 3.1 | Relações entre as variáveis de controle..... | 23 |
| Tab. 5.1 | Parâmetros adotados nos cálculos termodinâmicos..... | 54 |
| Tab. 5.2 | Parâmetros experimentais para os ensaios com o controle ON-OFF (de 4°C a 6°C) | 55 |
| Tab. 5.3 | Dados de consumo de energia médio com o controle com faixa de temperatura entre 4°C e 6°C..... | 60 |
| Tab. 5.4 | Dados de temperatura para os experimentos com o controle com faixa de temperatura entre 4°C e 6°C..... | 60 |
| Tab. 5.5 | Parâmetros experimentais para os experimentos de avaliação da faixa de controle | 64 |
| Tab. 5.6 | Dados de consumo de energia médio para os experimentos aplicando o Controle de 4,5°C a 5,5°C..... | 67 |
| Tab. 5.7 | Dados de temperatura para os experimentos aplicando o Controle de 4,5°C a 5,5°C..... | 67 |
| Tab. 5.8 | Dados experimentais para o ensaio do controlador PI..... | 69 |
| Tab. 5.9 | Dados de consumo de energia médio para os Experimentos aplicando o Controle PID..... | 71 |
| Tab. 5.10 | Dados de temperatura para os Experimentos aplicando o Controle PID..... | 71 |
| Tab. 5.11 | Resultados experimentais e calculados conforme os testes para 0,1 m ³ e 0,3m ³ de água no tanque para uma faixa de controle entre 4°C e 6°C..... | 73 |
| Tab. 5.12 | Dados experimentais e calculados para os experimentos com o controle entre 4,5°C e 5,5°C..... | 74 |
| Tab. 5.13 | Dados experimentais e calculados para os experimentos com o Controle PID..... | 75 |
| Tab. 5.14 | Parâmetros obtidos nos experimentos com VTRAB = 0,1 m ³ | 76 |
| Tab. 5.15 | Parâmetros obtidos nos experimentos com VTRAB = 0,3 m ³ | 76 |

| | | |
|-----------|--|----|
| Tab. 5.16 | Varição percentual dos parâmetros termodinâmicos e de consumo dos experimentos com $VTRAB = 0,1 \text{ m}^3$ quando comparados à operação padrão do tanque | 79 |
| Tab. 5.17 | Varição percentual dos parâmetros termodinâmicos e de consumo dos experimentos com $VTRAB = 0,3 \text{ m}^3$ quando comparados à operação padrão do tanque | 79 |
| Tab. 5.18 | Tempo de retorno do investimento do pequeno produtor | 80 |

Abreviaturas e Nomenclatura

| | |
|---------------|--|
| A_s | Área da superfície da serpentina |
| CC | Corrente Contínua |
| CHF | Fluxo de Calor Crítico |
| CLP | Controlador Lógico Programável |
| C_p | Calor específico do fluido |
| CNA | Confederação da Agricultura e Pecuária do Brasil |
| COP | Coefficiente de desempenho |
| C-R | Ventilação e ar-condicionado |
| C(s) | Variável de entrada do sistema |
| d | Diâmetro da serpentina |
| DC | Corrente contínua (Direct Current) |
| EEV | Válvula de Expansão Eletrônica |
| $E_{f^2,v}$ | Energia consumida no período de duração do experimento |
| erro(t) | Variável de ajuste do controlador PID |
| f | Frequência de alimentação |
| F_{CP} | Frequência de trabalho |
| f_p | Fator de Potência |
| $freq(t)$ | Variável de saída do controlador PID |
| GAX | Generator Absorber heat exchang |
| G(s) | Planta e Controlador PID |
| H_{\square} | Controle Robusto |
| h | Coefficiente de Transferência térmica |
| h_i | Entalpias de entrada e saída |
| HVAC | Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado |
| H(s) | Função de transferência do sensor de temperatura |
| HVAC-R | Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração |
| $h(T)$ | Coefficiente de transferência térmica por convecção |
| i(t) | Corrente instantânea |

| | |
|-------------------|--|
| I | Corrente elétrica |
| IBGE | Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística |
| IGBT | Transistor bipolar de porta isolada |
| IN | Instrução Normativa |
| K_p, K_i, K_d | Constantes referentes as porções do controlador |
| L | Comprimento da serpentina |
| Log | Logaritmo |
| LQG | Linear-Quadrático-Gaussiano |
| i' | Vazão mássica de fluido refrigerante |
| MPC | Modelo de Controle Preditivo |
| N | Número de leituras |
| n | Passo de tempo |
| P | Potência ativa |
| PCM | Material de Mudança de Fase (<i>Phase Change Material</i>) |
| PID | Proporcional-Integral-Derivativo |
| PT100 | Tipo de sensor de temperatura utilizado nesta tese |
| PV | Módulo Fotovoltaico |
| PWM | <i>Pulse Width Modulation</i> |
| Q | Potência reativa |
| Q_{EV} | Capacidade de Refrigeração |
| Q_L | Capacidade Frigorífica |
| RC | Resistor-Capacitor |
| RMS | Valor quadrático médio |
| S | Potência Total |
| VCC | Ciclo de Compressão de Vapor |
| V_{PICO} | Voltagem de pico |
| V_{RMS} | Voltagem quadrática média |
| TBC | Contagem de Bactéria Total |
| TEV | Válvula de Expansão Termostática |
| T | Temperatura do fluido |
| T | Período dos sinais |
| $T_{\text{água}}$ | Temperatura do fluido armazenado no reservatória |

| | |
|-----------------|---|
| T_{CD} | Temperatura de condensação |
| T_{ECP} | Temperatura de controle da água na área de troca térmica entre o evaporador e a água na entrada do compressor |
| T_{SCP} | Temperatura de controle da água na área de troca térmica entre o evaporador e a água na saída do compressor |
| T_{SEV} | Temperatura de controle da água na área de troca térmica entre o evaporador e a água na saída do evaporador |
| T_{STC} | Temperatura de controle da água na área de troca térmica entre o evaporador e a água na saída do tubo capilar |
| tp | Duração média por período |
| $T_{referenci}$ | Temperatura desejada |
| T_s | Temperatura da serpentina |
| td,ti | Constantes de tempo |
| USB | <i>Universal Serial Bus</i> |
| V | Tensão |
| v | Volume de trabalho |
| $v(t)$ | Valor da tensão instantânea |
| VEE | Válvula de Expansão Eletrônica |
| W | Consumo médio |
| W_{comp} | Potência Teórica de Compressão |
| W_{CPC} | Energia consumida pelo compressor |
| W_{CPE} | Potência elétrica consumida pelo compressor |
| Z-N | Ziegler-Nichols |
| ϕ | Fator de potência |
| ρ | Densidade do fluido |
| Δt | Intervalo de leitura |
| φ | Fase entre os sinais |

SUMÁRIO

| | | |
|-------|---|----|
| 1. | INTRODUÇÃO | 01 |
| 1.1 | Objetivo..... | 05 |
| 1.2 | Organização da Tese..... | 05 |
| 2. | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 06 |
| 3. | MODELAGEM TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO | 16 |
| 3.1. | Ciclo de Refrigeração..... | 16 |
| 3.2. | Modelo Térmico para o Reservatório de Refrigeração..... | 18 |
| 3.3. | Controle Aplicado à Sistemas Térmicos..... | 19 |
| 4. | BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO | 27 |
| 4.1. | Bancada Experimental..... | 27 |
| 4.2. | Sistema de Medição das Temperaturas | 30 |
| 4.3. | Controlador de Temperatura..... | 32 |
| 4.4. | Inversor de Frequência..... | 35 |
| 4.5. | Sistemas de Medição da Energia Elétrica..... | 38 |
| 5. | RESULTADOS EXPERIMENTAIS | 50 |
| 5.1. | Resultados Experimentais | 50 |
| 5.1.1 | Controle de Temperatura com Faixa de Histerese entre 4° C e 6° C..... | 54 |
| 5.1.2 | Controle de Temperatura com Faixa de Histerese 4,5° C e 5,5° C..... | 63 |
| 5.1.3 | Controlador de Temperatura por Meio de Controlador PID..... | 69 |
| 5.2. | Análise Termodinâmica dos Resultados Experimentais..... | 72 |
| 5.2.1 | Controle ON-OFF com Faixa de Controle entre 4° C e 6° C..... | 72 |
| 5.2.2 | Controle ON-OFF com Faixa de Controle entre 4,5° C e 5,5° C..... | 74 |
| 5.2.3 | Controle PID..... | 75 |
| 5.3. | Comparativo Entre os Sistemas de Controle Avaliados..... | 76 |
| 6. | CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS | 81 |
| 7. | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 84 |

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

As informações mostradas na campanha envolvendo o leite, apresentada na televisão como anúncio institucional do agronegócio apontam que quase metade do leite produzido no Brasil vem de pequenas fazendas, 47 % do volume total. Para 1,2 milhão de produtores o leite é o salário do mês. Leite é a atividade que mais gera empregos no país, mais de 4 milhões de pessoas trabalham nas indústrias de laticínios e no campo com a produção primária (ZOCCAL, 2017).

A CNA-Confederação da Agricultura e Pecuária do Brasil estimam que a produção de leite em 2017 serão de 34,9 bilhões de litros, sendo que apesar de alguns registros de produção diária em torneios leiteiros serem superiores a 100 litros na raça Holandesa e Girolando, próximo de 70 litros com animais Jersey e de 60 litros com vacas Gir, a média nacional ainda é baixa, de 8 litros/vaca/dia.

Segundo as recomendações do Ministério da Saúde, o consumo de leite, na forma fluida ou de derivados lácteos, varia de acordo com a idade das pessoas. A recomendação para crianças de até dez anos é de 400 mL/dia, isto é, 146 litros/ano de leite fluido ou equivalente na forma de derivados. Para os jovens de 11 a 19 anos, o consumo é maior, de 700 mL/dia ou 256 litros/ano e para os adultos acima de 20 anos a recomendação é de 600 mL/dia ou 219 litros/ano, inclusive para os idosos, porém o consumo para esse grupo de pessoas deve ser principalmente desnatado (ZOCCAL, 2003).

Admitindo um cenário no País que favoreça o consumo de laticínios, em especial para as populações mais carentes que pouco ou nada consomem, e tomando por base apenas o consumo de 146 litros/ano, o País requer uma disponibilidade anual de 30,5 bilhões de litros de leite in natura para atender apenas o mercado interno potencial, composto por aproximadamente 209 milhões de pessoas (IBGE, 2018). Considerando o consumo per capita recomendado de 600 mL/dia, a disponibilidade anual de leite deveria ser de 125,4 bilhões de litros, muito além do que é produzido atualmente, o que mostra o tanto que este mercado tende a expandir.

De acordo com (ADAMCZUK; FAGUNDES; SILVA, 2014), o leite é um alimento completo, sendo um excepcional meio de cultivo para diversas bactérias principalmente as mesófilas e

psicrotróficas. Além dos aspectos relacionados com a higiene, o resfriamento imediato após a ordenha em temperatura abaixo de 4 °C é um dos principais pontos na produção de leite com qualidade. Com a temperatura de armazenamento correta, diminui-se a taxa de multiplicação bacteriana (PACHECO, 2011). Segundo a Instrução Normativa nº 62 (2011), o leite deve estar refrigerado com a temperatura igual ou menor a 4°C no tempo máximo de três horas após a ordenha (BRASIL, 2011).

Vários estudos demonstram que o tempo de estocagem do leite na propriedade interfere diretamente na multiplicação bacteriana. Em nível de exemplo, a Tabela 1.1 mostra a influência da temperatura e tempo de armazenagem na Contagem de Bactéria Total TBC (LACPATRICK, 2016). A tabela considera um TBC inicial de 5000 ml e que durante o período de armazenamento leite fresco é adicionado ao tanque no período da manhã e da tarde.

Tabela 1.1. Influência da temperatura e tempo de armazenagem na qualidade do leite armazenado na fazenda (TBC).

| Temperatura de Armazenagem [°C] | TBC [48 horas] | TBC [72 horas] |
|---------------------------------|----------------|----------------|
| 2 | 5000 | 10000 |
| 4 | 15000 | 30000 |
| 6 | 50000 | 100000 |

Fonte: LacPatrick - 2016

Analisando os dados da Tabela 1.1 observa-se que a temperatura ideal de armazenamento seria de 2 graus °C. Devido a dificuldades técnicas para manter esta temperatura (LACPATRICK, 2016), convencionou-se uma temperatura de armazenagem de 4 °C e um período máximo de armazenamento de 48 horas que é o tempo máximo de permanência do leite na propriedade permitido pela IN 62 de 2011 (BRASIL 2011).

Segundo o chefe de Transferência de Tecnologia da Embrapa Pecuária Sudeste (São Carlos/SP), André Luiz Monteiro Novo, a produção de leite média brasileira é de menos de 100 litros por dia. Portanto, para uma produção estimada em 34,9 bilhões de litros/ano (ZOCCAL, 2017), calcula-se que são necessários aproximadamente 950000 pequenos resfriadores para atender a IN 62 de 2011. Portanto, qualquer estudo envolvendo a eficiência energética de resfriadores de pequeno e médio porte é bem-vinda e deve ser incentivada.

Os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados nos setores residencial, comercial e industrial onde assumem o importante papel de condicionar sistemas para conservação de

produtos (refrigeradores de leite, câmaras frias, freezers, geladeiras, dentre outros) ou para conforto térmico (ar-condicionado e bombas de calor). Em 2012, quase 1,4 bilhão de geladeiras e freezers domésticos estavam em uso (BARTHER; GÖTZ, 2012), o que representava um refrigerador para cada cinco habitantes do globo, sendo responsáveis por aproximadamente 15% do consumo de energia elétrica do setor residencial do planeta. No final de 2015, a quantidade já alcançava 3 bilhões consumindo aproximadamente 17% do consumo doméstico de energia do mundo (IIR information, 2015).

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração e sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. É um equipamento mecânico que, conforme seu princípio de operação, pode ser classificado em dois tipos principais: compressores de deslocamento positivo, que são subdivididos em alternativos e rotativos; e compressores dinâmicos, subdivididos em centrífugos e axiais (Costa, 1978 apud Flabes Neto, 2013).

Os compressores ainda podem ser classificados segundo o tipo de selamento do invólucro metálico que os compõem, assim sendo, existem os compressores herméticos, semi-herméticos e abertos. Em sistemas de refrigeração, os compressores utilizados são classificados como alternativos herméticos.

Os compressores são classificados como herméticos quando possuem o mecanismo de compressão do gás e o motor de acionamento integrado. Assim, todo o sistema mecânico está envolvido pelo gás refrigerante que, enquanto circula, retira o calor gerado nos mecanismos internos do compressor fazendo com que sua temperatura se eleve, o que limita sua aplicação. Quanto ao princípio de operação, um compressor alternativo utiliza de êmbolo para elevar a pressão do gás dentro do cilindro.

Atualmente, a maioria dos sistemas de refrigeração opera com um sistema de controle liga/desliga (ON/OFF) comandado por um termostato que, apesar de ser amplamente empregado e ter custo relativamente baixo, não é muito eficiente, já que apresenta variações relativamente grandes na temperatura controlada (temperatura interna) e apresenta elevado consumo energético. O compressor “subsistema” essencial destas unidades de refrigeração opera à velocidade fixa, independente da condição externa que é exatamente o que gera alto consumo de energia.

Além da adoção de novos gases mais eficientes (SÁNCHEZ et al., 2017), (GULLO; HAFNER; BANASIAK, 2018), o ciclo de resfriamento por absorção de calor (Generator Absorber heat eXchang GAX) tem um grande potencial, como alternativa, para diminuir o

consumo de energia elétrica para refrigeração na área residencial e pequenos comércios (MORENO-QUITANAR; GOMEZ; BEST, 2015), (TENKENG et al., 2017).

Outra opção é a utilização de fontes alternativas de energia para gerar eletricidade. Como exemplo, El-Bahloul; Ali; Ookawara (2015) realizaram uma investigação experimental sobre o desempenho de refrigeradores motorizados com corrente contínua (CC). Os principais componentes da configuração experimental são o módulo fotovoltaico (PV) multi-cristalino, uma bateria como um buffer para 12V DC constante e um refrigerador portátil de 50 litros com / sem armazenamento de energia térmica PCM. Desenvolveram um modelo teórico é estabelecido para avaliar o desempenho do refrigerador quando operado sob diferentes condições de projeto. Posteriormente, o modelo foi utilizado para dimensionar um refrigerador solar com maior capacidade de refrigeração. Os resultados mostram que este sistema pode ser utilizado em áreas remotas de clima quente para refrigeração de atividades de transporte pós-colheita. A partir dos resultados externos na PCM alcançou-se um COP de 1,22 e temperaturas de armazenamento de 5 °C no terceiro dia, chegando 0 °C no sexto dia.

Mas para os sistemas de refrigeração de leite já existentes, sob a ótica da eficiência energética, torna-se imprescindível a utilização de um sistema de controle da capacidade nestas unidades visando a redução do consumo de energia e um controle de temperatura das mesmas. Principalmente se considerar que o Brasil é o sexto país com a energia mais cara do mundo (revista do FRIO & Ar Condicionado, 2018). No Brasil, o custo desse insumo estratégico para a economia é 46% maior que a média global.

Os métodos normalmente empregados no controle da capacidade de um sistema de refrigeração são: controle liga/desliga, bypass interno, bypass de gás quente, controle de temperatura no evaporador, controle do volume da câmara, controle de múltiplos compressores, cilindro sem carga e controle de velocidade variável do compressor.

A despeito da eficiência dos vários métodos de controle (WANG et al., 2015), a utilização de inversores de frequência tem se sobressaído para pequenas unidades de refrigeração. Uma pesquisa, realizado no dia 8 de abril de 2019, no Google© com a frase “Variable Speed Refrigeration Compressors”, resultou em 3. 530.000 citações.

1.1. Objetivo

Em função do exposto, o objetivo desta tese de doutorado é avaliar experimentalmente a viabilidade técnica, e econômica, de se utilizar inversores de frequência monofásicos em

compressores herméticos de pequeno porte, comumente utilizados em pequenas propriedades rurais. A opção por inversor monofásico, inédita, tem por objetivo minimizar o custo de implantação do sistema de controle nas unidades de resfriamento de leite já existentes.

1.2. Organização da Tese

Este trabalho é dividido em seis capítulos. No Capítulo I é apresentado a realidade da indústria leiteira para situar o tema da tese e seus objetivos. No Capítulo II é apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre aplicações de controle de velocidade variável em compressores. O Capítulo III apresenta a modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração. No Capítulo IV é apresentada a concepção da parte elétrica do tanque de resfriamento e da instrumentação utilizada no estudo proposto neste trabalho. São descritos os procedimentos experimentais. Os resultados são apresentados e analisados no Capítulo V. Por fim, no Capítulo VI, são apresentadas as conclusões principais e possibilidades de trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O aumento do uso de sistemas de refrigeração (conservação de alimentos, resfriadores de leite, etc.) e, conforto térmico nos últimos anos, gerou uma grande demanda de energia elétrica, alcançando valores significativos no cenário mundial. Diante desta realidade, a necessidade da redução no consumo de energia elétrica, suscitou um desafio de grande relevância junto a comunidade científica, ressaltando que o subsistema desta unidade o compressor é o maior responsável por este consumo. Neste contexto, vários estudos vêm sendo feitos para minimizar o consumo de energia e, o de maior impacto é referente ao controle da capacidade dos compressores de acordo com sua funcionalidade, substituindo os convencionais “liga-desliga” (on-off) pelos sistemas de rotação variável com a utilização dos inversores de frequências. Em função dos objetivos da presente tese, este capítulo visa avaliar os diversos trabalhos científicos, relacionados a estudos teóricos e experimentais de sistemas de refrigeração, utilizando compressores de velocidade variável.

Cohen, Hamilton e Pearson (1974) estudaram as potencialidades de redução do consumo de energia com a aplicação de compressores de capacidade variável em sistemas de refrigeração domésticos, comerciais e em sistemas de ar-condicionado. Os autores concluíram que a variação da capacidade do compressor poderia proporcionar, em regime ciclo, de 28% a 35% de redução do consumo de energia elétrica.

Lida *et al.* (1982) realizaram ensaios experimentais em um sistema de refrigeração com capacidade nominal de 3,0 kW (inversor de frequência trifásico). Durante as análise, a rotação do compressor foi variada entre 25 Hz e 75 Hz. Os resultados encontrados, também, indicaram um aumento da eficiência energética do sistema com a introdução de um compressor de velocidade variável. Em regime cíclico, o consumo de energia do sistema de compressor de velocidade variável foi de 20 % a 26 % inferior ao obtido com o compressor convencional.

A variação de velocidade do compressor é a forma mais eficiente para controlar a capacidade de refrigeração, isso ocorre porque a capacidade de refrigeração se adapta à carga (Tassou e

Qureshi, 1994). Sendo assim, para condições de baixas cargas térmicas o equipamento reduz a velocidade do compressor, assim diminuindo as perdas e a potência consumida.

Riegger (1988) estudou a potencialidade do uso de compressores de velocidade variável no incremento da capacidade de ajuste à carga térmica em sistemas de condicionamento de ar. Demonstrou que a utilização de compressores de velocidade variável pode aumentar a eficiência do sistema. Nos resultados obtidos no experimento mostraram que as velocidades de rotação baixas favorecem o desempenho de sistemas de refrigeração, e que as eficiências em bombas de calor são melhoradas com a alta velocidade de rotação.

Vargas e Parise (1995) apresentaram um modelo matemático de uma bomba de calor com variação de velocidade através de um servo motor de corrente contínua, operando em malha fechada através de controle por lei potencial. O modelo foi utilizado para comparação entre o sistema em malha fechada e o sistema tradicional liga – desliga (ON-OFF).

Tassou e Qureshi (1996) mostraram que o controle de capacidade de refrigeração é fundamental para a redução do consumo de energia de equipamentos de refrigeração. O controle de capacidade reduz as perdas associadas à ciclagem do compressor e melhora a eficiência de regime permanente devido à menor diferença de pressão à que o compressor é submetido em condições de carga térmica parcial. Eles ressaltaram a importância da utilização de dispositivos de expansão adequados em sistemas de compressores de rotação variável, entretanto nenhum dos autores realizou um estudo específico.

Comparações teóricas de vários métodos para atender a capacidade frigorífica, sob condições reais, tem mostrado que o ajuste de velocidade do compressor é o mais eficiente. Lenarduzzi e Yap, (1998) estimaram em suas pesquisas uma economia de energia que pode chegar a 41% e uma distorção harmônica de menos de 2,5%, mudando a velocidade, quando comparado com resultados obtidos num mesmo chiller, operando com velocidade fixa.

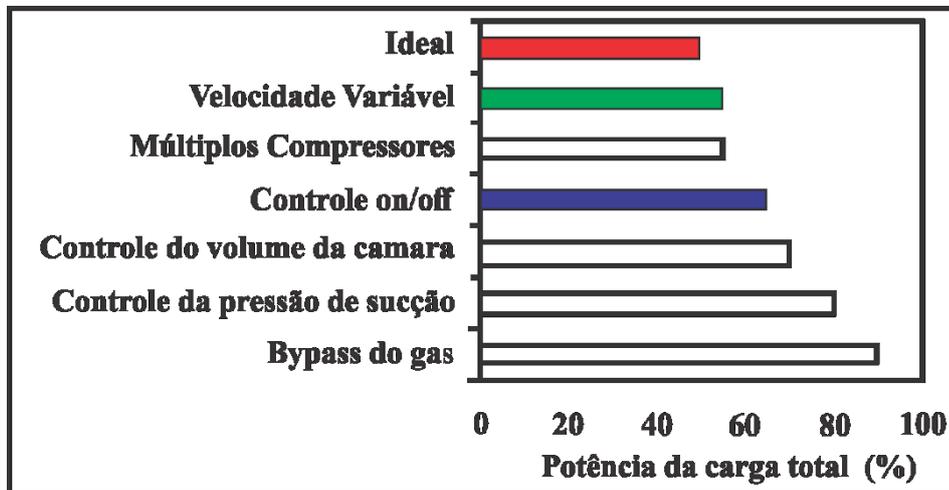
Sistema de refrigeração compressor de rotação constante são projetados para atender uma demanda máxima de carga térmica, o que faz que estes operem em condições de carga parcial durante a maior parte da sua vida útil (Tassou e Qureshi, 1998; Aprea e Mastrullo, 2002).

Os métodos normalmente empregados no controle da capacidade de um sistema de refrigeração são: Controle liga/desliga, by-pass de gás quente, controle de temperatura no evaporador, controle do volume da câmara, controle de múltiplos compressores, cilindro sem carga e controle da velocidade variável do compressor. Tassou e Qureshi (1998) apresentaram um estudo teórico dos vários métodos de controle de capacidade de refrigeração, sob condições de carga total e parcial, concluindo que a técnica mais eficiente do ponto de vista

energético é o controle da velocidade variável e compressores múltiplos, como pode ser observado no gráfico apresentado na Figura 2.1.

Figura 2.1 Métodos de controle da capacidade de refrigeração sob condições de carga parcial.

Fonte: Tassou e Qureshi (1998).



Em seu trabalho, Tassou e Qureshi (1998), reportaram diversos trabalhos sobre a utilização de compressores de rotação variável, mostrando que em todos os casos a introdução desses equipamentos provocou uma redução do consumo de energia.

Outras vantagens que estão ligadas a utilização de compressores de rotação variável são:

Redução das flutuações de temperatura e umidade no compartimento refrigerado;

Menor tempo de redução da temperatura;

Redução no nível de ruído gerado;

Picos de corrente na partida.

Koury, Machado e Ismail, (2001) desenvolveram uma simulação numérica de um sistema de refrigeração de velocidade variável. O estudo modelou um sistema de refrigeração por compressão mecânica. No estudo foram executadas simulações com o objetivo de verificar a possibilidade de controlar o sistema de refrigeração e o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador variando a velocidade do compressor. Os resultados indicam que o modelo proposto pode ser usado para formular um algoritmo para controlar um sistema de refrigeração.

Bitzer Compressors (2000) apresenta um estudo de compressor sobre o uso de inversores de frequência em compressores herméticos e semi-herméticos de deslocamento positivo. O estudo demonstrou que compressores a pistão não devem trabalhar fora da faixa de 850-1750

rpm devido a problemas de lubrificação. Este estudo, apesar de usar um inversor de frequência, não menciona economia de energia elétrica.

Aprea e Mastrullo (2002) realizaram um estudo experimental para comparar o desempenho energético de um sistema de refrigeração, montado com uma válvula de expansão eletrônica (EEV) e com uma válvula de expansão termostática (TEV), em condições de regime permanente e transiente foram consideradas duas situações: partida equalizada e não-equalizada. As válvulas foram montadas em paralelo na entrada de um evaporador com convecção forçada de ar pertencente a um sistema de refrigeração dotado de um condensador resfriado a água e de um compressor semi-hermético. Os testes foram realizados com os fluidos refrigerantes R-22 e R-407C. A válvula de Expansão Eletrônica controlava o grau de superaquecimento na saída do evaporador em 10% . Os autores concluíram que a EEV e a TEV forneciam coeficientes de performances similares em condições de regime permanente, o que não ocorria em regime transiente, onde a EEV proporcionava um melhor desempenho. Segundo esses autores, as principais vantagens da EEVs são a rápida resposta as variações das condições de operação, a facilidade de ajuste de superaquecimento de controle (setpoint) e as menores oscilações no controle dessa variável. Os autores ressaltam ainda que as EEVs são os dispositivos de expansão mais adequados para operar em sistemas montados com compressores de rotação variável, apesar dessa observação os mesmos não estudaram o efeito da rotação do compressor.

O desempenho positivo de expansão tem papel crucial em sistemas de rotação de variável, uma vez que o controle ótimo de grau de superaquecimento na saída do evaporador implica num controle preciso da capacidade de refrigeração e numa maior eficiência energética de acordo com Choi e Kim (2003).

Buzelin (2003) realizou um trabalho experimental onde utilizou o LabView® para implementar a Lei Potencial proposta por Vargas e Parise (1995) com resultados obtidos de economia de 30% em relação ao sistema liga-desliga. Porém, este trabalho não apresentou uma maneira prática de implementar esta redução de energia elétrica em qualquer sistema de HVAC-R.

Segundo Carvajal (2004), o controle da velocidade do compressor de rotação variável tem sido utilizado para se reduzir a vazão de refrigerante no compressor, em resposta as condições de refrigeração com carga parcial, diminuindo, assim o consumo de energia elétrica quando comparado com o mesmo compressor com velocidade fixa.

De forma geral, os sistemas com controle contínuo da velocidade de rotação do compressor são mais eficientes, porém mais complexos e apresentam um alto custo de implementação. Entretanto, os sistemas de refrigeração e ar-condicionado que utilizam inversores de frequência proporcionam uma elevada redução no consumo de energia elétrica. Este, quando comparado a sistemas tradicionais com rotação constante, o custo do uso de inversores pode ser compensado de três a quatro anos, apenas considerando o consumo de energia elétrica.

Trabalhos no contexto de controle de temperatura em sistemas de refrigeração são estudados em Batista (2006) e Garcia (2006) que realizaram pesquisas sobre sistemas de condicionamento a ar (HVAC), onde o controle de temperatura é realizado através da variação da rotação da velocidade do compressor. Em Batista (2006) não há alteração física do equipamento, mantendo-se as características do fabricante. Foi utilizado um algoritmo de controle PI (Proporcional e Integral) e a atuação do sistema foi realizada por um inversor comercial trifásico, utilizando-se da vantagem do compressor ser trifásico. Os resultados encontrados apresentaram uma economia de 2.16% de energia após uma análise utilizando o controle PI em comparação com sistema de controle liga-desliga original do equipamento.

