

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

CARLOS FERNANDO PINNOLA

**DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DE KIT INTELIGENTE PARA
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO, VENTILAÇÃO E AR
CONDICIONADO**

**CURITIBA
2013**

CARLOS FERNANDO PINNOLA

**DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DE KIT INTELIGENTE PARA
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO, VENTILAÇÃO E AR
CONDICIONADO**

Dissertação apresentada como requisito para obter o título de Mestre em Engenharia Mecânica do Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na Área de Concentração em Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

**CURITIBA
2013**

TERMO DE APROVAÇÃO

CARLOS FERNANDO PINNOLA

DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DE KIT INTELIGENTE PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO, VENTILAÇÃO E AR CONDICIONADO

Dissertação aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica do Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise
PUC-RJ

Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos
UFPR

Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
UFPR/PG-MEC
Presidente

Curitiba, 14 de março de 2013.

DEDICATÓRIA

Dedico esse estudo a minha esposa

Juliesi Ponde e ao meu filho Nikolas.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a **Deus** por ter-me deixado estar aqui,

Agradeço também a oportunidade e a confiança dada pelo meu orientador prof. **Dr. José**

Viriato Coelho Vargas.

Ao prof. **D. Sc. Rudmar Serafim Matos** pelo estímulo e orientação e acompanhamento da realização do presente trabalho.

A todos integrantes do **NPDEAS-UFPR** pelo apoio, incentivo e ajuda na realização das tarefas relacionadas a minha atividade

Aos meus pais, já falecidos, pelo estímulo que sempre me deram em vida.

RESUMO

O presente trabalho apresenta 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, recebendo 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 consumo energético do sistema com o novo controle potencial e com o tradicional sistema liga-desliga, quantificando os ganhos obtidos. Para realização deste trabalho foi concebida e construída uma unidade experimental que consiste de uma câmara frigorífica, uma antecâmara e um sistema de refrigeração por compressão de vapor, exemplificando um sistema de refrigeração comercial na prática. Os resultados obtidos neste estudo formam um conjunto de gráficos, que apresentam as medições experimentais realizadas com os dois sistemas. Desta maneira compararam-se as temperaturas medidas em alguns pontos selecionados dos dois sistemas, bem como o consumo em kWh durante um período de 6 horas e 10 minutos nos testes realizados. As principais conclusões desta dissertação são: (a) O sistema operando com controle de lei potencial em malha fechada, em relação ao sistema convencional liga-desliga, apresentou uma economia no consumo de energia de 31% para um período de 6 horas e 10 minutos; (b) A variação de temperatura interna na câmara é muito menor no sistema operando com controle de lei potencial do que no sistema operando com controle liga-desliga; e (c) Vários autores têm encontrado 20% de economia com uso de controle de capacidade.

Palavras-chave: Lei potencial. Protótipo. Redução do consumo de energia.

ABSTRACT

This paper presents an alternative solution for reducing energy consumption in heating, ventilation, air conditioning and refrigeration (HVAC-R) systems. For that, a typical commercial refrigeration system was designed, built and modified, by installing a new control system based on a power law, using a frequency inverter and a programmable logic controller (PLC). Hence it was possible to compare the operation and energy consumption of the system with the new power law control and with the on-off system, quantifying the obtained gains. For this study, an experimental unit was designed and built consisting of a cooling chamber, an enclosing chamber and a vapor compression refrigeration system exemplifying a practical commercial cooling system. The results of this study were a set of graphs which show the experimental measurements performed with the two systems. In this way, the measured temperatures in some selected points of the two systems, as well as the consumption in kWh for a period of 6 hours and 10 minutes were compared in the tests. The main conclusions of this work are: (a) The system operating in closed loop with the power law control with respect to the conventional on-off, system showed a energy consumption savings of up to 31% for a period of 6 hours and 10 minutes; (b) The variation of temperature inside the chamber is much smaller in the system operating with the power law control than with the traditional on-off system; and (c) Several authors have found 20% savings with the use of capacity control.

Keywords: Power law. Prototype. Energy consumption reduction.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 - Esquema do ciclo de refrigeração por compressão a Vapor | 18 |
| Figura 1.2 - Consumo total de energia elétrica por setor econômico nos USA | 22 |
| Figura 1.3 - Consumo de energia elétrica no setor residencial nos USA (2008) | 22 |
| Figura 1.4 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos USA (2008)..... | 23 |
| Figura 3.1 - Antecâmara | 36 |
| Figura 3.2 - Medidas da antecâmara | 37 |
| Figura 3.3 - Sistema de climatização | 37 |
| Figura 3.4 - Câmara fria..... | 39 |
| Figura 3.5 - Medidas da câmara fria | 39 |
| Figura 3.6 - Garrações de 5 l água..... | 41 |
| Figura 3.7 - Unidade condensadora | 43 |
| Figura 3.8 - Evaporador | 44 |
| Figura 3.9 - Inversor de frequência | 45 |
| Figura 3.10 - CLP modelo DVP-10SX..... | 46 |
| Figura 3.11 - Quadro de comando | 47 |
| Figura 3.12 - Banho térmico | 49 |
| Figura 3.13 - Medidor de energia | 50 |
| Figura 3.14 - Aquisição de dados | 52 |
| Figura 3.15 - Tela de aquisição de dados | 52 |
| Figura 3.16 - Termostato N322 | 53 |
| Figura 3.17 - Variação de temperatura da massa de ar | 56 |
| Figura 3.18 - Controle em malha fechada | 57 |
| Figura 3.19 - Esquema simplificado do sistema de malha fechada com lei potencial | 58 |
| Figura 3.20 - Programação em linguagem “Ladder” | 61 |
| Figura 3.21 - Temperatura do ar da câmara fria em malha fechada | 62 |
| Figura 3.22 - Cálculo da área total de troca de calor com exterior | 64 |
| Figura 4.1 - Temperatura da linha de líquido no sistema liga/desliga..... | 68 |
| Figura 4.2 - Temperatura da linha de líquido no sistema malha fechada..... | 68 |
| Figura 4.3 - Temperatura na saída do evaporador no sistema liga-desliga..... | 70 |
| Figura 4.4 - Temperatura na saída do evaporador no sistema malha fechada..... | 70 |
| Figura 4.5 - Temperatura do ar no interior da câmara fria no sistema liga-desliga | 72 |

| | |
|--|----|
| Figura 4.6 - Temperatura do ar no interior da câmara fria no sistema malha fechada..... | 72 |
| Figura 4.7 - Temperatura do ar no interior da antecâmara no sistema malha fechada | 73 |
| Figura 4.8 - Temperatura do ar no interior da antecâmara no sistema liga/desliga | 74 |
| Figura 4.9 - Temperatura da água no sistema liga-desliga | 75 |
| Figura 4.10 - Temperatura da água no sistema malha fechada | 75 |
| Figura 4.11 - Média consumo do sistema liga-desliga | 76 |
| Figura 4.12 - Média consumo do sistema liga-desliga em detalhe | 76 |
| Figura 4.13 - Média do consumo do sistema malha fechada | 77 |
| Figura 4.14 - Comparação do consumo de energia entre o sistema liga/desliga e em malha fechada | 78 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 3.1 Calor específico | 41 |
| Tabela 3.2 Componentes da unidade condensadora | 42 |
| Tabela 3.3 Inversor de frequência | 44 |
| Tabela 3.4 CLP marca Delta | 46 |
| Tabela 3.5 Termistores 4400 C | 48 |
| Tabela 3.6 Medidor de energia | 50 |
| Tabela 3.7 Aquisição de dados | 51 |
| Tabela 3.8 Termostato Novus | 53 |

LISTA DE ABREVIATURAS

| | |
|---------|---|
| UFPR | Universidade Federal do Paraná |
| USA | Estados Unidos da América |
| NPDEAS | Núcleo de Pesquisa de Desenvolvimento de Energia Autossustentável |
| HVAC-R | Aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração |
| CLP | Controle lógico programável |
| PID | Sistema de controle proporcional, integral e derivativo |
| FUZZY | Sistema de controle com lógica <i>Fuzzy</i> |
| ANN | Sistema de controle com redes neurais |
| LabView | Software de aquisição de dados da empresa <i>National Inc.</i> |
| epe | Empresa de pesquisa energética |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|--------------------------|--|
| A | Área de transferência de calor, m ² |
| A_{porta} | Área da porta, m ² |
| $A_{laterais}$ | Áreas laterais, m ² |
| A_{teto} | Área do teto, m ² |
| A_{fundo} | Área do fundo, m ² |
| $A_{n\tilde{a}oexposta}$ | Área não exposta, m ² |
| m | Vazão mássica, (kg/s) |
| e | Constante de Euler |
| E_a | Erro atuante, V |
| e_p | Espessura da parede, m |
| h_{int} | Coefficiente de transferência calor de convecção no lado interno da câmara fria, (Wm ⁻² K ⁻¹) |
| h_{ext} | Coefficiente transferência calor de convecção no lado externo da câmara fria, (Wm ⁻² K ⁻¹) |
| k_p | Condutividade térmica do material, (Wm ⁻¹ K ⁻¹) |
| K_1 | Constante de controle da lei potencial |
| K_2 | Constante de controle da lei potencial |
| K_3 | Constante de controle da lei potencial |
| K_C | Constante de controle da lei potencial |
| Q_{leak} | Calor perdido total, J |
| \dot{Q}_{avg} | Taxa de transferência de calor, kW |
| \dot{Q}_L | Taxa de transferência de calor retirado da câmara, W |
| \dot{Q}_H | Taxa de transferência de calor rejeitado pelo condensador, W |
| \dot{Q} | Taxa de transferência de calor através das paredes da câmara fria, W |
| R | Resistência elétrica para a temperatura medida, |
| R_0 | Resistência elétrica para a temperatura de referência, |
| T_{CON} | Temperatura de condensação, K |
| T_{SET} | Temperatura do “set-point”, K |

| | |
|----------------|---|
| T_1 | Temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão, K |
| T_2 | Temperatura do refrigerante na saída da válvula de expansão, K |
| T_3 | Temperatura do refrigerante na saída do evaporador, K |
| T_4 | Temperatura do ar interno da câmara fria, K |
| T_5 | Temperatura do refrigerante na entrada do compressor, K |
| T_6 | Temperatura do refrigerante na entrada do condensador, K |
| T_8 | Temperatura da água, K |
| T_9 | Temperatura do refrigerante na saída condensador, K |
| T_{INF} | Temperatura da antecâmara, K |
| U | Coefficiente global de transferência de calor, ($Wm^{-2} K^{-1}$) |
| V_{MAX} | Tensão de referência máxima, V |
| V_A | Sinal de controle, V |
| V_{MIN} | Tensão de referência mínima, V |
| V_S | Tensão de ajuste, V |
| V_{fb} | Tensão de realimentação, V |
| V_{ref} | Tensão de referência, V |
| \dot{W}_{CP} | Potência de compressão, W |
| | Constante do termistor, K^{-1} |
| T | Varição da temperatura de controle, K |

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 16 |
| 1.1 CONTEXTO ATUAL | 16 |
| 1.2 MOTIVAÇÃO | 20 |
| 1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO | 24 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 25 |
| 2.1 ESTADO DA ARTE | 25 |
| 2.2 DESAFIOS CIENTÍFICOS | 34 |
| 2.3 OBJETIVOS | 34 |
| 3 MATERIAIS E MÉTODOS..... | 36 |
| 3.1 ANTECÂMARA | 36 |
| 3.2 CÂMARA FRIA | 38 |
| 3.3 CARGA TÉRMICA | 40 |
| 3.4 UNIDADE CONDENSADORA | 42 |
| 3.5 EVAPORADOR | 43 |
| 3.6 INVERSOR DE FREQUÊNCIA | 44 |
| 3.7 CLP (CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL) | 45 |
| 3.8 QUADRO DE COMANDO | 47 |
| 3.9 SENSORES TÉRMICOS | 47 |
| 3.10 MEDIDOR DE ENERGIA | 49 |
| 3.11 AQUISIÇÃO DE DADOS..... | 51 |
| 3.12 TERMOSTATO | 52 |
| 3.13 SISTEMA LIGA-DESLIGA | 54 |
| 3.14 SISTEMA MALHA FECHADA | 56 |
| 3.15 PROGRAMAÇÃO DO CLP | 59 |
| 3.16 TESTE COMPARATIVO | 62 |
| 3.17 ANÁLISE DE INCERTEZAS | 65 |
| 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO | 66 |
| 4.1 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA ENTRADA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO | 67 |
| 4.2 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO | 69 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 4.3 | TEMPERATURAS DO AR NO INTERIOR DA CÂMARA FRIA (CONTROLE) | 71 |
| 4.4 | TEMPERATURAS DO AR NA ANTECÂMARA | 73 |
| 4.5 | TEMPERATURAS DA PAREDE DO GARRAFÃO DE ÁGUA | 74 |
| 4.6 | CONSUMO DO SISTEMA LIGA-DESLIGA | 76 |
| 4.7 | CONSUMO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA | 77 |
| 4.8 | COMPARATIVO DOS CONSUMOS | 78 |
| 5 | CONCLUSÃO E SUGESTÕES | 79 |
| | REFERÊNCIAS | 81 |
| | ANEXOS | 84 |

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO ATUAL

A espécie humana se distanciou das outras espécies no processo evolutivo terrestre principalmente devido à capacidade de abstrair e criar, i.e., por deter a qualidade que se denomina inteligência. O tempo requerido para progredir da manutenção da vida apenas a partir de recursos proporcionados exclusivamente pela natureza até os dias de hoje é de cerca de 10.000 anos, i.e., desde o advento da agricultura. Trata-se de um tempo desprezível se comparado à idade do planeta Terra, que é de 4,5 bilhões de anos, ou até mesmo com o surgimento dos primeiros seres vivos unicelulares há aproximadamente 3 bilhões de anos atrás. Enfim, neste curto espaço de tempo o homem criou toda uma infraestrutura baseada no uso da energia que permitiu a explosão populacional e o conforto que a sociedade desfruta atualmente.

Neste contexto, os sistemas de refrigeração e climatização têm exercido papel de destaque, desde o seu surgimento. Várias metodologias foram adotadas, mas a que se mostrou mais eficiente e que é utilizada de forma predominante é a tecnologia dos ciclos de compressão de vapor. Esses sistemas são vastamente usados em larga variedade de atividades, desde o controle de temperatura e umidade de instalações para o conforto humano até o controle de estoque de produtos alimentícios perecíveis.

A parcela de energia elétrica consumida em refrigeração e climatização, doméstica e industrial chega a atingir 37 % do consumo total nos Estados Unidos da América, o que pode ser extrapolado aproximadamente para o resto do mundo.

Após essas considerações iniciais, fica evidente que qualquer melhoria na eficiência de sistemas de refrigeração e climatização representaria uma significativa economia no consumo de energia elétrica.

Os sistemas de controle para refrigeração, ar condicionado, aquecimento e ventilação (HVAC-R) comercializados atualmente são majoritariamente baseados nos sistemas de controle tradicional liga-desliga, controle por PID (proporcional, integral, derivativo), controle Fuzzy e controle ANN (redes neurais). Dentre esses, o controle liga-desliga é o que é mais largamente utilizado ainda hoje, apesar de acarretar alto consumo energético, principalmente devido aos picos de corrente ao religar o sistema. Os outros sistemas operam de forma inteligente, modulando os componentes de acordo com a demanda requerida pela carga térmica. O principal problema é que esses sistemas não foram especificamente desenvolvidos para operar sistemas HVAC-R. Apresentam, portanto complexidade maior do que a necessária para sistemas de grande inércia tais como os sistemas HVAC-R.

Descreve-se primeiramente o sistema de refrigeração por compressão a vapor, que é de interesse deste trabalho. A seguir, apresentam-se os conceitos básicos de sistemas de controle existentes.