Aprea *et al.* (2006), avaliaram experimentalmente o desempenho de um sistema de compressão de vapor capaz de operar como um sistema do tipo resfriamento de líquido, “chiller, e uma bomba de calor, operando na frequência nominal de 50 Hz. Os resultados levantados para o compressor rotativo do tipo scroll apresentaram um ótimo rendimento devido à facilidade de operar com frequências baixas em comparação com o compressor recíproco semi-hermético. O melhor desempenho foi obtido mudando a velocidade do compressor influenciando na eficiência global do sistema e também pela menor relação de compressão à medida que a velocidade do compressor diminui.

Bandarra, Garcia e Mendoza (2006) realizaram um trabalho experimental de comparação de um compressor rotativo do tipo scroll com controlador fuzzy adaptativo. O resultado obtido foi satisfatório, da ordem de 20% em relação ao sistema liga-desliga, tanto no sistema refrigerado como bomba de calor. Apesar da redução do consumo de energia, não foi apresentado um produto que pudesse ser usado em sistema de HVAC-R.

Aprea, Mastrullo e Renno (2006) apresentam um trabalho experimental de lógica controle Fuzzy para compressor de parafuso hermético com velocidade de 15Hz bem abaixo dos usuais 30Hz usadas em compressores alternativos, demonstraram que há uma economia de

20% em relação ao sistema convencional liga-desliga. Este trabalho não apresenta um resultado prático para utilização em sistemas de HVAC-R.

Teitel, Levi, Zhao, Barak, Bar-lev e Shmuel (2008) apresentaram um estudo experimental sobre economia de energia em instalações agrícolas usando variador de frequência para alteração da velocidade de motores dos ventiladores em uma estufa comercial do tamanho das usadas para criação de aves. A redução do consumo de energia foi de 65 % a 75 % a menos que no sistema liga-desliga. Este estudo não apresenta uma aplicação para sistema de refrigeração.

Paz (2009) concluiu que a velocidade de rotação do compressor afeta diretamente o comportamento e desempenho de sistemas de refrigeração de pequeno porte, sendo que o controle deste parâmetro permite atingir mais rapidamente as condições de operação desejada. Dos resultados experimentais obtidos foi observado que o sistema atinge uma condição de operação mais rápida com o compressor na velocidade mais alta.

Aprea, Matrullo e Renno, em 2009 avaliaram experimentalmente a frequência ótima de trabalho do compressor de rotação variável comparado ao compressor de rotação fixa com controle termostático. Foi concluído que a frequência ótima para cada carga térmica permite otimizar a economia de energia tendo como resultado uma economia de 25% comparado ao de rotação fixa que foi de 15%.

Garcia (2010), avaliou teórica e experimentalmente a técnica de controle fuzzy aplicada a sistemas de refrigeração. Este trabalho visou principalmente a economia de energia. O equipamento é composto por um compressor alternativo semi-hermético utilizando como fluido (HFC-22), condensador e evaporador de tubos concêntricos resfriados a água, válvula de expansão termostática com equalização manual, válvula de expansão eletrônica (VEE) e variador de frequência para controlar a velocidade de rotação do compressor. O sistema foi instrumentado, usando sensores de temperatura tipo PT-100 na entrada e saída de cada componente, sensores de pressão do tipo *piezo-resistivos*, medidor de vazão de refrigerante tipo *coriolis*, placa condicionadora de sinais com saída analógica, uso de controlador lógico programável (CLP) e software para o monitoramento e operação do sistema, implementado em LABVIEW. Os resultados evidenciaram um bom desempenho desta bancada, utilizando um grau de superaquecimento na faixa de 2°C a 7°C, frequência do motor variando de 30 Hz e 40 Hz, o que proporcionou uma economia de energia de até 20%.

Li (2013) estudou métodos semi-empíricos para cálculo do fluxo de massa, potência e temperatura de descarga para três tipos de compressores de velocidade variável: alternativo,

scroll e pistão rotativo. Os métodos são uma integração dos modelos físicos utilizando compressor de velocidade constante e as características físicas de eficiência volumétrica e eficiência isentrópica com diferentes velocidades. Os modelos físicos foram validados experimentalmente para os três tipos de compressores com velocidade constante. A comparação dos resultados de modelagem aos dados experimentais, apresentaram erros menores que 3%, 3%, e 3 °C para fluxo de massa de refrigerante, potência e temperatura de descarga do compressor, respectivamente. O modelo proposto de compressor de velocidade variável permitirá a caracterização do compressor em modelagem de sistemas de refrigeração.

Ekren, Celik, Noble e Krauss (2013) avaliaram o uso de compressores de corrente contínua em sistemas de refrigeração. Este estudo constituiu em uma análise do desempenho experimental de um compressor de corrente contínua implementado em uma geladeira de 79 Litros. Foram investigadas a redução do consumo de energia e o desempenho do compressor com velocidade variável. Os experimentos foram realizados com operação de velocidade variável em 4 diferentes modos de operação com compressor de velocidade constante. Os resultados obtidos mostraram que o uso do compressor em velocidade variável é mais eficiente que o compressor de velocidade constante, especialmente em altas velocidades.

Pinnola, C. F. (2013), realizou um trabalho referente a uma solução alternativa para a redução do consumo de energia em sistemas de refrigeração, aquecimento, ventilação e ar-condicionado (HVAC-R). Para tanto, um sistema de refrigeração comercial típico foi concebido, construído e modificado, tendo um sistema novo de controle baseado em uma lei potencial, utilizando um inversor de frequência e um controlador lógico programável (CLP). Desta maneira, foi possível comparar a operação e o consumo energético do sistema com o novo controle potencial e com tradicional liga-desliga (on-off). Construiu-se uma unidade experimental consistindo numa câmara frigorífica, uma antecâmara e um sistema de refrigeração por compressão de vapor, exemplificando um sistema de refrigeração comercial na prática. Os resultados obtidos foram significativos: comparando o sistema operando com controle de lei potencial em malha fechada, em relação à tradicional liga-desliga, no período de 6 horas e 10 minutos, obteve-se uma economia do consumo de energia de 31,1%.

Li, Liu e Lau (2015) desenvolveram um modelo de potência de um compressor semi-teórico para unidades de ar-condicionado tipo teto, equipado com compressor de velocidade variável e ventilador de velocidade variável, baseado em análise teórica e estudos experimentais. Em condições normais, a potência do compressor é correlacionada a

temperatura do ar exterior e com velocidade de compressor com erro relativo de $\pm 8\%$. O modelo foi desenvolvido para redução de energia de compressores na expansão direta.

Nóbrega, Lago e Moura (2015), reportam um trabalho referente a uma investigação experimental do comportamento de um sistema de refrigeração utilizando um compressor de rotação variável de uma unidade fornecida pelo fabricante (frequência de 53,4 Hz a 150 Hz) para a utilização do inversor de frequência. Foi projetada e construída uma bancada de teste composta por um subsistema de refrigeração por compressão a vapor (R-134a) e um subsistema secundário de resfriamento. Esta bancada foi instrumentada para possibilitar a investigação experimental da potência consumida, potência de compressão, COP e eficiência do sistema de refrigeração variando-se a carga térmica solicitada utilizando o compressor de rotação variável na faixa de rotação (2200 rpm a 4500 rpm) indicada pelo fabricante. Os resultados encontrados mostraram que a utilização do compressor com rotação variável apresentou valores satisfatórios para os parâmetros avaliados, além de um melhor desempenho se comparado com o compressor de rotação fixa ao variar a carga térmica demandada.

Kouropoulos [2016] realizou um estudo específico buscando extrair relações matemáticas que correlacionam a capacidade nominal de um compressor de velocidade variável com a faixa de capacidade, sob condições padrão, de compressores comerciais. A análise foi estatística e envolveu 544 modelos diferentes de aparelhos de ar-condicionado com inversores. A conclusão principal foi que a capacidade máxima e a faixa de capacidade variam linearmente para as operações de resfriamento e aquecimento, sendo que o coeficiente de correlação médio para ambas as operações foi de $R^2 = 0,9752$. Não há indicação clara para o *turndown* devido ao baixo coeficiente de correlação do modelo matemático.

Naveteur e Bruss (2017) reportam os resultados da troca, em 2014, dos compressores de refrigeração tradicionais por novos compressores de velocidade variável num edifício comercial de 16633 m² em Lion. Também foram trocadas todas as bombas de água por bombas novas de velocidade variável. Segundo os autores, resultados de medições realizadas em 2014, mostraram que: O consumo do edifício foi reduzido em 30%; o consumo de bombas de água de 41%; o consumo termo-frigo-bombeamento diminuiu perto de 50% e o COP - aquecimento + arrefecimento - aumentou em 68%. Estes resultados demonstram os benefícios da utilização dos compressores de velocidade variável.

Hamad, Khalifa e Khalaf (2018), apresentam uma investigação experimental, e numérica, do desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor com compressor de

velocidade variável e injeção de vapor. Nos experimentos utilizaram um split com capacidade de 5 toneladas equipada com inversor de frequência, para controlar a velocidade do compressor tipo scroll, e um tubo capilar secundário para expandir o refrigerante no circuito de injeção de vapor. Três diferentes razões de massa de injeção de vapor (2, 3 e 4%) são investigadas com velocidade de compressão variável para faixa de frequência de 35 a 60 Hz. O TRNSYS-16 é o software usado para simular um edifício de zona única condicionado com o split modificado. Os resultados mostraram que a redução da velocidade do compressor para a frequência de 35Hz leva a uma melhora do COP em 36% e reduz o consumo de energia em 18%, comparado ao sistema de refrigeração convencional. O uso da injeção de vapor com compressor de velocidade variável, melhorou o COP do sistema modificado em 47% a 35 Hz e 2% de taxa de injeção de vapor.

Velásquez C., Velásquez H. e Tobón (2018), utilizando simulações e testes reais do sistema de refrigeração com compressores de velocidade variável, constatou-se que a implementação tradicional de um controlador de malha fechada provoca um fenômeno conhecido como *windup*, que leva à saturação do compressor diminuindo o desempenho do sistema de refrigeração no regime transiente e, conseqüentemente, aumentando o consumo de energia. Uma topologia anti-windup para o controlador de malha fechada foi proposta para evitar a saturação do compressor de velocidade variável.

Com relação às estratégias de controle, segundo Bejerano (Bejerano, Alfaya, Rodríguez, Morilla e Ortega, 2018), a principal dificuldade é a alta inércia térmica, tempos mortos, alto acoplamento entre as variáveis e às fortes não linearidades. As técnicas lineares mais utilizadas, de acordo com literatura, são o controle PID descentralizado (Marcinichen, del Holanda e Melo, 2008; Salazar e Mendez, 2014), controle multivariável desacoplado (Shen, Cai e Li, 2010), controle Linear-Quadrático-Gaussiano LQG (Schurt et al., 2009), controle preditivo baseado em modelo MPC (Ricker, 2010) e controle robusto H_{∞} (Bejarano et al., 2015). A principal vantagem do uso de controladores PID é sua facilidade de implementação e ajuste, enquanto a vantagem de controladores mais avançados é principalmente sua melhoria de desempenho (Bejerano et al, 2018).

De acordo com Yang, Pollock e Wen (2017), existem métodos de controle bem estabelecidos para estabilizar o ciclo de compressão de vapor (VCC) sobre um determinado ponto de operação. No entanto, na prática, é desafiador projetar esses controladores locais para lidar com grandes perturbações de fluxo de calor transitório, devido a acoplamentos, e restrições, complexas e risco potencial de violar o fluxo de calor crítico (CHF), o que pode

levar a uma condição de ressecamento prejudicial. Em seu trabalho, os autores estudam a utilização do controle preditivo baseado em modelo (MPC) em um teste de VCC em laboratório. Tendo como função objetivo uma combinação da temperatura da parede do evaporador de saída, que fornece uma indicação para o início da secagem parcial, consumo de energia e esforço de entrada de controle, conclui-se que o MPC pode aumentar significativamente a robustez em relação a perturbações transitórias, movendo o sistema para um ponto de operação vantajoso em antecipação a perturbações conhecidas.

Ao analisar os trabalhos citados nestas revisões bibliográficas, ficou constatado que o assunto proposto nesta Tese é um estudo inovador, no que se refere a utilização de um inversor de frequência monofásico em sistemas de resfriadores de leite de pequeno porte (igual ou menor que 2 HP), herméticos.

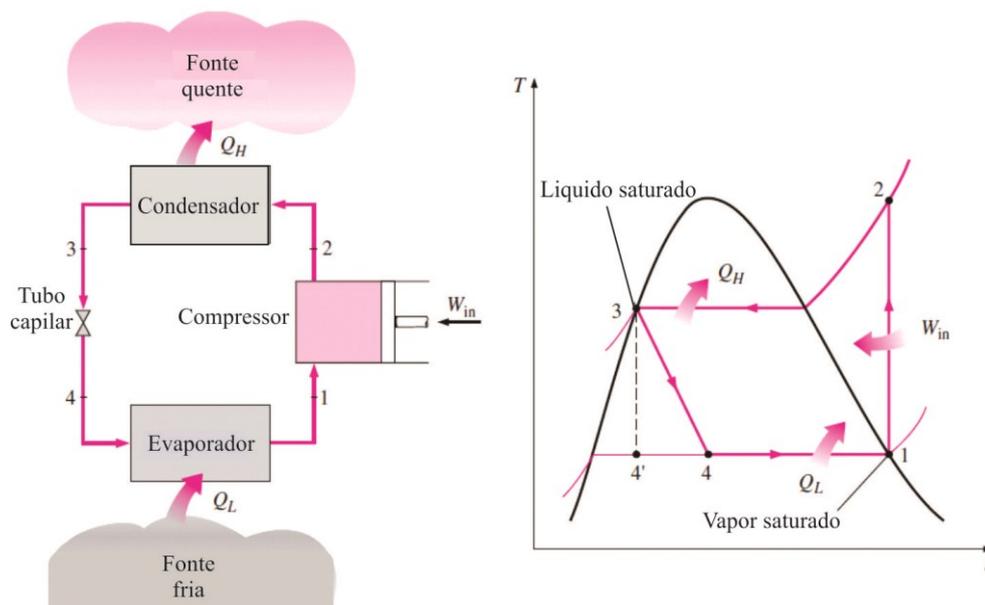
CAPÍTULO III

MODELAGEM TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

3.1. Ciclo de Refrigeração

Dentre os sistemas de refrigeração estão os mecanismos de refrigeração por compressão de vapor, conforme apresentado na Fig. 3.1.

Figura 3.1 – Sistema teórico/ideal de refrigeração por compressão de vapor: a) Representação esquemática; b) Diagrama temperatura *versus* entropia.



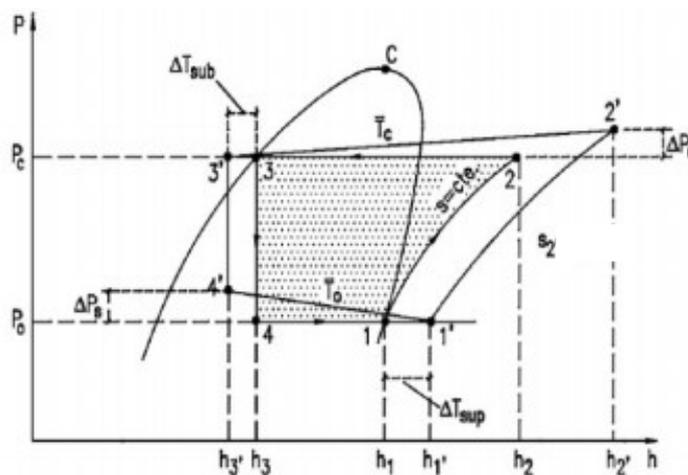
Fonte: Çengel e Boles (2012).

O ciclo ideal consiste em quatro processos: (1-2) compressão isentrópica do fluido refrigerante em um compressor, (2-3) rejeição de calor a pressão constante em um condensador; (3-4) estrangulamento em um dispositivo de expansão e (4-1) absorção de calor a pressão constante em um evaporador.

O ciclo teórico apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo real, como mostra a Fig. 3.2. Uma das diferenças é a queda de pressão nas linhas de descarga e sucção, assim como no condensador e evaporador. Além disso, observa-se também o subresfriamento do fluido refri-

gerante na saída do condensador e superaquecimento na sucção do compressor. Por último, no processo de compressão o ciclo real caracteriza-se como politrópico, enquanto que no ciclo teórico este é considerado isentrópico.

Figura 3.2 - Ciclo real sobreposto ao ciclo teórico de refrigeração.



Fonte: Çengel e Boles (2012).

Nos ciclos mencionados, duas características importantes são a capacidade frigorífica ou de refrigeração (\dot{Q}_L ou \dot{Q}_{EV}) e a potência teórica de compressão (\dot{W}_{comp}). A capacidade frigorífica é definida pela quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar. Considerando que o processo opera em regime permanente à pressão constante, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, a capacidade frigorífica pode ser definida pela Primeira Lei da Termodinâmica conforme a Eq. 3.1:

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{EV} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

onde \dot{m} representa a vazão mássica de fluido refrigerante e h_i as entalpias de entrada e saída.

Do mesmo modo, a potência teórica de compressão representa a quantidade de energia, por unidade de tempo, que é fornecida ao fluido refrigerante, no compressor, para a elevação de pressão. Por meio da Primeira Lei da Termodinâmica em regime permanente e desprezando-se as perdas de calor e a variação de energia potencial e cinética, a potência teórica pode ser definida pela Eq. 3.2:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

A capacidade de refrigeração e potência teórica de compressão são importantes para a definição do coeficiente de performance do ciclo (COP). Para o ciclo teórico, o COP é uma função das propriedades do refrigerante e, também, das temperaturas de condensação e vaporização.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

No sistema de refrigeração real, de modo a avaliar as perdas no compressor, substitui-se a potência teórica de compressão pela potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{CPE}) também denominada potência experimental do compressor. Logo, o coeficiente de performance do ciclo (COP) assume nova formulação conforme apresentado na Eq. 3.4:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}_{CPE}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{V \cdot I \cdot \phi} \quad (3.4)$$

onde V representa a tensão, I a corrente elétrica e ϕ o fator de potência.

3.2. Modelo Térmico para o Reservatório de Refrigeração

O balanço de energia que simula as trocas de calor por convecção entre o fluido (água ou leite) e o reservatório (sistema refrigeração) é dado pela Eq. 3.5:

$$\rho c_p V \frac{\partial T}{\partial t} = h(T) A (T_s - T) \quad (3.5)$$

onde, ρ é a densidade do fluido, c_p é o calor específico do fluido, V é volume do fluido no reservatório; h é coeficiente de transferência térmica, A_s é a área da superfície da serpentina Eq. 3.6, T_s é a temperatura da serpentina e T a temperatura do fluido.

$$A_s = \pi d L \quad (3.6)$$

sendo d o diâmetro da serpentina e L o comprimento da serpentina.

Ressalta-se que como o coeficiente de transferência térmica por convecção $h(T)$ varia em função da temperatura do fluido, o problema descrito pela Eq. 3.5 é não-linear. Neste caso, o valor de $h(T)$ pode ser estimado de forma iterativa, a partir de uma técnica de otimização unidirecional, com função objetivo baseada em mínimos quadrados, de forma a avaliar a diferença quadrática entre valores simulados e dados experimentais.

Para solução numérica da Eq. 3.5, aplicou-se o método das diferenças finitas implícito, que envolve o passo de tempo n e um valor posterior denominado $(n + 1)$. Logo, tem-se a Eq. 3.7:

$$\rho c_p V \left(\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t} \right) = h(T^{n+1}) A_s (T_s - T^{n+1}) \quad (3.7)$$

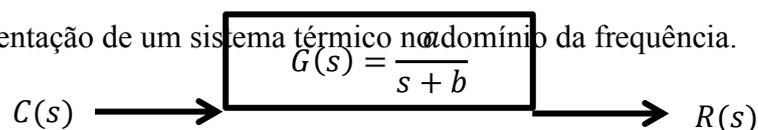
Isolando-se a variável de interesse T^{n+1} , tem-se:

$$T^{n+1} = \frac{\Delta t h(T^{n+1}) A_s T_s + \rho c_p V T^n}{\rho c_p V + \Delta t h(T^{n+1}) A_s} \quad (3.8)$$

3.3. Controle Aplicado à Sistemas Térmicos

Um problema térmico é definido como um sistema de primeira ordem descrito conforma a Fig. 3.3, onde $R(s)$ é a variável de saída e $C(s)$ é a variável de entrada do sistema, e a e b são constantes do sistema. No presente trabalho, tem-se $R(s)$ como a temperatura da água, e $C(s)$ a frequência de trabalho do compressor.

Figura 3.3 – Representação de um sistema térmico no domínio da frequência.

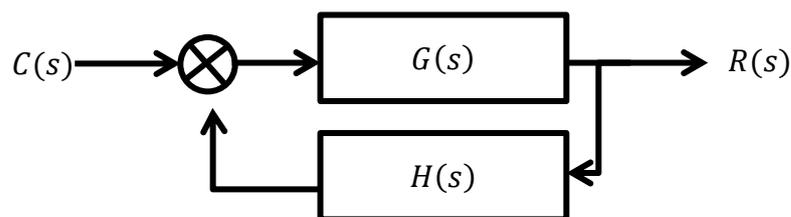


Fonte: O autor.

Um sistema em malha aberta, como o da Fig. 3.3, a temperatura da água não pode ser controlada de forma correta. Por esse motivo, um sistema em malha fechada, como apresentado na Fig. 3.4, deve ser construído, permitindo controlar a operação da máquina térmica conforme a necessidade. Na Fig. (3.4), a função $G(s)$ é a planta e o controlador PID a ser aplicado, enquanto $H(s)$ é a função transferência do sensor de temperatura.

Onde: $G(s) = G_p(s).G_c(s)$

Figura 3.4 – Diagrama de um sistema realimentado.



Fonte: O autor.

Para determinar o melhor controle a ser aplicado no reservatório, foram realizados testes preliminares a fim de identificar quais variáveis mais influenciavam no processo de refrigeração, e de que modo afetavam o consumo de energia elétrica.

Inicialmente foram realizados ensaios aplicando as configurações originais do reservatório (controle do tipo ON-OFF, com a faixa de temperatura/controle entre (4°C e 6°C). A partir de uma matriz de planejamento experimental, que propunha variar o volume da água no tanque e a frequência de alimentação aplicada ao compressor, foram obtidos os consumos de energia durante o período de refrigeração (variação de temperatura entre (38°C à 5°C) e de manutenção da temperatura entre (4°C e 6°C).

A partir dos resultados obtidos, constatou-se que um controle de temperatura eficiente deve promover uma taxa de resfriamento alta quando a temperatura do fluido armazenado no reservatório é alta, e ajustar a frequência de operação do compressor conforme a temperatura se aproxima da temperatura de controle, mantendo uma taxa de resfriamento eficiente independente do volume.

Foi proposto um segundo tipo de controlador de temperatura do tipo PID (Proporcional-Integrativo-Derivativo), cuja função transferência no domínio da frequência é dada pela Eq. 3.9, onde K_p e K_i e K_d são as constantes referentes às porções do controlador, e t_i e t_d são as constantes de tempo. O controlador PID tem por objetivo promover um ajuste fino da tempe-

ratura por meio do controle da frequência de trabalho do compressor. Este controlador incorpora informações do comportamento do tanque (temperatura interna, frequência, variação da temperatura), e da temperatura de referência a ser seguida, e, a partir destas informações, calcula a ação de controle que melhor atenda aos requisitos de controle da temperatura e redução do consumo energético. Por meio da aplicação do controlador PID, se objetiva que a temperatura do tanque atinja a temperatura de referência o mais breve possível, e mantenha a temperatura do fluido armazenado no reservatório o mais próximo da temperatura de referência com o menor consumo de energia, por meio do controle da taxa de resfriamento aplicada.

$$G_c(s) = K_p + K_i \left(\frac{1}{s} \right) + K_d s = K_p + \left(\frac{1}{t_i s} \right) + t_d \quad (3.9)$$

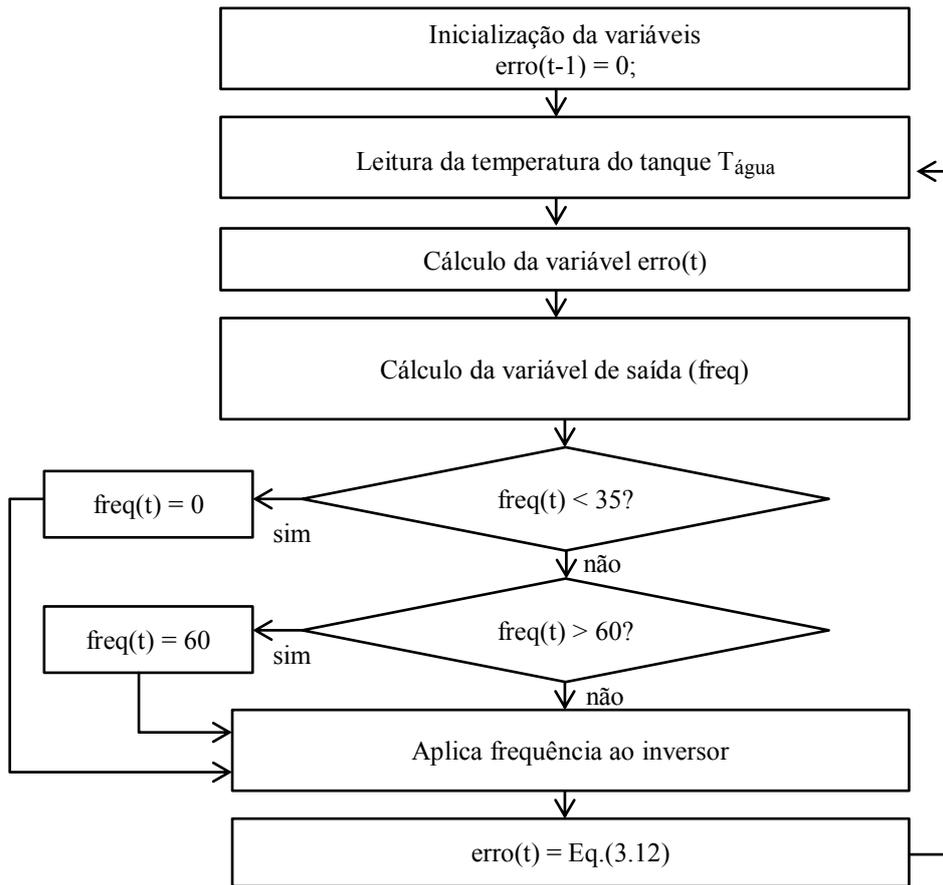
Um controlador PID calcula o valor de uma variável de saída a partir do valor da variável de entrada por meio da Eq. 3.10, onde a variável $erro(t)$ é obtida pela diferença entre o valor de referência da variável a ser controlada e seu valor medido, enquanto $saida(t)$ é a variável de saída do controlador PID. As constantes K_p , K_i e K_d são respectivamente as constantes proporcional, integrativa e derivativa do controlador PID.

$$saida(t) = K_p \times erro(t) + K_i \times \int_0^t erro(t) \cdot dt + K_d \times \frac{d}{dt} erro(t) \quad (3.10)$$

Uma vez que o controlador será implementado digitalmente, a Eq. 3.11 pode ser reescrita a partir da Eq. 3.10, onde t_s é o tempo de amostragem

$$saida(t) = K_p \times erro(t) + K_i \times t_s \left[\frac{erro(t) + erro(t-1)}{2} \right] + \frac{K_d}{t_s} \times [erro(t) - erro(t-1)] \quad (3.11)$$

A Figura 3.5 apresenta o fluxograma de um controlador PID aplicado ao sistema de refrigeração.



Fonte: O autor.

onde; $erro(t)$ representa a variável de ajuste do controlador PID, $T_{\text{água}}$ a temperatura do fluido armazenado no reservatório, $freq(t)$ a variável de saída do controlador PID .

No fluxograma apresentado na Fig. 3.5 as restrições das variáveis são importantes já que, por ser um sistema físico, existem limitações com relação aos valores máximos de saída.

Como citado anteriormente, o controle eficiente do resfriamento do fluido é realizado por meio do controle de duas variáveis (temperatura da fluido e taxa de resfriamento) e da frequência de alimentação aplicada ao compressor. Para facilitar o entendimento das relações entre as variáveis, a Tabela 3.1 apresenta de forma qualitativa as interações entre as variáveis envolvidas. Por exemplo, se a temperatura do fluido é alta, e a taxa de resfriamento é alta, a frequência de operação do compressor deve se manter igual ou maior a atual. Do mesmo modo, no caso da temperatura do fluido estar próxima à necessária, e a taxa de resfriamento estiver alta, a frequência de operação do compressor deve ser reduzida.