Os sistemas de HVAC-R que operam seguindo o ciclo de compressão de vapor apresentam os seguintes componentes básicos:

- 1 - COMPRESSOR
- 2 - CONDENSADOR
- 3 - TANQUE DE LIQUIDO
- 4 - VÁLVULA DE EXPANSAO
- 5 - EVAPORADOR

Estes componentes são usualmente conectados de acordo com esquema a Figura 1.1

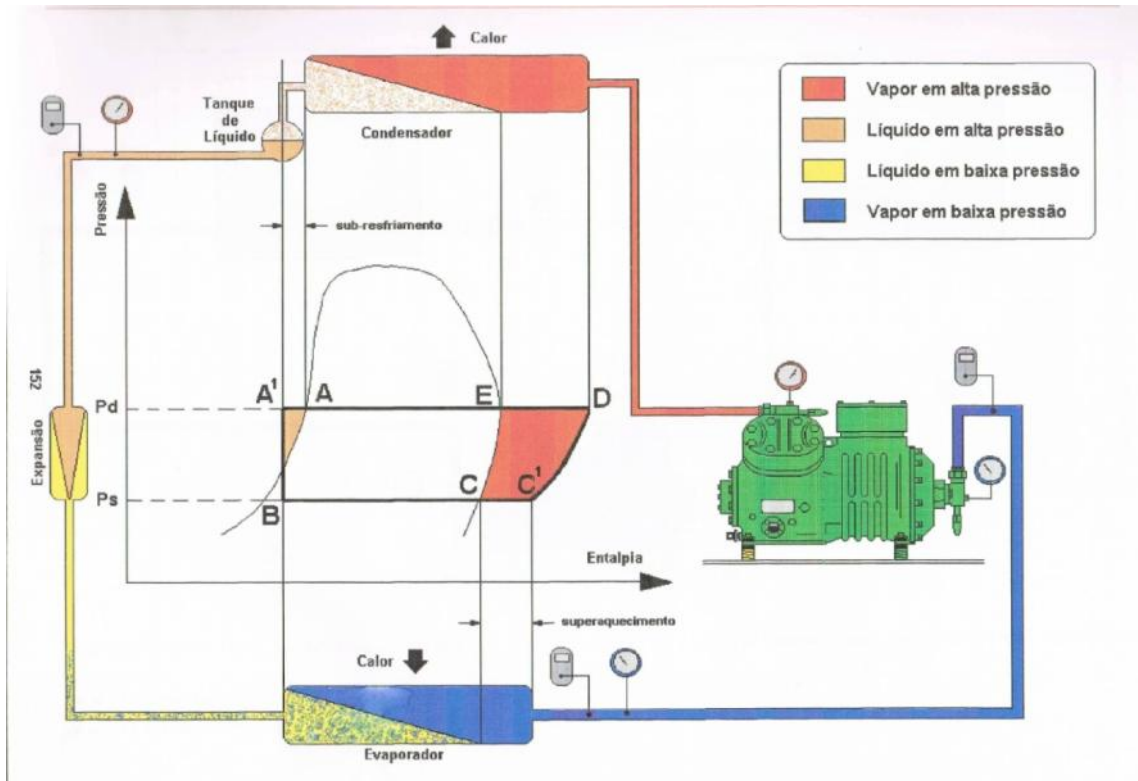


Figura 1.1 - Esquema do ciclo de refrigeração compressão de vapor (Refrigeração Comercial Bitzer, Silva, 2001)

O princípio de funcionamento do sistema de refrigeração compressão por vapor é baseado na mudança de estado do refrigerante no evaporador. Quando o refrigerante em baixa pressão entra no evaporador como uma mistura líquida, ele absorve calor do ambiente mudando de estado (i.e, vaporizando). O ciclo é mantido com o compressor succionando o vapor superaquecido em baixa pressão, vindo do evaporador e comprimindo para vapor em alta pressão, sendo entregue no condensador onde troca calor com ambiente e se condensa rejeitando calor na forma de líquido a alta pressão. O fluido condensado que deixa o condensador é então acumulado em um tanque de líquido, donde segue para uma válvula de expansão que reduz a pressão e temperatura do fluido, o qual entra no evaporador, reiniciando assim o ciclo.

O compressor é acionado por um motor elétrico, que é ligado ou desligado de acordo com a necessidade de se obter mais ou menos efeito refrigerante. Este, portanto, é o componente selecionado para atuação de um sistema de controle, preferencialmente.

Um sistema de controle é todo mecanismo que mantém um parâmetro ou parâmetros a serem controlados em um determinado valor. Esse mecanismo de controle pode ser aberto ou em malha fechada. Aberto é quando não existe um sinal de erro para o sistema voltar ao valor pré-determinado quando há mudança no parâmetro a ser controlado. Quando existe este esse sinal de erro, se diz que o controle é com malha fechada.

O sistema de controle tradicional liga-desliga é um sistema de malha aberta. No caso, o controle é feito pelo termostato, que é um mecanismo que ajusta a temperatura do sistema de refrigeração de acordo com a expansão do gás no interior do seu sensor. Ele atua no motor do compressor ligando e desligando dentro de uma faixa de temperatura pré-estabelecida, denominada histerese. O sistema desliga o compressor quando a temperatura do ambiente refrigerado controlado atinge um valor mínimo pré-estabelecido, $T_{set,min}$. O ambiente passa a aquecer, e quando atinge uma temperatura máxima pré-estabelecida, $T_{set,max}$ o sistema religa o compressor, e assim sucessivamente. O controle liga-desliga para sistema de aquecimento funciona de forma análoga, invertendo a lógica.

Os sistemas de controle Fuzzy, PID e ANN são sistemas em malha fechada. Eles atuam de forma que variações de temperatura mudem a velocidade do motor do compressor fazendo as correções para que retorne a temperatura para um valor pré-determinado, desejado para o ambiente controlado, T_{set} .

A alteração de velocidade do motor é obtida com os inversores de frequência. Estes são equipamentos que variam a frequência da rede elétrica entregue ao motor, sendo que para cada frequência de saída há uma velocidade do motor.

Esses inversores de frequência usualmente são comandados pelos CLP (controladores lógicos programáveis) de acordo com um algoritmo de controle que pode ser Fuzzy, PID, ANN, ou por alguma outra lei alternativa de controle.

Nos sistemas de controle liga-desliga, a ciclagem (liga/desliga), reduz o tempo de vida dos equipamentos e aumenta o consumo de energia devido aos picos de corrente ocasionados pelas partidas dos motores que acionam o compressor. Além do mais não se ajustam as variações de carga térmica, fazendo com que o compressor trabalhe sempre na condição de demanda máxima, i.e., na rotação máxima.

1.2 MOTIVAÇÃO

A Figura 1.2 mostra o consumo total de energia elétrica nos Estados Unidos da América, EUA, em 2009. Verifica-se que os setores residencial, comercial e industrial foram responsáveis por 38 %, 36 %, e 26 % desse total, respectivamente. Observando o setor residencial especificamente, como mostra a Fig. 1.3, verifica-se que o setor de HVAC e de refrigeração (R) são responsáveis por 42 % e 7 % do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. Na Figura 1.4, a mesma observação pode ser feita para o setor comercial, onde o setor de HVAC e de refrigeração (R) foram responsáveis por 38 % e 7 % do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. Quanto ao setor industrial, o consumo de energia elétrica de HVAC-R é variável conforme o tipo de indústria em consideração, mas pode ser tomado um percentual médio para todo o setor nos EUA, i.e., 9 %, segundo a Agência de Informação em Energia (EIA). Utilizando-se os percentuais citados, verifica-se que consumo de energia elétrica com sistemas de HVAC-R, nos setores residencial, comercial e industrial correspondem a 18,62 %, 16,20 %, e 2,34 % do consumo de energia elétrica total nos EUA, respectivamente, totalizando 37,16 % do consumo total de

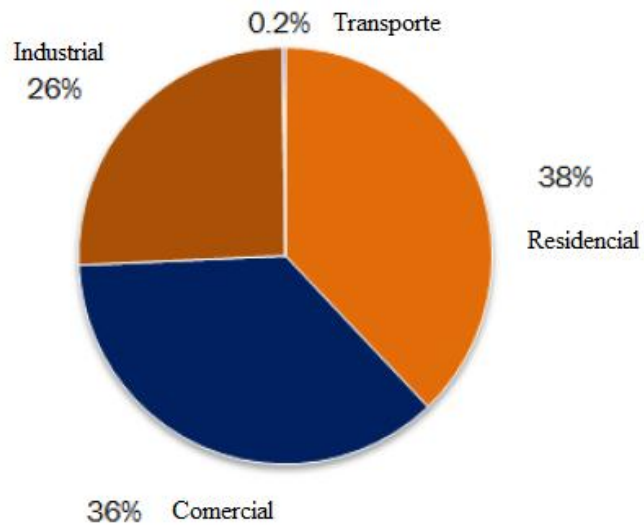
energia elétrica no país. Desta maneira, fica demonstrado que os sistemas de HVAC-R apresentam impacto significativo na matriz energética dos EUA, o que pode ser extrapolado para os outros países do mundo, inclusive o Brasil, guardadas as devidas proporções. Assim, qualquer medida tecnológico-científica objetivando reduzir o consumo de energia de sistemas de HVAC-R representará inequívoca contribuição para a busca de soluções para o atendimento à crescente demanda energética mundial.

A necessidade de consumo racional de energia é uma preocupação mundial, sendo um desafio necessário reduzir o desperdício de energia sem comprometer as vantagens trazidas e sem afetar a eficiência e qualidade das instalações. Os sistemas de ar condicionado e refrigeração são amplamente utilizados em residências, instalações comerciais e industriais atuando no controle de temperatura de ambientes para conforto humano e condições de armazenamento de alimentos e outras utilidades.

Em se tratando de refrigeração comercial, o mercado utiliza majoritariamente o tradicional sistema liga-desliga. Além disto, há dificuldades para controlar os níveis de temperatura dentro de uma faixa restrita, quando necessário.

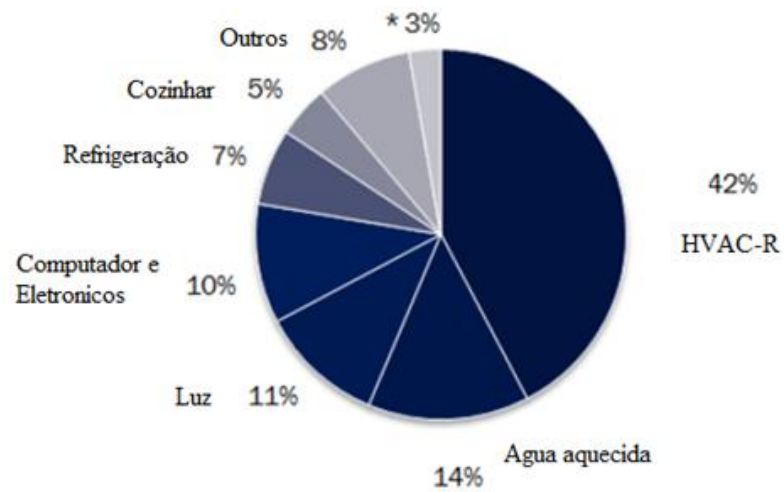
Em muitos países tais como: Alemanha, Inglaterra e Estados Unidos, estudos e sistemas para melhoria dessas deficiências nos sistemas HVAC-R têm sido desenvolvidos.

Devido à necessidade de consumo mais racional de energia a nível mundial, estudos têm sido realizados para melhorias da eficiência energética dos sistemas de HVAC-R nos setores residencial, comercial e industrial. Uma das possíveis estratégias para isto, é a otimização dos sistemas, a fim de minimizar o consumo de energia, e em algumas aplicações, as oscilações de temperaturas a faixas mais estreitas.



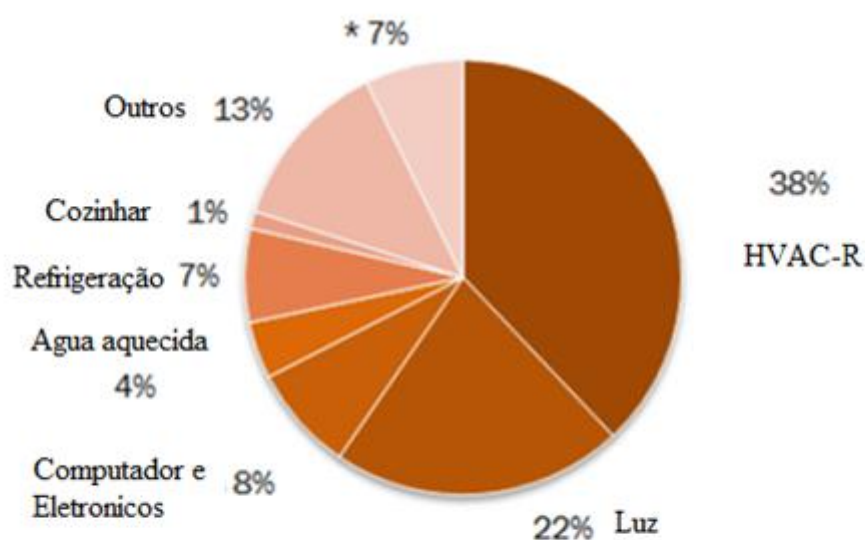
Fonte: U.S. Energy Information Administration (EIA), *Electric Power Monthly*, Table 5.1, March 11, 2011.

Figura 1.2 - Consumo total de energia elétrica por setor econômico nos Estados Unidos da América (EUA).



Fonte: DOE, *2010 Buildings Energy Data Book*, Section 2.1.5, 2011.

Figura 1.3 - Consumo de energia elétrica no setor residencial nos EUA (2008).



Fonte: DOE, 2010 *Buildings Energy Data Book*, Section 3.1.4, 2011.

Figura 1.4 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos EUA (2008).

Este trabalho, dentro do contexto mundial da necessidade de uso inteligente dos recursos energéticos disponíveis, é parte do esforço do Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) localizado no Centro Politécnico da Universidade Federal do Paraná em Curitiba, Paraná. A proposta inicial do NPDEAS é de demonstrar e viabilizar o conceito de geração de potência distribuída e auto-sustentável a partir de biodiesel extraído de microalgas mediante a produção de biomassa de microalgas e sua transformação em biodiesel. Além disso, o núcleo pretende estudar tecnologias que venham a contribuir para minimizar o consumo energético dos sistemas de engenharia. Este trabalho insere-se neste contexto, buscando viabilizar a redução significativa de consumo energético de sistemas HVAC-R existentes.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O texto desta dissertação segue uma estrutura lógica, fundamentada em cinco capítulos divididos da seguinte maneira:

Seção 1 - INTRODUÇÃO: Discute o contexto atual e quais são as motivações para o tema deste trabalho.

Seção 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: Revisam-se os trabalhos relacionados com o tema desta dissertação. É realizada uma revisão bibliográfica descrevendo metodologia, resultados e discussões correlatas, caracterizando o estado da arte sobre o assunto. Com base na revisão bibliográfica são definidos os objetivos gerais e específicos para esta dissertação.

Seção 3 - MATERIAIS E MÉTODOS: Descrevem-se os materiais, as unidades experimentais, a instrumentação, análise de incertezas e os equipamentos auxiliares utilizados no desenvolvimento dos trabalhos desta dissertação. Na sequência, são mostradas as metodologias aplicadas para obtenção dos objetivos específicos deste trabalho.

Seção 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO: Apresentam-se os resultados obtidos, explicando e analisando como foram atingidos os objetivos específicos estabelecidos.

Seção 5 – CONCLUSÃO E SUGESTÕES: Realiza uma síntese do trabalho desenvolvido, destacando como os resultados podem auxiliar no progresso e avanço do estado da arte na área de refrigeração, bem como sugestões de trabalhos futuros que permitam o desenvolvimento de sistemas de refrigeração inteligentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ESTADO DA ARTE

A seguir apresenta-se um resumo bibliográfico de trabalhos científicos relacionados ao tema desta dissertação. Existe uma vasta bibliografia de estudos de desenvolvimento e análise de sistemas de HVAC-R. Na escolha das referências aqui abordadas, procurou-se selecionar temas que estejam correlacionados com o tema da presente dissertação, focando nas estratégias de controle para sistemas de HVAC-R, modelagem e simulação do sistema como um todo com respectivo controle, e tendências evolutivas atuais, incluindo a busca por substâncias alternativas para uso como fluidos refrigerantes.

A pesquisa científica de sistema de refrigeração tem buscado economia de energia de diversas maneiras, tais como novo tipo de degelo (Krakow et al. 1992), a utilização de válvulas eletrônicas para expansão, sub-resfriamentos, projeto e dimensionamento de tubulações, além da utilização de microcontroladores e outros.

Com a evolução dos inversores de frequência surge a possibilidade de atuar diretamente na fonte de maior consumo do sistema de refrigeração que é o compressor. A partir daí tem-se estudado várias aplicações para sua utilização.

Para uma organização que induza um melhor entendimento do leitor, optou-se nesta dissertação, por subdividir os trabalhos consultados, segundo o enfoque principal dado, i.e.: i) estratégias de controle e ii) modelagem e simulação de sistemas HVAC-R com controle.

i) Estratégias de controle

Tassou e Qureshi (1998) apresentam aplicações de controle de variação de velocidade em compressores de deslocamento positivo, com quantificação de desempenho. Foram feitos

testes experimentais em diferentes tipos de compressores, em condições de velocidade constante e variável. Os resultados mostram aumento de COP (coeficiente de desempenho) em velocidades reduzidas por uma análise energética feita com os dados coletados, o que acarretou em economia de energia de 12 a 24 %. Apesar dos resultados serem promissores, os estudos foram conduzidos em uma unidade laboratorial, i.e., sem apresentar uma proposta de estratégia de controle apropriada a sistemas de HVAC-R em geral.

Qiang *et al.* (2000) apresentaram estudo sobre um controle avançado multivariável que ajusta o sistema PID automaticamente para processo SISO e MIMO. Foi desenvolvido um software amigável onde se podem colocar vários parâmetros entre eles tendência histórica do processo, configuração do loop, este software foi implementado em um sistema computadorizado em uma planta industrial e uma comercial e monitorado em tempo real. O estudo não diz o ganho de economia que se conseguiu com este sistema.

Bitzer Compressors (2001) apresenta um estudo de compressor sobre o uso de inversores de frequência em compressores hermético e semi-hermético 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.

Buzelin (2003) realizou um trabalho experimental onde utilizou o LabView® para implementar a Lei Potencial proposta 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.

Aprea, Mastrullo e Renno (2004) apresentaram um estudo de economia de energia utilizando lógica Fuzzy capaz de selecionar a velocidade do compressor mais adequado usando os refrigerantes R407C e R507 que são os prováveis substitutos do R22 no sistema a

compressão a vapor onde foi constatada uma economia de 13% em relação ao sistema liga-desliga. Este trabalho apesar de apresentar uma economia de energia, não especifica todas as condições em que isso ocorreu, como por exemplo, a relação entre carga térmica e tempo de teste.

Garcia e Bandarra Filho (2006) realizaram um trabalho experimental de comparação de um compressor rotativo tipo Scroll com controlador fuzzy adaptivo. 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 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.

Meir *et al.* (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 aves. A redução do consumo de energia foi de 0,65 a 0,75 a menos que no sistema liga-desliga. Este estudo não apresenta uma aplicação para sistema de refrigeração.

Hua, Jeong e You (2009) realizaram um trabalho de controle com PI com modelo dissociado, gerenciando a capacidade térmica e o superaquecimento independentemente com válvula de expansão e controle de velocidade do compressor, para economia de energia e melhoria do COP, mas não foi dito qual o ganho que se obteve de consumo e do COP, e também não apresenta uma aplicação prática para sistemas HVAC-R.

Orhan, Sahin e Isler (2010) apresentam um estudo comparativo dos três sistemas de controle, PID, FUZZY e ANN (redes neurais) aplicados simultaneamente na válvula de expansão e no compressor parafuso e também individualmente, chegando a conclusão que o sistema de controle ANN apresentou uma redução de 8,1% em relação ao PID e 6,6 % ao FUZZY relativo ao consumo de energia, e o FUZZY 1,4% menor que o sistema PID. Neste estudo não foi discutida, a aplicação prática em sistemas de HVAC-R.

Tolga (2010) apresenta um estudo experimental e numérico detalhado e um resumo dos sistemas multi-split com variação da vazão mássica de acordo com a carga usando válvulas expansão eletrônica e um variador de velocidade no compressor. A economia de energia como bomba de calor chega 24,1% a menos que outros sistemas. Os sistemas de controle VRF (variação do fluxo de refrigerante), apesar de apresentarem economia significativa, são de custo elevado, sendo amortizados em torno de 1,5 anos. Este trabalho não apresenta uma proposta de economia de energia usando um produto com custo acessível.

Bin *et al.* (2010) realizaram um trabalho para otimização do controle liga-desliga modulando a curva de histerése do sistema liga-desliga, utilizando para isso um algoritmo de custo e de economia de energia em compressores de refrigeração para transporte de carga refrigerada foi obtido um redução de 2% de energia em relação ao sistema convencional liga-desliga. O resultado da economia de energia tem pouco significado prático.

Saidur *et al.* (2012) apresentam um trabalho onde descrevem a economia que se consegue com a redução da velocidade dos motores em bombas e ventiladores, utilizando inversores de frequência, por exemplo, uma redução média de 60% na velocidade se economiza de 89 % de energia. Mas os autores não se preocuparam em mostrar um produto com aplicações em sistemas de HVAC-R.

Wemhoff (2012) apresenta um estudo para calibração dos parâmetros de controle PID para um edifício com design para o verão, conseguindo uma maior economia de energia, com

calibrações sucessivas dos coeficientes proporcional e integrativo pode-se chegar até uma economia 35% do consumo de energia e um controle do set-point em torno de 45%. Neste trabalho apresentado pelo autor pode observar a dificuldade de ajustes do sistema PID para se obter um rendimento significativo na economia de energia.

Apra e Mastrullo (2002) apresentaram um estudo de desempenho energética ,comparando a utilização da válvula termostática mecânica, com a válvula de expansão eletrônica. Estas foram submetidas a mistura zeotrópica RC407C, o substituto do HFC22. Os resultados demonstraram uma boa adaptação da mistura com a utilização da válvula de expansão eletrônica. Mas o estudo não apresenta uma vantagem na economia de energia

Widell e Eikevik (2010) apresentam um estudo racional do uso de um conjunto de 5 compressores de parafuso ,usando amônia como fluido refrigerante e trabalhando com carga parcial, utilizando válvula de gaveta para regular e combinar as capacidades dos compressores à carga, a operação foi realizada com e sem variadores de velocidade, eles mostraram uma economia da ordem de €30.000 a 50.000 por ano. Este sistema foi adotado na indústria de pescado na Noruega, pelo fato da já existência do controle por gaveta. Este trabalho mostra a importância da utilização dos variadores de velocidade, mesmo para grandes compressores.

Apra, Mastrullo e Renno (2009) realizaram um estudo para determinar a velocidade ideal do compressor para determinada carga que otimiza a economia de energia e exergia. Os testes foram realizados com dois tipos de compressores, um de parafuso e outro alternativo. Para o alternativo, tomando como base uma frequência de 30Hz, foi obtida uma economia de 15%. No compressor de parafuso foi obtida uma economia média de 25% em relação ao sistema convencional. Neste trabalho pode-se constatar pouca economia no compressor alternativo em relação a outros trabalhos.

Kim e Braun (2012) realizaram um estudo do impacto da carga de refrigerante no COP, no consumo de energia, ou seja, na performance do sistema de refrigeração. Eles

mostraram que uma redução de 25% na carga representa uma perda de eficiência de 15%. Este trabalho mostra que carregamentos imprecisos de refrigerante podem acarretar uma redução da eficiência e o aumento do custo operacional.

Yaqub e Zubair (1996) estudaram o controle de capacidade de um sistema de refrigeração por compressão a vapor, injetando gás quente diretamente no lado de sucção do compressor. Foi demonstrado que as temperaturas de descarga do compressor aumentam significativamente quando o gás quente da descarga é extraído e injetado diretamente no lado sucção do compressor.

ii) Modelagem e simulação de sistemas HVAC-R com controle

Krakov *et al.* (1992) apresenta um modelo matemático de degelo a gás quente ao invés do degelo elétrico por resistência, com objetivo de economizar energia elétrica.

Vargas *et al.* (1998) realizou simulação numérica de operação dos refrigeradores, sendo que o modelo compreende espaço refrigerado, refrigerador por absorção, sensor de temperatura, sinal de referencia e uma Lei de Potencial com controle liga-desliga. Os resultados validam a comparação entre a teoria e o experimento, pois o regime de transiente em malha fechada foi simulado e apresentou uma redução significativa de consumo em relação ao sistema tradicional liga-desliga.

Ming, Cai e Li (2005) Apresentaram, a estratégia de controle (MMPC) com base em Takagi-Sugeno (T-S) modelos fuzzy para controle de temperatura de tratamento de umidade do ar (AHU), em aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC) é apresentada. O sistema de controle global é constituído por uma estrutura de dois níveis hierárquicos. Usa o nível mais elevado AHU para programar os pesos fuzzy de modelos no nível mais baixo, ao passo que o nível inferior é constituída por um conjunto de modelos de T-S com base na

relação das entradas e saídas do sistema manipuladas correspondem aos o nível mais elevado. Após esta divisão estratégica, o complexo modelo não-linear sistema AHU é dividido em um conjunto de modelo T-S simples através de uma metodologia de agregação satisfatória fuzzy (FSC). Os resultados em simulação e planta piloto demonstram que são atendidos os requisitos de desempenho para diferentes pontos de operação.

Sun e Reddy (2005) Realizaram o acoplamento de um programa de simulação detalhada com um método de otimização eficiente, ou seja, a programação quadrática sequencial (SQP). Esta abordagem permite a utilização de modelos de componentes exatos do sistema em relação a modelos empíricos como atualmente utilizados, ao mesmo tempo proporcionando eficientes soluções ótimas a serem determinadas. Foi desenvolvida a base matemática da metodologia e aplicada em uma planta de refrigeração para ilustrar a precisão, eficiência e robustez deste método. É discutida a implementação de tal otimização em tempo real.

Hua *et al.* (2008) tratam de um modelo empírico dinâmico para separar o controle do sistema de refrigeração de velocidade variável (VSRs). Para lidar com a complexidade inerente e não-linearidade na dinâmica do sistema, os parâmetros do modelo são obtidos primeiro com base em dados experimentais. No estudo, as características dinâmicas da temperatura interior e sobreaquecimento são assumidos como sendo de primeira ordem modelo com atraso de tempo. Embora a frequência do compressor e do ângulo de abertura da válvula de expansão eletrônica tenham sido variados, a temperatura interior e a exposição ao sobreaquecimento interfiram nas características das VSRs. Assim, cada modelo de dissociação foi proposto para eliminar tais interferências. Por fim, os resultados da experiência e simulação indicam que o modelo proposto oferece meios mais tratáveis para descrever as VSRs reais em comparação com os outros modelos disponíveis atualmente.

Wemhoff (2010) reporta que aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC) compreendem quase um terço do consumo anual doméstico de energia nos Estados Unidos, enfatizando que o consumo de energia pode ser reduzido através da aplicação de controles. Este estudo aplica um método de controle novo em um sistema de distribuição de carga arbitrárias de estado estacionário e transiente. O novo método utiliza interpolação multi-dimensional entre as configurações de controle otimizado de várias distribuições de estado estável de carga. A demonstração do novo método em um sistema de climatização de dois quartos prevê economia de energia para uma carga constante arbitrária que é quase equivalente ao uso de volume de ar variável (VAV) com modulação do chiller. O novo método proporciona economia de energia de 19% em relação a um sistema descontrolado, e de 6% para um VAV com modulação chiller. O desvio da temperatura média transiente de ajuste usando o novo método é um pouco melhor do que usando VAV com modulação chiller.

Sanaye, Dehghandokht e Fartaj (2012) estudaram um controlador Fuzzy para climatização do interior de um veículo, com duas variáveis, soprador de velocidade do ar de saída e percentagem de ar circulado e obtiveram um menor tempo para o sistema chegar à temperatura determinada proporcionando um melhor taxa de consumo de combustível.

Jinghui *et al.* (2012) realizaram a previsão de desempenho do modelo de compressores de parafuso, via simulação de um sistema de refrigeração. O modelo correlaciona as condições de funcionamento e alguns dos parâmetros de concepção de um compressor de parafuso. Em comparação com os dados experimentais, os erros das previsões do modelo são cerca de $\pm 2\%$, para o deslocamento volumétrico, menos de 3% para a energia de entrada no estado de carga completa, e de cerca de 4% para a potência de entrada na parte de carga-deslocamento. Este modelo também pode ser utilizado para otimizar a razão volumétrica de um compressor de parafuso.

Marija e Hensen (2010) apresentam uma visão geral de aquecimento, ventilação e ar condicionado com a modelagem e simulação de sistemas (HVAC). Cada categoria é explicada e ferramentas de exemplo são fornecidas. Além disso, o artigo resume as atuais abordagens utilizadas para a modelagem de: (i) componentes de HVAC, (ii) controle de climatização, e (iii) os sistemas HVAC em geral. Depois de dar uma visão geral das técnicas de solução para a simulação do sistema de climatização, o documento oferece sugestões sobre como se deve selecionar uma HVAC relativa abordagem de modelagem para o objectivo de simulação.

Wong e Li (2010) abordam o dilema de escolher sistemas de controle predial pertinente para atender às necessidades de determinados projetos de construção inteligentes, devido à disponibilidade de inúmeros produtos de construção “inteligentes” e uma escassez de instrumentos de avaliação. Foi para desenvolvido um modelo para facilitar a avaliação de seleção para sistemas de controle inteligente de climatização para edifícios comerciais inteligentes. Os resultados das pesquisas são de que:

- 1- O uso da “energia total” é percebido como o critério de seleção principal;
- 2- Seguido pelo “confiabilidade e estabilidade do sistema” ;
- 3- Os “custos de operação e manutenção” e
- 4- O “controle de umidade e temperatura interior ”.

Esta pesquisa não só apresenta uma abordagem sistemática e estruturada para avaliar o sistema inteligente de controle HVAC contra os critérios de selecção críticos (CSC), mas também sugere uma referência para a seleção de um sistema de acordo com o sistema de controle.

2.2 DESAFIOS CIENTÍFICOS

Com base na revisão de bibliografia identificaram-se alguns desafios a serem enfrentados para a redução de consumo energético em sistemas de HVAC-R, os quais estão relacionados a seguir:

1. Desenvolver aplicativos que apresentem facilidade de ajuste de constantes para operação do CLP (controlador lógico programável);
2. Desenvolver sistemas de controle para equipamentos de HVAC-R existentes;
3. Viabilização de códigos computacionais validados experimentalmente para projeto, simulação e otimização da aplicação do controle;
4. Desenvolvimento de aplicativos computacionais para controle de baixo tempo computacionais, e que sejam suficientemente precisos.

2.3 OBJETIVOS

Com base nos desafios listados no item anterior, define-se como objetivo geral deste trabalho, o Desenvolvimento e Implementação de Kit Inteligente para Sistemas de Refrigeração, Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado.

Para atingir o objetivo geral foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- (1) Adequação do sistema de refrigeração da câmara e antecâmara térmicas em laboratório.
- (2) Desenvolvimento de programa para CLP e parametrização de inversor de frequência.

- (3) Montagem do kit inteligente de refrigeração modular, com operação de controle por lei potencial.
- (4) Realização dos testes experimentais comparativos do funcionamento do sistema câmara e antecâmara térmicos operando com controle liga-desliga e controle em malha fechada com lei potencial.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O Anexo A mostra um esquema completo do sistema proposto para este trabalho, cuja descrição completa é feita neste capítulo.

3.1 ANTECÂMARA

Foi utilizada uma antecâmara com a finalidade de isolar a câmara térmica das variações da temperatura externa, esta antecâmara tem as seguintes medidas: (9,10 x 4,70 x 3,90) m, conforme mostrado na Figura 3.1. A mesma é formada por paredes de divisórias de 5 mm de espessura, possuindo duas portas com as medidas de (2,10 x 0,90) m e outra (4,00 x 2,10) m. A antecâmara tem um volume de 138,72 m³ conforme Figura 3.2. A temperatura e umidade da antecâmara foram mantidas por um climatizador de ar marca Springer, conforme mostra a Figura 3.3, modelo 1780, ano de fabricação 1977 dotado de um compressor de 5,5 kW, com a finalidade de desumidificar e resfriar o ambiente, duas resistências de 1kw para aquecimento e uma resistência de 500 W para umidificação. Foram utilizados sensores de umidade e temperatura na saída do condicionador de ar para controlar a temperatura e umidade. Com isso foi obtida uma temperatura estabilizada de 20°C e umidade de 70%



Figura 3.1 - Antecâmara.

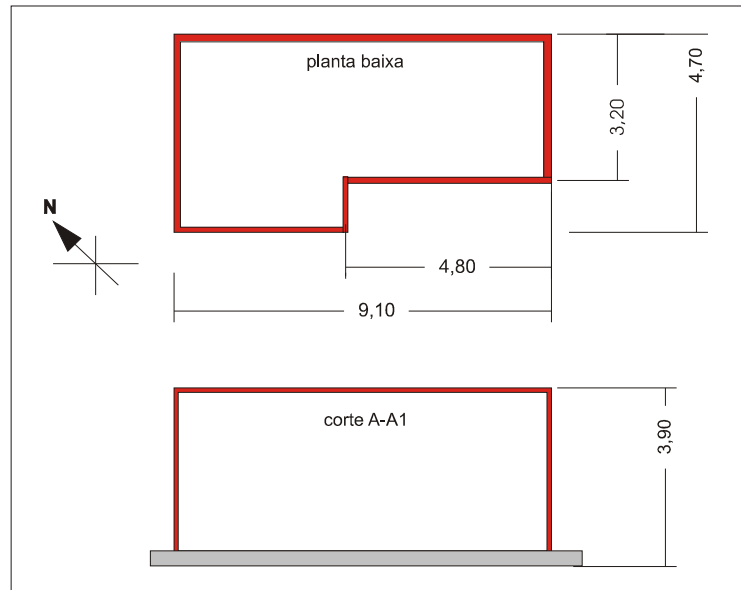


Figura 3.2 - Medidas da antecâmara.