Tabela 3.1 – Relações entre as variáveis de controle.

| Temperatura do fluido | Taxa de resfriamento | Frequência de trabalho do compressor |
|-----------------------|----------------------|--------------------------------------|
| Alta | Alta | Manter ou aumentar |
| Alta | Baixa | Aumentar |
| Baixa | Alta | Reduzir |
| Baixa | Baixa | Manter ou reduzir |

Com base na Tabela 3.1 foi proposta uma relação entre as variáveis necessárias ao controle (temperatura do fluido e taxa de resfriamento) de modo a obter apenas uma variável de entrada do controle. Por meio da Eq. 3.12, é possível agrupar as variáveis de entrada em uma única (a variável erro(t) do controlador), sendo $T_{\text{água}}$ a temperatura medida no instante atual, $T_{\text{referência}}$ a temperatura desejada (5°C), as taxas de resfriamento são definidas como a variação da temperatura a cada laço de controle.

$$\text{erro}(t) = (T_{\text{água}} - T_{\text{referência}}) \cdot \left(\frac{\text{Taxa de resfriamento atual}}{\text{Taxa de resfriamento anterior}} \right) \quad (3.12)$$

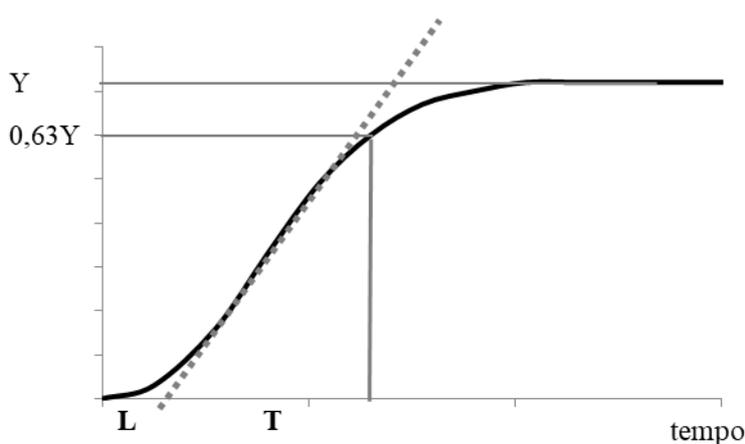
$$\text{onde, Taxa de resfriamento} = \frac{T_{\text{água atual}} - T_{\text{água anterior}}}{t_s}$$

Definida como será mensurada a variável erro do controlador, resta definir como serão estimadas as constantes do controlador PID. Existem diferentes modelos para determinar de forma empírica as constantes K_p , K_i e K_d . Estes métodos se baseiam na aplicação de um sinal de entrada (no caso do presente trabalho, ligar o compressor) e medir o comportamento do sistema de interesse (no caso, a temperatura do fluido no interior do reservatório) até que atinja o valor desejado (a temperatura de 5°C).

Dentre os métodos empíricos, cita-se o método de Ziegler-Nichols (Ziegler e Nichols, 1942) como um dos mais usados. Segundo tais autores, o ajuste das constantes de um PID se baseia na análise da resposta do sistema a um sinal de entrada em degrau. No presente trabalho, tais informações foram obtidas por meio dos ensaios iniciais sobre o consumo de energia. Por meio da resposta, são obtidos dois parâmetros, L e T, conforme Fig. 3.6, usados para estimar as constantes do controlador PID. A inclinação da reta tracejada é obtida pela maior derivada da resposta ao longo do tempo, passando pelo ponto onde ela ocorre. O parâmetro L é o atraso da resposta, definido entre o instante em que o sistema foi estimulado e o ponto onde a reta tracejada atravessa o eixo das abcissas, enquanto o parâmetro T é obtido entre os

instantes em que a reta tracejada toca o eixo do tempo e a resposta atingir 63% de seu valor em regime permanente.

Figura 3.6 – Resposta do sistema térmico e identificação dos parâmetros L e T.



Fonte: O autor

Porém não foi possível a aplicação direta destes métodos no presente trabalho devido à existência de diferentes parâmetros que afetam o consumo de energia, como por exemplo, a variação do volume de líquido dentro do tanque ou a impossibilidade de atingir um regime permanente de resfriamento, o que dificulta a definição correta das constantes do controlador. Assim, o método de Ziegler-Nichols (Z-N) foi usado apenas para definir a grandeza das constantes a serem aplicadas ao controlador, tendo o valor ótimo definido por um método de otimização.

Sabendo desta limitação, a definição das constantes foi realizada de forma empírica. De acordo com Bansal et al. (2012) cada porção do controlador afeta o comportamento do controlador. O termo proporcional do controlador é responsável por acelerar a resposta do sistema, reduzindo o *overshoot* (oscilação) e minimizando o erro de regime permanente. Já o termo integrativo elimina o erro de regime permanente, mas em caso de elevados ganhos ele induz a uma resposta oscilatória, enquanto o termo derivativo acelera a resposta a atingir o valor desejado.

Conhecida a importância de cada parte do controlador PID, foi realizada uma análise sobre o impacto de cada termo no resfriamento da fluido armazenado. Sendo o processo de resfriamento lento, a influência da porção derivativa é desprezível, uma vez que existe uma taxa máxima de resfriamento. A porção integrativa também afeta de forma desprezível no controle

da temperatura, já que a temperatura nunca atinge um regime permanente, já que não é possível aplicar ao compressor uma faixa de controle de frequência que possibilite uma variação quase nula da temperatura. Com isso, é possível dizer que apenas a porção proporcional é válida no controlador a ser aplicado no resfriamento, resultando nas constantes K_i e K_d nulas.

Definido o modelo do controlador, foram realizados testes variando a frequência e o volume de trabalho do tanque. Para cada par frequência-volume de trabalho, a constante K_p do controlador, com base no método Z-N, é dada pela Eq. 3.13. Obtidos as constantes para cada experimento, o valor de K_p a ser usado nas etapas seguintes foi definido como a média dos valores obtidos.

$$K_p = \frac{T}{L} \quad (3.13)$$

Realizada a análise inicial sobre as constantes do controlador, foi definida a função objetivo a ser aplicada no processo de determinação dos melhores valores. O cálculo do valor da função objetivo F_o foi realizado a partir da média quadrática dos consumos energéticos para os ensaios aplicando as frequências de 40Hz e 60Hz, quando submetidos aos volumes de $0,1\text{m}^3$ e $0,3\text{m}^3$, no período de manutenção da temperatura, como mostra a Eq. 3.14, onde $E_{f,v}^2$ é a energia consumida no período de duração do experimento quando aplicada a frequência de alimentação f e volume de trabalho v .

$$F_o = \sqrt{\frac{E_{40;0,1}^2 + E_{50;0,1}^2 + E_{60;0,1}^2 + E_{40;0,3}^2 + E_{50;0,3}^2 + E_{60;0,2}^2}{6}} \quad (3.14)$$

Para evitar qualquer distorção nos resultados, os ensaios foram padronizados, ou seja, uma vez atingida a temperatura de controle, o ensaio tinha duração de duas horas, onde as leituras da primeira hora eram descartadas, com o intuito de reduzir quaisquer efeitos externos ao controle da frequência de alimentação do compressor. A energia consumida pelo compressor é calculada por meio da Eq. 3.15, onde $v(t)$ e $i(t)$ são os valores da tensão e de corrente instantâneos, e Δt é o intervalo entre cada leitura.

$$E_{f,v} = \sum_{n=0}^N \sqrt{(v(t) \times i(t))^2} \cdot \Delta t \quad (3.15)$$

A partir do K_p estimado pelo método Z-N, foi definida uma faixa de busca para o valor ótimo da constante e , por meio de um método de otimização por meio da Seção Áurea com Ajuste Polinomial (Vanderplaats, 1986) foi estimado o valor da constante proporcional que

resultava em um menor consumo de energia. Uma vez determinada a constante proporcional, foi avaliado o comportamento do consumo de energia frente constante integrativa, sendo esta também estimada pelo método da Seção Aurea com Ajuste Polinomial. As constantes obtidas para o controlador PID a ser aplicado no presente trabalho serão apresentadas no Cap. 5.

Vale ressaltar que, mesmo com a velocidade de resposta do sistema de resfriamento sendo baixa, alguns ensaios não conseguiram manter uma temperatura da água dentro de uma faixa aceitável, resfriando além do necessário. Estes casos ocorreram em ensaios nos quais as constantes K_p e K_i aplicadas ao controlador eram altas (próximas ou acima do valor unitário). Esse comportamento se deve principalmente à maior sensibilidade do controlador já que, diante de uma variação mínima de temperatura, impunha uma taxa de resfriamento elevada.

CAPÍTULO IV

BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

Neste capítulo é apresentada a concepção da parte elétrica do tanque de resfriamento e da instrumentação aplicada ao estudo proposto neste trabalho.

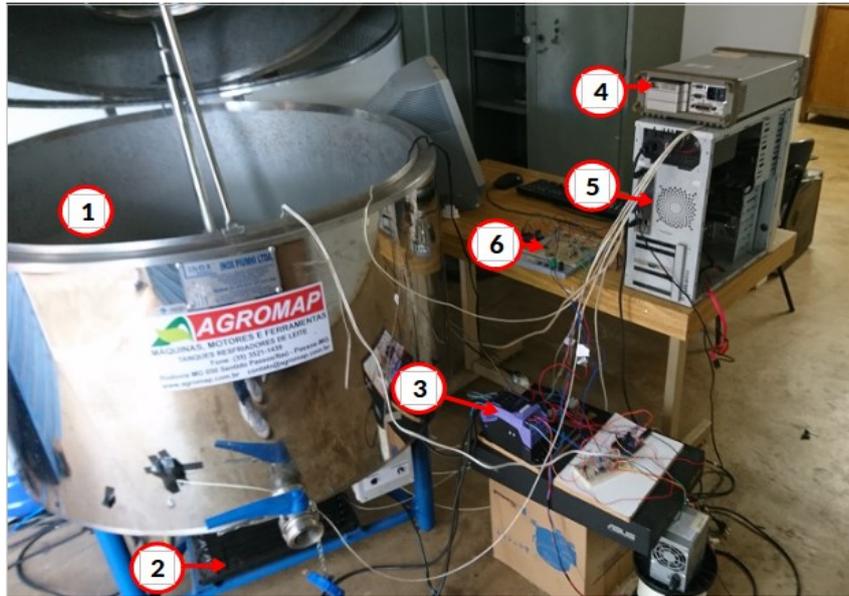
4.1. Bancada Experimental

A bancada experimental é apresentada na Fig. 4.1, e é composta pelos seguintes equipamentos:

1. Tanque de resfriamento
2. Unidade condensadora
3. Inversor de frequência
4. Sistema de aquisição de temperaturas
5. Microcomputador para análise e armazenamento dos dados
6. Sistema de medição de potência elétrica

O tanque de resfriamento utilizado neste experimento foi o modelo RV-220, adquirido da INOX PIUMHI, com capacidade de resfriamento de 350 litros de leite. Este tanque conta com uma unidade condensadora de 1,5 HP, com tensão de alimentação de 220V monofásica. A temperatura do tanque é mantida por meio de um controle do tipo liga-desliga, realizado por meio de um termostato modelo CLP, modelo este que permite conexão direta com o conjunto compressor-ventilador sem a necessidade de contatores externos. O contator presente no painel de controle do tanque é responsável apenas por ligar e desligar o agitador, mantendo-se ligado praticamente o tempo todo.

Figura 4.1 – Bancada experimental: (a) Bancada completa; (b) 1- Tanque de resfriamento; (c) 2 - Unidade condensadora; (d) 3- Inversor de frequência; (e) 4 – Agilent 34970A; (f) Microcomputador; (6) Sistema de medição de potência elétrica.



(a)



(b)



(c)



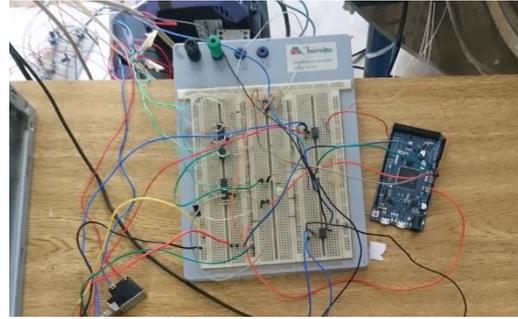
(c)



(d)



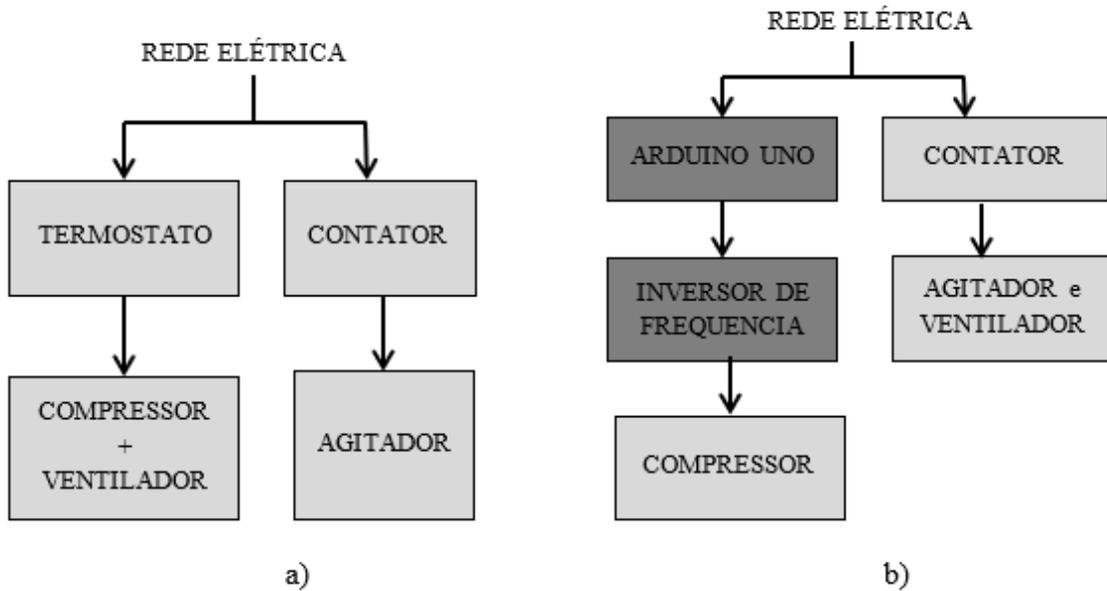
(e)



(f)

Tendo como objetivo deste trabalho a avaliação do consumo energético do tanque de resfriamento à partir da mudança na frequência de operação do compressor a partir da inserção de um inversor de frequência no processo. Para isso foi necessária a modificação do diagrama elétrico original do tanque, permitindo que diferentes configurações pudessem ser aplicadas no controle da temperatura. Como alterações, o ventilador e o agitador presentes no tanque foram conectados diretamente à rede elétrica, sendo assim não sendo afetados pela variação de frequência imposta pelo inversor ao compressor. Nesse caso o contator foi usado apenas para ligar e desligar estes componentes. Esta configuração também exclui a influência de ambos na variação do consumo de energia elétrica pelo processo, já que em todos os casos o consumo destes componentes é igual, e afetarem o consumo do inversor de frequência. Além disso, o termostato original foi substituído pelo conjunto inversor de frequência e uma placa *Arduino*, que tem a função de controlador a operação do inversor, cuja montagem será detalhada posteriormente. A Fig. 4.2 apresenta um diagrama de blocos destacando as diferenças apresentadas no diagrama elétrico do tanque, sendo os blocos mais escuros os componentes adicionados ao tanque.

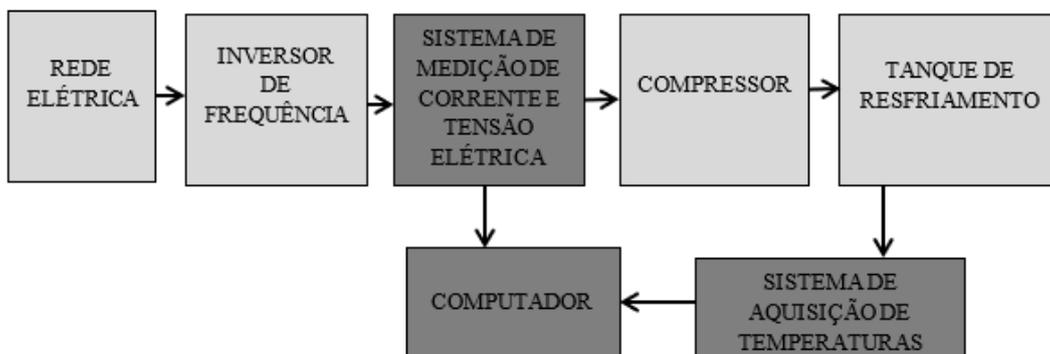
Figura 4.2 – Diagrama de blocos comparativo das ligações elétricas do tanque de resfriamento. a) Original. b) Modificado.



Fonte: O autor.

Após as mudanças nos comandos elétricos do tanque, foram conectados os sistemas de aquisição de temperatura e potência elétrica. A Fig. 4.3 apresenta a disposição destes sistemas ao longo do diagrama de blocos representativo do tanque.

Figura 4.3 – Disposição dos sistemas de aquisição no tanque de resfriamento.



Fonte: O autor.

Um detalhe a ser notado na Fig. 4.3 é a localização do sistema de medição das unidades elétricas (tensão e corrente elétrica), posicionado imediatamente anterior ao compressor, e após o inversor de frequência. A preocupação sobre o ponto de medição das variáveis elétricas tem o intuito de eliminar qualquer fonte de variação nas medições que não seja oriunda da operação do compressor, além de desconsiderar o consumo do próprio inversor durante os testes. Deste modo, o sistema de aquisição mede apenas a energia entregue ao compressor durante o processo de resfriamento.

Outro detalhe a ser destacado ocorreu na conexão entre o sistema de medição das unidades elétricas e o computador. Foi necessário isolamento elétrico entre os sistemas de aquisição e o computador. Uma vez que os sensores de tensão e corrente utilizados estarem conectados diretamente a rede elétrica, existia o risco de descargas elétricas entre os componentes, o que poderia danificá-los, além de pôr em risco o pesquisador. Este isolamento foi obtido por meio de dois componentes: o uso de transformadores de potência, que possibilitou o isolamento da alimentação entre os componentes elétricos, e por meio de opto acopladores, distinguindo os canais de transmissão de dados entre os sistemas de aquisição e o computador.

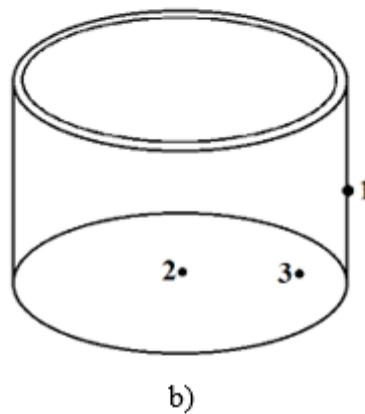
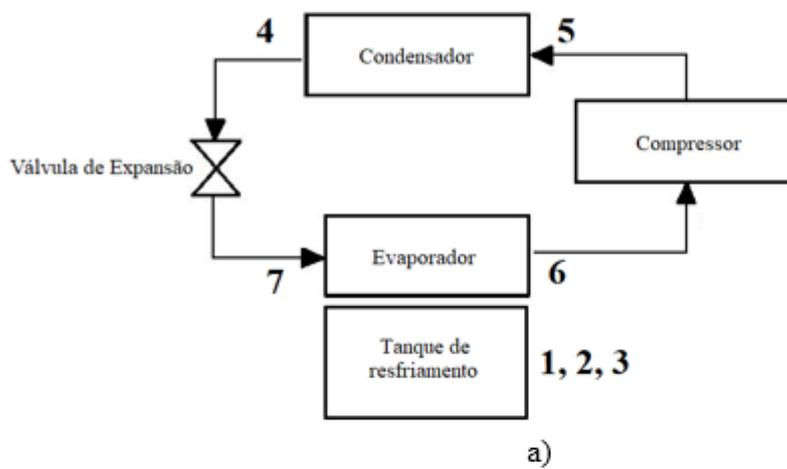
4.2. Sistema de Medição das Temperaturas

Para análise da eficiência do processo de resfriamento foram medidas as temperaturas em sete pontos diferentes da bancada experimental, sendo eles: 1) na parede externa do tanque; 2) internamente ao tanque, próximo ao evaporador; 3) internamente ao tanque, em uma região mais afastada do evaporador; 4) saída do condensador; 5) entrada do condensador; 6) saída do evaporador; 7) entrada do evaporador, conforme a Fig. 4.4, onde os números indicam a localização dos sensores instalados.

A medição da temperatura é realizada por meio de termopares tipo J, conectados ao sistema de aquisição Agilent 34970a, em conjunto com o software *Agilent BenchLink Data Logger*. Os termopares instalados na tubulação do circuito de refrigeração foram soldados por meio de descarga capacitiva na parte externa das paredes do tanque e da tubulação, e cobertos com uma espuma isolante, de modo a medir a temperatura do fluido refrigerante de forma mais fidedigna possível, com menor influência do meio externo. No caso dos termopares instalados dentro do tanque, responsáveis pela medição da temperatura do fluido, ambos foram

soldados em uma peça de metal de dimensões reduzidas e mantidos sem contato direto com a parede inferior. Esta preocupação ocorreu para que o sensor medisse a temperatura real do fluido, e não da parede do tanque. Esse cuidado é necessário já que o evaporador está localizado na parte inferior do tanque, promovendo uma diferença de temperatura entre a parede interna e o fluido a ser refrigerado.

Figura 4.4 – Disposição dos sensores térmicos instalados. a) Posicionamento dos sensores ao longo do ciclo completo. b) Disposição dos sensores no tanque de resfriamento.

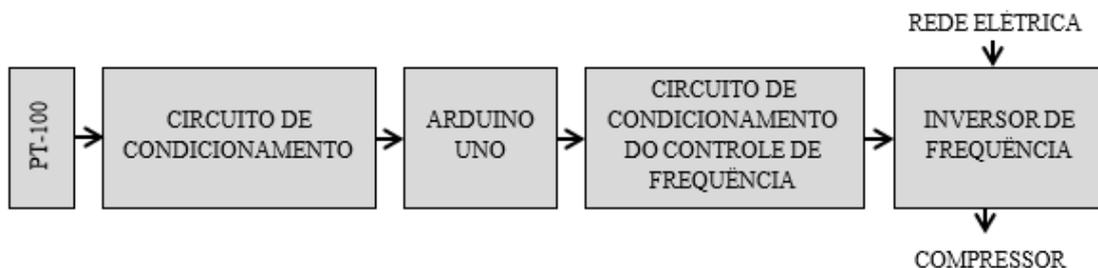


Fonte: O autor.

4.3. Controlador de Temperatura

De modo a permitir aplicar diferentes controles e frequências no processo de resfriamento, um controlador de temperatura foi desenvolvido, em substituição ao termostato original. Este controlador é constituído de um *Arduino* UNO, responsável pela medição da temperatura do fluido a ser resfriado e controle do inversor de frequência, e do próprio inversor de frequência monofásico. Vale ressaltar que os componentes restantes (agitador e ventilador) são controlados por meio de contadores, recebendo alimentação diretamente da rede elétrica, sem variação na frequência ou potência entregue a ambos. O diagrama de blocos do controlador é mostrado na Fig. 4.5.

Figura 4.5 – Diagrama de blocos do controlador de temperatura.



Fonte: O autor.

O *Arduino* Uno é uma plataforma de desenvolvimento de sistemas embarcados composto por um microcontrolador Atmega328 e periféricos responsáveis pela alimentação da placa, comunicação e gravação dos *firmwares* (programas) responsáveis pelas atividades que serão realizadas. A aplicação deste componente se deve à facilidade de implementar diferentes funcionalidades (medição de temperatura, controle do inversor de frequência) juntamente com a possibilidade de mudanças em sua operacionalidade ao longo do trabalho.

Para os testes foi usado o inversor de frequência monofásico modelo *OPTIDRIVE E²*, desenvolvido pela *Inverter Drivers*, que permite variar a frequência de operação entre 0 e 60 Hz. Como já apresentado, o inversor será responsável pela variação da frequência de trabalho do compressor. Vale ressaltar que a presença do inversor de frequência também apresenta como vantagens ajustar os parâmetros de manobra (partida e parada), permitindo minimizar os efeitos da corrente de partida. Os parâmetros operacionais das manobras foram inseridos via in-

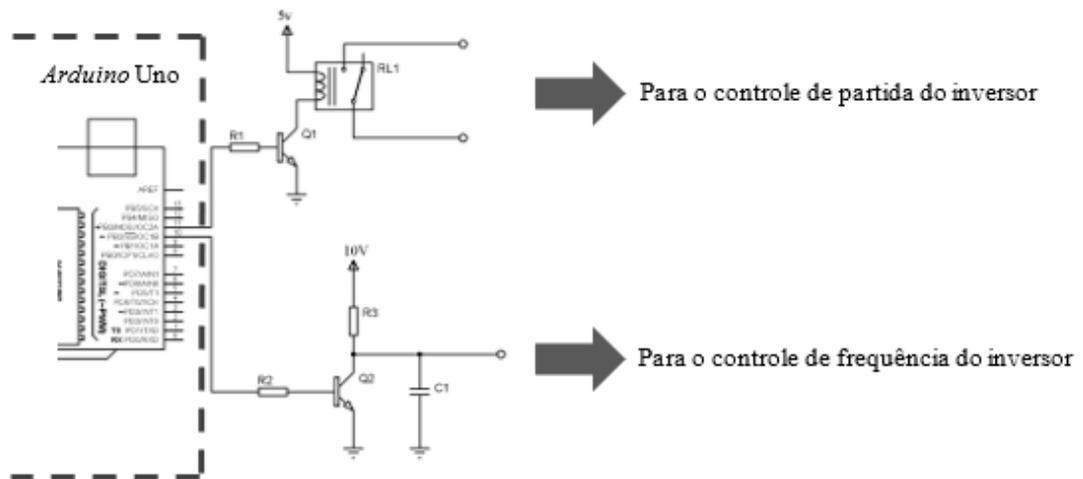
terface homem-máquina presente no inversor, e não serão comentados uma vez que não é foco deste trabalho.

A operação do inversor é realizada com base na tomada de decisão feita pelo *Arduino* UNO por meio de dois sinais elétricos enviados pelo *Arduino* para o inversor, sendo um sinal de partida no inversor e outro sinal de controle de frequência. Estes sinais são recebidos pelo inversor em terminais dedicados a cada uma das operações. Devido ao tipo de sinal necessário a cada operação, um circuito elétrico, representado pelo bloco de condicionamento do controle de frequência na Fig. 4.5, foi desenvolvido, sendo detalhado na Fig. 4.5. Para o sinal de partida do inversor, o *Arduino* comanda um rele conectado aos terminais responsáveis por esta função. Quando se deseja pausar o inversor, e conseqüentemente, desligar o compressor, o rele é mantido com os contatos abertos, enquanto ao fechar os contatos do rele o inversor fornece energia ao compressor.

Já para o controle de frequência, o *Arduino* envia um sinal analógico entre 0 e 10V ao pino responsável. Este sinal é obtido por meio de um pino de saída PWM (*Pulse Width Modulation*) do *Arduino*, conectada a um circuito RC (Resistor-Capacitor), formado pelo resistor R3 e o capacitor C1 presentes na Fig. 4.6. Um sinal PWM é um sinal de frequência constante e razão cíclica variável e proporcional à energia que se deseja transmitir. Por meio do circuito RC, o sinal digital fornecido via PWM é convertido a um sinal analógico contínuo de mesma energia. Este sinal, ao ser aplicado no inversor, faz com que o mesmo disponibilize ao compressor uma frequência proporcional à sua amplitude.

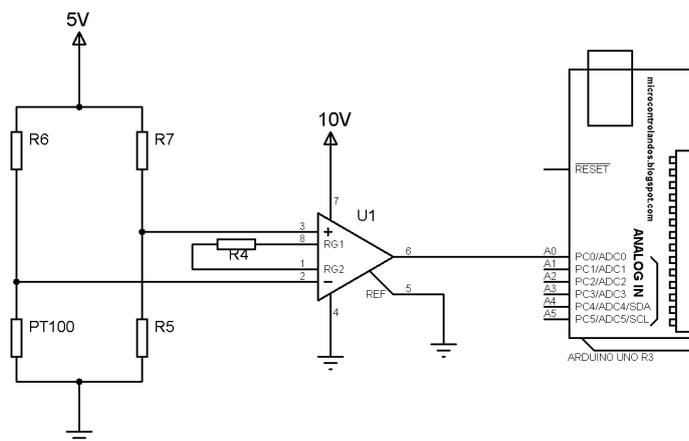
Como apresentado na Fig. 4.5, a temperatura do fluido é obtida por meio de um sensor de temperatura do tipo PT-100. Na Fig. 4.7 é detalhado o circuito responsável por fornecer um sinal elétrico proporcional à variação da resistência elétrica do PT-100. O circuito é composto por uma ponte de *Wheatstone*, composta de três resistores (R5, R6, R7) e o sensor Pt-100, instalada no interior do tanque, e o amplificador de instrumentação INA 122, representado por U1. O amplificador de instrumentação é um componente eletrônico responsável por amplificar o sinal elétrico, compatibilizando os valores do sinal elétrico oriundo da ponte de *Wheatstone* aos lidos pelo *Arduino*.

Figura 4.6 – Interface do Arduino com o inversor de frequência.



Fonte: O Autor.

Figura 4.7 – Circuito de medição de temperatura do controlador.