Figura 3.3 - Sistema de climatização.

3.2 CÂMARA FRIA

A câmara fria tem a finalidade de evitar a entrada de fluxo de calor do ambiente externo. Isto é conseguido fazendo o isolamento das paredes da câmara. As câmaras frias são usadas para a conservação de alimentos no seu interior, pois se sabe que para manter um produto alimentício conservado deve-se manter sua temperatura baixa. Esta câmara foi construída para este experimento, atendendo as normas da ABNT para manter uma determinada temperatura de um conjunto de galões de água. A Figura 3.4 mostra esta câmara. A mesma é formada por paredes de madeira de 5 cm de espessura, isolada com lã de vidro, possuindo uma porta corredeira através de contrapesos e seu interior revestido com chapa galvanizada. A câmara fria possui um volume de 25,41 m³ conforme mostra a Figura 3.5.

Um sensor de temperatura foi instalado no interior da câmara, para medição da temperatura da massa de ar interno. Esta temperatura medida foi utilizada para o controle do sistema, tanto no sistema liga-desliga como no sistema malha fechada.

O ponto de ajuste desejado para câmara “setpoint” foi, portanto monitorado e controlado a partir dessa temperatura do ar interno da câmara. Este procedimento reproduz a prática utilizada em instalações industriais e comerciais.

3.3 CARGA TÉRMICA

A carga térmica assim chamada é todo material usado dentro da câmara que precisa ser resfriado. De modo geral são os alimentos que precisam ser conservados. A carga térmica usada em nosso experimento foi de 25 garrações PET de 5 e 6 litros de água perfazendo um total de 125 kg de água conforme mostra a Figura 3.6. Este material foi colocado em cima de PALLET (estrado de madeira com medidas de 1,00 x 1,20) m. Este PALLET tem um peso de 30 kg, e é usado para fazer o isolamento dos garrações do chão evitando perda térmica, conforme mostra a Figura 3.6. O objetivo foi simular a inércia térmica de uma carga existente em aplicações reais e de verificar a sua variação em relação a temperatura interna do ar da câmara.

Para medição da temperatura da água foi usado um sensor na superfície externa de um dos garrações. Este sensor foi envolto em uma manta térmica com fita adesiva perfazendo um bom contato térmico com o garração a fim de que não fosse exposta a temperatura do ar da câmara.

A carga térmica foi calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q} = mc\Delta T / \Delta t \quad (3.1)$$

m - massa - obtida da pesagem dos garrações de água.

c - calor específico - Tabela 3.1.

T – variação de temperatura – obtida a partir da medição de temperatura do interior da câmara e o meio ambiente através do sistema de aquisição de dados LABVIEW®.

t – intervalo de tempo desejado para a queda de temperatura (“pull-down time”).

Tabela 3.1 - Calor específico

| Água | PET | Madeira |
|---|---|---|
| 4,19 kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹ | 0,25 kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹ | 2,75 kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹ |

Neste trabalho, tem-se as seguintes cargas térmicas:

\dot{Q}_1 é a carga térmica da água, \dot{Q}_2 é a carga térmica dos garrafões PET, \dot{Q}_3 é a carga térmica do *PALLET*. A carga total é a soma das cargas parciais, como se segue:

$$\dot{Q}_T = (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3) \quad (3.2)$$

Devem ser ainda consideradas as perdas pelas paredes, teto e chão da câmara térmica onde foi realizado o ensaio.



Figura 3.6 - Garrafões de 5 l de água.

3.4 UNIDADE CONDENSADORA

A unidade condensadora é onde se encontra o compressor, o trocador de calor condensador com os ventiladores e o tanque de líquido. O condensador é responsável transferir o calor do interior da câmara para o ambiente externo. Foi utilizada neste experimento uma unidade condensadora a ar Bitzer, conforme mostra a Figura 3.7 formada pelos componentes listados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Componentes da unidade condensadora.

| | |
|--------------------------|---------------------------------|
| Compressor hermético | Thf 4540hr |
| Motor | Trifásico /220V/13 ^a |
| Refrigerante | R22 |
| Pressostato alta e baixa | Danfoss kp15 |
| Condensador forçado | 2 ventiladores de 500 W |
| Tanque de líquido | 3 litros |

A unidade foi montada numa base de ferro posicionada de forma a permitir um fluxo de ar livre para condensação. Com este equipamento foi possível realizar o ciclo de refrigeração, através da compressão a vapor e condensação do mesmo.

O tanque de líquido, além de evitar a entrada de vapor na válvula de expansão é usado para recolher o fluido refrigerante no caso de reparo da instalação.



Figura 3.7 - Unidade condensadora.

3.5 EVAPORADOR

O evaporador é o responsável pela troca de calor entre a carga térmica e o refrigerante. O refrigerante que circula pela tubulação do evaporador está a uma temperatura mais baixa que no interior da câmara. Assim, há um fluxo de calor da carga térmica para o refrigerante ocasionando a evaporação do refrigerante, e com isto absorvendo calor da carga térmica. Para o resfriamento da câmara foi utilizado um evaporador MacQuay, conforme Figura 3.8, modelo FBA 215, com válvula de expansão de equalização externa TEX2 com orifício 03.

O evaporador foi preso no teto da câmara, através de barras roscadas, tendo sido mantido um espaçamento de 40 cm entre a parede da câmara e o evaporador, permitindo uma circulação de ar adequada.

Foi instalado um sensor na saída da válvula de expansão com a intenção de medir a temperatura na saída do evaporador.

O equipamento acima descrito teve a finalidade de resfriar o ar no interior da câmara através da expansão do fluido refrigerante e do controle da vazão.



Figura 3.8 – Evaporador.

3.6 INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O inversor de frequência é um equipamento eletrônico que transforma a frequência da rede elétrica em outra frequência através de um conjunto de transistores. Esta mudança de frequência propicia ao motor ligado no inversor uma alteração de velocidade. O inversor de frequência utilizado neste estudo foi um modelo WEG, CFW08 plus como mostra a Figura 3.9, com capacidade de controle vetorial sem sensor, adequado para controlar a velocidade de motores trifásicos com as características especificadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Inversor de frequência.

| | | |
|-----------|-------------------------------|----------|
| Modelo | CFW 080160t2024ps00000000000z | Vetorial |
| Tensão | 208 v /240 v | ±10% |
| Potencia | 3,5 Kw | |
| Corrente | 16 a | |
| Dimensões | 115 x 200 x 150 mm | |
| Peso | 2 kg | |

O inversor de frequência foi montado em um quadro de comando conforme mostra a Figura 3.9, e teve como objetivo o controle de rotação do compressor para o sistema de malha fechada.



Figura 3.9 - Inversor de frequência.

3.7 CLP (CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL)

O controlador lógico programável (CLP) é um equipamento eletrônico que tem em seu interior um microprocessador, que permite fazer operações matemáticas com dados de entrada, que podem ser analógica ou digitais, por meio de um “software” fornecendo uma saída através de relés (digitais) ou analógica. No caso de saída a relé, a carga é somente ligada e desligada. Se a saída é analógica seu valor pode variar de acordo com a expressão matemática que foi usada em seu “software”. Este equipamento foi usado para fazer o controle em malha fechada, usando sua saída analógica de acordo com a expressão matemática de uma lei potencial. O software usado neste CLP é uma linguagem chamada LADDER (é um auxílio gráfica para programação de CLP no qual as funções lógicas são representadas por contatos e bobinas de modo análogo ao esquema elétrico). O fabricante do CLP é a empresa Delta Electronics, Inc. e o modelo é o DVP10SX, conforme mostra a Figura 3.10 e suas características são apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - CLP marca Delta.

| | | |
|------------------------|-------------|--------|
| Entradas digitais | 4 | |
| Entrada analógicas | 2 | |
| Saídas digitais | 4 | |
| Saídas analógicas | 2 | |
| Tensão alimentação | 24 VCC | |
| Comunicação | RS 485 | MODBUS |
| Capacidade do programa | 7920 linhas | |

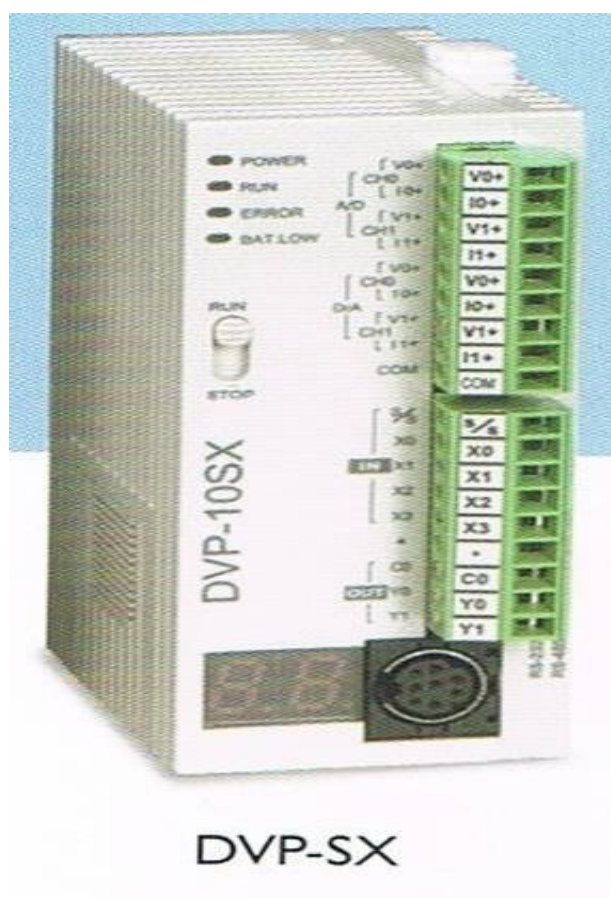


Figura 3.10 - CLP modelo DVP-10SX.

3.8 QUADRO DE COMANDO

Este equipamento é o que acondiciona os relés, contactores, disjuntores, sinalização e fusível, que comandam o funcionamento do sistema de refrigeração e de climatização da câmara e antecâmara, conforme mostra a Figura 3.11.

O equipamento foi confeccionado em chapa com as seguintes medidas (1,5 x 0,8 x 0,25) m. Tem um barramento com capacidade de 150 A e um disjuntor trifásico na entrada de 200 A.



Figura 3.11 - Quadro de comando.

3.9 SENSORES TÉRMICOS

Os sensores térmicos utilizados neste estudo foram termistores NTC ou sensores semicondutores. Eles são compostos de manganês, níquel e óxido de cobalto, os quais são misturados em proporções iguais apresentando a forma de uma pequena esfera de 2,4 mm de diâmetro. Os termistores são não lineares, quando comparados com outros sensores, como,

por exemplo, os sensores PT100 (que é um transdutor de temperatura constituído de um fio de platina. A resistência da platina varia de forma diretamente proporcional à temperatura) que são lineares. A relação entre a resistência e a temperatura em um termistor é correlacionada pela expressão:

$$R = R_0 e^{\beta(\frac{1}{T} + \frac{1}{T_0})} \quad (3.3)$$

R , resistência correspondente à temperatura da medição ()

R_0 , resistência na temperatura de referência ()

, constante do termistor (K^{-1})

e, constante de Euler

As especificações técnicas dos termistores NTC 44004RC que foram utilizados nos experimentos são listadas na Tabela 3.5. Os termistores são calibrados em laboratório, para determinar seus limites intrínsecos de precisão. Para tanto foram mergulhados em um banho de térmico de temperatura constante de marca Hakke, modelo CD30, conforme mostra a Figura 3.12. Um total de 64 medições de temperatura foi utilizado a níveis de 0, 10, 20, 100 °C.

Tabela 3.5 - Termistores 4400RC.

| | | |
|----------------------|------------------|---------|
| Resistência | 25° C | 2252 |
| Max. Temperatura | 150° C | |
| Incerteza de medição | 0° C a 70° C | ±0,2° C |
| Temperatura operação | -80° C a +120° C | |

O maior desvio padrão dessas medidas foi de 0,001 °C e, portanto o limite intrínseco de cada termistor foi de $\pm 0,001$ °C, o que é coerente com o limite intrínseco de precisão listado em um manual de instrumentação (DALLY; RILEY; McCONNELL, 1993).



Figura 3.12 - Banho térmico marca Hakke.

3.10 MEDIDOR DE ENERGIA

O medidor do consumo de energia elétrica e de demanda usado neste trabalho foi aplicado tanto ao sistema liga-desliga como malha fechada. Trata-se de um equipamento SAGA2000, conforme mostra a Figura 3.13. O modelo SAGA2000/1640 com medição eletrônica de demanda, apresenta as características listadas na Tabela 3.6.

Fornece as grandezas primárias de tensão, corrente e fator de potência, assim como, potencia ativa e reativa e demanda máxima e consumo de energia registrada a cada 5 minutos.

Tabela 3.6 - Medidor de energia.

| | | |
|-----------------|-----------------|------------------------|
| Modelo | SAGA 2000/1640 | |
| Totalização | 15min | |
| Alimentação | Trifásico | 220 V |
| Corrente | 15(120) A | |
| Classe exatidão | 1% | |
| Mostrador | Cristal líquido | 32 Caracteres /2Linhas |
| Saída serial | RS 232 | |

Com este equipamento foi possível registrar as demandas (kW) e o consumo de energia (kWh), monitorar as correntes, e fatores de potência dos dois sistemas utilizados, ou seja, com controle liga-desliga e malha fechada.



Figura 3.13 - Medidor de energia.

3.11 AQUISIÇÃO DE DADOS

O trabalho experimental envolveu a aquisição de temperatura em tempo real. Esta tarefa foi realizada com a utilização de um sistema de aquisição de dados computacional. O sistema tem as especificações técnicas listadas na Tabela 3.7. A aquisição de dados foi gerenciada pelo aplicativo computacional LABVIEW®, produzido pela empresa National Instruments (USA). A Figura 3.14 mostra o aspecto geral da montagem da estação de trabalho.

Tabela 3.7 – Aquisição de dados.

| | | |
|---------------------|-------------|-------------------|
| Computador | Pentium III | 128 Mbytes Ram |
| Placa multiplexador | 32 Canais | NI SCXI - 1127 |
| Placa multímetro | | NI PXI/PCI - 4060 |

A placa de aquisição permitiu a leitura sequencial dos termistores em intervalos de 0,15 s. Um programa desenvolvido em linguagem para o aplicativo LABVIEW® registrou as temperaturas lida e forneceu os gráficos das temperaturas.

É apresentada na Figura 3.15 a tela com aquisição das temperaturas utilizadas neste trabalho.



Figura 3.14 - Aquisição de dados.

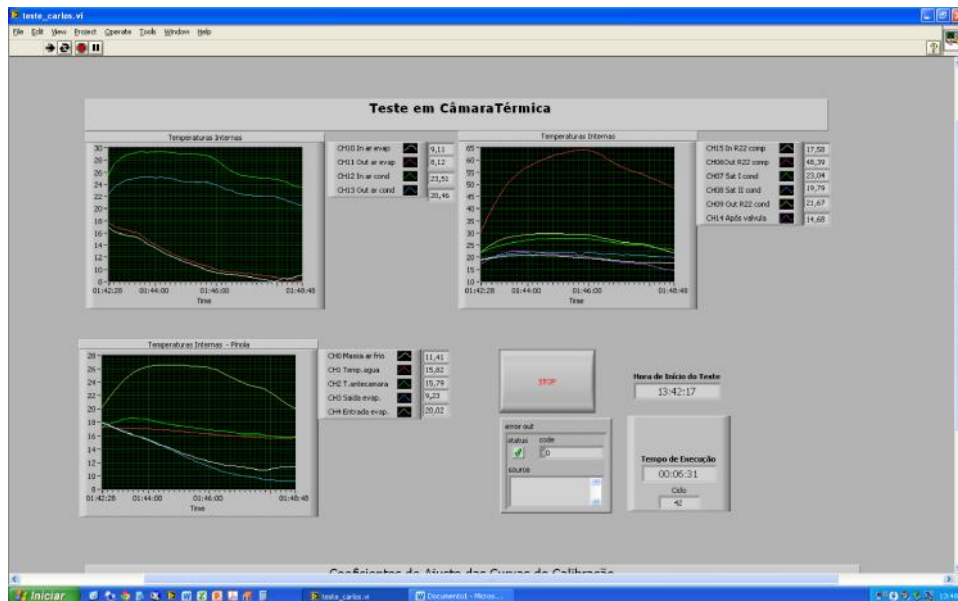


Figura 3.15 - Tela do sistema de aquisição de dados.

3.12 TERMOSTATO

Para o controle liga-desliga foi utilizado um equipamento que serve para ligar e desligar o compressor de acordo com a temperatura pré-estabelecida “setpoint”. É uma medida feita

com sensor NTC que é descrito no item 3.9 com mais detalhes. Este equipamento também foi usado para avaliar o “setpoint” em malha fechada utilizando a saída RS485 que este termostato possui conforme a Figura 3.16. Este equipamento é da marca NOVUS modelo N322 com comunicação MODBUS via porta RS 485 entrada para sensor NTC ou PT100. As especificações técnicas são mostradas na Tabela 3.8.



Figura 3.16 - Termostato N322 com saída Modbus.

Tabela 3.8 - Termostato Novus.

| | | |
|-----------------------|-----------------|-----------------------|
| Sensor de temperatura | NTC | 10k |
| Faixa de medição | -50°C a 120°C | |
| Tensão de alimentação | 220 V | |
| Medidas | 75 x 33 x 75 mm | |
| Saída a rele | 3A /250 V | |
| Resolução | 0,1°C | Faixa -19,9°C a 199°C |

3.13 SISTEMA LIGA-DESLIGA

Para o sistema de refrigeração convencional, programou-se uma ação de controle liga-desliga. Para este funcionamento, o sistema foi montado com a unidade condensadora, pressostato de alta e baixa, medidor de energia, contactores, sistema de aquisição, evaporador, termostato, antecâmara, câmara fria e sensores, além do quadro comando.

A temperatura do ar interno da câmara fria, T_4 , é lida pelo termostato que compara com seu T_{set} (“setpoint”). Toda vez que a temperatura excede o valor de “setpoint”, a um nível pré-estabelecido o termostato liga o compressor e desliga quando a temperatura cai abaixo do valor do “setpoint”, a um nível pré-estabelecido T_L . A faixa de temperatura entre T_L e T_H é denominada histerese, e $T_L < T_{set} < T_H$.

A temperatura do ar interno da câmara, T_4 é lida pelo sensor (NTC) do termostato que varia sua resistência conforme a variação de temperatura de acordo com a Eq. (3.3). Internamente o termostato converte essa variação de resistência em uma variação de voltagem, de modo que um sinal de realimentação é gerado. Assim a tensão de realimentação gerada pelo sensor é dada por:

$$V_{FB} = f(T_4) \quad (3.4)$$

onde: $V_{MIN} < V_{FB} < V_{max}$

Considerando a tensão de referência V_{REF} , que corresponde a temperatura do “setpoint”, T_{set} , um sinal de erro atuante é gerado por,

$$E_a = V_{FB} - V_{REF} \quad (3.5)$$

O funcionamento consistiu em estabelecer um nível desejado para a câmara fria, i.e, um valor para V_{REF} . Neste estudo foi considerada a temperatura de “setpoint” a ser mantida como de 12 °C, sendo considerada uma banda morta de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ (histerese). A temperatura T_4 (temperatura do ar interno da câmara, i.e, V_{FB}) é comparada a todo instante com a temperatura que corresponde a V_{ref} (set-point). Ao atingir a temperatura “setpoint” menos banda morta, a válvula solenóide é desenergizada, e conseqüentemente, se fecha, impedindo o fluxo de refrigerante. Desta maneira a pressão de sucção decresce, e ao atingir a pressão mínima de trabalho, regulada no pressostato de baixa, realiza o desarme da contactora e, conseqüentemente, o desarme da unidade condensadora.

Após a temperatura T_4 atingir o “setpoint” mais a banda morta, a válvula solenóide é energizada, permitindo o fluxo de refrigerante. Desta maneira a pressão de sucção sobe, e o sistema volta a funcionar. Pode-se observar o funcionamento do sistema liga-desliga pela Figura 3.17, onde é mostrada a variação da temperatura do ambiente controlado em relação ao “setpoint”. Nos Anexos B e C é apresentado o esquema elétrico do quadro de comando do sistema de refrigeração liga/desliga e também o esquema elétrico de ligação dos motores e resistências do mesmo sistema elétrico.

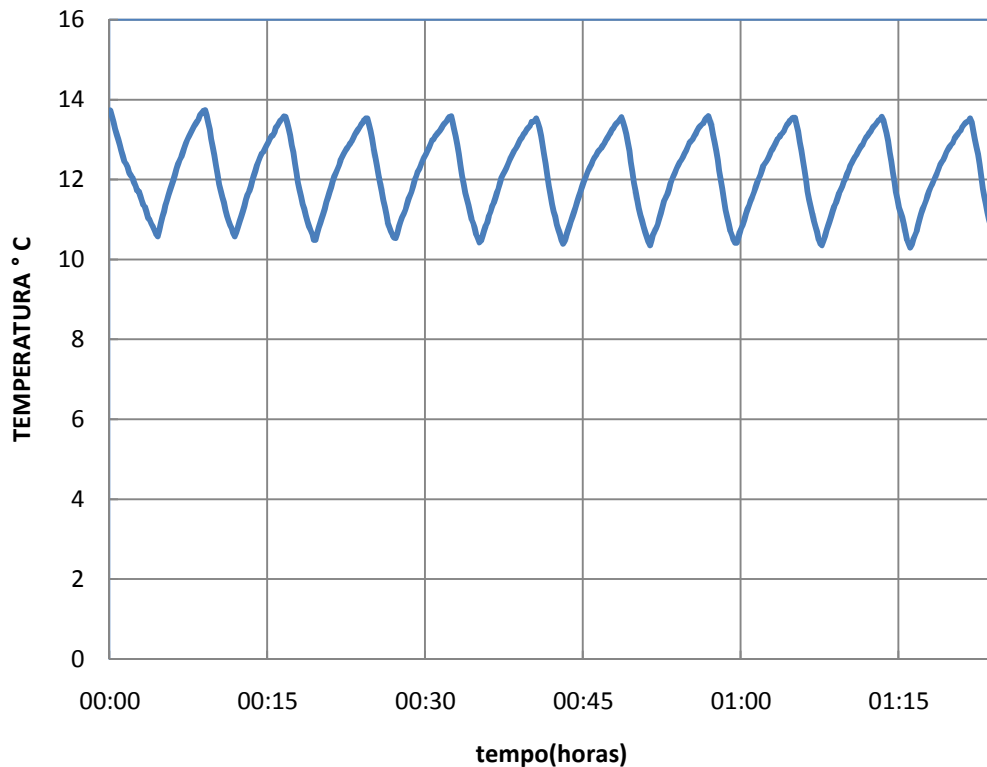


Figura 3.17 - Variação de temperatura da massa de ar.

3.14 SISTEMA MALHA FECHADA

A ação de controle em malha fechada sugerida é baseada numa técnica de lei potencial proposta anteriormente (VARGAS; PARISE, 1995; VARGAS *et al.*, 1998), ao invés das bem conhecidas ações combinadas proporcional-integral-derivativa, PID (OGATA, 1970; KUO, 1987). Apesar de que a técnica tenha sido proposta anteriormente, uma versão aperfeiçoada é proposta nesta dissertação.

As principais razões para a utilização de uma lei potencial em relação ao sistema PID é simplicidade, e fácil ajuste em faixas mais restritas, levando em consideração também a não linearidade do sistema a ser controlado.

O sistema em malha fechada foi construído com uma unidade condensadora, medidor de energia, termostato, sistema de aquisição, inversor de frequência, CLP (controlador lógico

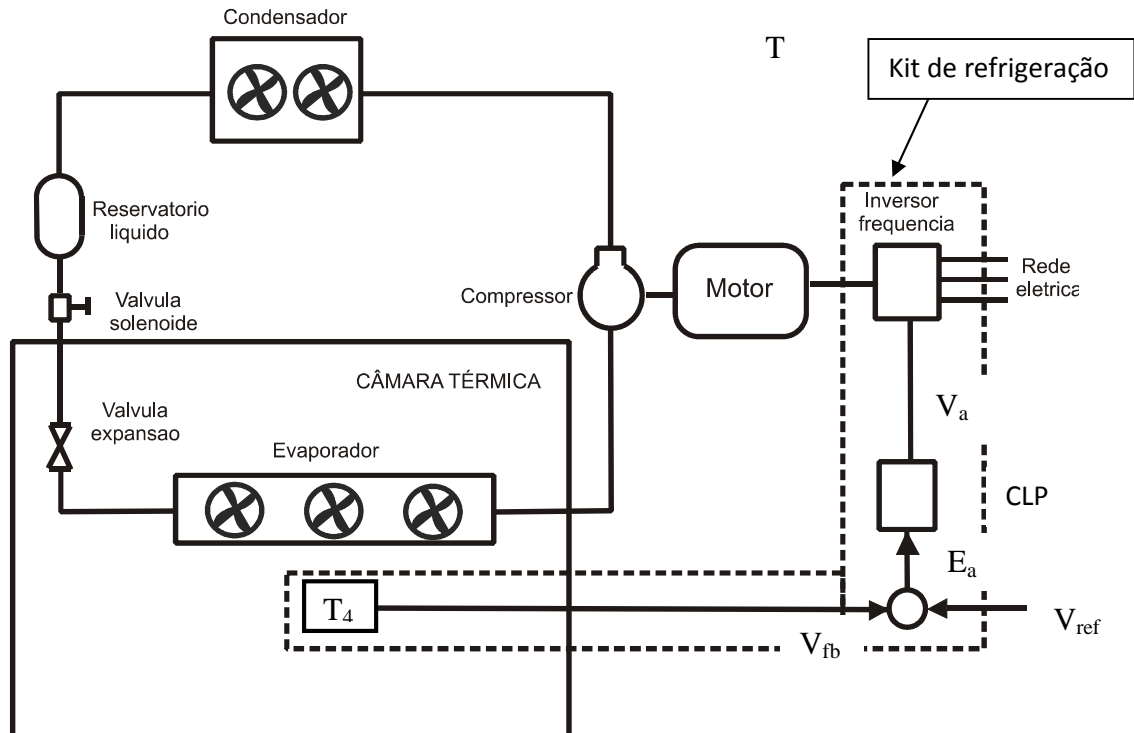


Figura 3.19 - Esquema simplificado do sistema em malha fechada com lei potencial.

A fim de realizar a ação de controle, uma função deve ser implementada eletronicamente, através de um controle discreto ou analógico, baseado num modelo matemático, que se inicia com um sinal de erro, E_a . A diferença entre a temperatura da câmara, T_4 e a temperatura do “setpoint” T_{set} é determinada por:

$$\Delta T = f^{-1}(E_a) \quad (3.6)$$

A equação para calcular um ajuste de voltagem, V_s , tem que identificar o ponto de partida da ação de controle, como foi descrito acima. Esta tarefa é executada pela seguinte expressão.

$$V_s = K_C^{K_1 \Delta T + K_2} + K_3 \quad (3.7)$$

Onde K_1 , K_2 , K_3 e K_C são constantes a serem selecionadas de acordo com o sistema. A Equação (3.7) generaliza a ação de controle potencial proposta em trabalhos anteriores (VARGAS; PARISE, 1995; VARGAS *et al.*, 1998). A tensão introduzida no inversor de frequência é determinada por:

$$V_A = V_S \quad (3.8)$$

se

$$V_S < V_{MAX} \quad (3.9)$$

e

$$V_A = V_{MAX} \text{ se } V_S \geq V_{MAX} \quad (3.10)$$

O objetivo da ação de controle, definida pelas Eqs. (3.8), (3.9) e (3.10) tem duas finalidades:

- (i) fazer com que V_A seja menor que V_{MAX} somente quando estiver próximo do “setpoint”, e
- (ii) evitar oscilações indesejáveis na temperatura do ambiente controlado, T_4 após atingir a temperatura de “setpoint”.

Quando $V_A = V_{MAX}$, o compressor funciona na sua rotação máxima, e quando $V_A = V_S$, o compressor tem sua velocidade reduzida e regulada pelo inversor de frequência.

3.15 PROGRAMAÇÃO DO CLP

Primeiramente foi implementada a estratégia de controle no aplicativo Ladder, que é linguagem de programação do CLP, sendo definida a temperatura a ser controlada como T_4

(temperatura do ar interno da câmara) que é enviada pelo termostato pela saída RS 485 ao PLC para ser utilizado como cálculo de $T = T_4 - T_{set}$ (temperatura do "setpoint") que também é enviado do termostato pela saída RS485 ao PLC. A seguir foi implementado a estratégia de controle do sistema de malha fechada através da lei potencial, utilizando a equação de controle modificada, i.e, Eq. (3.7), inserindo uma nova constante $K_3 > 0$, devido à operação da função de entrada analógica no inversor de frequência, ter de operar com frequência acima de 30 Hz ($K_3 = 2$ V neste trabalho), para evitar problemas de lubrificação no compressor. Desta maneira, com $V_s > K_3 = 2$ V sempre, o compressor operou na faixa de rotação recomendada pelo fabricante, i.e, de 900 a 3000 rpm. Assim, para desligar e religar o sistema, um controle liga/desliga foi também estabelecido no sistema malha fechada, com uma banda morta de ± 2 °C para o retorno de funcionamento, i.e, uma faixa de variação igual a $T_{set} \pm 2$ °C. A faixa foi a mesma do sistema liga/desliga, a fim de comparar os dois sistemas do ponto de vista de consumo energético em termos de igualdade. A diferença fundamental em relação ao sistema liga desliga convencional, é que ao retornar ao funcionamento quando $T_4 = T_{set} + 2$ °C, o compressor religa com uma rotação mínima, que se mantém até que seja necessário aumentá-la, na ocorrência de uma carga maior. A estratégia de controle para malha fechada foi implementada no aplicativo Ladder de acordo com Figura 3.20.

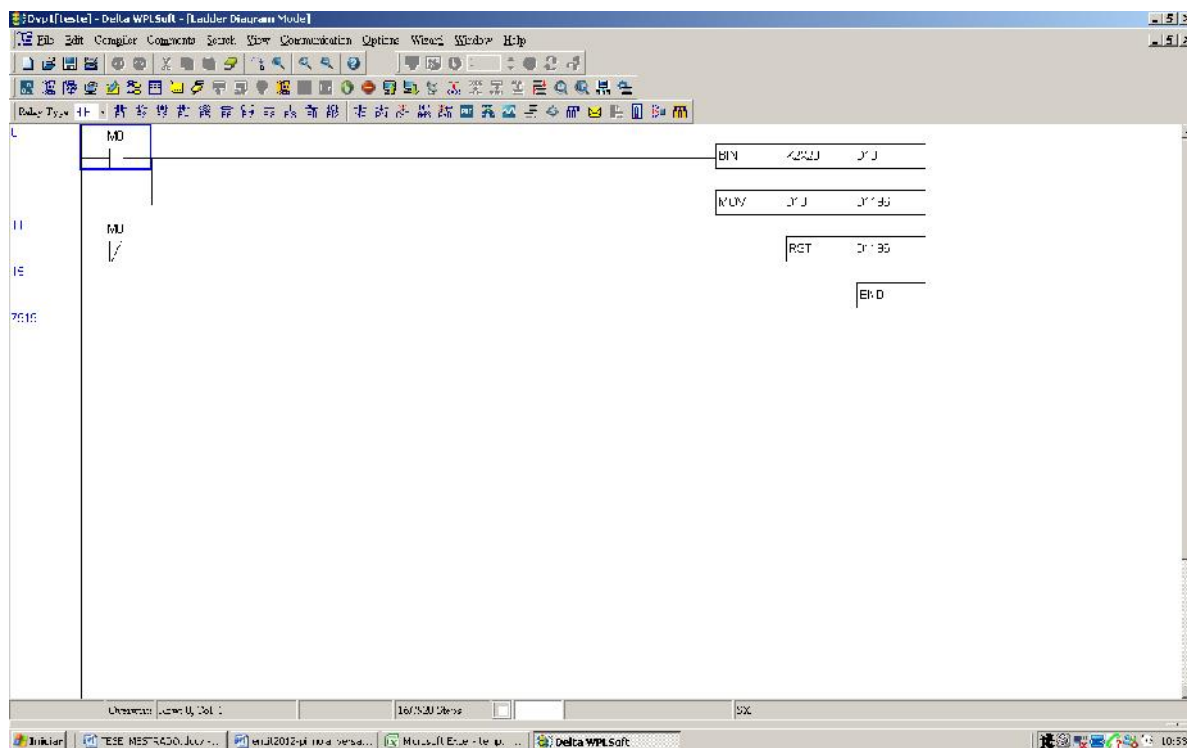


Figura 3.20 - Programação em linguagem Ladder.