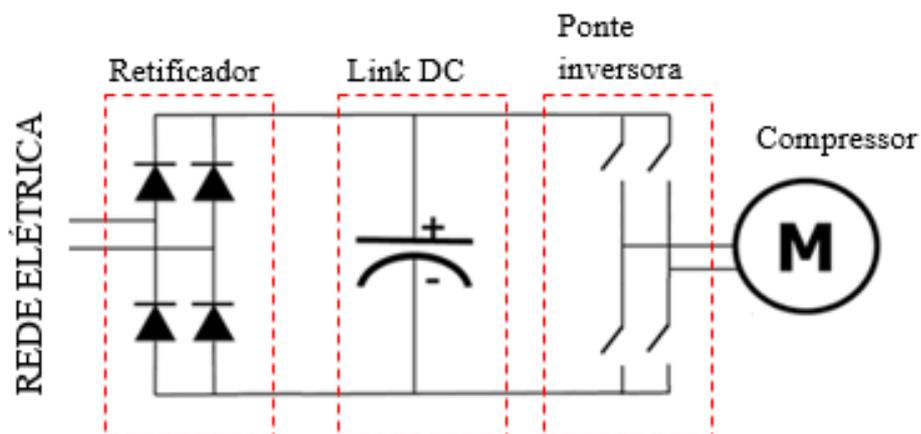
Fonte: O autor.

4.4. Inversor de Frequência

De maneira geral, um inversor de frequência é um dispositivo eletrônico capaz de variar a rotação de um motor de indução. É um dispositivo que transforma corrente elétrica alternada fixa (corrente e tensão) em corrente elétrica alternada de frequência variável. Uma vez que a rotação de um motor de indução se baseia na frequência da alimentação fornecida pela fonte de alimentação, um inversor é um componente que permite controlar a velocidade de rotação de um motor.

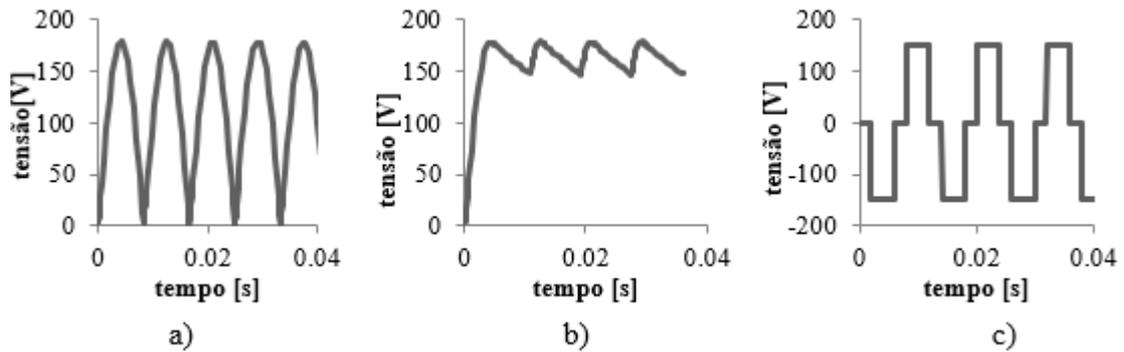
Um inversor de frequência é composto basicamente de três partes: circuito de retificação (ou retificador), barramento DC (ou link DC) e ponte inversora. A Fig.4.8 mostra a estrutura de um inversor de frequência. Uma vez que o inversor utilizado nos testes possui entrada e saída monofásica. O circuito de retificação é composto por quatro diodos, e é responsável por converter a corrente alternada disponível na rede elétrica em uma corrente pulsada. De modo a retificar essa corrente, o barramento DC é formado por um banco de capacitores, com o intuito de tornar essa corrente pulsada em uma corrente mais próxima da contínua. Este processo permite à próxima etapa do inversor de frequência, chamada de ponte inversora, gerar um sinal alternado de frequência variável. Para isso, esta parte é composta de IGBT's (*Insulated Gate Bipolar Transistor* ou Transistor Bipolar de Porta Isolada). A Fig. 4.9 mostra as formas de onda em cada etapa do inversor.

Figura 4.8 – Esquema de um inversor de frequência.



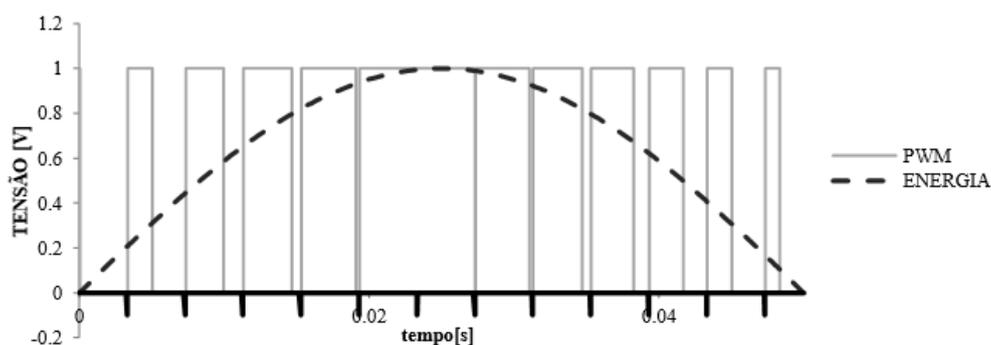
Fonte: O autor.

Figura 4.9 – Sinais elétricos em um inversor de frequência. a) Saída do retificador. b) Saída do link DC. c) Saída da ponte inversora.



De modo a melhorar a eficiência e a qualidade da energia da energia entre à máquina conectada ao inversor, o sinal apresentado na Fig. 4.9c deve se aproximar de uma senóide. Por esse motivo a etapa de inversão aplica uma técnica chamada de Modulação de Largura de Pulso (PWM) no chaveamento dos IGBT's. Esta técnica controla a razão cíclica (*duty cycle*) de um sinal digital de modo a variar a energia entregue à carga. Por exemplo, para uma razão de 50%, o motor recebe a energia equivalente à metade da tensão do barramento DC. Variando a razão cíclica do sinal PWM, é possível obter um sinal de saída próximo a uma senóide. A Fig. 4.10 exemplifica o processo de conversão do sinal DC em um sinal alternado, tendo a linha mais grossa mais escura sobre o eixo das abcissas destacando os períodos de cada pulso de PWM.

Figura 4.10 – Relação entre um sinal PWM e seu equivalente analógico.



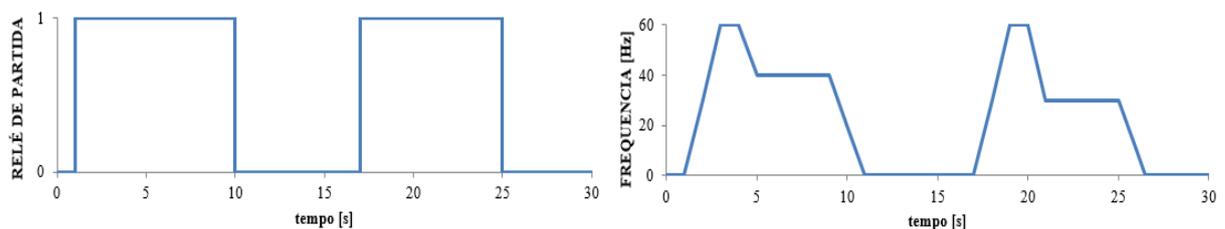
Fonte: O autor.

Na Fig. 4.10 tem-se a relação entre o *duty cycle* do PWM e a energia fornecida pelo sinal. No caso exemplificado, é visível que os pulsos iniciais apresentam baixa relação entre o ciclo ativo, com tensão unitária, e o período todo do pulso, resultando em um valor pequeno para a energia transmitida. O resultado inverso pode ser visto nos pulsos centrais, onde a relação elevada resulta em uma alta energia.

Um inversor de frequência possibilita também o controle nas operações de manobra do motor (partida e parada). Esta função é importante para a manutenção das máquinas elétricas, estendendo a vida útil das mesmas já que reduz os picos de corrente ocorridos nas manobras, elevando a vida útil das partes da máquina e reduzindo o desgaste mecânico. Além disso, o controle fino das operações da máquina permite reduzir o consumo elétrico, uma vez que é entregue ao motor apenas a energia necessária para seu funcionamento.

Para os testes, o inversor de frequência foi configurado para que fornecesse ao compressor tensão e corrente com frequência em uma faixa entre 35 e 60 Hz. Frequências de trabalho inferiores a 35 Hz devem ser evitadas, sob o risco de danificar o compressor por conta do aquecimento provocado pela lubrificação ineficiente a baixas frequências. A Fig. 4.11 exemplifica o comportamento da frequência aplicada ao compressor durante as operações de manobra. Ao ser dada a partida no inversor, o mesmo acelera até a máxima frequência (60 Hz) e permanecendo nessa frequência por um intervalo de tempo. Passado este intervalo, a frequência é reduzida até a frequência de operação. Este procedimento foi adotado como forma de prover uma boa lubrificação ao compressor mesmo em baixas frequências de trabalho.

Figura 4.11 – Evolução da frequência durante a operação do compressor.

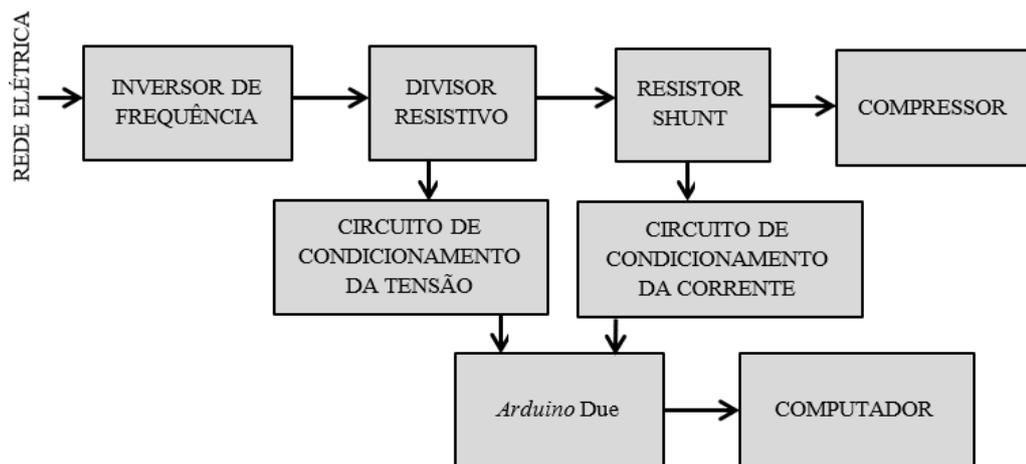


Fonte: O Autor.

4.5. Sistema de Medição da Energia Elétrica

Para a medição do consumo de energia envolvida no processo de resfriamento, um circuito eletrônico foi desenvolvido, fornecendo dados sobre tensão, corrente e fator de potência durante os ciclos de resfriamento. A Fig. 4.11 apresenta o diagrama de blocos, identificando suas principais funcionalidades. O divisor resistivo e o resistor *shunt* mostrado na Fig. 4.12 são, respectivamente, os responsáveis pela mediação das unidades elétricas tensão e corrente. O funcionamento de ambos será detalhado posteriormente. As medições foram realizadas após a saída do inversor de frequência, de modo a fornecer dados sobre a energia consumida pelo processo de resfriamento apenas, excluído o consumo do inversor de frequência, do ventilador e do agitador.

Figura 4.12 – Diagrama de blocos do sistema de medição de energia elétrica desenvolvido.

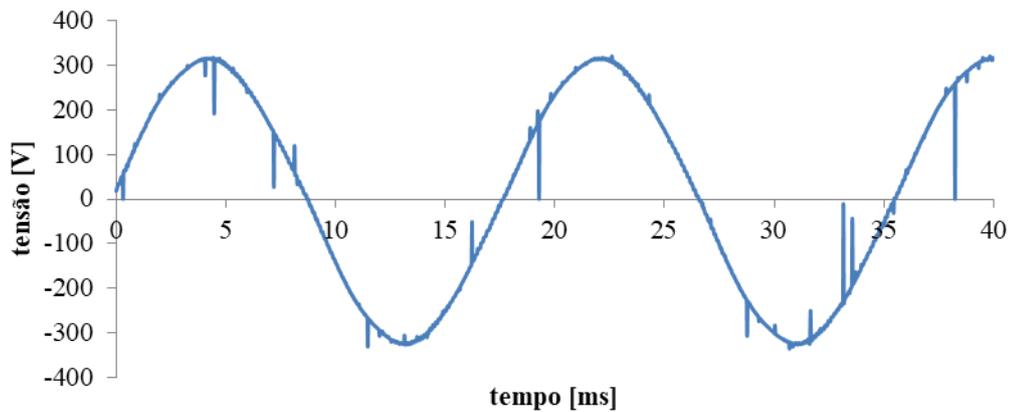


Fonte: O autor.

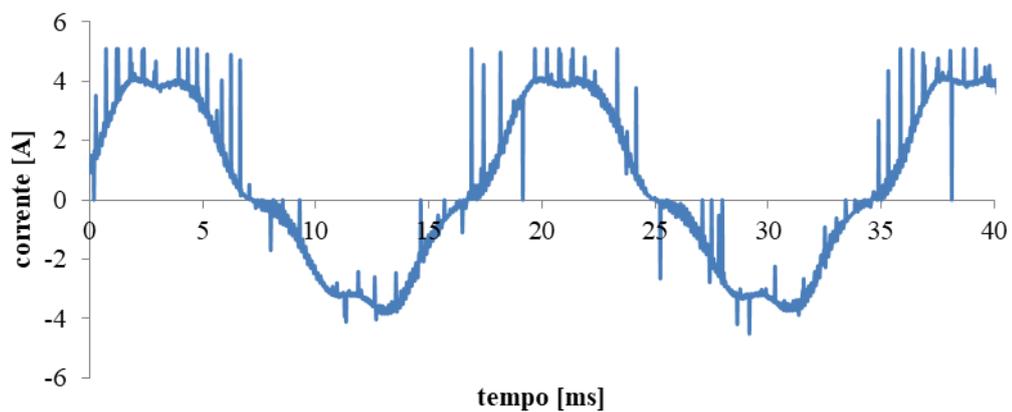
A escolha do desenvolvimento de um sistema de aquisição dedicado se deu por dois motivos. O primeiro motivo está relacionado à própria leitura e análise dos dados. Devido às formas de onda fornecidas pelo inversor (relação sinal-ruído muito baixa e forma de onda para tensão e corrente não senoidais), apresentada na Fig. 4.13, os equipamentos de medição não apresentam leituras confiáveis, já que preveem a forma de onda senoidal para estimar os valores médios para suas leituras. No caso da Fig. 4.13a, o sinal de tensão foi medido após um filtro passa-baixa, tornando-o uma senóide quase perfeita. Porém o uso de filtros afeta a me-

dição do fator de potência, sendo então necessária uma técnica que estime o sinal de tensão sem a necessidade de filtros, como será apresentada posteriormente.

Figura 4.13 – Sinais de tensão e corrente obtidos na saída do inversor de frequência: a) tensão. b) corrente.



a)



b)

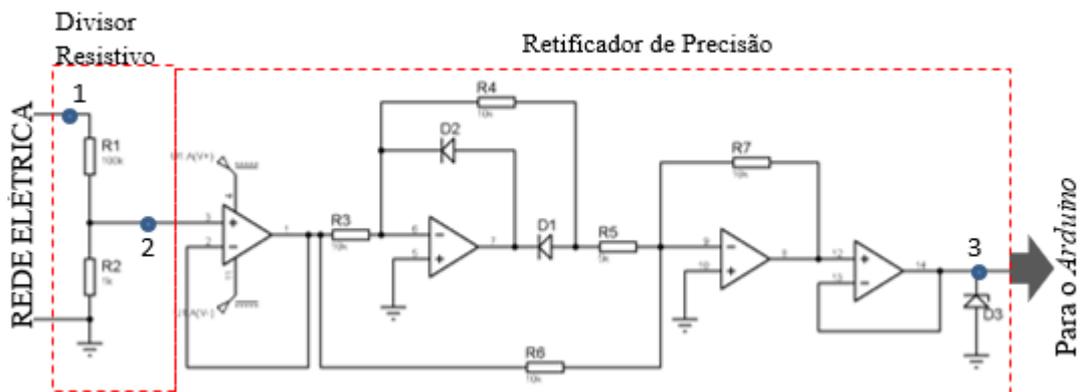
Fonte: O autor.

Segundo os medidores geralmente mantém uma taxa de aquisição constante ao longo de todo o período de leitura. Esta característica resultaria em um elevado volume de leituras, já que os testes necessitam de informações ao nível do período da senóide, como é o caso da medição do fator de potência, durante períodos muito extensos (no mínimo 12 horas). Diante desta dificuldade, o sistema de aquisição desenvolvido amostra um intervalo de tempo deter-

minado, e envia os valores amostrados para o computador, a fim de posterior análise, alterando momentos de aquisição dos sinais a elevada taxa de aquisição com momentos de repouso. Este comportamento será mais bem detalhado adiante.

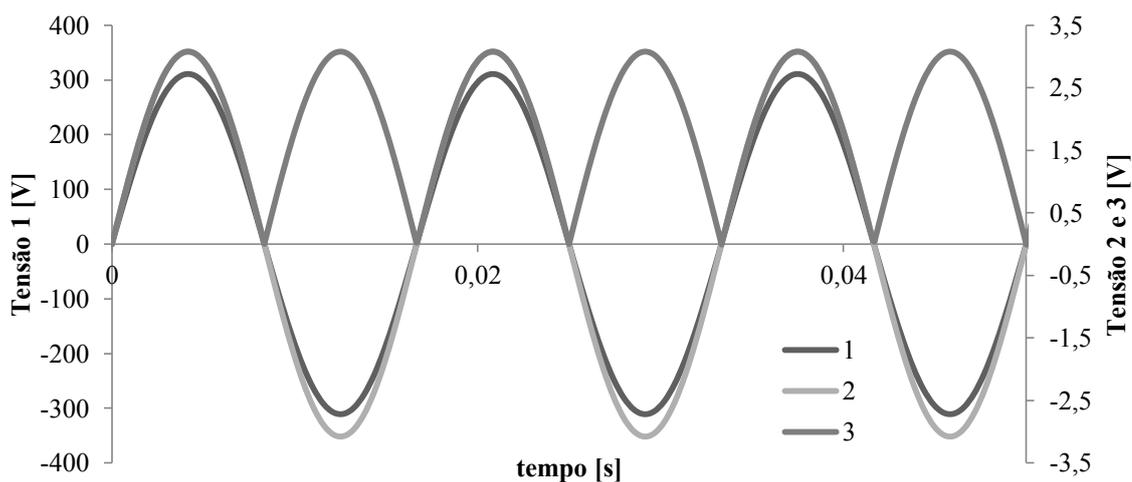
Para a medição da tensão elétrica, o sistema condiciona o sinal oriundo da rede elétrica por meio de um divisor resistivo instalado entre as linhas de energia, como mostrado na Fig. 4.12. O objetivo do divisor é compatibilizar as tensões da rede elétrica ($220 V_{RMS}$ ou $\pm 311 V_{pico}$) àquelas permitidas pelo sistema de aquisição ($\pm 3V_{pico}$). O sinal de tensão condicionado é repassado a um retificador de onda completa de precisão, resultando em um sinal positivo entre 0 e 3V. Um diodo zener finaliza o circuito, com o intuito de proteger o sistema de aquisição, impedindo que o sinal a ser amostrado ultrapasse os valores permitidos. A Fig. 4.14 mostra o circuito elétrico completo do condicionador de sinal para a tensão elétrica, referente ao divisor resistivo, formados pelos resistores R_1 e R_2 , e pelo retificador de onda completa. As formas de onda obtidas nos pontos 1, 2, e 3 representam, respectivamente, entrada de tensão da rede elétrica, saída do divisor resistivo e saída do retificador, e são apresentadas na Fig. 4.15, para uma entrada senoidal de 60 Hz e $220V_{RMS}$.

Figura 4.14 – Circuito elétrico do condicionador de sinais para a tensão.



Fonte: O autor.

Figura 4.15 – Sinais de tensão obtidos no circuito de condicionamento de tensão.

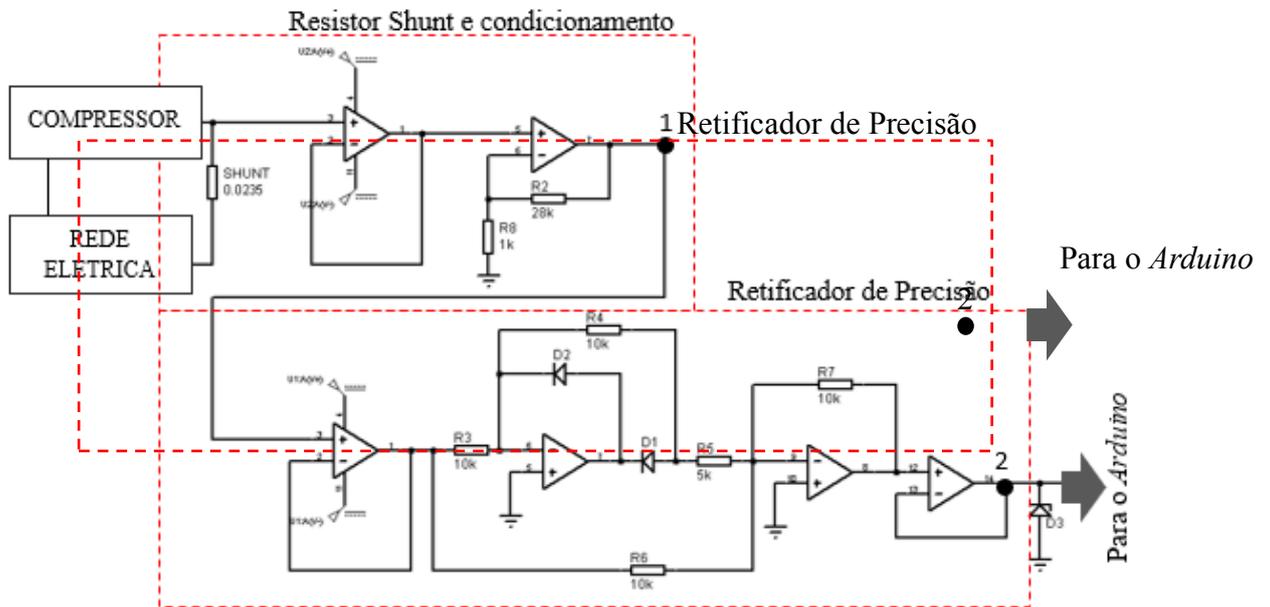


Fonte: O autor.

Por meio das ondas obtidas pelo circuito elaborado, apresentadas na Fig. 4.15, é possível visualizar que ocorreu apenas redução na amplitude do sinal, sem distorção em sua forma. Esse detalhe é importante em um sistema de condicionamento, já que o circuito não se torna uma fonte de erro na análise do sinal. Este resultado é atingido por meio do uso do retificador de precisão de onda completa, já que soluções mais simples poderiam promover erros no formato do sinal amostrado, induzindo a análises incorretas com relação à frequência e a fase do sinal.

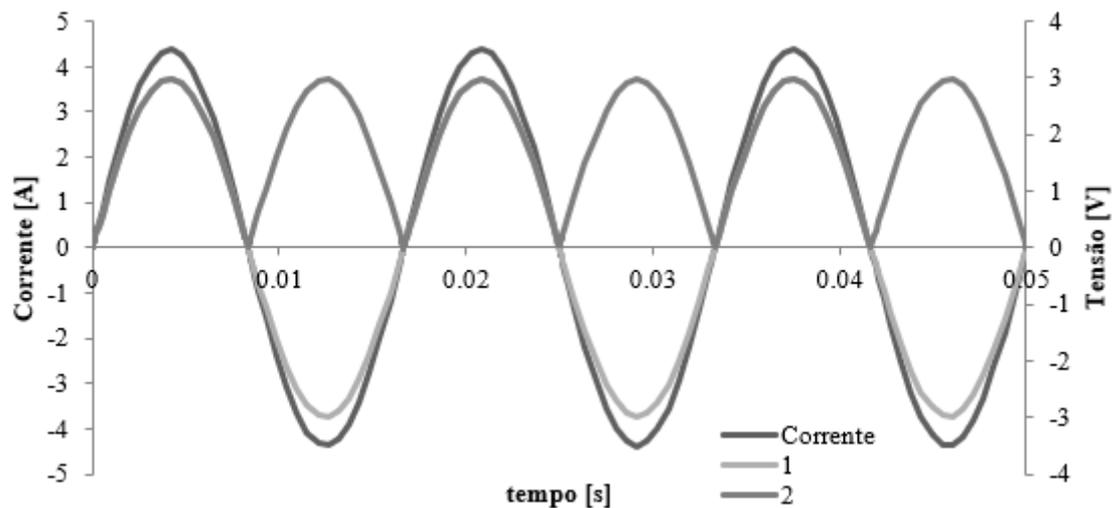
Para medir a corrente elétrica consumida pelo compressor é utilizado um resistor *shunt* ligado em série a umas das linhas de potência do compressor, como mostra a Fig. 4.15. Um resistor *shunt* fornece um sinal de tensão proporcional à corrente elétrica que o percorre segundo a lei de Ohms. A escolha do resistor *shunt*, em contrapartida a outros sensores como os óticos ou magnéticos, se deve à necessidade de manter o sinal medido em fase com o presente na rede elétrica, permitindo obter o fator de potência de forma correta. Sensores óticos ou magnéticos dependem respectivamente da polarização ou da magnetização do sensor, além de não serem propriedades lineares, provocam atraso do sinal de saída do sensor com relação à entrada. O sinal elétrico é então amplificado e, de forma análoga ao que ocorre com a tensão, é condicionado por meio de um retificador de onda completa de precisão. A Fig. 4.16 apresenta o circuito elétrico completo responsável pela aquisição e condicionamento da corrente elétrica, com as formas de onda obtidas em um experimento com corrente de $3A_{RMS}$ e frequência de 60Hz apresentadas na Fig. 4.17.

Figura 4.16 – Circuito elétrico do condicionador de sinais para a corrente.



Fonte: O autor.

Figura 4.17 – Sinais de corrente e tensão obtidos pelo circuito de condicionamento da corrente.



Fonte: O autor.

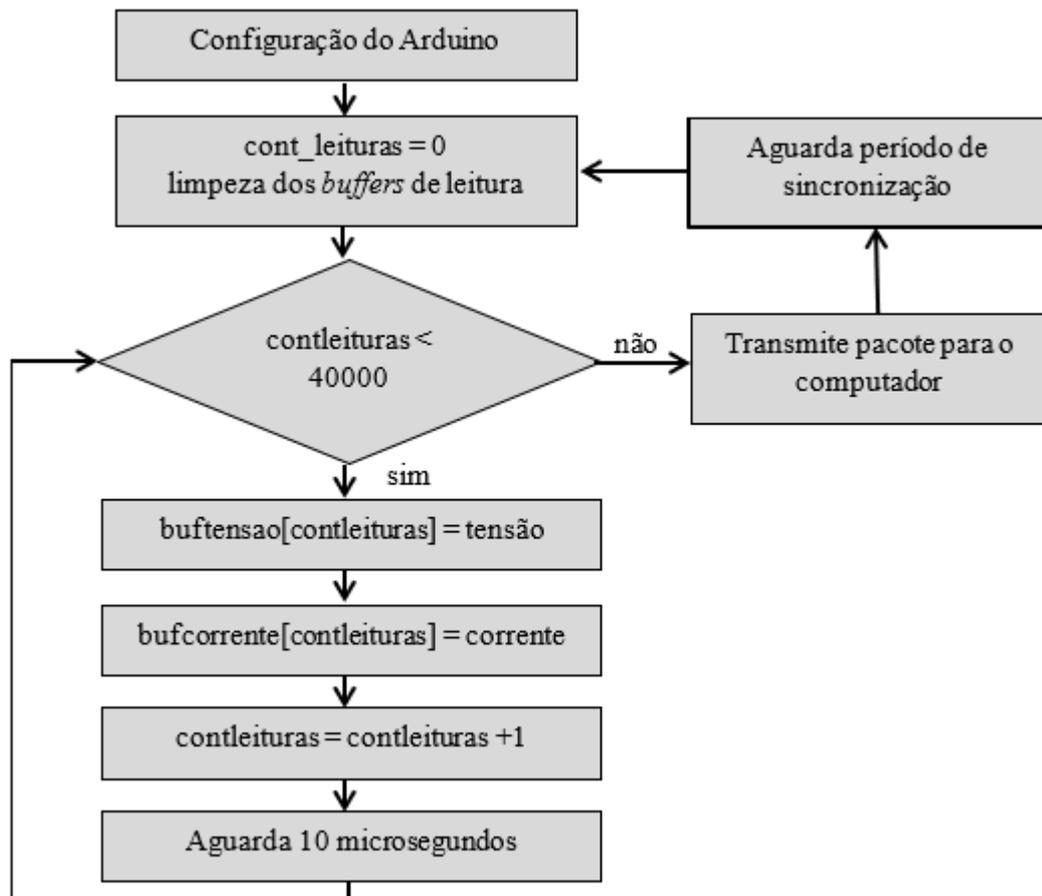
Do mesmo modo que ocorre com o sinal de tensão, o circuito de condicionamento para a corrente fornece um sinal ao sistema de aquisição sem deformação na forma, apenas compatibilizando o sinal de corrente, convertido em tensão por meio do resistor *shunt*, para os valores

máximos permitidos à próxima etapa da aquisição e análise por meio de um amplificador de tensão não inversor e um retificador de precisão.

Uma vez condicionados, os sinais de tensão e corrente são adquiridos por meio de uma placa de desenvolvimento *Arduino Due*. O *Arduino Due* é uma placa de desenvolvimento que opera um processador ARM Cortex-M3 de 32 bits, que confere à placa grande capacidade de processamento e memória. Para a aquisição dos sinais de tensão e corrente oriundos dos circuitos de condicionamento o *Arduino Due* dispõe de conversores analógico-digital de 12 bits, fornecendo uma escala de 4096 valores entre 0 e 3,3V, e a transmissão dos dados é feita por meio de comunicação USB. A Fig. 4.18 apresenta o fluxograma do sistema de aquisição durante a amostragem e transmissão dos dados no *Arduino*. Após a inicialização da placa, um contador de leituras (`cont_leituras`) é iniciado, e os sinais de tensão e corrente são lidos e armazenados em um *buffer* dedicado de tamanho fixo. Uma vez carregadas todas as posições dos *buffers*, os dados são transmitidos para o computador por meio da porta USB encapsulados em um pacote. Encerrada a transmissão, o *Arduino* aguarda um período de sincronização, onde os buffers e o contador são zerados, e o processo de leitura e envio se repete.

Com relação ao processo de aquisição e transmissão dos dados, algumas informações são válidas. Com relação ao tamanho dos *buffers* de leituras, este foi definido com base na capacidade da memória do *Arduino Due*. Por esse motivo os *buffers* de leitura têm comprimento de 40000 posições. Já a transmissão dos dados para o computador se dá por meio de um pacote composto de indicadores de início e de término de pacote, além de separadores internos entre as informações. Isto garante a integridade das informações recebidas pelo computador, permitindo identificar perda de informação do pacote. Os períodos de sincronização são necessários para que se mantenha uma taxa constante de análises, mantendo-as igualmente espaçadas no tempo, detalhe importante para o estudo da frequência e do fator de potência dos sinais elétricos, além de dispor ao *Arduino* tempo para reiniciar as leituras.

Figura 4.18 – Fluxograma de amostragem e transmissão dos dados no *Arduino Due*.



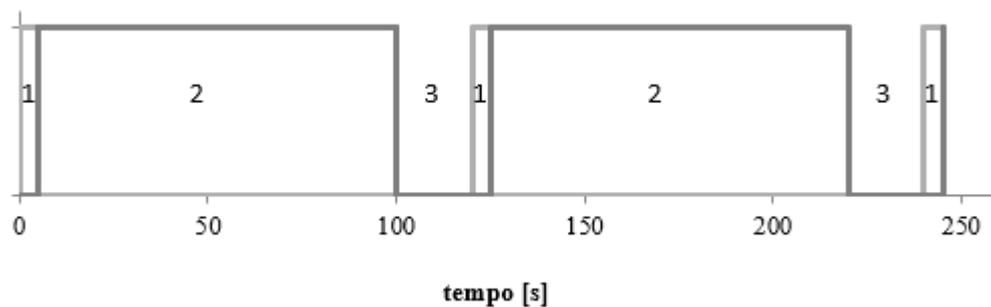
Fonte: O autor.

Conforme já citado anteriormente, o sistema de aquisição adquire os sinais dentro de um determinado período, e os envia ao computador para que possam ser processados posteriormente. Avaliando o desenvolvimento temporal do processo, mostrado na Fig. 4.19, é visto que grande parte do tempo é gasto no processo de transferência dos dados entre o *Arduino* e o computador. Este comportamento, aparentemente prejudicial à aquisição dos dados, na verdade é interessante já que corrobora com os objetivos iniciais do desenvolvimento do sistema de aquisição (intervalos com taxa elevada de amostragem dos sinais de tensão e corrente, permitindo análise da frequência e fator de potência, e períodos de pausa, para o cálculo das unidades elétricas).

Na Fig. 4.19 é possível destacar três períodos de tempo durante a aquisição da tensão e corrente. Os períodos identificados como “1” são os períodos nos quais o *Arduino* está amostrando os sinais de tensão e corrente, e os armazena nos *buffers*. Este período tem uma duração muito curta, aproximadamente de 50 milissegundos. Finalizada as leituras, é iniciada a transmissão para o computador, período este identificado como “2”. Este período consome

aproximadamente 100 segundos, sendo o maior dentre os três. Ao transmitir todas as informações armazenadas em sua memória, o *Arduino* reinicia seu contador e *buffers*, e aguarda o período destacado como “3”, de modo manter a taxa de transmissão dos dados constante. Este período também é necessário para que o computador execute os cálculos necessários antes do recebimento de um novo pacote.

Figura 4.19 – Diagrama temporal do sistema de aquisição.



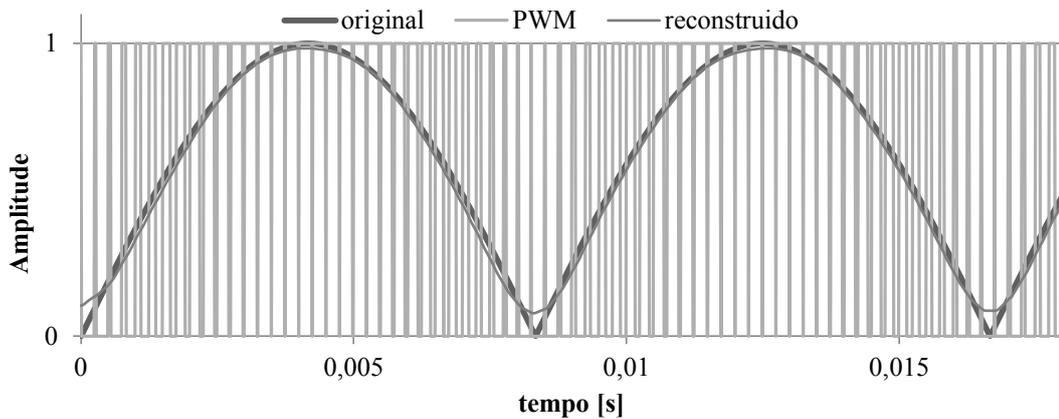
Fonte: O autor.

Uma vez recebido os dados enviados pelo *Arduino*, o computador realiza o cálculo dos parâmetros elétricos experimentais. Para isso, inicialmente o computador deve reconhecer um pacote válido enviado pelo *Arduino*. Um *software* dedicado distingue os dados referentes à tensão e corrente e os armazena em um arquivo de registro. Com isso será possível recuperar as informações lidas no caso de falha nas etapas seguintes da análise. De posse das informações referentes à tensão e corrente amostradas, o *software* processa estes dados de modo fornecer as tensão e corrente RMS, potências ativa, reativa e total, além da frequência e do fator de potência.

Como já dito, a tensão fornecida pelo inversor de frequência não é uma senóide, mas sim um sinal equivalente em PWM. Por esse motivo, antes de calcular os parâmetros de interesse, é necessária a conversão do sinal PWM em um sinal contínuo. Para isso, o computador aplica um filtro digital de média móvel nos valores obtidos, tendo como resultado um sinal analógico com amplitude proporcional à média dos valores presentes no intervalo de pontos utilizado. A escolha deste método, em contrapartida ao uso de um filtro passa-baixa instalado no circuito de condicionamento, se deve ao atraso de fase introduzido pelo circuito RC (resistor-capacitor), que poderia afetar o cálculo do fator de potência, já que não é conhecido o deslo-

camento de fase induzido pelo circuito. A Fig. 4.20 mostra a reconstrução de uma senóide retificada de frequência 60Hz a partir de um sinal PWM oriundo de um sinal de mesmo formato e frequência.

Figura 4.20 – Processo de reconstrução da senóide de tensão baseado no sinal PWM.



Fonte: O autor.

As discrepâncias ocorridas nos valores próximos a zero afetam pouco na análise das potências e dos fatores de potência, já a frequência e fase são obtidos no domínio da frequência. Esta etapa é necessária apenas para a obtenção da tensão elétrica, já que a corrente é consumida pelo compressor de forma contínua e proporcional à tensão equivalente imposta pelo inversor.

Obtido os sinais de tensão e corrente, o computador calcula a frequência f e a fase φ entre os sinais por meio da transformada de Fourier aplicando o método Cooley–Tukey. Para obter a frequência, é avaliado o espectro de frequência dos sinais obtido pela transformada de Fourier, e definindo a frequência correta como aquela de maior densidade. De posse da frequência, é calculado o período dos sinais T , afim de saber o número de leituras N que compõem um período de onda. A escolha desta metodologia permite ao sistema de aquisição calcular os parâmetros de interesse independente da frequência e da forma de onda. Os valores RMS da tensão e da corrente elétrica são obtidos por meio das Eq. 4.1.

$$V_{rms} \int_0^T \sqrt{\frac{V(t)^2}{T}} dt = \sum_{i=0}^N \sqrt{\frac{V(i)^2}{N}} \quad (4.1)$$

$$I_{rms} \int_0^T \sqrt{\frac{I(t)^2}{T}} dt = \sum_{i=0}^N \sqrt{\frac{I(i)^2}{N}}$$

O fator de potência é obtido a partir da diferença das fases encontradas para as frequências definidas na fase anterior. Definindo essa diferença como φ , o fator de potência fp é calculado pela Eq. 4.2.

$$fp = \cos(\varphi) \quad (4.2)$$

De posse dos valores RMS de tensão, corrente e do fator de potência, são calculadas as potências ativa (P), reativa (Q) e total (S), por meio das relações apresentadas nas Eq. 4.3.

$$S = V_{RMS} \times I_{RMS} \quad (4.3)$$

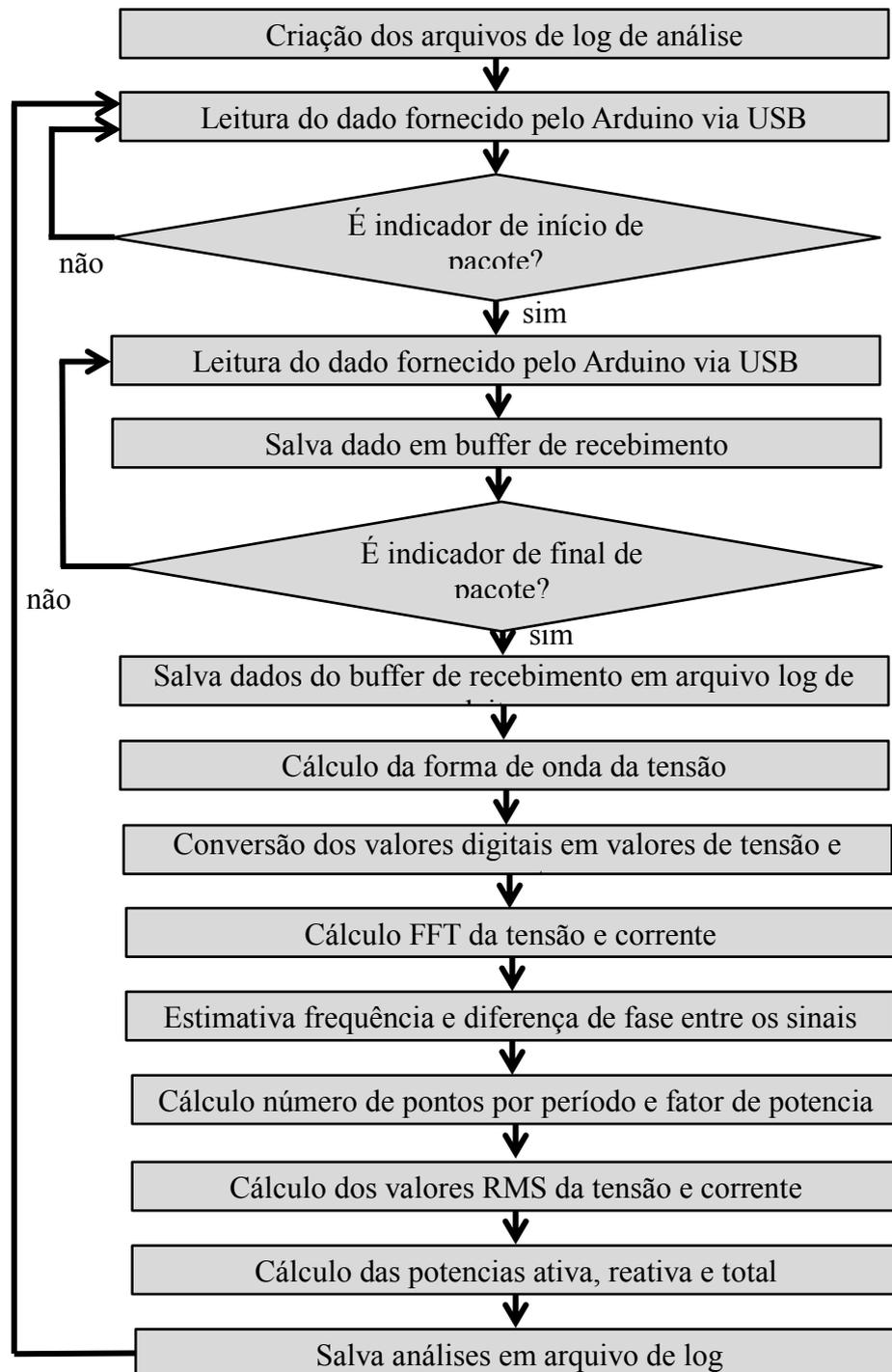
$$P = S \times fp = S \times \cos(\varphi)$$

$$Q = S \times \sin(\varphi)$$

Após o cálculo dos dados de interesse (tensão e corrente RMS, fator de potência, potências ativa, reativa e total), o computador os armazena em um arquivo de *log*, permitindo análises comparativas no consumo elétrico frente às diferentes condições aplicadas aos experimentos. Para melhor entendimento, a Fig. 4.21 mostra um fluxograma do programa desenvolvido para cálculo dos parâmetros.

Desenvolvido os sistemas de aquisição das informações e controle do compressor, forma realizados os experimentos, cujos resultados obtidos serão apresentados no Cap. 5.

Figura 4.21 – Fluxograma do programa de cálculo dos parâmetros elétricos.



CAPITULO V

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

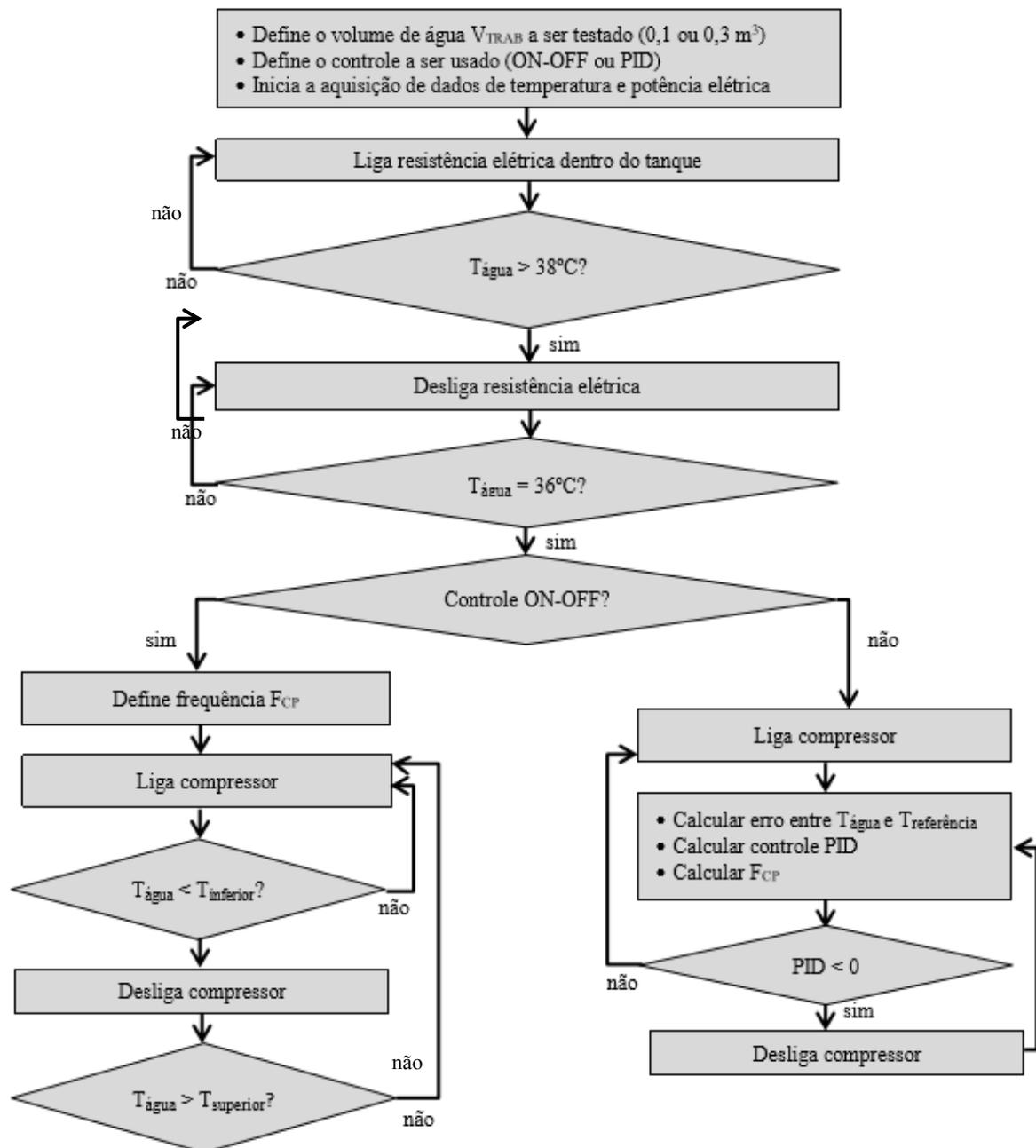
De modo a conferir a influência da variação da frequência de alimentação, e consequentemente da rotação, do compressor no controle da temperatura em tanques de resfriamento de leite por meio do uso de inversores de frequência, foram desenvolvidos um conjunto de experimentos nos quais diferentes sistemas de controles seriam aplicados ao tanque, de modo investigar seu consumo de energia e o comportamento térmico. Os controles avaliados envolvem a variação da frequência na alimentação do compressor, e as faixas de controle de temperatura do fluido. Foram aplicados dois tipos de controle ao compressor, de modo a obter aquele com menor consumo de energia elétrica: um do tipo ON-OFF com diferentes faixas de histerese térmica; e um controle do tipo proporcional-integrativo-derivativo (PID). Devemos lembrar que os testes envolvem apenas a análise do comportamento da frequência e das faixas de temperaturas controladas, sem mudanças físicas na unidade condensadora do tanque, apenas com alterações na parte elétrica do tanque. Por esse motivo, análises envolvendo mudanças no projeto da unidade, como a troca do tubo capilar, estão fora do escopo deste trabalho.

5.1. Resultados Experimentais

Para os testes foi utilizado água como material a ser refrigerado, devido aos problemas técnicos e ambientais provocados caso fosse utilizado o leite. Os experimentos foram conduzidos sempre conforme mesma metodologia. Inicialmente, o volume de água presente no tanque é aquecido por meio de uma resistência elétrica até 38 °C. Atingida esta temperatura, a resistência é desligada e o tanque é deixado resfriando de forma natural até que a água atinja 36 °C. A partir dessa temperatura, é iniciado o experimento propriamente dito, com o controle de temperatura sendo realizado pela unidade condensadora. Este protocolo foi definido para que a influência direta da temperatura da parede do tanque, já que as etapas iniciais do resfriamento poderiam ser afetadas de forma diferente conforme o volume de água do experimento. Uma preocupação com relação à duração dos experimentos é que possuam duração múltipla de 24 horas, de modo permitir uma análise média entre o comportamento do dia, mais quente

(38°C), e de noite, mais frio (20°C). A Fig. 5.1 detalha o fluxograma dos experimentos realizados.

Fig. 5.1 – Fluxograma dos ensaios realizados.



Fonte: O autor.

onde:

T_{água}: temperatura de controle do fluido

F_{CP}: frequência de trabalho do compressor

T_{inferior}: temperatura mínima do controle ON-OFF

T_{superior}: temperatura máxima do controle ON-OFF

T_{preferência}: temperatura de controle do PID

PID: variável de cálculo do controle PID

V_{TRAB}: volume de trabalho do tanque

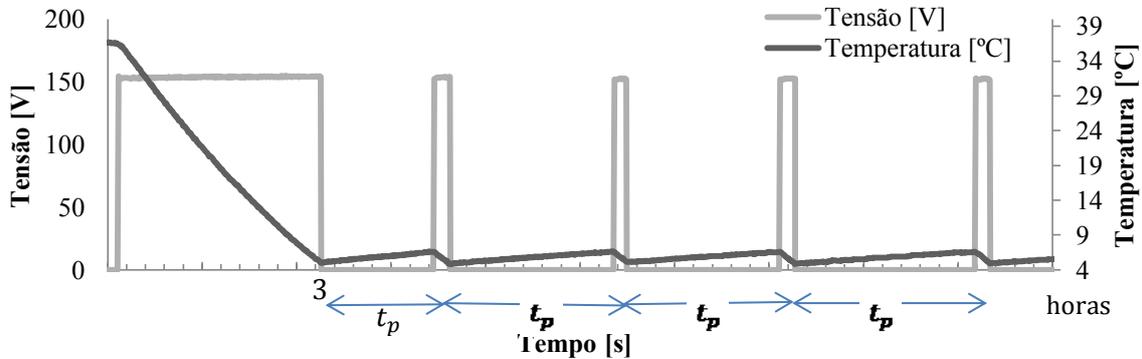
Na Fig. 5.1 têm-se como as temperaturas T_{superior} e T_{inferior} aquelas definidas como os limites para o controle de temperatura quando aplicado o controle ON-OFF, T_{ÁGUA} a temperatura do fluido dentro do tanque, T_{preferência} a temperatura de controle do PID (sempre 5°C), e o PID é a variável de saída do controle, ou seja, a frequência do inversor.

Os experimentos foram divididos em dois instantes: primeiro considerando o intervalo de tempo gasto para resfriar a água da temperatura inicial (sempre 36°C) até a temperatura de operação (próxima a 5°C), e um segundo momento, considerando apenas a manutenção da temperatura por meio do controle. A comparação entre os ensaios foi realizada por meio de análises qualitativa e quantitativa com base nos valores médios de energia e temperaturas ocorridos entre os períodos de resfriamento t_p de todos os experimentos. Um período de resfriamento t_p é o intervalo entre os desligamentos da unidade condensadora. A Fig. 5.2 destaca como são medidos os períodos. A análise qualitativa visa identificar as temperaturas médias e suas variações, e na energia consumida. Por esse motivo, todo o período é aplicado na análise. Já na análise quantitativa foram analisadas as relações termodinâmicas do processo, como a capacidade de refrigeração (QEV) e coeficiente de eficácia (COP) do sistema. Para essa análise será avaliado apenas os períodos nos quais a unidade condensadora está ligada.

Os volumes de água aplicados nos ensaios foram escolhidos de forma a avaliar o comportamento do tanque em diferentes cargas de resfriamento, simulando uma operação com um volume baixo de água, ou quando operasse em sua capacidade máxima. Assim foram defini-

dos para os ensaios os volumes de 0,1 m³, já que é menor que terço do volume máximo do tanque, e 0,3 m³, já que é próximo à capacidade máxima.

Fig. 5.2 – Identificação dos períodos de resfriamento.



Fonte: O autor.

As temperaturas foram obtidas em sete pontos de medição: parede externa do tanque, dentro do tanque, medindo a temperatura do fluido em dois pontos, uma temperatura de controle da água e na área de troca térmica entre o evaporador e a água, na entrada do compressor (T_{ECP}), na saída do compressor (T_{SCP}), na saída do tubo capilar (T_{STC}), e na saída de evaporador (T_{SEV}), como apresentado no cap.4. Além disso, vale lembrar que as potências estudadas são as potências totais consumidas (salvo quando indicado), uma vez que este trabalho objetiva analisar o gasto energético do tanque sob diferentes tipos de controle de temperatura.

Para a análise do consumo de energia, será observado o consumo médio a cada experimento. Essa abordagem se dará por meio da potência média consumida, a partir da relação entre a energia consumida no período em que o compressor está ligado e o período de resfriamento. Isso é necessário para uma comparação mais fidedigna dos casos analisados, uma vez que o período de resfriamento varia para cada caso. Por exemplo, o compressor pode consumir mais energia enquanto ligado durante um teste que em outro, porém o intervalo entre cada partida é maior. Por esse motivo, a comparação do consumo médio por período se torna mais acurada que a baseada na energia consumida.

Sob o ponto de vista da análise termodinâmica, foram calculados os valores do COP e do QEV de cada experimento por meio dos dados de temperatura e consumo elétrico do compressor. Uma vez que não foi possível medir todas as variáveis do processo (como a vazão

mássica e as pressões de trabalho) alguns parâmetros foram adotados por meio da literatura. A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros adotados para os cálculos.

Tabela 5.1 – Parâmetros adotados nos cálculos termodinâmicos.

| Parâmetro | Valor |
|--------------------------|-------|
| Eficiência do compressor | 0,5 |
| Pressão máxima [kPa] | 1400 |
| Pressão mínima [kPa] | 480 |

Tendo como referência o trabalho desenvolvido por Antunes (2015) em sua tese de doutorado, verifica-se que a vazão mássica do fluido refrigerante da unidade refrigeradora varia muito pouco com a frequência de operação do sistema motor/compressor. Em função desta constatação, a vazão mássica adotada para os cálculos termodinâmicos foi a média daquela estimada com base nos dados de temperatura e potência ativa obtidos experimentalmente.

Deve-se ressaltar nessas análises que não houve modificação no tubo capilar da bancada, sendo então que o processo não opera em seu ponto ótimo em todas as faixas de frequência de operação do compressor. Desse modo, é possível que os resultados obtidos para as frequências de 40Hz e 50Hz possam ser mais satisfatórios que os obtidos no presente trabalho, desde que substitua o tubo capilar por um otimizado para essas frequências, ou com o uso de uma válvula de expansão eletrônica.

5.1.1. Controle de Temperatura com Faixa de Histerese entre 4°C e 6°C

O primeiro conjunto de experimentos foi realizado aplicando no processo de resfriamento um controle ON-OFF, com uma faixa de temperatura utilizada no controle compreendida entre 4°C e 6°C. Neste tipo de controle o compressor sempre opera com uma mesma frequência ao longo da duração de todo o experimento, se limitando apenas a ligar quando a temperatura excede a temperatura limite superior e desligando quando atinge a temperatura limite inferior, como identificado na Fig. 5.1. São utilizados como parâmetro de referência para avaliar a economia e o comportamento termodinâmico os resultados obtidos para os experimentos aplicando o controle ON-OFF, com faixas de trabalho entre 4°C e 6 °C e frequência de trabalho

$F_{CP} = 60\text{Hz}$, já que estes parâmetros são as especificações do tanque (RV-220). Vale lembrar que na configuração original do tanque o controle da operação do compressor era realizado por meio de um contator e não por meio de um inversor de frequência. Por esse motivo as economias apresentadas ao longo dos testes são maiores que as reais, já que a inserção do inversor de frequência elimina os picos de corrente que ocorre nas operações do compressor.

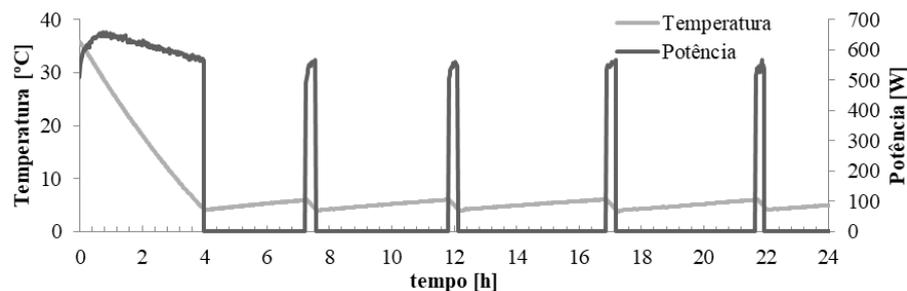
A Tabela 5.2 apresenta os experimentos e os parâmetros de controle aplicados nestes testes.

Tabela 5.2 – Parâmetros experimentais para os ensaios com o controle ON-OFF (de 4°C a 6°C).

| V_{TRAB} [m ³] | F_{CP} [Hz] | Histerese Térmica [°C] | | Duração do experimento [h] |
|---------------------------------|------------------|------------------------|----------|-------------------------------|
| | | Inferior | Superior | |
| 0,1 | 60 | 4 | 6 | 24 |
| 0,1 | 50 | 4 | 6 | 24 |
| 0,1 | 40 | 4 | 6 | 24 |
| 0,3 | 60 | 4 | 6 | 48 |
| 0,3 | 50 | 4 | 6 | 48 |
| 0,3 | 40 | 4 | 6 | 48 |

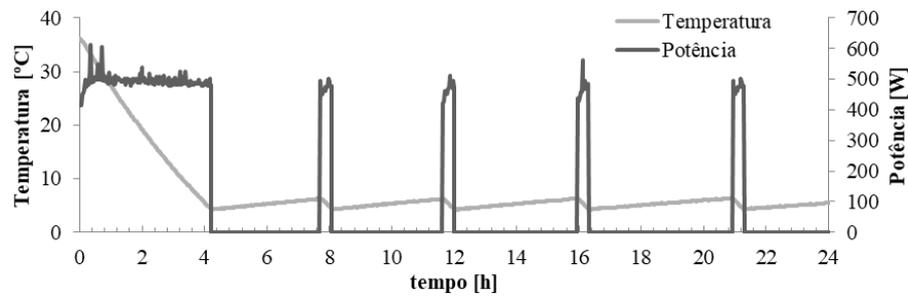
As Fig. 5.3 a 5.8 mostram a evolução da temperatura interna do tanque para os experimentos envolvendo o controle ON-OFF entre (4°C e 6°C), juntamente com as curvas de potência total consumida.

Figura 5.3 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1\text{m}^3$ e $F_{CP} = 60\text{Hz}$.