Os parâmetros K_1 , K_2 , K_3 e K_C foram determinados experimentalmente, visando uma suave e eficiente operação do sistema. A operação do sistema em malha fechada consistiu em comparar o “setpoint” definido em $T_{set} = 12^\circ\text{C}$, com a temperatura de controle T_4 , fornecendo $T = T_4 - T_{set}$. Este valor foi substituído na equação de controle, Eq. (3.7), que fornece um sinal de voltagem indicativo de qual frequência o inversor deve trabalhar, e em consequência a rotação de trabalho do compressor. Ao atingir o valor de “setpoint” menos banda morta, $T_{set} - 2^\circ\text{C}$ a válvula solenoide é desenergizada e o inversor de frequência é zerado, desligando o compressor. O ambiente controlado se aquece, e após atingir o “setpoint” mais banda morta, $T_{set} + 2^\circ\text{C}$ a válvula solenoide é energizada e o inversor parte com rotação mínima de trabalho. Pode-se observar o funcionamento do sistema em malha fechada pela Figura 3.21, onde é mostrada a variação de temperatura de controle (ar interno da câmara) em relação ao “setpoint”.

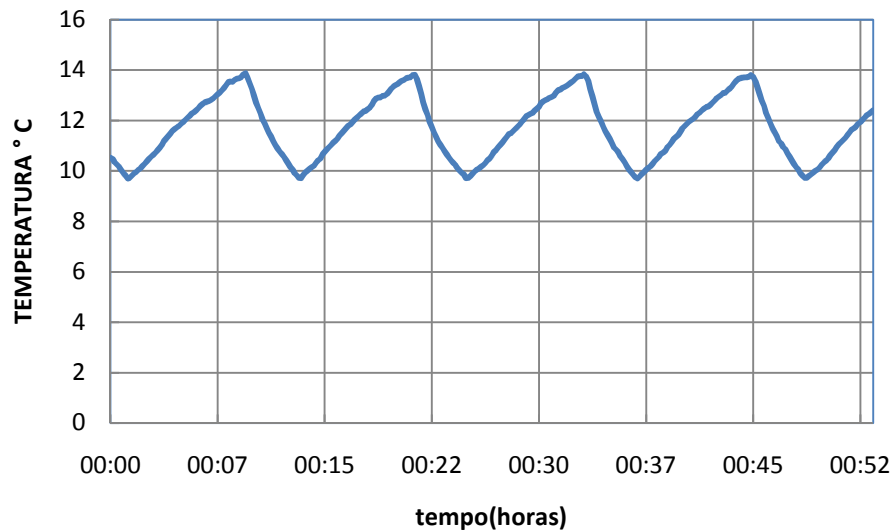


Figura 3.21 - Temperatura do ar câmara fria em malha fechada.

3.16 TESTE COMPARATIVO

Para realização dos testes comparativos e experimentais entre os dois sistemas (liga-desliga e malha fechada), foi estabelecido um período de 6 horas. Foi mantida a porta aberta, com $\frac{1}{4}$ da abertura total no período de ensaios, mais a carga térmica dos garraões de água, com a finalidade de simular um balcão expositor aberto utilizado em supermercado, assim simulando um sistema de refrigeração na prática.

O conjunto de garraões com água foi inserido no interior da câmara, conforme descrito no item 3.3, com a finalidade de simular infiltração de ar externo em câmaras comerciais (“walk in”) a carga térmica do sistema. Foram realizadas calibrações nos sensores de temperatura e os mesmos foram distribuídos conforme descrito no Anexo A.

O consumo de energia foi registrado através do medidor, conforme descrito na seção 3.10, com as medições na entrada trifásica da alimentação do sistema de refrigeração, compreendendo a unidade condensadora, evaporador, a intervalos de cinco minutos para registro do consumo e quinze minutos para registro da demanda. Para registro das

temperaturas, foi utilizado o sistema de aquisição de dados e o “software” LABVIEW®, com intervalos de leitura de 5 minutos.

A operação do sistema liga-desliga consistiu da comparação do “setpoint” estabelecido com a temperatura de controle adotada, com o objetivo de manter a câmara em temperaturas próxima do “setpoint”, ciclando o compressor dentro do intervalo de operação. Desta maneira simulou-se o funcionamento encontrado na prática em sistemas de refrigeração.

A operação em malha fechada, consistiu em variar a rotação do compressor, com o objetivo de adequar a vazão mássica de refrigerante e manter a temperatura próxima do “setpoint” estabelecida, minimizando o numero de partidas do compressor, diminuindo a corrente de trabalho e ajustando melhor a variação de temperatura no ambiente controlado.

Devido à diferença de temperatura da antecâmara e a câmara nos sistemas em malha fechada e liga-desliga foi realizada o cálculo da energia perdida pelo isolamento térmico das paredes da câmara. Implementou-se o cálculo descrito pelas equações a seguir, que representa a energia perdida pelo isolamento térmico das paredes da câmara.

A taxa de calor perdido através das paredes, \dot{Q}_{leak} (J), é obtida em cada instante, t, por.

$$\dot{Q}_{\text{leak}} = -UA(T - T_{\infty}) \quad (3.11)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, ($\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$), A é a área total de troca de calor definida pela superfície exposta das paredes da câmara, m^2 , T é a temperatura da antecâmara. O coeficiente global de transferência de calor das paredes é calculado por

$$U = \left(\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{k_p} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} \right)^{-1} \quad (3.12)$$

onde h_{int} é o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno

($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$), e_p é a espessura da parede, m, k_p é condutividade térmica do material de isolamento das paredes, ($\text{W m}^2 \text{K}$) e h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado externo, ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$). O calor total perdido através das paredes da câmara, Q_{leak} (J), no período total de 6 horas (21600 s) é dado por:

$$\dot{Q}_{\text{leak}} = -UA(T_4 - T_{\infty}) \times 21600 \quad (3.13)$$

O cálculo total da área de troca de calor definido pelas superfícies expostas é feito pela Figura 3.22.

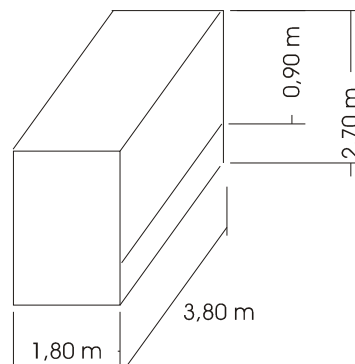


Figura 3.22 - Cálculo da área total de troca de calor com exterior.

$$A = A_{\text{porta}} + A_{\text{laterais}} + A_{\text{fundo}} + A_{\text{naoexposta}} \quad (3.14)$$

onde $A_{\text{naoexposta}} = 3,42 \text{ m}^2$ é a área da parede enterrada no solo, portanto não está em contato com o exterior. Admite-se que a transferência de calor com o piso e as paredes não expostas (somente para condução) é desprezível em presença do restante da superfície exposta ao exterior (condução e convecção). Além do que a área de troca de calor com exterior é maior do que a área não exposta.

Para o sistema liga/desliga e em malha fechada, a perda total é igual a:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_{\text{leak}} \quad (3.15)$$

Como se adotou a antecâmara com temperatura estabilizada, as perdas pelas paredes em ambos os sistemas adotados (liga-desliga e malha fechada) foram idênticas.

3.17 ANÁLISE DE INCERTEZAS

Uma análise de incertezas é essencial para a adequada avaliação dos resultados obtidos. Por intermédio da aferição experimental de dados termodinâmicos de temperatura, demanda e consumo de energia elétrica obtêm-se os resultados do presente trabalho. Estes resultados contêm incertezas intrínsecas ao processo experimental, que devem ser quantificadas.

Todas as medidas de consumo de energia foram tomadas em triplicata. O limite de precisão foi computado como sendo o dobro do desvio padrão das referidas medições, com grau de confiança de 95%. Os critérios de propagação de erros em medições experimentais seguem os padrões ASME (1993). Da mesma forma, os limites de precisão intrínsecos dos termistores, do medidor de demanda e consumo energia elétrica foram considerados desprezíveis em comparação ao limite de precisão das variáveis analisadas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste estudo, conforme o anexo A, foram feitas medidas de temperatura nos pontos marcados no sistema de refrigeração por compressão a vapor operando nos sistemas liga-desliga e malha fechada. Teve-se como objetivo analisar comparativamente as influências nos pontos em função da estratégia adotada. Os dois sistemas operaram com a mesma carga térmica pelo mesmo período de tempo, i.e, 6h. O calor perdido pelo isolamento térmico das paredes foi o mesmo para ambos os sistemas.

Para realizar uma análise comparativa dos dois sistemas estudados, são apresentados e analisados a seguir, os comportamentos das temperaturas nos componentes do sistema para as duas estratégias de controle. Na sequência, são apresentados o comportamento dos fluidos (ar, refrigerante, água) para os dois sistemas, consumo em cada modo de operação, consumo total, e apresentação das diferenças entre os dois sistemas.

Os pontos de temperatura medidos foram:

T_1 - Temperatura do refrigerante na linha de líquido, °C

T_2 - Temperatura do refrigerante na linha de sucção, °C

T_4 - Temperatura do ar interno da câmara, °C

T - Temperatura da antecâmara, °C

T_8 - Temperatura da água, °C

4.1 TEMPERATURA DO REFRIGERANTE NA ENTRADA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO

Observa-se nas Figuras 4.1 e 4.2, o comportamento da temperatura na entrada da válvula de expansão para cada modo de operação. É observado no sistema malha fechada que variação de temperatura apresentou uma queda mais acentuada.

Mostra-se assim que o grau de subresfriamento do refrigerante na saída do condensador.

SR (subresfriamento) = temperatura condensação (T_C) - temperatura linha de líquido (T_L)
permite que seja avaliada a carga de refrigerante no sistema.

Valores compreendidos entre 8°C e 11°C indicam que a carga esta correta. Valores acima de 11°C excesso de refrigerante. Abaixo de 8°C indica falta refrigerante. Os valores medidos são listados a seguir:

- Temperatura de condensação: $T_C = 45^\circ\text{C}$ no sistema liga-desliga.
- Temperatura da linha de liquido: $T_L = 35^\circ\text{C}$ no sistema liga-desliga.
- Temperatura de condensação: $T_C = 33^\circ\text{C}$ no sistema malha fechada.
- Temperatura da linha de liquido: $T_L = 25^\circ\text{C}$ no sistema malha fechada.
- SR (subresfriamento) = 10°C para o sistema liga-desliga.
- SR (subresfriamento) = 8°C para o sistema malha fechada

Essas medidas mostram que a carga refrigerante para o sistema em malha fechada não apresentou alteração significativa em relação ao sistema liga desliga.

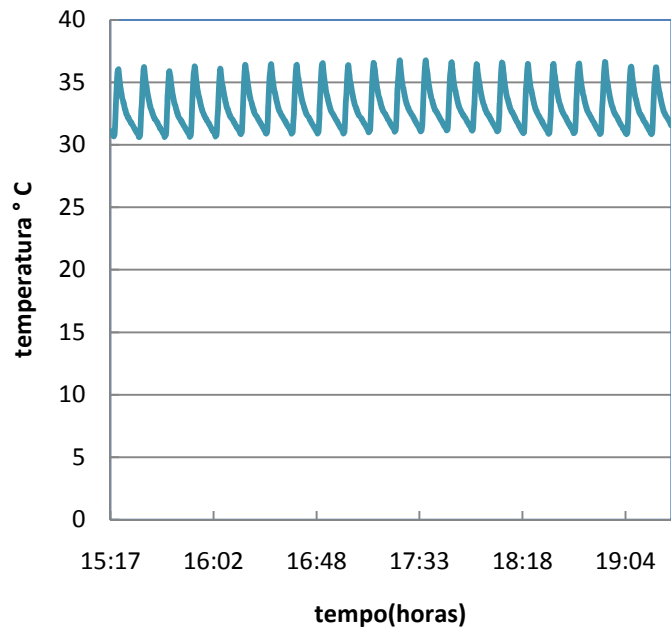


Figura 4.1 - Temperatura da linha de líquido no sistema liga-desliga.

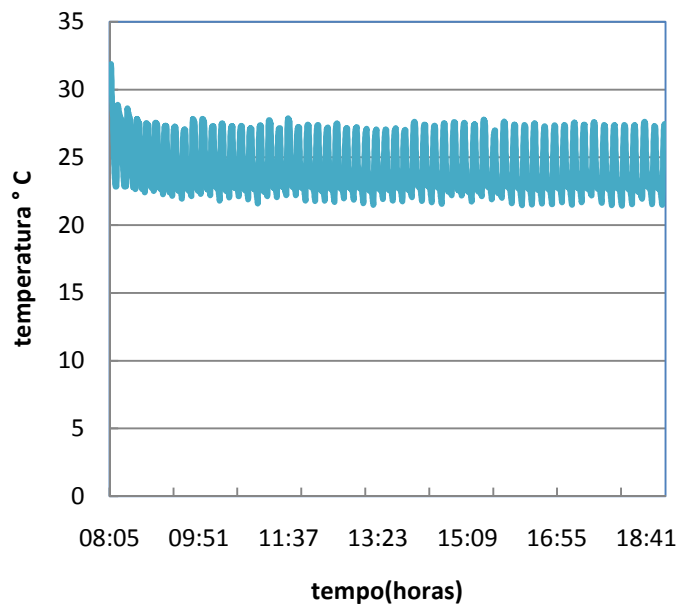


Figura 4.2 - Temperatura da linha de líquido no sistema malha fechada.

4.2 TEMPERATURAS DO REFRIGERANTE NA SAÍDA DA VÁLVULA EXPANSÃO

As temperaturas na saída da válvula de expansão demonstraram a evaporação nos dois sistemas, i.e., esta é a temperatura de evaporação.

Nas Figuras 4.3 e 4.4 observa-se que a temperatura de evaporação no sistema liga-desliga é mais baixa do que no sistema em malha fechada.

Mostra-se o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador SA (superaquecimento) = temperatura evaporação (T_E) - temperatura sucção (T_C) indica a quantidade de refrigerante que está sendo injetada no evaporador.

Valores compreendidos entre 4°C e 6°C indicam que a regulagem da válvula de expansão está correta, valores acima de 6°C indicam pouco refrigerante; abaixo de 4°C indicam que excesso de refrigerante está sendo injetado.

- Temperatura de evaporação: $T_E = -1^\circ\text{C}$ no sistema liga-desliga.
- Temperaturas sucção: $T_C = 6^\circ\text{C}$ no sistema liga-desliga
- Temperatura de evaporação: $T_E = 1^\circ\text{C}$ no sistema malha fechada.
- Temperaturas sucção: $T_C = 7,5^\circ\text{C}$ no sistema malha fechada.
- SA (superaquecimento) = 7°C para o sistema liga-desliga
- SA (superaquecimento) = $6,5^\circ\text{C}$ para o sistema malha fechada

Estas medições mostram que a válvula de expansão, em ambos os casos, mantém corretamente a quantidade de refrigerante no evaporador.

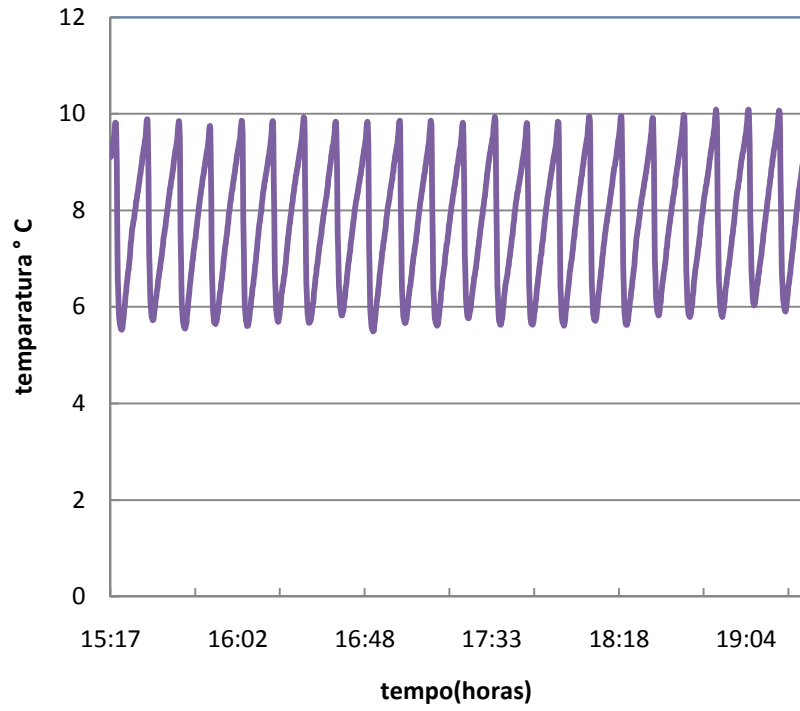


Figura 4.3 - Temperatura de evaporação no sistema liga-desliga.

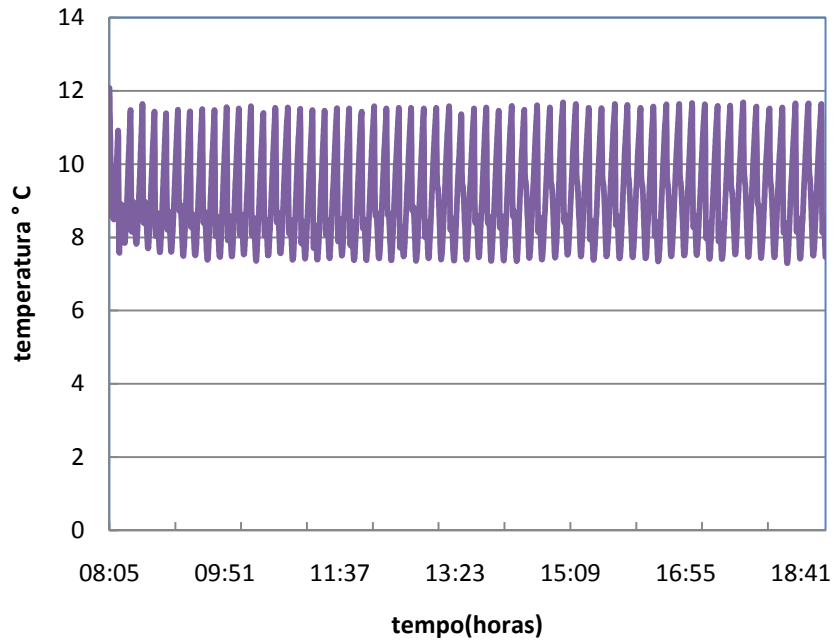


Figura 4.4 - Temperatura de evaporação no sistema malha fechada.

Em decorrência do exposto das temperaturas de condensação e evaporação do sistema em malha fechada é evidente a vantagem do sistema em malha fechada, em relação ao sistema liga/desliga, pois a temperatura de condensação é menor que no sistema em malha fechada e a temperatura de evaporação é maior que no sistema liga/desliga, obtendo assim um melhor rendimento de todo sistema em malha fechada.

4.3 TEMPERATURAS DO AR NO INTERIOR DA CÂMARA FRIA (CONTROLE)

Nas Figuras 4.5 e 4.6, verifica-se o comportamento das temperaturas de controle dos sistemas liga-desliga e em malha fechada. Esta banda larga de 4° C é necessária no sistema liga-desliga a fim de evitar uma ciclagem muito rápida no compressor.

No sistema em malha fechada, foi usada a mesma variação usada para liga-desliga em torno do “setpoint”. A ciclagem do sistema liga-desliga é de maior frequência, como se pode ver comparando as Figuras 4.5 e 4.6 este comportamento se deve ao fato de no sistema liga-desliga a velocidade do compressor ser maior do que no sistema em malha fechada.

O sistema em malha fechada apresenta uma frequência de ciclagem menor conforme por apresentar uma velocidade de rotação menor do compressor do que no sistema liga-desliga, i.e., em torno de 900 rpm. O procedimento evita que o inversor de frequência trabalhe com um valor menor de 30Hz, que corresponde à rotação mínima do compressor recomendada pelo fabricante, garantindo que a lubrificação do mesmo seja eficiente, evitando superaquecimento.

Ciclagem do sistema liga - desliga

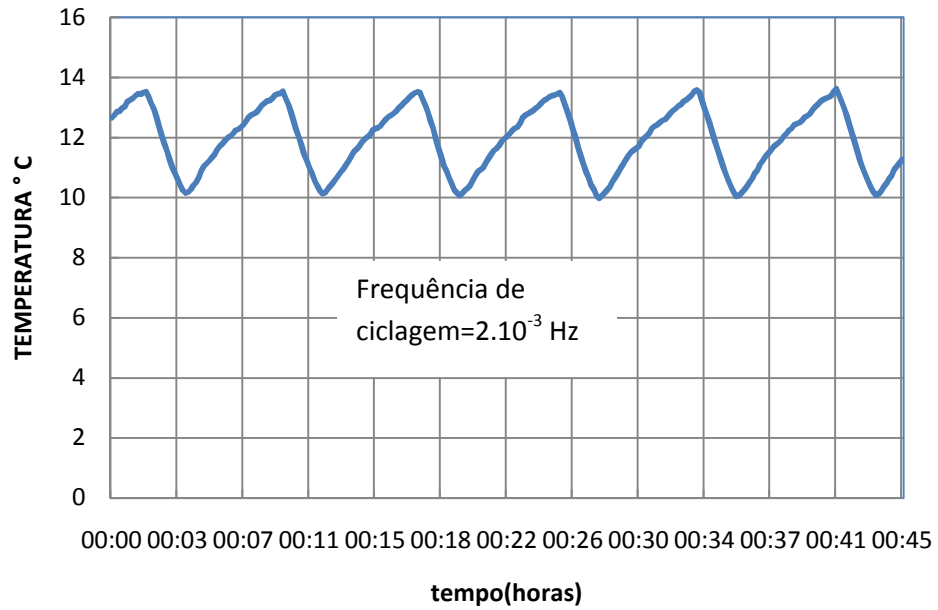


Figura 4.5 - Temperatura do ar no interior da câmara fria no sistema liga-desliga.

Ciclagem do sistema malha fechada

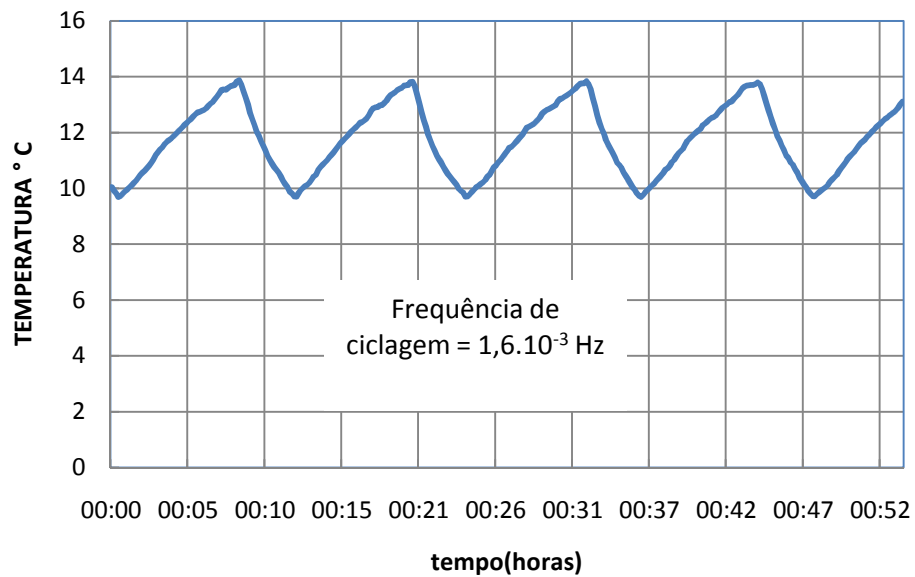


Figura 4.6 - Temperatura do ar no interior da câmara no sistema malha fechada.

4.4 TEMPERATURAS DO AR NA ANTECÂMARA

Observando as Figuras 4.7 e 4.8 avalia-se o comportamento do ar na antecâmara para os dois sistemas. Pode-se observar que tanto no sistema liga-desliga como em malha fechada as temperaturas foram aproximadamente iguais, fazendo dessa forma com que as perdas térmicas pelas paredes isoladas fossem as mesmas em ambos os casos.

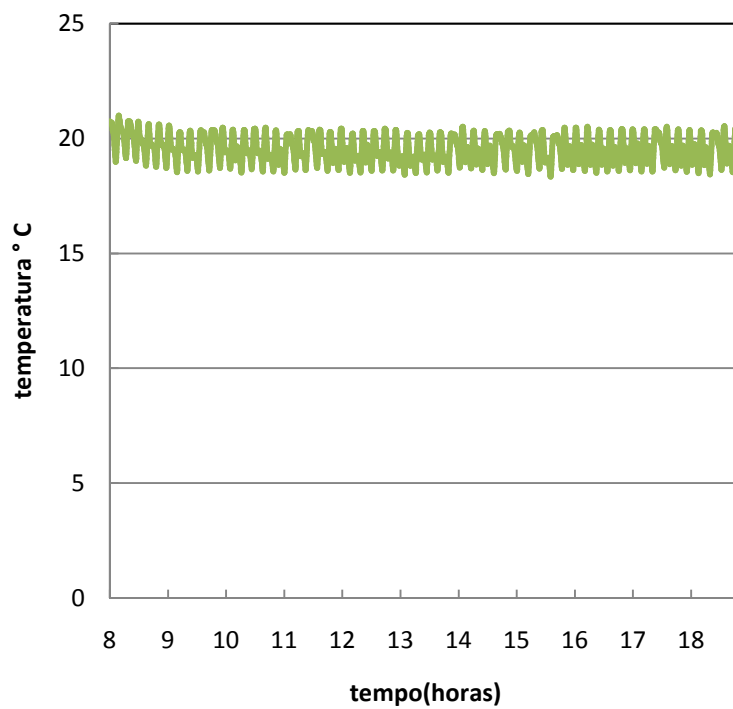


Figura 4.7 - Temperatura do ar no interior da antecâmara no sistema malha fechada.

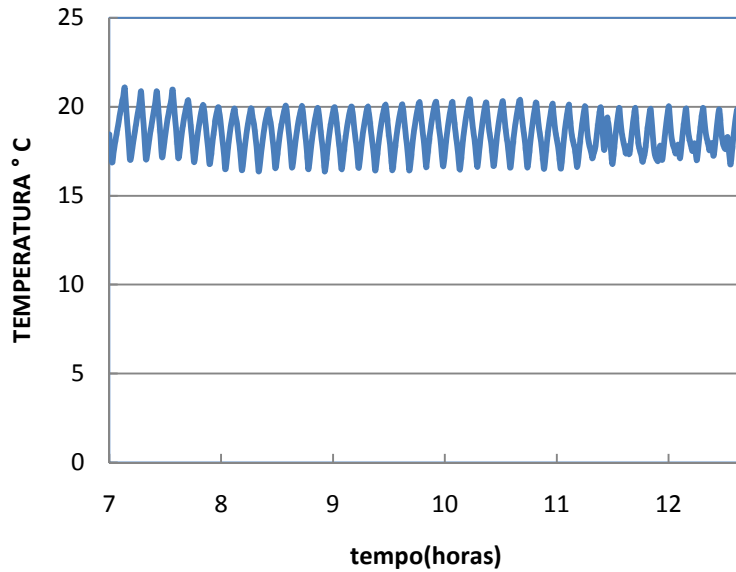


Figura 4.8 - Temperatura do ar no interior da antecâmara no sistema liga-desliga.

4.5 TEMPERATURAS DA PAREDE DO GARRAFÃO DE ÁGUA

As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam o comportamento da temperatura da parede do garrafão de água que se encontra no interior da câmara fria para o sistema em malha fechada e liga-desliga. Pode ser observado que o comportamento da variação das temperaturas é muito parecido em ambos os sistemas. De acordo com esta análise, é observado um melhor aproveitamento no sistema em malha fechada, devido ao mesmo proporcionar um resfriamento da parede do garrafão similar ao liga-desliga, com menor vazão mássica no evaporador, proveniente de rotação mais baixa.

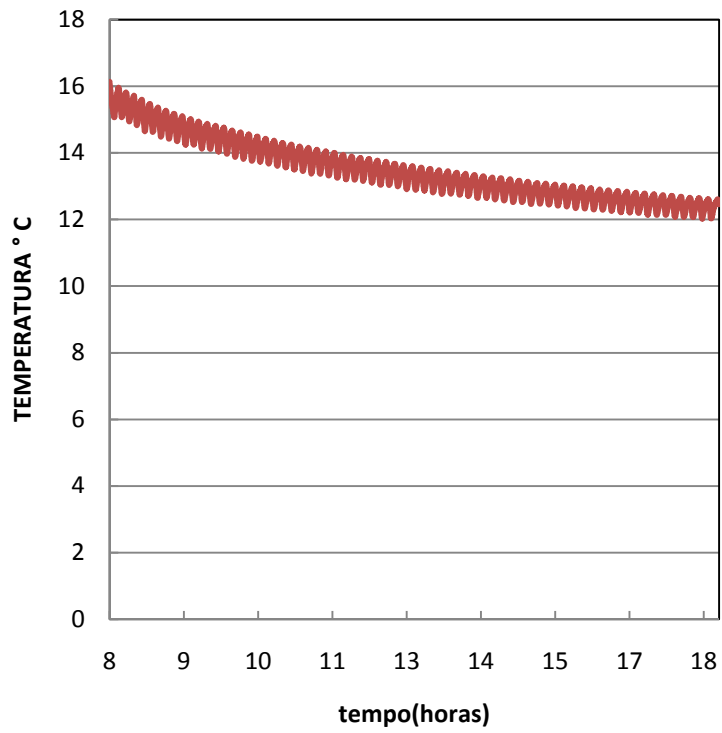


Figura 4.9 - Temperatura da água no sistema liga-desliga.

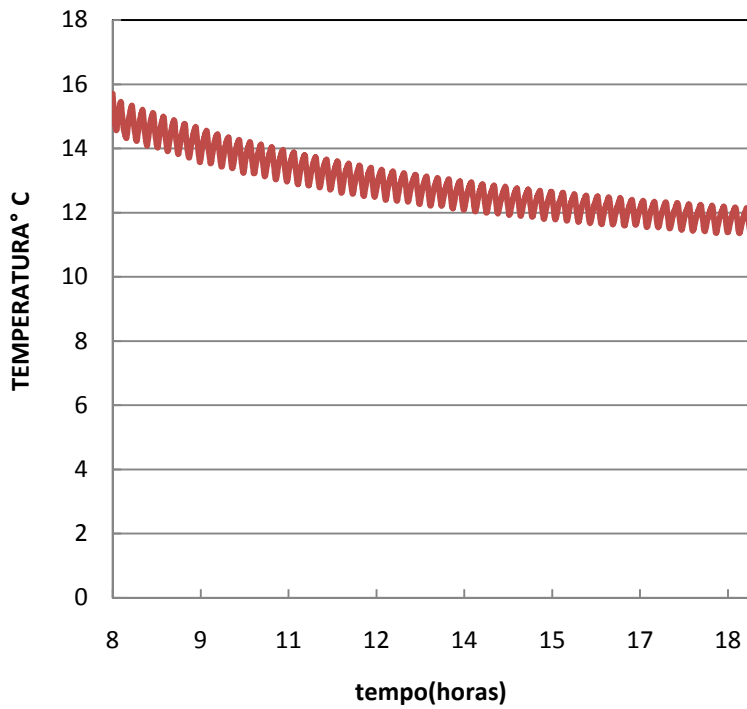


Figura 4.10 - Temperatura da água no sistema malha fechada.

4.6 CONSUMO DO SISTEMA LIGA-DESLIGA

A Figura 4.11 apresenta a média de consumo do sistema liga-desliga em 3 testes realizados sendo o mesmo de 7,38 kWh em 6 horas de teste.

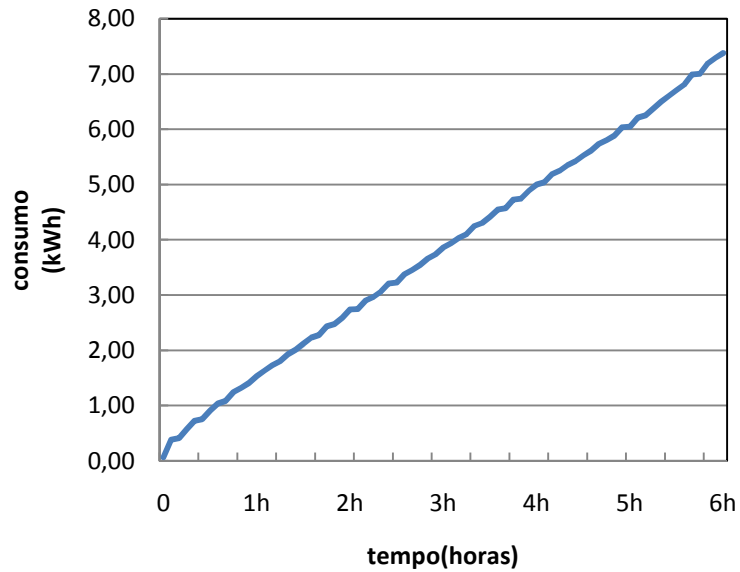


Figura 4.11 - Média de consumo do sistema liga-desliga.