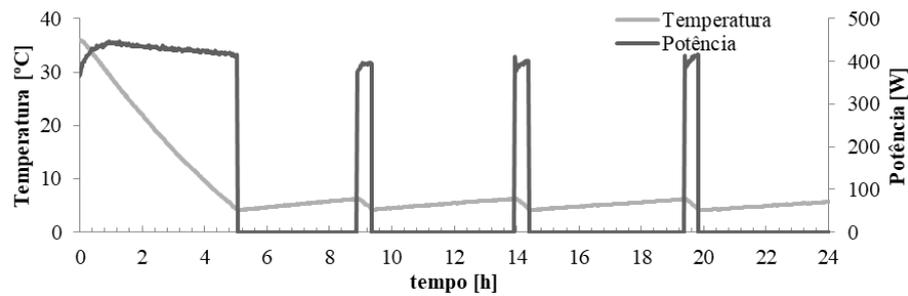
Fonte: O autor.

Figura 5.4 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 50Hz$.



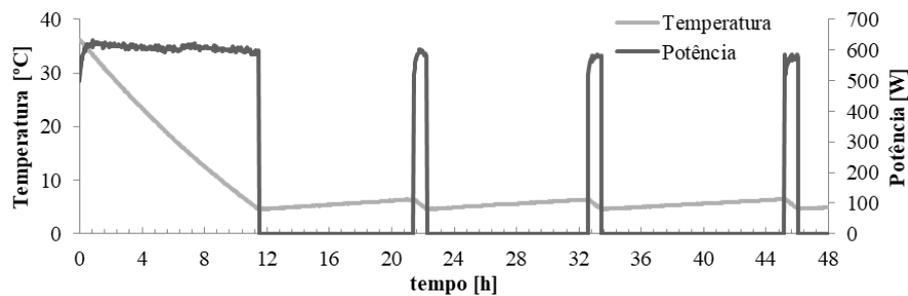
Fonte: O autor.

Figura 5.5 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



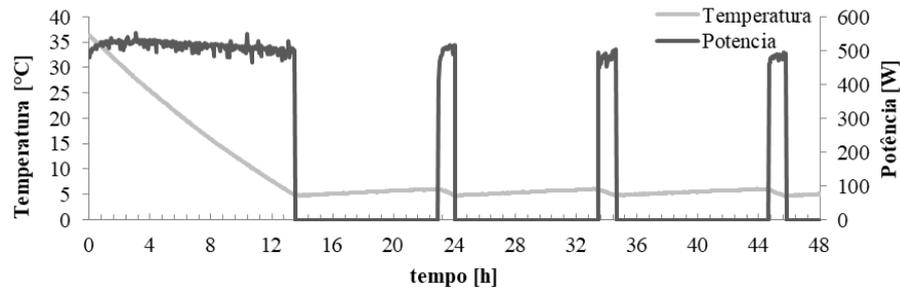
Fonte: O autor.

Figura 5.6 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 60Hz$.



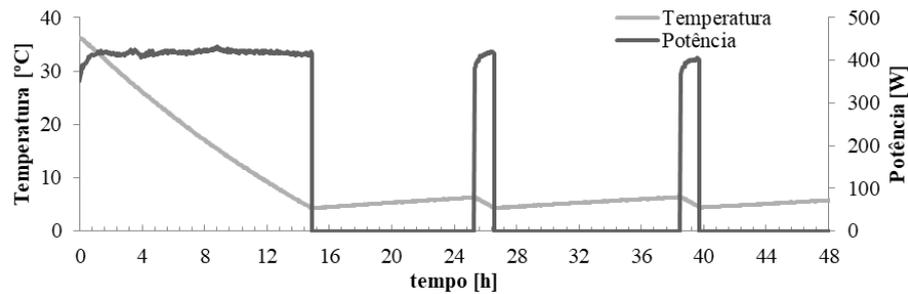
Fonte: O autor.

Figura 5.7 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{\text{TRAB}} = 0,3\text{m}^3$ e $F_{\text{CP}} = 50\text{Hz}$.



Fonte: O autor.

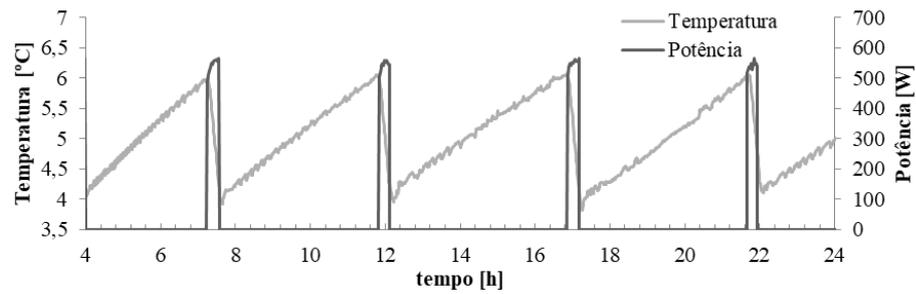
Figura 5.8 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{\text{TRAB}} = 0,3\text{m}^3$ e $F_{\text{CP}} = 40\text{Hz}$.



Fonte: O autor.

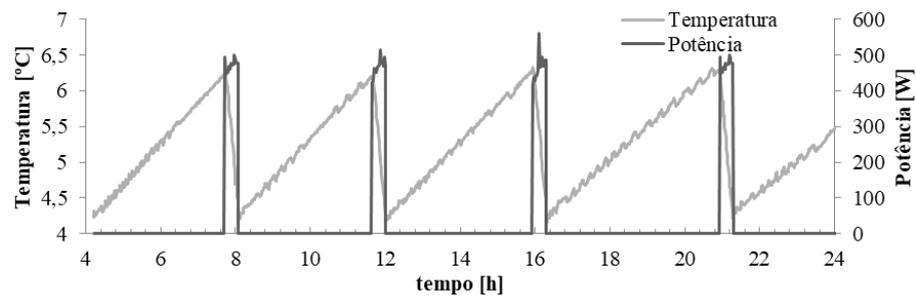
As Fig. 5.9 a 5.14 apresentam detalhes do comportamento da temperatura e potência total consumida por experimento apenas durante o regime de manutenção da temperatura, ao longo dos períodos de resfriamento.

Figura 5.9 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{\text{TRAB}} = 0,1\text{m}^3$ e $F_{\text{CP}} = 60\text{Hz}$.



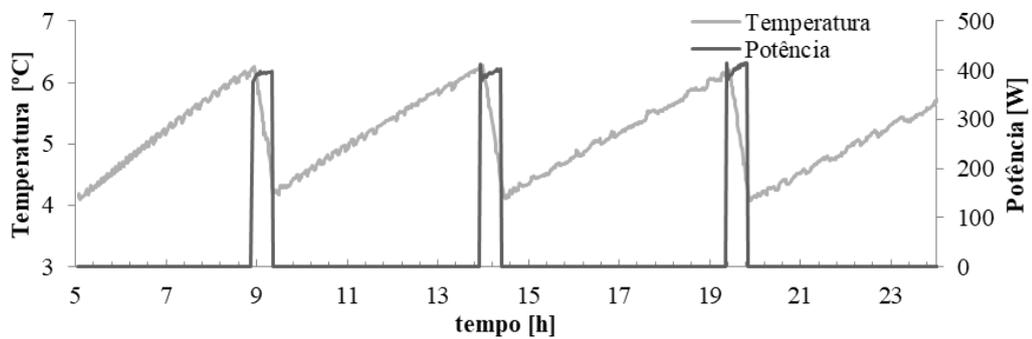
Fonte: O autor.

Figura 5.10 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 50Hz$.



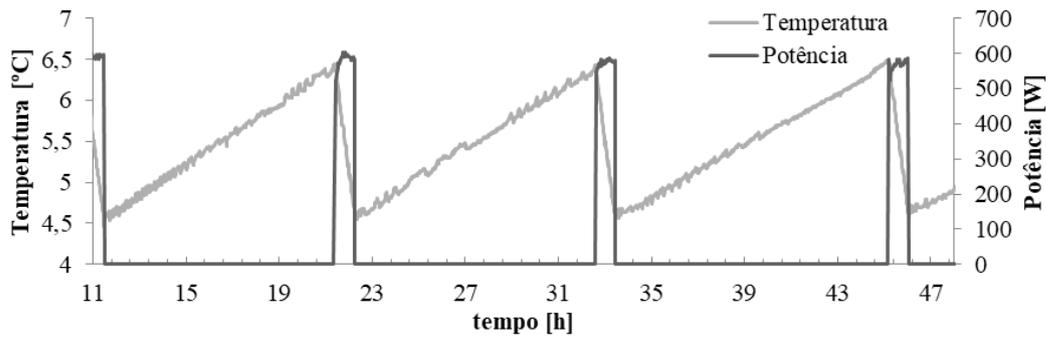
Fonte: O autor.

Figura 5.11 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



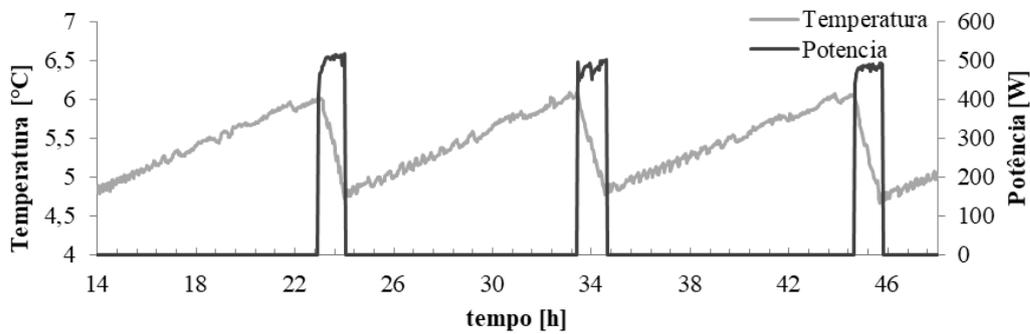
Fonte: O autor.

Figura 5.12 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 60Hz$.



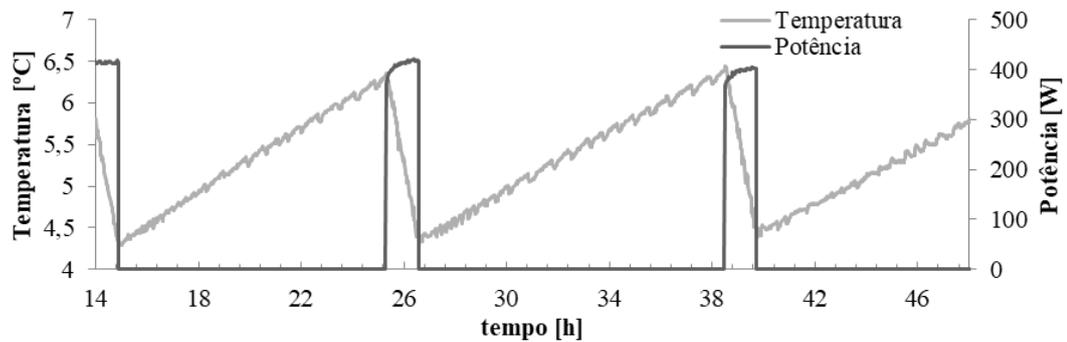
Fonte: O autor.

Figura 5.13 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 50Hz$.



Fonte: O autor.

Figura 5.14 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



Fonte: O autor

Para cada um dos experimentos, foram realizadas três réplicas, e os valores médios para os dados relacionados ao consumo energético e a variação de temperatura obtidos para os experimentos com a faixa de controle de 4°C a 6°C são apresentados nas Tabelas 5.3 e 5.4. No caso da Tabela 5.4, os valores máximos e mínimos médios apresentados para as temperaturas são obtidos durante o processo de manutenção da temperatura do fluido, excluído o período inicial de resfriamento (denominado partida do experimento).

Tabela 5.3 – Dados de consumo de energia médio com o controle com faixa de temperatura entre 4 °C e 6 °C.

| FCP [Hz] | V _{TRAB} [m ³] | V [V] | I [A] | fp [-] | Duração da partida [s] | Energia consumida na partida [MJ] | tp [s] | Tempo ligado por período [s] | Razão tempo ligado por tempo período | Energia consumida por período [MJ] | Potência média consumida por período [W] |
|----------|-------------------------------------|-------|-------|--------|------------------------|-----------------------------------|----------|------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|--|
| 60 | 0,1 | 154,8 | 3,62 | 0,9 | 14313,00 | 8,76 | 9464,33 | 1054,33 | 0,1114 | 0,58 | 60,81 |
| 50 | 0,1 | 139,6 | 3,74 | 0,95 | 15146,00 | 7,96 | 10048,33 | 1248,00 | 0,1242 | 0,59 | 58,17 |
| 40 | 0,1 | 108,6 | 3,81 | 0,99 | 18183,00 | 7,78 | 11206,67 | 1581,00 | 0,1411 | 0,63 | 55,98 |
| 60 | 0,3 | 155,5 | 3,59 | 0,91 | 41317,50 | 25,06 | 31097,63 | 2980,13 | 0,0958 | 1,71 | 54,87 |
| 50 | 0,3 | 140,2 | 3,75 | 0,95 | 48563,50 | 23,86 | 30844,82 | 3780,13 | 0,1245 | 1,72 | 53,86 |
| 40 | 0,3 | 110 | 3,91 | 0,99 | 53551,50 | 22,34 | 29792,00 | 4327,50 | 0,1453 | 1,74 | 55,43 |

tp: Duração média por período

fp: Fator de potência elétrico

V: Tensão RMS aplicada ao compressor

I: Corrente RMS aplicada ao compressor

FCP: Frequência de trabalho

V_{TRAB}: Volume de trabalho

Tabela 5.4 – Dados de temperatura para os experimentos com o controle com faixa de temperatura entre 4 °C e 6 °C.

| FCP [Hz] | V _{TRAB} [m ³] | Taxa de resfriamento na partida [°C/h] | Taxa de resfriamento rodando [°C/h] | Temperatura Ambiente [°C] | Temperatura do Fluido [°C] | | T _{ECP} [°C] | | T _{SCP} [°C] | | T _{ETC} [°C] | | T _{STC} [°C] | |
|----------|-------------------------------------|--|-------------------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|--------|
| | | | | | No ponto de controle | Próximo evaporador | Máx. | Min. | Máx. | Min. | Máx. | Min. | Máx. | Min. |
| 60 | 0,1 | 7,93 | 2,07 | 21,91 | 5,08 | 2,25 | 22,45 | 12,05 | 89,34 | 22,64 | 32,77 | 22,68 | 22,77 | -11,05 |
| 50 | 0,1 | 7,57 | 1,83 | 21,44 | 5,20 | 3,56 | 21,98 | 11,76 | 79,02 | 22,58 | 30,89 | 21,91 | 22,76 | -10,75 |
| 40 | 0,1 | 6,26 | 1,38 | 21,03 | 5,24 | 4,02 | 21,34 | 11,43 | 72,94 | 21,88 | 29,50 | 21,30 | 22,71 | -9,79 |
| 60 | 0,3 | 2,74 | 0,79 | 20,92 | 5,49 | 4,41 | 21,98 | 12,07 | 88,29 | 22,52 | 32,04 | 21,09 | 22,05 | -12,18 |
| 50 | 0,3 | 2,54 | 0,70 | 20,93 | 5,39 | 4,55 | 21,86 | 12,01 | 80,84 | 22,34 | 31,02 | 22,08 | 22,10 | -11,20 |
| 40 | 0,3 | 2,14 | 0,53 | 21,54 | 5,36 | 4,56 | 21,64 | 11,99 | 75,49 | 22,08 | 30,44 | 22,25 | 22,14 | -9,10 |

Com base nos dados obtidos nos experimentos aplicando o controle térmico entre 4°C e 6°C, algumas conclusões podem ser adotadas. Para volumes pequenos ($V_{\text{TRAB}} = 0,1 \text{ m}^3$), quanto menor for a rotação do compressor, menor será a taxa de resfriamento e, menor será o consumo de energia do sistema. Analisando o consumo médio por período, o experimento cuja frequência de trabalho do compressor é de $F_{\text{CP}} = 40\text{Hz}$ possui consumo elétrico médio de energia 8% menor que quando aplicada a frequência de $F_{\text{CP}} = 60\text{Hz}$. Vale lembrar que a análise é realizada por meio do consumo médio, e não da energia consumida por período, já que a duração do período de resfriamento varia conforme a frequência aplicada. Este fenômeno pode ser explicado com base na eficiência nas trocas térmicas entre o evaporador e o líquido. O menor volume de água prejudica a transferência térmica entre o fluido e o evaporador, já que o agitador mecânico existente na parte interna do tanque não promove uma homogeneização correta do fluido, uma vez que o mesmo não está completamente submerso. Com isso, ocorre uma heterogeneidade na distribuição térmica no líquido dentro tanque, que resulta em uma variação de temperatura de 2,83°C entre a temperatura no ponto de controle e no centro do tanque, nas proximidades do evaporador. A menor temperatura no centro do tanque dificulta as trocas térmicas entre o evaporador e o fluido, promovendo gasto de energia maior, uma vez que a unidade resfriadora atinja temperaturas menores nas quais o controle atuará. Este fenômeno promove um aumento nas perdas térmicas para o ambiente, resultando em um maior gasto energético para manutenção da temperatura.

A influência da distribuição térmica, e consequente atuação do controle na manutenção da temperatura, também estão presentes nas Fig. 5.9 a 5.14. Nesses casos, percebe-se que mesmo após o compressor ser desligado a temperatura do fluido continua diminuindo, sendo este fenômeno mais presente na Fig. 5.9. Esse comportamento é consequência das temperaturas atingidas pela unidade resfriadora, já comentado anteriormente, antes da atuação do controle, devido ao atraso na transferência de calor entre o fluido e o evaporador, e a heterogeneidade da distribuição térmica dentro do fluido, reduz a transferência de calor entre o fluido e o evaporador, o que faz com que o evaporador tenha que atingir temperaturas menores que nos demais casos.

Para volumes maiores ($0,3\text{m}^3$), a melhor homogeneização da temperatura ao longo do tanque do fluido, quando comparado aos experimentos de menor volume, reduz o consumo médio em todas as frequências aplicadas. Essa melhor distribuição da temperatura é confirmada pela redução na diferença de temperatura entre o centro do tanque e o ponto de aquisi-

ção da temperatura de controle ($2,83^{\circ}\text{C}$ para $1,08^{\circ}\text{C}$, e $1,22^{\circ}\text{C}$ para $0,8^{\circ}\text{C}$, nos experimentos com frequência de $F_{cp} = 60\text{Hz}$ e $F_{cp} = 40\text{Hz}$, respectivamente. Essa melhor distribuição térmica do fluido se deve à melhor eficiência do agitador mecânico existente no tanque devido ao maior volume de líquido presente. Isso torna as trocas térmicas entre o evaporador e o fluido mais eficientes, e, conseqüentemente, a unidade resfriadora não atinge temperaturas muito abaixo daquelas necessárias à manutenção da temperatura do tanque, reduzindo as perdas para o meio ambiente. Essa melhora na distribuição térmica do tanque impacta no gasto elétrico do resfriamento, influenciando na análise da frequência de trabalho que resulta em menor consumo. Como a transferência de calor entre o evaporador e o tanque é mais eficiente, o limitador das trocas térmicas (a temperatura menor próxima ao evaporador) afeta de forma semelhante os experimentos, inclusive resultando num consumo médio bastante próximo para todas as frequências testadas (menos de 1% de economia entre a melhor e a pior situação).

Para o período de partida do experimento, a energia consumida é menor em 40Hz, em ambos volumes testados. No caso de $V_{TRAB} = 0,1\text{ m}^3$, a economia atingida é de 12%, enquanto com $V_{TRAB} = 0,3\text{ m}^3$, a redução é de 10%, quando comparada, em ambos os casos, à operação com 60Hz. Diferentemente da análise do período de manutenção da temperatura, esta economia é resultado direto do produto entre a potência aplicada ao compressor e a duração da partida.

Por mais que seja válida a economia de energia, vale ressaltar que, quanto mais rápido for atingida a temperatura de 5°C , menores as chances de proliferação microbológica no leite (tendo este como fluido de trabalho). Nesse caso, os experimentos com $F_{CP} = 60\text{Hz}$ seriam os mais bem indicados, mesmo com o consumo mais alto, uma vez que atingem a temperatura de referência aproximadamente 22% mais rápido que quando submetidos à $F_{CP} = 40\text{Hz}$. Este detalhe deve ser levado em consideração na proposta de um controle ótimo que concilie menor consumo de energia e de tempo gasto para o tanque atingir a temperatura de regime.

Em resumo, é possível concluir que quanto maior a frequência, maior a taxa de resfriamento e menor o período em que o compressor fica ligado para resfriar o fluido até a temperatura programada. Porém a eficiência energética do processo de resfriamento está relacionada à homogeneidade da temperatura do fluido dentro do tanque. Tal característica é comprovada pela relação direta entre o consumo médio de energia e a diferença na temperatura apresentadas no ponto usado no controle da temperatura e no centro do tanque, na área de troca térmica entre o evaporador e o fluido. Como visto, essa homogeneidade pode ser obtida de duas for-

mas, seja por meio da menor frequência de trabalho (como já citado anteriormente), seja de um maior volume de trabalho, já que possibilita uma melhor agitação do fluido por conta do agitador mecânico. Sob o ponto de vista do aumento do volume de trabalho do tanque (de $0,1\text{m}^3$ para $0,3\text{m}^3$), resultou em uma economia de 10% com relação aos experimentos com $F_{CP} = 60\text{Hz}$, enquanto nos experimentos com $F_{CP} = 40\text{Hz}$ a economia é quase imperceptível (menor que 1%). Isso significa que o tanque apresenta melhor rendimento elétrico (menor consumo médio de energia) quando operando a baixas frequências ou com capacidade próxima à máxima.

5.1.2. Controle de Temperatura com Faixa de Histerese entre $4,5^\circ\text{C}$ e $5,5^\circ\text{C}$

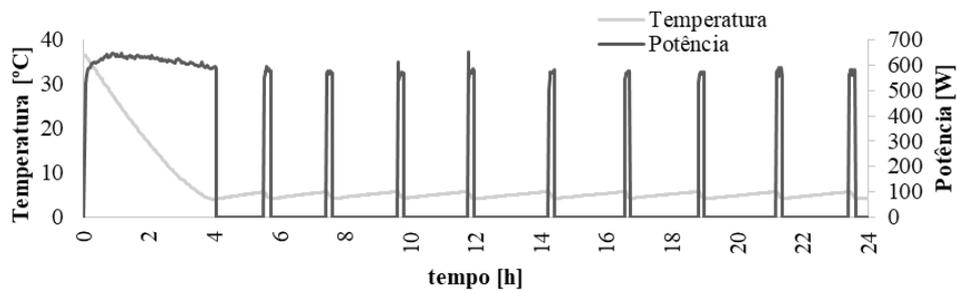
Por meio dos experimentos iniciais, foi observado que pequenas variações na temperatura (taxas de resfriamento menores) resultam em menores gastos com energia elétrica. Com base neste comportamento, é proposto um novo controle da temperatura, ainda aplicando o controle do tipo ON-OFF, mas com faixa de atuação e histerese térmica reduzida, adotando o intervalo de $4,5^\circ\text{C}$ a $5,5^\circ\text{C}$. Com isso, o compressor permanece menos tempo ligado, porém ocorre um número maior de partidas, mantendo a temperatura do fluido mais uniforme ao longo do tempo. Para avaliar se o novo controle proposto reduz os gastos com energia elétrica, foram realizados quatro conjuntos de experimentos, cada qual com duas réplicas. A Tabela 5.5 resume os parâmetros experimentais aplicados aos ensaios. Os ensaios envolvendo a frequência de 50Hz foram omitidos, já que nos ensaios iniciais foi visualizado que os valores obtidos para esta frequência são intermediários entre as frequências de 40 e 60Hz . O desenvolvimento dos testes seguiu a metodologia apresentada anteriormente, iniciando os testes com a temperatura do fluido sempre à 36°C , e valor médio da faixa de controle em 5°C .

As Fig. 5.15 a 5.18 apresentam o comportamento da temperatura no fluido e o consumo de energia do compressor nos experimentos destacados na Tabela 5.5, com os resultados obtidos destacados na Tabela 5.7.

Tabela 5.5 – Parâmetros experimentais para os experimentos de avaliação da faixa de controle entre 4,5°C e 5,5°C.

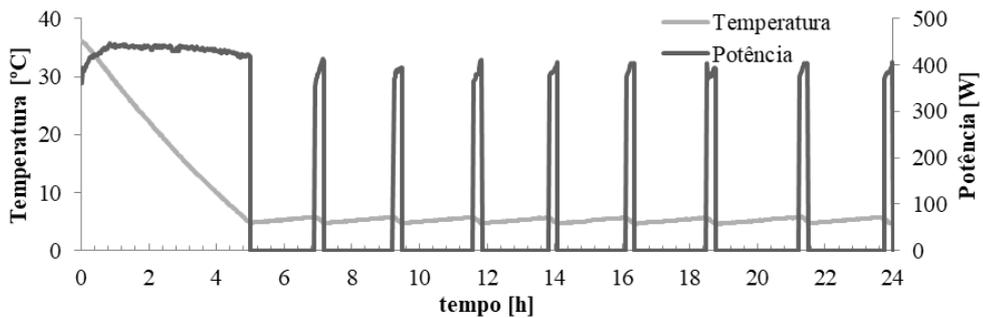
| V_{TRAB} [m ³] | F_{CP} [Hz] | Histerese Térmica [°C] | | Duração do ex- perimento [h] |
|---------------------------------|------------------|------------------------|----------|---------------------------------|
| | | Inferior | Superior | |
| 0,1 | 60 | 4,5 | 5,5 | 24 |
| 0,1 | 40 | 4,5 | 5,5 | 48 |
| 0,3 | 60 | 4,5 | 5,5 | 24 |
| 0,3 | 40 | 4,5 | 5,5 | 48 |

Figura 5.15 Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1\text{m}^3$ e $F_{CP} = 60\text{Hz}$.



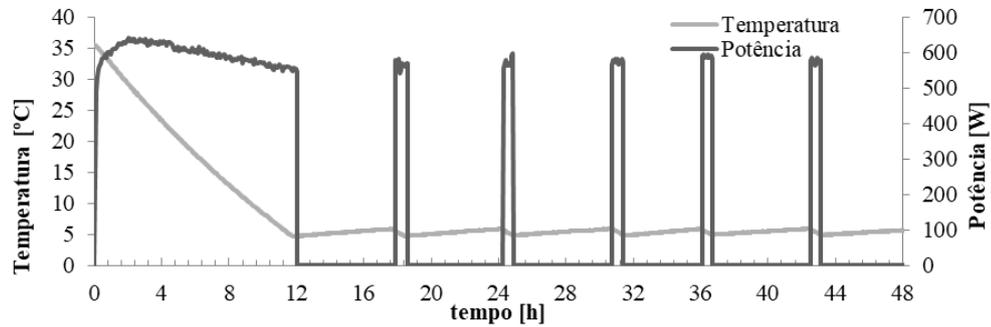
Fonte: O autor.

Figura 5.16 – Histórico de temperatura e potência. Ensaio com $V_{TRAB} = 0,1\text{m}^3$ e $F_{CP} = 40\text{Hz}$.



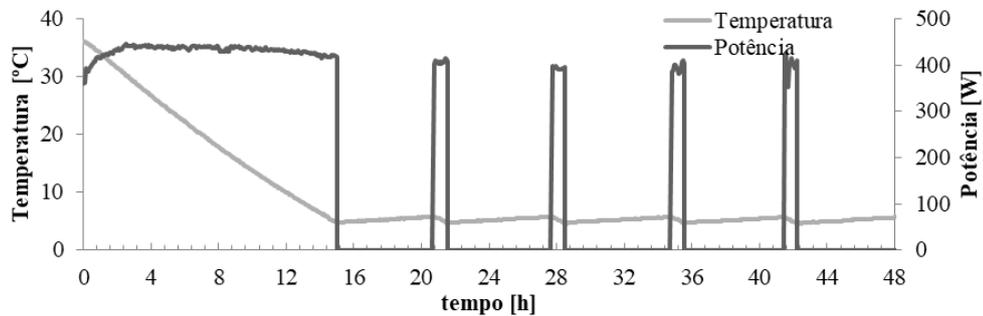
Fonte: O autor.

Figura 5.17 – Histórico de temperatura e potência. Ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 60Hz$.



Fonte: O autor.

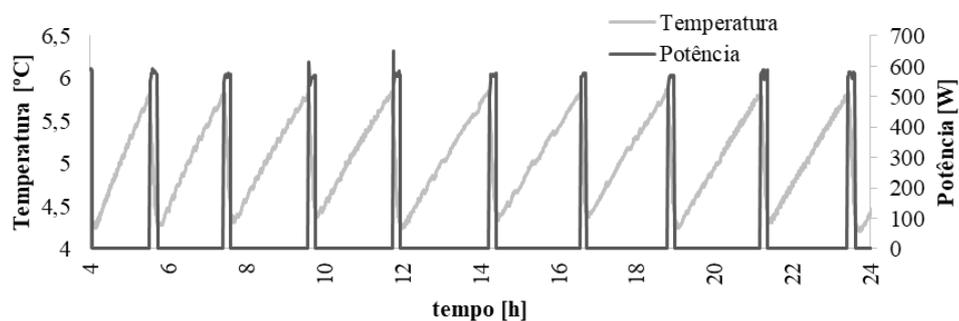
Figura 5.18 – Histórico de temperatura e potência. Ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



Fonte: O autor.

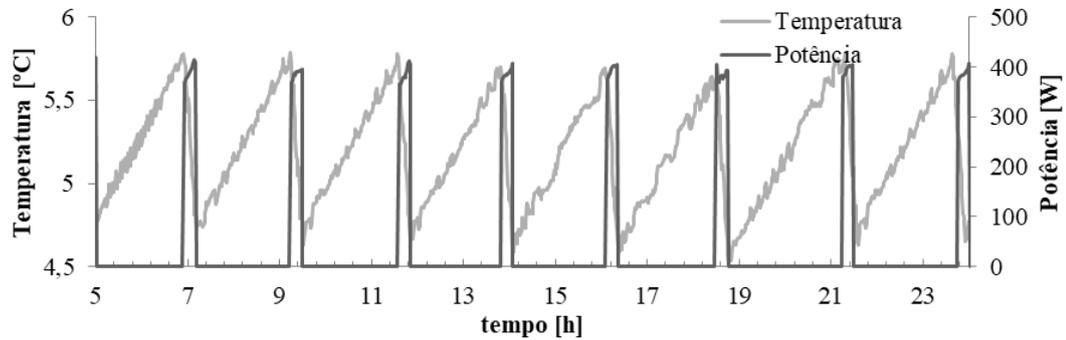
As Fig. 5.19 a 5.22 apresentam detalhes do comportamento da temperatura e potência total consumida por experimento apenas durante o regime de manutenção da temperatura, ao longo dos períodos de resfriamento.

Figura 5.19 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 60Hz$.



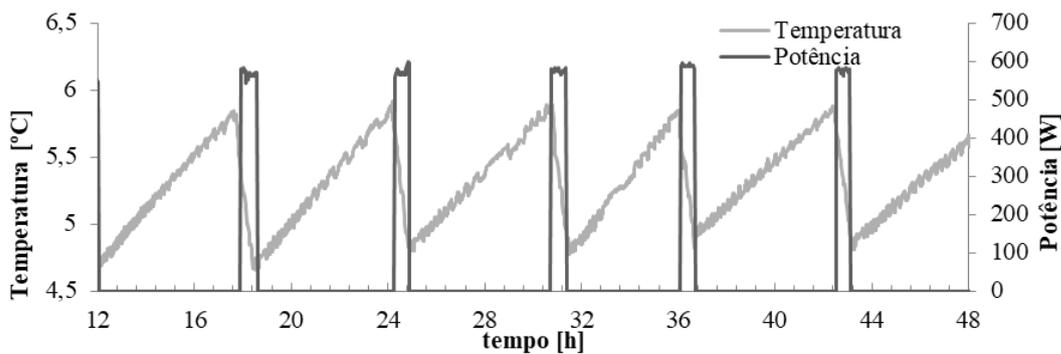
Fonte: O autor.

Figura 5.20 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



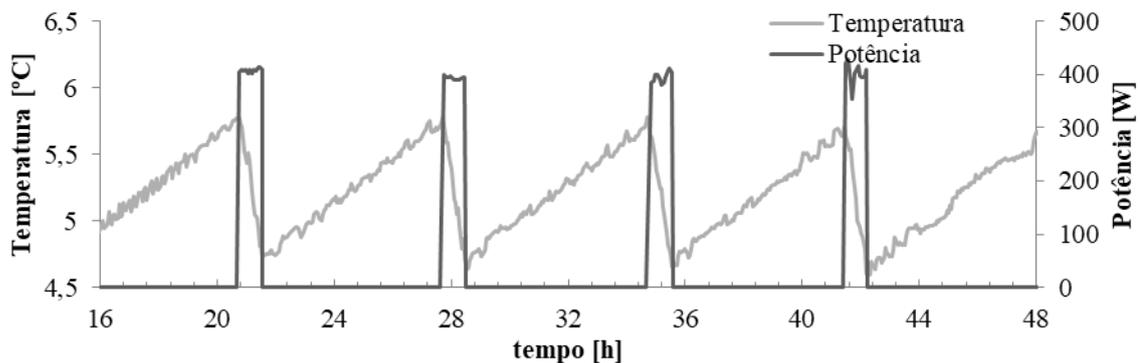
Fonte: O autor.

Figura 5.21 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 60Hz$.



Fonte: O autor.

Figura 5.22 – Histórico de temperatura e potência no período de manutenção da temperatura no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$ e $F_{CP} = 40Hz$.



Fonte: O autor.

Os resultados obtidos nos experimentos aplicando o Controle entre 4,5°C e 5,5°C são apresentados nas Tabelas 5.6 e 5.7. Vale lembrar que os dados descrevem o comportamento dos testes, excluído o intervalo inicial de resfriamento da água. As Tabelas 5.6 e 5.7 apresentam o comportamento da temperatura do tanque e a potência total consumida durante o período de manutenção da temperatura do tanque, excluindo o período de partida do experimento, de modo a detalhar o resfriamento no período de grande relevância nesta etapa do processo.

Tabela. 5.6 – Dados de consumo de energia médio para os experimentos aplicando o controle de 4,5 °C a 5.5 °C

| F _{CP} [Hz] | Volume no tanque [m ³] | V [V] | I [A] | Fator de potência [-] | Duração da partida [s] | Energia consumida na partida [MJ] | Duração média por período [s] | Tempo ligado por período [s] | Razão tempo ligado por tempo período | Energia consumida por período [MJ] | Razão energia consumida por período [J/s] |
|----------------------|------------------------------------|-------|-------|-----------------------|------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|---|
| 60 | 0,1 | 149,8 | 3,62 | 0,87 | 14520,10 | 8,81 | 5562,34 | 560,45 | 0,10 | 0,31 | 54,01 |
| 40 | 0,1 | 108,6 | 3,81 | 0,99 | 18015,51 | 7,78 | 6810,16 | 859,83 | 0,13 | 0,34 | 49,01 |
| 60 | 0,3 | 155,5 | 3,58 | 0,87 | 41642,08 | 25,20 | 18105,27 | 1626,80 | 0,08 | 0,91 | 51,18 |
| 40 | 0,3 | 110,0 | 3,95 | 1,00 | 53521,02 | 22,5 | 19652,02 | 2354,58 | 0,13 | 0,93 | 46,20 |

tp: Duração média por período

fp: Fator de potência elétrico

V: Tensão RMS aplicada ao compressor

I: Corrente RMS aplicada ao compressor

FCP: Frequência de trabalho

V_{TRAB}: Volume de trabalho

Tabela. 5.7 – Dados de temperatura para os experimentos aplicando o controle de 4,5 °C a 5,5 °C.

| F _{CP} [Hz] | V _{TRAB} [m ³] | Taxa de resfriamento na partida [°C/h] | Taxa de resfriamento rodando [°C/h] | Temperatura Ambiente [°C] | Temperatura do Fluido [°C] | | T _{ECP} [°C] | | T _{SCP} [°C] | | T _{ETC} [°C] | | T _{STC} [°C] | |
|----------------------|-------------------------------------|--|-------------------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|--------|
| | | | | | No ponto de controle | Próximo evaporador | Máx. | Min. | Máx. | Min. | Máx. | Min. | Máx. | Min. |
| 60 | 0,1 | 7,93 | 2,07 | 21,82 | 4,78 | 3,85 | 22,45 | 12,85 | 74,47 | 22,64 | 32,77 | 22,68 | 22,77 | -12,15 |
| 40 | 0,1 | 6,26 | 0,67 | 21,02 | 4,71 | 4,02 | 20,78 | 11,32 | 67,08 | 21,26 | 27,59 | 21,28 | 20,53 | -9,68 |
| 60 | 0,3 | 2,74 | 0,79 | 21,02 | 4,89 | 4,63 | 21,98 | 12,27 | 76,33 | 22,52 | 32,04 | 21,09 | 22,05 | -12,78 |
| 40 | 0,3 | 2,69 | 0,53 | 20,44 | 4,85 | 4,66 | 21,64 | 11,79 | 79,21 | 22,08 | 30,44 | 22,25 | 22,14 | -8,60 |

Uma análise sob o ponto de vista do consumo energético mostra que houve uma redução no consumo de energia do tanque com o uso do Controle 1 (4,5°C a 5,5°C), quando comparado ao Controle 2 (4°C a 6°C). Esse ganho confirma as expectativas quando à relação entre a taxa de variação da temperatura e o consumo de energia, chegando a 16% de economia no caso do experimento com 0,3m³ e frequência de 60 Hz na potência média consumida. Do mesmo modo que ocorre com o primeiro controle (controle1) avaliado, os melhores desempenhos energéticos são obtidos quando existe um maior volume de líquido a ser resfriado.

Além da economia de energia, é possível que o Controle 2 seja benéfico ao armazenamento do leite, uma vez que traz maior uniformidade da temperatura no fluido ao longo do tempo, mantendo o leite dentro de uma faixa mais estreita de temperatura, e com valor médio menor que o obtido com o Controle 1. Com isso é possível dizer que o uso do Controle 2 é melhor que o Controle 1, que segue as especificações de fábrica.

Uma ressalva deve ser adicionada nesta análise. O maior número de operações do compressor pode elevar o consumo do tanque de resfriamento, devido à elevada corrente de partida necessária pelo compressor durante sua partida. Como é proposto o uso de do inversor de frequência para controlar a operação do compressor, o mesmo permite ajustar os parâmetros de partida do compressor de modo que, além de variar a frequência de alimentação do compressor, reduza sua corrente de partida.

Analisando os dados obtidos com experimentos aplicando ambos os controles, é possível levantar importantes considerações.

- i. Quanto maior o volume de fluido a ser refrigerado, melhor a eficiência do processo, e conseqüente menor gasto de energia. Esta afirmação é confirmada para ambos os controles aplicados, sendo mais evidente este comportamento nos experimentos nos quais o compressor foi alimentado com frequência de 60Hz. Destaca-se também que as menores taxas de resfriamento resultam em menor consumo de energia elétrica.
- ii. A redução na faixa de histerese térmica no controle ON-OFF do compressor resultou na redução do consumo de energia para a manutenção da temperatura do tanque. Mesmo com um número maior de partidas, a relação entre o tempo ligado para redução da temperatura do tanque nos experimentos com a faixa de histerese entre 4,5°C e 5,5°C resultou em um consumo menor que aquele controle com faixa entre 4°C e 6°C. Essa redução é re-

lacionada à menor taxa de resfriamento necessário para manter a temperatura do tanque, reduzindo as perdas térmicas para o ambiente.

- iii. Com base nos resultados obtidos, é visto que com faixa de controle de temperatura menor resulta em melhor rendimento do tanque, para qualquer volume de fluido presente neste. Baseado nesta conclusão foi proposto um controle que permite manter a menor variação da temperatura interna do fluido. Além disso, este controle deve ajustar a taxa de resfriamento, de modo a evitar os grandes gradientes de temperaturas ocorridos na água nos experimentos com pequenos volumes (abaixo de $0,1\text{m}^3$). Para isso a frequência de trabalho do compressor foi ajustada por meio de um controle PID (proporcional-integrativo-derivativo), a ser detalhado a seguir.

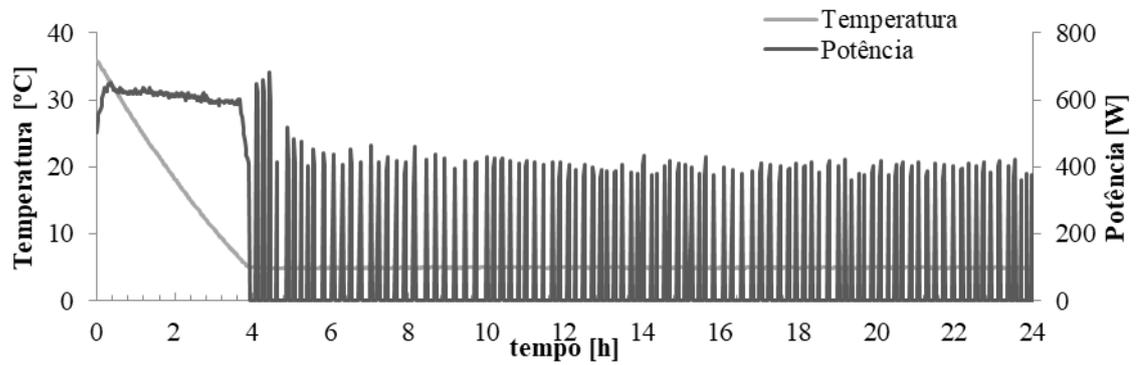
5.1.3. Controle de Temperatura por Meio de Controlador PID

Com base nos testes anteriores, foi visto que o volume de água a ser resfriada e a faixa de temperatura aplicada ao controle da temperatura afetam o consumo de energia elétrica da unidade resfriadora. A partir dessas análises, foi aplicado o controle do tipo PID (proporcional-integrativo-derivativo), detalhado no Cap. 4. Por meio da metodologia descrita no Cap. 4, foram obtidas as constantes para o controlador destacadas na Tab. 5.8. As Fig. 5.23 e Fig. 5.24 apresentam respectivamente o comportamento da temperatura do tanque e potência consumida para o experimento com carga de $0,1\text{m}^3$, e as frequências calculadas pelo controlador e aplicadas ao compressor. Do mesmo modo, as Fig. 5.25 e 5.26 apresentam os dados de temperatura e potência elétrica, e frequência obtidos para o experimento com $0,3\text{m}^3$ de água.

Tabela 5.8 – Dados experimentais para o ensaio do controlador PI

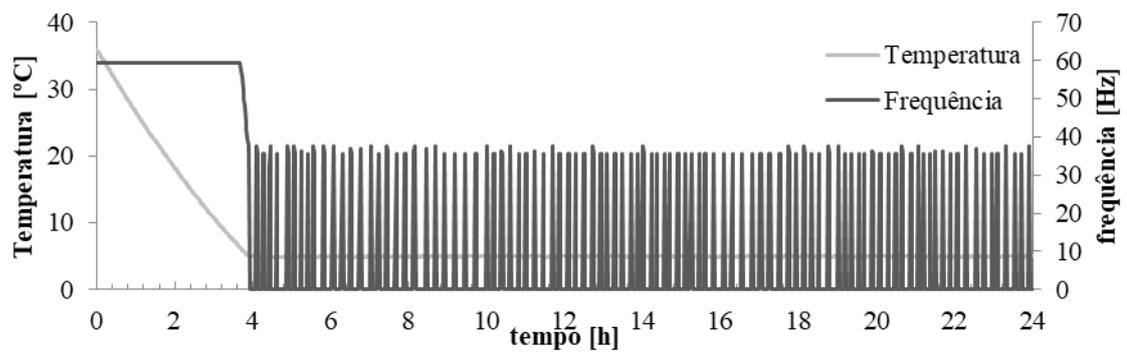
| Volume de água [m^3] | Constantes | | | Duração do experimento [h] |
|---------------------------------|------------|-------|-------|----------------------------|
| | K_p | K_i | K_d | |
| $0,1\text{m}^3$ | 0,01 | 0,00 | 0,00 | 24 |
| $0,3\text{m}^3$ | 0,01 | 0,00 | 0,00 | 48 |

Figura 5.23 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$.



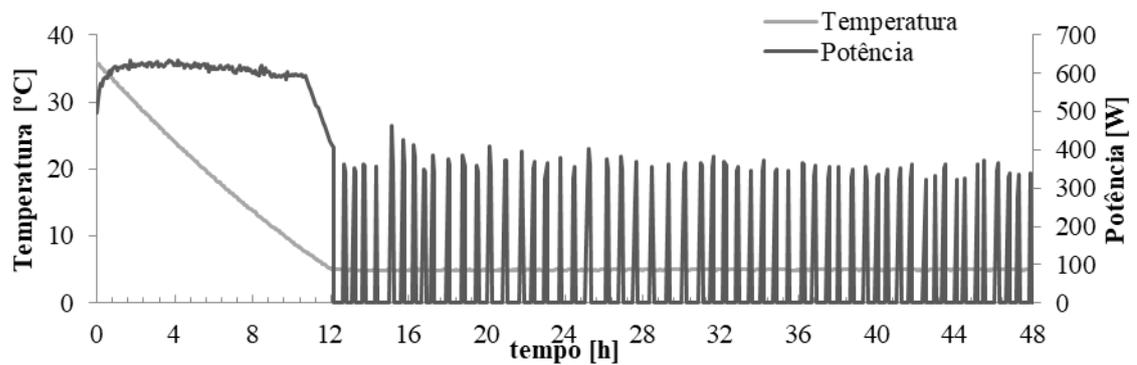
Fonte: O autor.

Figura 5.24 – Frequências impostas ao compressor no ensaio com $V_{TRAB} = 0,1m^3$.



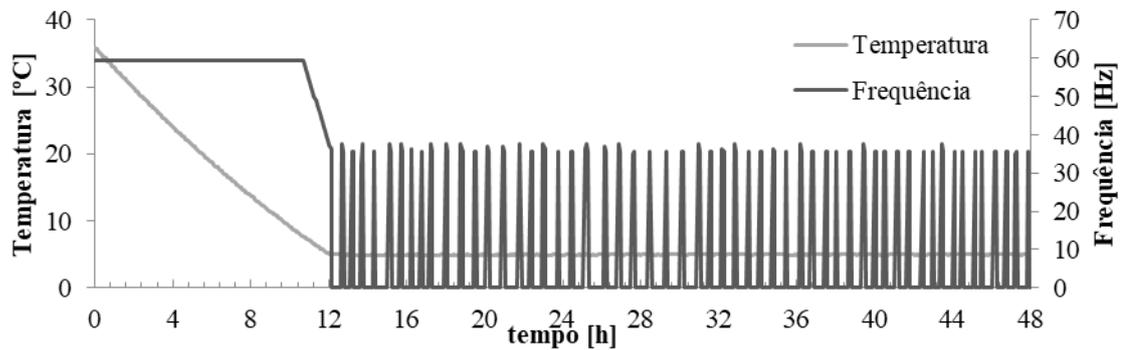
Fonte: O autor.

Figura 5.25 – Histórico de temperatura e potência no ensaio com $V_{TRAB} = 0,3m^3$.



Fonte: O autor.

Figura 5.26 – Frequências impostas ao compressor no ensaio com $V_{\text{TRAB}} = 0,3\text{m}^3$.



Fonte: O autor.

As Tabela 5.9 e Tabela 5.10 apresentam, respectivamente, o resumo dos dados de energia e temperatura referentes obtidos para os experimentos aplicando o controle PID. Vale lembrar que nesses experimentos a frequência varia ao longo do experimento, conforme a diferença entre a temperatura de referência e a do fluido, não sendo uma constante ao longo do experimento.

Tabela 5.9 – Dados de consumo de energia médio para os experimentos aplicando o controle PID

| Volume no tanque [m ³] | F _{CP} [Hz] | V [V] | I [A] | Fator de potência [-] | Duração da partida [s] | Energia consumida na partida [MJ] | Duração média por período [s] | Tempo ligado por período [s] | Razão tempo ligado por tempo período | Energia consumida por período [MJ] | Razão energia consumida por período [J/s] |
|------------------------------------|----------------------|-------|-------|-----------------------|------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|---|
| 0,1 | 35 | 112,2 | 3,62 | 0,99 | 14064 | 8,47 | 744,85 | 56,43 | 0,07 | 0,23 | 31,03 |
| 0,3 | 36 | 110,0 | 3,65 | 1,00 | 41642,08 | 25,20 | 2383,52 | 169,29 | 0,08 | 0,67 | 28,12 |

tp: Duração média por período

fp: Fator de potência elétrico

V: Tensão RMS aplicada ao compressor

I: Corrente RMS aplicada ao compressor

FCP: Frequência de trabalho

V_{TRAB} : Volume de trabalho

Tabela 5.10 – Dados de temperatura para os experimentos aplicando o controle PID.

| V_{TRAB} [m ³] | Taxa de resfriamento na partida [°C/h] | Taxa de resfriamento o rodando [°C/h] | Temperatura Ambiente [°C] | Temperatura do Fluido [°C] | | T_{ECP} [°C] | | T_{SCP} [°C] | | T_{ETC} [°C] | | T_{STC} [°C] | |
|-------------------------------------|--|---------------------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|
| | | | | No ponto de controle | Próximo evaporador | Mín. | Máx. | Mín. | Máx. | Mín. | Máx. | Mín. | Máx. |
| 0,1 | 7,88 | 0,004 | 20,72 | 4,94 | 4,85 | 8,50 | 20,20 | 22,01 | 55,03 | 18,03 | 27,14 | -7,03 | 12,60 |
| 0,3 | 2,87 | 0,003 | 20,04 | 4,89 | 4,66 | 7,30 | 21,64 | 22,08 | 56,33 | 22,25 | 30,44 | -6,32 | 22,14 |

Mesmo não apresentado, vale discorrer sobre o comportamento da temperatura e do consumo de energia com relação às constantes. Nos casos onde o valor de K_p foi muito menor que o apresentado na Tabela 5.8, o controlador apresentava um atraso muito grande para atuar sobre a temperatura, resultando em menos partidas do compressor, porém se mantinha mais tempo ligado, e submetido a frequências mais altas. Este comportamento resultava em uma variação maior na temperatura do tanque, com um gasto maior de energia elétrica. Já no caso de valores de K_p muito maiores, o controlador se tornava muito sensível à variação da temperatura, o que resultava em um número grande de partidas, com uma razão entre o tempo no qual o compressor é mantido ligado e desligado muito baixa, resultando em um gasto maior de energia. No caso da constante $K_i T_s$, caso seja muito pequena ela afeta pouco no consumo de energia, uma vez que varia pouco o comportamento do controlador. Já para valores $K_i T_s$ altos, o controle se tornava instável.

5.2. Análise Termodinâmica dos Resultados Experimentais

5.2.1. Controle ON-OFF com Faixa de Controle entre 4°C e 6°C

A análise termodinâmica do processo de resfriamento é apresentada na Tabela 5.11. Vale lembrar que a potência elétrica do compressor aplicada na análise termodinâmica é obtida por meio da potência ativa do compressor, obtida pelo produto entre a tensão, a corrente e o fator de potência do compressor para as diferentes frequências. Esta potência é menor ou igual à potência medida na entrada do compressor, devido as perdas oriundas da magnetização das partes do compressor. Uma vez que não foi possível mensurar a variação da pressão ao longo do ciclo de refrigeração, a análise se baseia nas temperaturas obtidas e nos parâmetros estimados.

Com base nos dados calculados, é visto que independente do volume de trabalho, os maiores valores para o COP são obtidos quando o compressor opera em $F_{CP} = 40\text{Hz}$, tendo aumento médio de 20% quando comparado à $F_{CP} = 60\text{Hz}$, indicando a maior eficiência no processo de refrigeração.

A temperatura de entrada do compressor para os experimentos com $F_{CP} = 40\text{Hz}$ é menor que quando opera em $F_{CP} = 60\text{Hz}$. Com isso, o volume específico do refrigerante é menor,

reduzindo a taxa de compressão aplicada pelo compressor e conseqüentemente elevando a eficiência do processo de refrigeração. Além disso, a temperatura de descarga do compressor T_{SCP} é menor, reduzindo as perdas para o ambiente.

Uma vez que não foi medida a temperatura de evaporação, esta temperatura será admitida como o valor médio entre a temperatura T_{SVE} e T_{ECP} . Sabendo que o melhor rendimento é atingido com a maior temperatura de evaporação e a menor temperatura de condensação, os experimentos com $F_{CP} = 40\text{Hz}$ novamente atinge as características necessárias para o melhor desempenho.

Tabela 5.11 – Resultados experimentais e calculados conforme os testes para $0,1\text{m}^3$ e $0,3\text{m}^3$ de água no tanque para uma faixa de controle entre 4°C e 6°C .

| Volume no tanque [m ³] | F_{CP} [Hz] | COP [-] | QEV [W] | T_{STC} [°C] | T_{ECP} [°C] | T_{SCP} [°C] | T_{CD} [°C] | W_{CPE} [W] | W_{CPC} [Kj/kg] | m [kg/s] |
|------------------------------------|---------------|---------|---------|----------------|----------------|----------------|---------------|---------------|-------------------|----------|
| 0,1 | 60 | 2,64 | 1332 | -11,05 | 12,05 | 89,34 | 32,77 | 504,1 | 47,2 | 0,05867 |
| 0,1 | 50 | 2,68 | 1329 | -10,75 | 11,76 | 79,02 | 30,89 | 496,0 | 38,82 | 0,05867 |
| 0,1 | 40 | 3,22 | 1321 | -9,79 | 11,43 | 72,94 | 29,50 | 409,6 | 34,05 | 0,05867 |
| 0,3 | 60 | 2,63 | 1337 | -12,18 | 12,07 | 88,29 | 32,04 | 508,0 | 46,32 | 0,05854 |
| 0,3 | 50 | 2,66 | 1330 | -11,20 | 12,01 | 80,84 | 31,02 | 499,5 | 40,2 | 0,05854 |
| 0,3 | 40 | 3,10 | 1316 | -9,10 | 11,99 | 75,49 | 30,44 | 424,5 | 35,77 | 0,05854 |

F_{CP} : Frequência aplicada no compressor;

T_{STC} : Temperatura na saída do tubo capilar;

T_{SCP} : Temperatura na saída do compressor;

W_{CPE} : Potência compressor experimental;

W_{CPC} : Energia consumida pelo compressor;

m: Vazão mássica estimada considerando a eficiência do compressor em 50%;

COP: Coeficiente de eficácia;

T_{ECP} : Temperatura na entrada do compressor;

T_{CD} : Temperatura de condensação;

QEV: Capacidade de refrigeração;

5.2.2. Controle ON-OFF com Faixa de Controle entre 4,5°C e 5,5°C

Sob o ponto de vista quantitativo, a Tab. 5.12 mostra os resultados obtidos para a análise termodinâmica do processo de resfriamento do tanque para o Controle de 4,5°C a 5,5°C.

Tabela 5.12 – Dados experimentais e calculados para os experimentos com o controle entre 4,5 °C e 5,5 °C.

| Volume no tanque [m ³] | F _{CP} [Hz] | COP [-] | QEV [W] | T _{STC} [°C] | T _{ECP} [°C] | T _{SCP} [°C] | T _{CD} [°C] | W _{CPE} [W] | W _{CPC} [Kj/kg] | m [kg/s] |
|------------------------------------|----------------------|---------|---------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|--------------------------|----------|
| 0,1 | 60 | 3,38 | 1593 | -12,15 | 12,85 | 74,47 | 32,2 | 471,8 | 34,30 | 0,06962 |
| 0,1 | 40 | 3,83 | 1566 | -9,68 | 11,32 | 67,08 | 29,6 | 409,6 | 29,21 | 0,06962 |
| 0,3 | 60 | 2,80 | 1357 | -12,78 | 12,27 | 76,33 | 31,9 | 484,3 | 36,27 | 0,05919 |
| 0,3 | 40 | 3,05 | 1326 | -8,68 | 11,79 | 79,21 | 31,3 | 434,3 | 39,01 | 0,05919 |

F_{CP}: Frequência aplicada no compressor;

T_{STC}: Temperatura na saída do tubo capilar;

T_{SCP}: Temperatura na saída do compressor;

W_{CPE}: Potência compressor experimental;

W_{CPC}: Energia consumida pelo compressor;

m: Vazão mássica estimada considerando a eficiência do compressor em 50%;

COP: Coeficiente de eficácia;

T_{ECP}: Temperatura na entrada do compressor;

T_{CD}: Temperatura de condensação;

QEV: Capacidade de refrigeração;

5.2.3. Controle PID

A Tabela 5.13 apresenta a análise termodinâmica do processo de resfriamento quando aplicado o controle PID.

Tabela 5.13 – Dados experimentais e calculados para os experimentos com o Controle PID.

| Volume no tanque [m³] | F_{CP} [Hz] | COP [-] | QEV [W] | T_{STC} [°C] | T_{ECP} [°C] | T_{SCP} [°C] | T_{CD} [°C] | W_{CPE} [W] | W_{CPC} [Kj/kg] | m [kg/s] |
|---|----------------------------|----------------|----------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------------------|-----------------|
| 0,1 | 35 | 4,59 | 1865 | -7,03 | 8,5 | 55,03 | 27,17 | 406,3 | 20,97 | 0,0968 |
| 0,3 | 36 | 4,42 | 1820 | -6,32 | 7,5 | 56,33 | 30,44 | 411,6 | 22,82 | 0,0879 |

F_{CP}: Frequência aplicada no compressor;

T_{STC}: Temperatura na saída do tubo capilar;

T_{SCP}: Temperatura na saída do compressor;

W_{CPE}: Potência compressor experimental;

W_{CPC}: Energia consumida pelo compressor;

m: Vazão mássica estimada considerando a eficiência do compressor em 50%;

COP: Coeficiente de eficácia;

T_{ECP}: Temperatura na entrada do compressor;

T_{CD}: Temperatura de condensação;

QEV: Capacidade de refrigeração;

5.3. Comparativos Entre os Sistemas de Controles Avaliados

Após realizados os ensaios, serão comparados os desempenhos de cada controle por meio da análise do consumo de energia elétrica média e dos parâmetros termodinâmicos obtidos.

As Tabelas 5.14 e 5.15 apresentam um comparativo sobre os dados de COP, QEV e potência consumida para os experimentos realizados com o volume de trabalho de 0,1 m³ e 0,3 m³ respectivamente. As Fig. 5.27 e Fig. 5.28 apresentam graficamente um comparativo entre os parâmetros obtidos para todos os experimentos realizados.

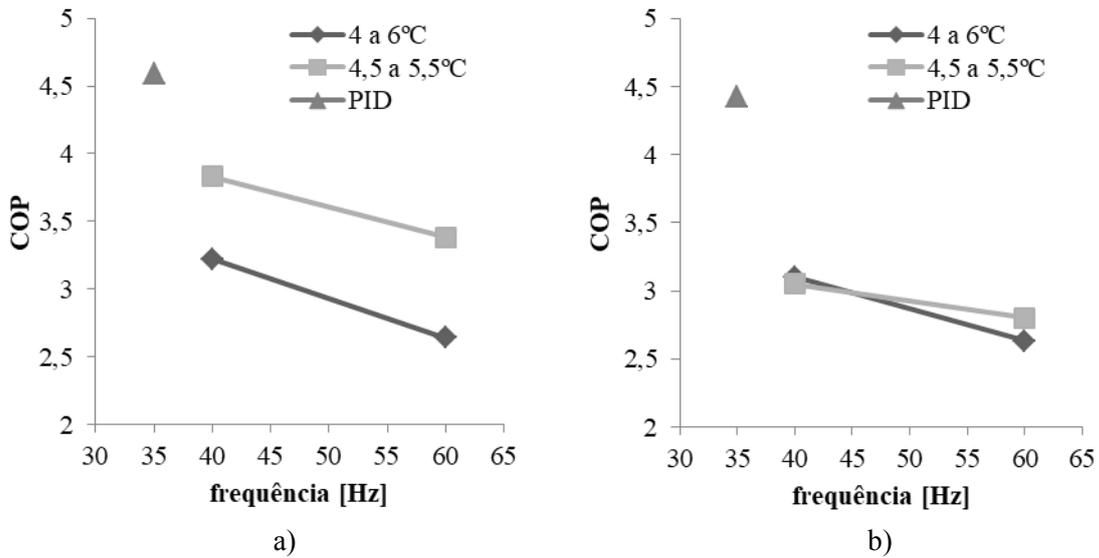
Tabela 5.14 – Parâmetros obtidos nos experimentos com $V_{\text{TRAB}} = 0,1 \text{ m}^3$

| Volume | Controle | Frequência | COP | W | QEV |
|--------|------------|------------|------|-------|------|
| 0,1 | 4 a 6 | 60 | 2,64 | 504,1 | 1332 |
| 0,1 | 4 a 6 | 50 | 2,68 | 496 | 1329 |
| 0,1 | 4 a 6 | 40 | 3,22 | 409,6 | 1321 |
| 0,1 | 4,5 a 5,5 | 60 | 3,38 | 471,8 | 1593 |
| 0,1 | 4,5 a 5,5 | 40 | 3,83 | 409,6 | 1566 |
| 0,1 | PID (4,85) | 35 | 4,59 | 406,3 | 1865 |

Tabela 5.15 – Parâmetros obtidos nos experimentos com $V_{\text{TRAB}} = 0,3 \text{ m}^3$

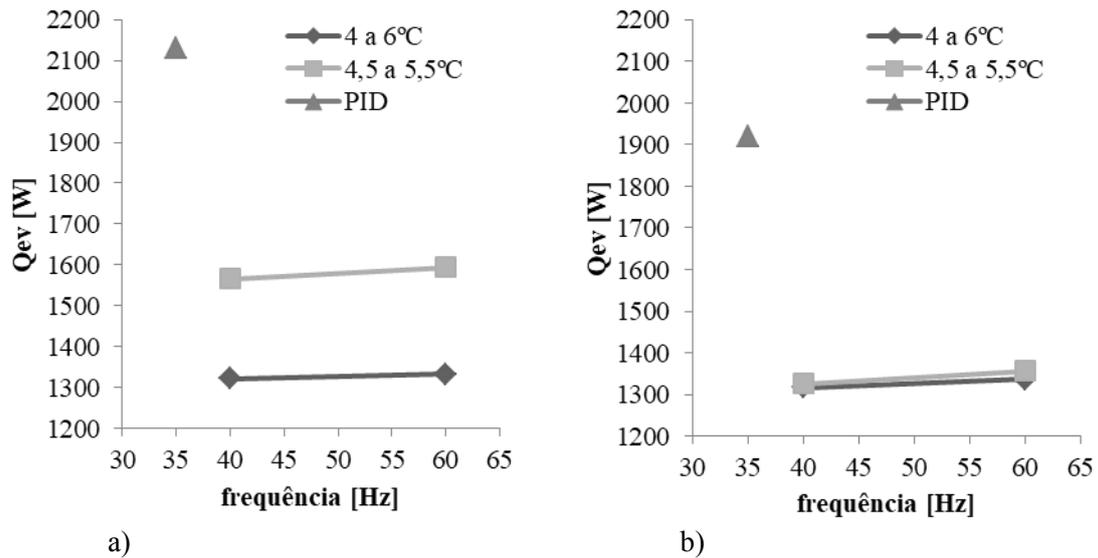
| Volume | Controle | Frequência | COP | W | QEV |
|--------|-----------|------------|------|-------|------|
| 0,3 | 4 a 6 | 60 | 2,63 | 508 | 1337 |
| 0,3 | 4 a 6 | 50 | 2,66 | 499,5 | 1330 |
| 0,3 | 4 a 6 | 40 | 3,1 | 424,5 | 1316 |
| 0,3 | 4,5 a 5,5 | 60 | 2,8 | 484,3 | 1357 |
| 0,3 | 4,5 a 5,5 | 40 | 3,05 | 434,3 | 1326 |
| 0,3 | PID (4,7) | 36 | 4,42 | 411,6 | 1820 |

Figura 5.27 – Comparativo entre os COP's obtidos para os experimentos realizados. a) $V_{\text{TRAB}} = 0,1 \text{ m}^3$. b) $V_{\text{TRAB}} = 0,3 \text{ m}^3$.



Fonte: O autor

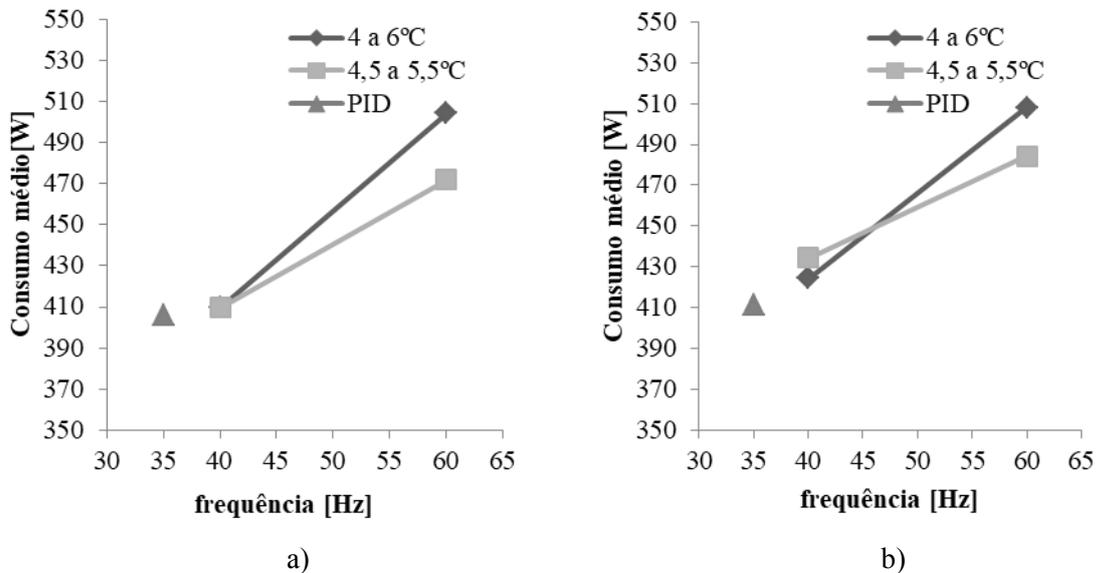
Figura 5.28 – Comparativo entre os QEV's obtidos para os experimentos realizados. a) $V_{\text{TRAB}} = 0,1 \text{ m}^3$. b) $V_{\text{TRAB}} = 0,3 \text{ m}^3$.



Fonte: O autor.

Sob o ponto de vista de consumo de energia elétrica, a Fig. 5.29 apresenta as potências médias obtidas nos ensaios realizados empregando os diferentes controles (ON-OFF e PID) para a manutenção da temperatura no tanque nos experimentos de $0,1 \text{ m}^3$ e $0,3 \text{ m}^3$.

Figura 5.29 – Consumo médio de energia por controle aplicado. a) $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$. b) $V_{TRAB} = 0,3 \text{ m}^3$.



Fonte: O autor.

Com base na Fig. 5.29, percebe-se que independente do volume do tanque o controle PID sempre consumirá uma potência média menor que os controles do tipo ON-OFF, mostrando que este tipo de controle é válido para a economia de energia elétrica.

As Tabelas 5.16 e 5.17 mostram a variação percentual dos parâmetros termodinâmicos e do consumo de energia quando comparado à configuração original do tanque (Controle 4°C a 6°C e $F_{CP} = 60\text{Hz}$). Vale lembrar que esta estimativa já considera a redução no consumo devido ao controle de corrente de partida do compressor em todos os experimentos, já que nenhum deles foi realizado com partida direta do compressor (como na configuração de fábrica), mas sim com o controle via inversor de frequência. Uma vez que os controles que não operam com frequência de trabalho de 60Hz são possíveis apenas com o uso do inversor de frequência, é válida uma estimativa de retorno financeiro com a mudança do sistema de controle de temperatura devido à adição desse componente. Será considerado o valor pago por KWh por um consumidor rural normal, em bandeira verde, no município de Uberlândia – MG.

Tabela 5.16 – Variação percentual dos parâmetros termodinâmicos e de consumo dos experimentos com $V_{TRAB} = 0,1 \text{ m}^3$ quando comparados à operação padrão do tanque.

| Volume [m ³] | Controle [°C] | Frequência [Hz] | ΔCOP [%] | ΔWcp [%] | ΔQEV [%] |
|-----------------------------|------------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|
| 0,1 | 4 a 6 | 60 | - | - | - |
| 0,1 | 4 a 6 | 50 | 1,52 | -1,61 | -0,23 |
| 0,1 | 4 a 6 | 40 | 21,97 | -18,75 | -0,83 |
| 0,1 | 4,5 a 5,5 | 60 | 28,03 | -6,41 | 19,59 |
| 0,1 | 4,5 a 5,5 | 40 | 45,08 | -18,75 | 17,57 |
| 0,1 | PID (4,85) | 35 | 73,86 | -19,40 | 59,91 |

Tabela 5.17 – Variação percentual dos parâmetros termodinâmicos e de consumo dos experimentos com $V_{\text{TRAB}} = 0,3 \text{ m}^3$ quando comparados à operação padrão do tanque.

| Volume [m ³] | Controle [°C] | Frequência [Hz] | ΔCOP [%] | ΔWcp [%] | ΔQEV [%] |
|-----------------------------|------------------|--------------------|-------------|-------------|-------------|
| 0,3 | 4 a 6 | 60 | - | - | - |
| 0,3 | 4 a 6 | 50 | 1,14 | -1,67 | -0,52 |
| 0,3 | 4 a 6 | 40 | 17,87 | -16,44 | -1,57 |
| 0,3 | 4,5 a 5,5 | 60 | 6,46 | -4,67 | 1,50 |
| 0,3 | 4,5 a 5,5 | 40 | 15,97 | -14,51 | -0,82 |
| 0,3 | PID (4,7) | 36 | 68,06 | -18,98 | 43,61 |

A partir desse período, a economia de energia poderia ser convertida em redução no custo da produção do leite ou aumento nos lucros do produtor rural.

A Tabela 5.18 apresenta um estudo referente ao tempo de retorno do investimento do pequeno produtor de leite com a instalação do inversor de frequência no resfriador de leite, sendo que o valor deste está estimado em R\$ 700,00.

Tabela 5.18 – Tempo de retorno do investimento do pequeno produtor.

| Volume [m ³] | Forma de controle | Potência [W] | Tempo ligado por dia [h] | Valor mensal a pagar (tarifa + impostos) [R\$] | Retorno de investimento [meses] |
|--------------------------|---|--------------|--------------------------|--|---------------------------------|
| 0,1 | Configuração original (60 Hz 4°C a 6°C) | 622,64 | 6,68 | 92,64 | 13,7 |
| | Configuração Otimizada (PID) | 410,27 | 4,54 | 41,51 | |
| 0,3 | Configuração original (60 Hz 4°C a 6°C) | 613,46 | 5,74 | 78,51 | 17,3 |
| | Configuração Otimizada (PID) | 401,50 | 4,26 | 38,08 | |

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

No Brasil estima-se que existam cerca de 1,3 milhões de produtores de leite, com uma ampla faixa de produção, sendo estimado que cerca de 86% destes produtores são considerados de muito pequeno à médio produtor (EMBRAPA, 2018). Esses produtores enfrentam diferentes problemas, sendo alguns deles relacionados aos tanques de resfriamento de leite como, por exemplo, a pouca ou nenhuma flexibilidade no controle da temperatura conforme o volume de leite armazenado ou sistemas eletrônicos para controle da temperatura de baixa qualidade, que resultam em um consumo de energia elevado e redução na qualidade do leite armazenado.

Por esses motivos o presente trabalho teve como objetivo o estudo sobre a viabilidade econômica da instalação de inversores de frequência em tanques de resfriamento de leite utilizados por pequenos produtores de leite, com o intuito de melhorar o consumo de energia elétrica. Por meio do inversor de frequência, foi possível aplicar diferentes tipos de controle da temperatura do tanque, alterar a frequência de operação do compressor, além de minimizar os impactos na rede elétrica durante as manobras do compressor.

Como inovação, este trabalho se dedica na melhoria de equipamentos disponíveis no mercado, permitindo aos produtores que já possuem estes equipamentos reduzirem o gasto com energia diante de poucas alterações. Para isso foram realizados diversos ensaios utilizando um tanque de resfriamento instalado no Laboratório de Acústica e Vibrações (LAV) da FEMEC - UFU, no qual foram realizadas modificações conforme detalhadas no Capítulo IV.

A fim de obter um melhor consumo de energia para diferentes volumes de trabalho do tanque, foram realizados ensaios com dois volumes de líquido (nos ensaios foi utilizado água) dentro do tanque ($0,1\text{m}^3$ e $0,3\text{m}^3$), sendo que a capacidade limite do reservatório é de $0,35\text{m}^3$. Com isso esperava-se compreender o comportamento do consumo de energia com o tanque operando com volumes diferentes de leite.

Foram realizados testes aplicando três tipos de controle de temperatura, sendo dois do tipo ON-OFF, com histereses térmicas de 4°C a 6°C e $4,5^\circ\text{C}$ e $5,5^\circ\text{C}$, e outro utilizando um controlador do tipo PID (Proporcional-Integrativo-Derivativo), como descrito no Capítulo V. Para os testes ON-OFF, foram avaliadas três frequências de operação (60Hz, 50Hz e 40Hz),

escolhidas dentro da faixa de variação permitida pelo compressor alternativo existente no tanque de resfriamento.

No que diz respeito à eficiência energética as principais conclusões desta tese foram:

Para o volume de líquido de $0,1 \text{ m}^3$ e histerese térmica de 4°C a 6°C , obteve-se um aumento no COP operando a 40Hz de 22% e do PID de 73%

Para o volume de líquido de $0,1 \text{ m}^3$ e histerese térmica de $4,5^\circ\text{C}$ a $5,5^\circ\text{C}$, o aumento do COP a 40Hz foi de 45% e do PID de 73%.

Para volume de líquido de $0,3 \text{ m}^3$ e histerese térmica de 4°C a 6°C o aumento do COP à 40Hz foi de 18% e do PID foi de 68%.

Para volume de líquido de $0,3 \text{ m}^3$ e histerese térmica de $4,5^\circ\text{C}$ a $5,5^\circ\text{C}$ à 40Hz foi de 16% e do PID de 68%.

Em síntese, constatou-se que a maior eficiência energética do sistema foi obtida com uma menor frequência de operação, menor volume de líquido no reservatório e menor histerese térmica

No que tange à economia de energia as principais conclusões desta tese foram:

Para histerese térmica de 4 a 6°C , com volume de trabalho de $0,1 \text{ m}^3$, a economia média de consumo de energia elétrica foi de 12% com o sistema operando a 40 Hz em relação a 60Hz

Para histerese térmica de 4 a 6°C e volume de trabalho de $0,3 \text{ m}^3$, a economia média de consumo de energia elétrica foi de 10% com o sistema operando a 40 Hz em relação a 60Hz.

Para histerese térmica de 4,5 a $5,5^\circ\text{C}$, com volume de trabalho de $0,1 \text{ m}^3$, a economia média de consumo de energia elétrica foi de 13% com o sistema operando a 40 Hz em relação a 60Hz.

Para histerese térmica de 4,5 a 5,5°C, com volume de trabalho de 0,3 m³, a economia média de consumo de energia elétrica foi de 12% com o sistema operando a 40 Hz em relação a 60Hz.

Resumindo, quanto menor for a frequência de operação do sistema, maior será o fator de potência, independente do volume de trabalho e da histerese térmica.

Como conclusão final, este trabalho mostrou a viabilidade técnica da utilização de inversores de frequência monofásicos nos sistemas de resfriamento de leite atuais com o intuito de economizar energia em pequenas propriedades rurais.

SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

1. Para estas unidades de resfriadores de líquido (leite), sugere-se substituir o tubo capilar por válvula de expansão termostática para melhorar o desempenho destas no que tange:
 - 1.1. Controlar a passagem do fluido refrigerante até o evaporador
 - 1.2. Gerar uma redução de pressão do refrigerante para que possa ser evaporado
 - 1.3. Controlar o superaquecimento do sistema (entrada do compressor).
2. Aplicação direta em sistemas existentes liga – desliga (ON – OFF)
3. Desenvolvimento de um kit (inversor universal trifásico / monofásico)

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adamczuk, J. V., Fagundes, G. K. e Silva, V. G., 2014. “Influência da refrigeração e avaliação da qualidade microbiológica do leite cru durante o período de armazenamento na fazenda”. *Cultivando o Saber*. Volume 7, no. 4, p. 285 a 391.

Apréa, M. and Mastrullo, R., 2002. “Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using r22 and r407c”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 206–218. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00071-0](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00071-0).

Apréa M., Mastrullo, R. e Renno C., 2009. "Determination of the compressor optimal working conditions". *Applied Thermal Engineering*", v. 29, pp. 1991–1997. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.10.002>.

Bandarra Filho E. P., Garcia F. M., Mendoza O. S. H., 2006. "Sistema de Resfriamento de líquido - Monitoramento e Controle - Parte I". *Climatização & Refrigeração*, v. 59, p. 43-48.

Barther C. e Götz, T., 2012. "The overall corlideira saving potential from domestic refrigerators and freezers". Wuppertal, Germany. Wuppertal Institute for Climate, Environment and Energy.

Bansal H. O., Sharma R. e Sheeraman, P. R., 2012. “PID controller tuning techniques: a review”. *Journal of control engineering and technology*, v. 2, n. 4, pp. 168-176.

Batista, A. P., 2006, "Monitoração e Controle de Processos Térmicos em Edificações por meio de um Sistema Distribuído. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.

Bejerano G., Alfaya J. A., Rodríguez D., Morilla F. E Ortega M. G., 2018. "Benchmark for PID control of Refrigeration Systems based on Vapour Compression". *Preprints of the 3rd IFAC Conference on Advances in Proportional-Integral-Derivative Control*, Ghent, Belgium, May 9-11, pp. 497-502. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.06.144>.

BITZER Compressors, 2000. <http://www.bitzer.de/>.

BRASIL, 2011. “Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Instrução Normativa Nº-62, de 29 de Dezembro de 2011”. Brasília: Diário Oficial da União de 30 de dezembro de 2011.

Buzelin, L. O. S., 2003. “Concepção e desenvolvimento teórico-experimental de um sistema de refrigeração inteligente”. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR.

Carvajal, F., 2004. "Implementação de uma bancada de ensaios para análise de estratégias de controle de sistemas de refrigeração de ar-condicionado”. Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2012. “Thermodynamics”. Seventh ed. McGraw-Hill.

Choi M, Kim YC., 2003. "Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. Energy. 28, pp. 141-155. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00113-5](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00113-5).

EMBRAPA, 2017. “Produtores de leite atendidos pelo projeto Balde Cheio dobram produtividade”. 22/05/2017. Link <https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/22985511/produtores-de-leite-atendidos-pelo-projeto-balde-cheio-dobram-productividade> acessado em 09/20/2018.

Cohen R., Hamilton, J.F. and Pearson, J. T., 1974. “Possible energy conservation through the use of variable-capacity compressor”. Proc. Purdue Compressor Technology Conf., Purdue, USA (1974), pp. 50-54.

Ekren, O., Celik, S., Noble, B., Krauss, R., 2013. Performance evaluation of a variable speed DC compressor. Int. J. Refrig. 36, pp. 745–757. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.09.018>.

El-Bahloul A. A.M., Ali A. H. H e Ookawara A., 2015. “Performance and sizing of solar driven dc motor vapor compression refrigerator with thermal storage in hot arid remote areas”. Energy Procedia 70, pp. 634-643. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.171>.

Flabes Neto, P. B., 2013. “Uma Metodologia para Otimização Geométrica de Serpentina de Compressores Herméticos”. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia-MG.

Garcia, F. E. M., 2006. “Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração”. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Garcia, F. E. M., 2010. “Avaliação teórico - experimental de técnicas de controle fuzzy aplicadas a sistemas de refrigeração”. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Gullo P., Hafner A. e Banasiak, K., 2018. "Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives". *International Journal of Refrigeration*, 93, pp. 269–310. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>.

Hamad A. J., Khalifa A. H. N. e Khalaf D. Z., 2018. "The Effect of Compressor Speed Variation and Vapor Injection on the Performance of Modified Refrigeration System". *International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.)*, Vol. 12, N. 3, march 2018, pp 285-292. <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i3.14192>.

IBGE, 2018. Link https://www.ibge.gov.br/apps/populacao/projecao/box_popclock.php, acessado no dia 09/10/2018.

IIR Information, 2015. “The Role of Refrigeration in the Global Economy”. 29th Informatory Note on Refrigeration Technologies/ November 2015.

Jones R. W. e Tham, M. T., 2006. “Maximum Sensitivity based PID Controller Tuning: A survey and comparison”. In: 2006 SICE-ICASE International Joint Conference. IEEE, 2006. pp. 3258-3263. <https://doi.org/10.1109/SICE.2006.314917>.

Kouropoulos G. P., 2016. "Review of the Capacity Control Capability of Commercial Air Conditioner Units with Variable Speed Compressor". *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 24, No. 3, pp. 1630005 (9 pages). <https://doi.org/10.1142/S2010132516300056>.

Koury, R.N., Machado, L., Ismail, K. A. R. 2001, "Numerical simulation of variable speed refrigeration", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 24, Issue 2 , pp. 192-200.

[https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00014-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00014-1).

LacPatrick, Dairy by Ireland, 2016. "Milk Cooling and Storage May 20, 2016". link

<https://lacpatrick.com/milk-cooling-and-storage/> acessado em 10/10/2018.

Lida K., Yamamoto T., Kuroda T. and Hibi, H., 1982. "Development of an energy-saving-oriented variable-capacity system heat pump". *ASHRAE Transactions*, Vol. 88, pp. 441–449.

Lenarduzzi, F. J.; Yap, S. S., 1998. "Measuring the Performance of a Variable-Speed Drive Retrofit on a Fixed-Speed Centrifugal Chiller". *ASHRAE Transactions*, v. 98, 6–3.

Li, W., 2013. "Simplified steady-state modeling for variable speed compressor". *Applied thermal engineering* 50, pp. 318-326. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.041>.

Li Y, Liu M. e Lau J., 2015. "Development of a variable speed compressor power model for single-stage packaged dx roof top units". *Applied Thermal Engineering*, v. 78, pp. 110–117. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.038>.

Marcinichen J., del Holanda T. e Melo C. (2008). "A dual SISO controller for a vapor compression refrigeration system". In 12th Int. Refrig. and Air Cond. Conf., at Purdue, West Lafayette-IN, USA.

Moreno-Quitana G., Gomez V. e Best R., 2015, "Exergetic analysis of a GAX refrigeration system design to operate with LP gas and solar energy". *Energy Procedia*, 70, pp. 644–651. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.172>.

Naveteur J. e Bruss C., 2017. "68% the performance improvement of a thermo-frigo-pump with variable speed compressors to replace thermo-frigo-pump with piston compressors". *Proceedings from 12th IEA Heat Pump Conference*, may 2017, Rotterdam.

Nóbrega C. R. E. S., Lago T. G. S. e Moura, L. F. M., 2015. "Analysis of Refrigeration System behavior using Variable Speed Compressor". In: 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, 2015, Rio de Janeiro.

Pacheco, M. S., 2011. "Leite cru refrigerado do agreste pernambucano: caracterização da qualidade e do sistema de produção". 2011. Dissertação (Mestre em Ciência e Tecnologia de Alimentos) - Universidade Federal Rural de Pernambuco. Recife-PE.

Paz, A. J. G., 2009, "Análise de desempenho do tubo capilar num sistema de refrigeração de pequeno porte, com variação da velocidade do compressor". Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Pinnola C. F., 2013. "Desenvolvimento e Implementação de Kit Inteligente para Sistemas de Refrigeração, Aquecimento, Ventilação e Ar-condicionado". Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR.

Revista do FRIO & Ar Condicionado, 2018. "Eficiência, o nome do jogo no HVAC-R". ANO XXVII, No 343, Dezembro/2018.

Riegger, O. K., 1988. "Variable-speed compressor performance". ASHARE Trans. 94, pp. 1215-1228.

Salazar M. e Méndez F., 2014. "PID control fora single-stage transcritical CO2 refrigeration cycle". Appl. Therm. Eng., 67(1), pp. 429-438.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.052>.

Sánchez D., Cabello R., Llopis R., Arauzo I., Catalán-Gil J. e Torrela E., 2017. "Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives Évaluation de la performance". International Journal of Refrigeration, V. 74, pp. 269-282. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>.

Schurt L.C., Hermes C.J.L. e Neto A. T., 2009. "A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems". Int. J. of Refrig., 32(7), pp. 1672-1682.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.04.004>.

Shen Y., Cai W.J. e Li, S., 2010. "Normalized de-coupling control for high-dimensional MIMO processes for application in room temperature control HVAC systems". Control Eng. Pract., 18(6), pp. 652-664. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2010.03.006>.

Tassou, S.A. and Qureshi, T.Q., 1994. "Performance of a variable-speed inverter/motor drive for refrigeration applications". IEE Computind Control Engineering Journal, Vol. 5, pp. 193–199. <https://doi.org/10.1049/cce:19940406>.

Tassou, S.A. and Qureshi, T.Q., 1996. "Review paper - variable-speed capacity control in refrigeration systems". Applied Thermal Engineering, Vol. 16(2), pp. 103–113. [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00051-E](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00051-E).

Tassou, S. A. e Qureshi, T. Q., 1998. "Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications". International Journal of Refrigeration, 21(1), pp. 29-41. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00082-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00082-0).

Teitel, M., Levi, A., Zhao, Y., Barak, M., Bar-lev, E., Shmuel, E., 2008. "Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives". Energy and Buildings, 40, pp. 953-960. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.07.010>.

Tenkeng M., Wouagfack, P. A. N., Lissouck D. e Tchinda R., 2017. "Exergy Analysis of a Solar Absorption Refrigeration System in Ngaoundere". Journal of Power and Energy Engineering, 5, pp. 1-18. <https://doi.org/10.4236/jpee.2017.510001>.

Vanderplaats G. N., 1984. "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design". McGraww-Hill Inc. 1984.

Vargas, J.V.C. and Parise, J.A.R., 1995, "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control", Int. J. Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 235-243. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)96862-Z](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)96862-Z).

Velásquez C. A. P., Velásquez H. J. C. e Tobón J. C.A., 2018. "Improvement of transient performance and power efficiency of a variable-speed compressor refrigeration system using anti-windup control methodology". Ingeniería y Competitividad, Volumen 20, No. 2, p. 9 – 18. <https://doi.org/10.25100/iyc.v20i2.6752>.

Wang L, Liu G. B., Zhao Y. Y. e Li L. L., 2015. "Performance Comparison of Capacity Control Methods for Reciprocating Compressors". IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 90 (2015) 012029. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012029>.

Yang A., Pollock, D. T. e Wen J. T., 2017. "Optimization and predictive control of a vapor compression cycle under transient pulse heat load". *International Journal of Refrigeration*, V. 75, pp. 14-25. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.01.009>.

Ziegler J. G., Nichols, N. B., 1942. "Optimum settings for automatic controllers". *ASME*, v. 64, n. 11.

Zoccal R., 2003. "Estatísticas de Consumo". Link

[http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/AgreShen Y., Cai W.J. e Li, S., 2010. "Normalized de-coupling control for high-dimensional MIMO processesfor application in room temperature control HVAC sys-tems". *Control Eng. Pract.*, 18\(6\), pp. 652-664.ncia8/AG01/arvore/AG01_168_21720039245.html](http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/AgreShen%20Y.,%20Cai%20W.J.%20e%20Li,%20S.,%202010.%20%22Normalized%20de-coupling%20control%20for%20high-dimensional%20MIMO%20processesfor%20application%20in%20room%20temperature%20control%20HVAC%20sys-tems%22.%20Control%20Eng.%20Pract.,%2018(6),%20pp.%20652-664.ncia8/AG01/arvore/AG01_168_21720039245.html). Acessado em 09/10/2018.

Zoccal R., 2017. "A força do agro e do leite no Brasil".

<http://www.baldebranco.com.br/forca-agro-e-leite-no-brasil/> acessado 09/10/2018.