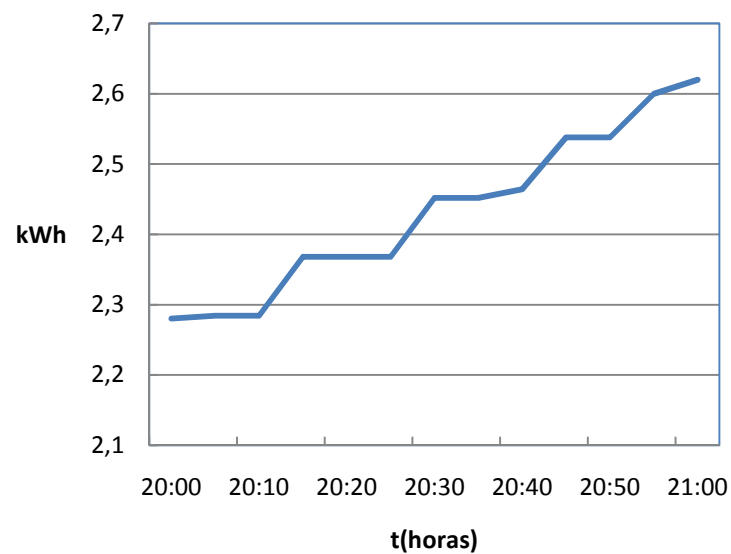


Figura 4.12 - Média de consumo do sistema liga-desliga em detalhe.

4.7 CONSUMO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA

A Figura 4.13 apresenta a média de consumo em malha fechada em 3 testes realizados sendo o mesmo de 5,16 kWh em 6 horas de teste.

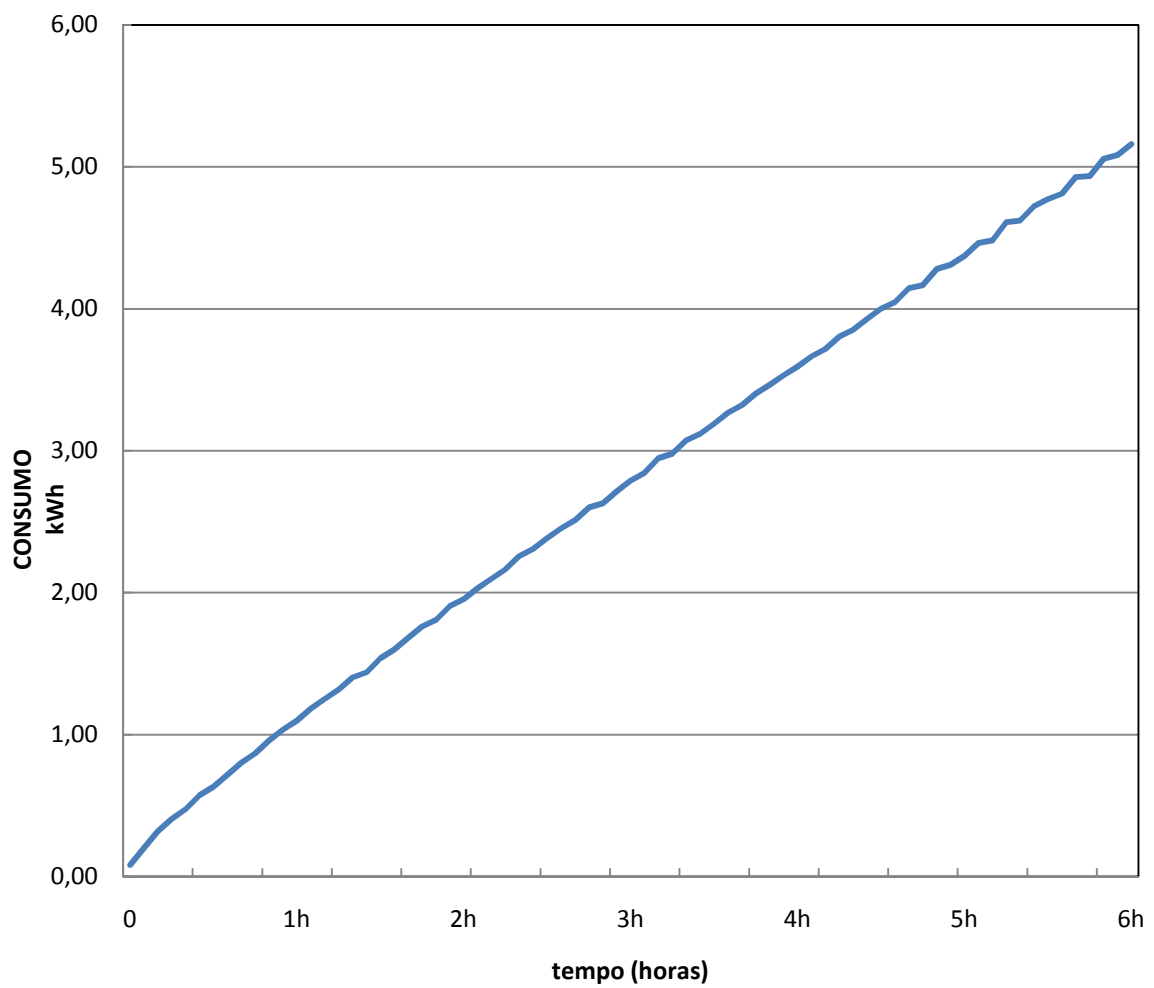


Figura 4.13 - Média do consumo do sistema em malha fechada.

4.8 COMPARATIVO DOS CONSUMOS

A Figura 4.14 apresenta a comparação entre o consumo total dos sistemas liga-desliga e malha fechada. O sistema em malha fechada apresentou uma economia da ordem de 31,1% em relação ao consumo do sistema liga-desliga. O sistema em malha fechada se mostrou mais eficaz do que o sistema liga-desliga. Conforme discutido anteriormente, os dois sistemas operaram com a mesma carga térmica, pelo mesmo intervalo de tempo e com o mesmo setpoint e com a mesma histerese (banda morta).

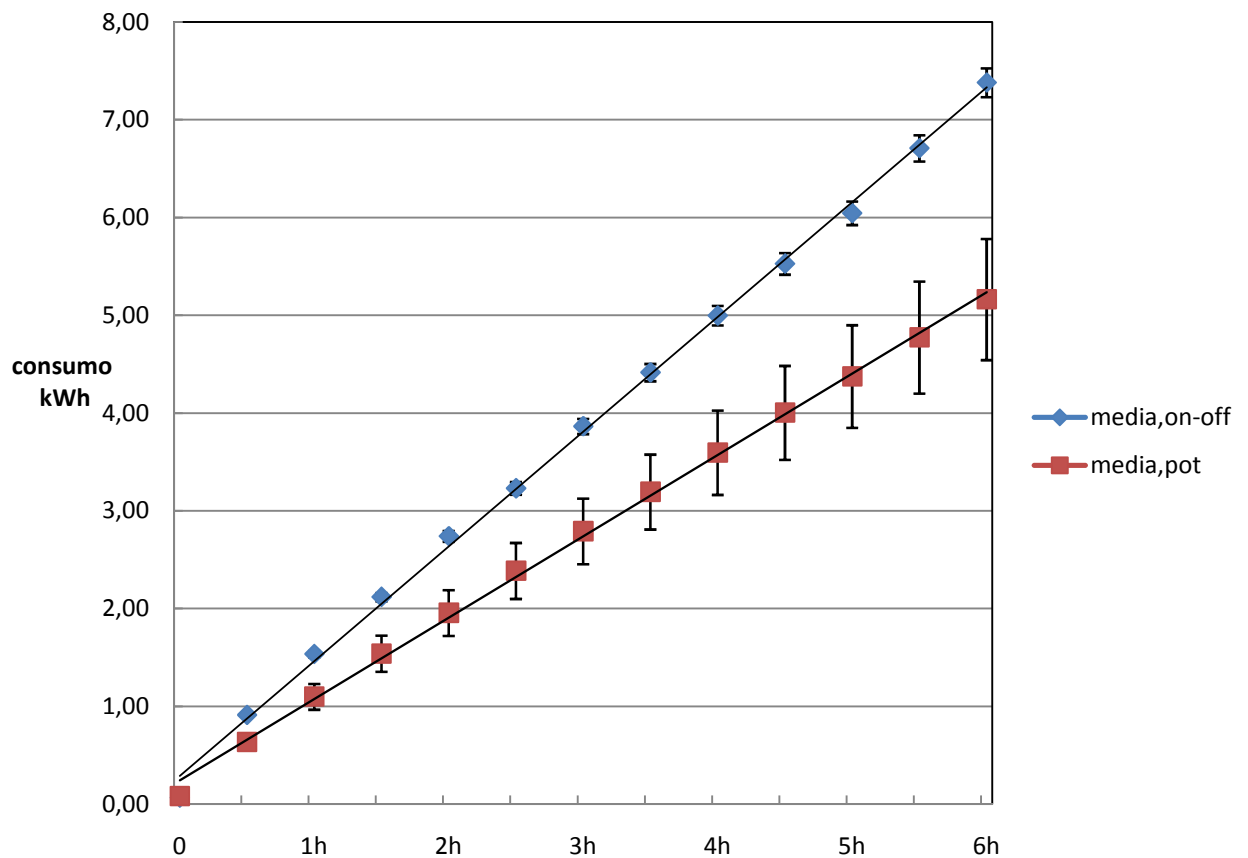


Figura 4.14 - Comparação do consumo de energia entre o sistema liga-desliga e malha fechada.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Esta dissertação desenvolveu e construiu um protótipo de kit inteligente para ser adaptado a sistemas existentes HVAC-R para redução de consumo energético. Para tanto, foram realizados testes em um sistema de refrigeração por compressão a vapor que foi concebido e construído em laboratório, e operado com dois sistemas de controle diferentes, liga-desliga e malha fechada. Foi então realizada uma análise comparativa de funcionamento e consumo entre os dois sistemas. Assim, um sistema de controle baseado em lei potencial foi concebido, implementado na forma de kit e testado experimentalmente.

Três testes experimentais foram feitos em laboratório, em um mesmo sistema de refrigeração, operando com controle liga-desliga e em malha fechada. Os 3 testes tiveram a mesma carga térmica de referência e a mesma duração de 6 horas e com o mesmo “setpoint”, e mesma histerese (banda morta) de $\pm 2^\circ \text{C}$.

Os resultados experimentais das medições de temperatura e de consumo de energia mostraram que o controle contínuo de temperatura reduziu grandemente as oscilações indesejáveis de temperatura no ambiente controlado, observado no controle liga-desliga, i.e., devido à redução da ciclagem. A ciclagem no sistema com controle potencial é menor que no sistema liga/desliga, em consequência reduzindo o desgaste das peças móveis do sistema de refrigeração (compressor). O principal resultado é que uma grande redução do consumo de energia, 31,1%, foi obtida com o sistema em malha fechada, em comparação com sistema liga-desliga, mesmo pelo curto período de tempo dos testes, i.e., 6 horas. Este resultado indica que é plausível a produção de um KIT INTELIGENTE DE REFRIGERAÇÃO para uso comercial em sistemas de HVAC-R existentes. No caso deste trabalho, devido aos resultados obtidos, foi requerida uma patente de invenção (VARGAS *et al.* , 2012).

Como uma sequência natural para o presente trabalho, sugere-se o desenvolvimento de uma modelagem matemática completa para o sistema de refrigeração operando no sistema malha fechada com lei potencial. Isto seria muito importante para otimizar o sistema em malha fechada proposto, i.e., o kit inteligente de refrigeração, para máximo desempenho.

Este trabalho se diferencia dos trabalhos anteriores do grupo da UFPR (BUZELIN et al., 2005; BUZELIN, 2003) no aspecto principal de ser voltado para a produção de uma aplicação inédita de engenharia mecânica, com potencial para distribuição no mercado. Nesta dissertação, foi proposta uma lei potencial modificada, bem como o sistema foi implementado em *hardware*, sendo que nos trabalhos anteriores, somente em *software*.

Com relação aos outros trabalhos estudados na revisão bibliográfica propostos para redução de consumo energético em sistemas HVAC-R, verificou-se uma redução de consumo de até 20%. Neste trabalho, foi obtida redução de consumo energético maior do que 30%.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13033** - Construção de Calorímetros utilizados para ensaios de condicionador de ar de uso doméstico, tipo monobloco ou modular. Rio de Janeiro, Outubro de 1993.
- APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Fuzzy Control of the Compressor Speed in a Refrigeration Plant. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 639-648, September 2004.
- APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Experimental Analysis of the Scroll Compressor Performances Varying its Speed. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 983-992, July 2006.
- APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Determination of the Compressor Optimal Working Conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1991-1997, July 2009.
- APREA, C.; RENNO, C. A Numerical Approach to a Very Fast Thermal Transient in an Air Cooling Evaporator. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, p. 219-228, February 2002.
- APREA, C.; MASTRULLO, R. An experimental evaluation of the vapour compression plant performances in presence of R407C leaks using an electronic expansion valve. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, p. 161-171, February 2002.
- BIN, L.; OTTEN, R.; CHANDAN, V.; MOHS, W. F.; BERGE, J.; ALLEYNE, A. G. Optimal on-off control of refrigerated transport systems. **Control Engineering Practice**, v. 18, p. 1406-1417, 2010.
- BITZER COMPRESSORES LTDA. **Refrigeração Comercial Bitzer**, S.Paulo 2001. Catálogo.
- BUZELIN, L. O. **Concepção e desenvolvimento teórico experimental de um sistema de refrigeração inteligente**. Dissertação de Mestrado - PGMEC, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2003.
- BUZELIN, L. O.; AMICO S. C.; VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R. Experimental development of an intelligent refrigeration system. **International Journal Refrigeration**, v. 28, p.165-175, 2005.
- DALLY, J.; RILEY, W. F.; McCONNEL, K. G. **Instrumentation for Engineering Measurements**, Wiley, New York, p. 425, 1993.
- GARCIA, F. M.; BANDARRA FILHO, E. P. Desempenho Energético de um Sistema de Refrigeração Aplicando o Controle Adaptativo Fuzzy, 16º SIMPÓSIO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 2006, Uberlândia.
- HUA, L.; JEONG, S. K.; YU, S. S. Feedforward Control of Capacity and Superheat for a Variable Speed Refrigeration System. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1067-1074, April 2009.

HUA, L.; JEONG, S. K.; YU, S. S. An Empirical Model for Independent Control of Variable Speed Refrigeration System. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 1918-1924, October 2008.

JINGHUI, L.; LI, Q. G.; WANG, F.; ZHOU, L. A New Model of Screw Compressor for Refrigeration System Simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 861-870, June 2012.

KIM, J. H.; SIMON, T. W.; VISKANTA, R. Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results [editorial]. **Journal of Heat Transfer**. v. 115, p. 5-6, Fevereiro, 1993.

KIM, W.; BRAUN, J.. Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p. 1805-1814, November 2012.

KRAKON, K.; YAN, L.; LINS, S. Modelo de degelo com gás quente para evaporadores. **ASHRAE TRANSACTIONS**, v. 98, p. 451-461, 1992.

KUO, B.C. **Automatic Control Systems**, Printice-Hall International Editions, 1987.

MARIJA, T.; HENSEN, J. L.; WETTER, M. Co-simulation for Performance Prediction of Integrated Building and HVAC Systems – An Analysis of Solution Characteristics Using a Two-body System. **Simulation Modeling Practice and Theory**, v. 18, p. 957-970, August 2010.

MEIR, T.; ASHER, L.; ZHAO, Y.; BARAK, M.; ELI BAR-LEV, D. Energy Saving in Agricultural Buildings through Fan Motor Control by Variable Frequency Drives. **Energy and Buildings**, v. 40, p. 953-960, 2008.

MING, H.; CAI, W.; LI, S. Multiple Fuzzy Model-based Temperature Predictive Control for HVAC Systems. **Information Sciences**, v. 169, p. 155-174, January 2005.

OGATA, K. **Modern Control Engineering**. Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1970, ch.5.

ORHAN, E.; SAHIN, S.; ISLER, Y. Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 1161-1168, September 2010.

PARREIRA, E. P.; PARISE, J. A. R. Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors. **Heat Recovery Syst. CHP**, v. 13, p. 451-561, 1993.

QIANG, B.; CAI, W.; WANG, Q.; HANG, C.; LEE, E.; SUN, E.; LIU, K.; ZHANG, Y.; ZOU, B. Advanced Controller Auto-tuning and its Application in HVAC Systems. **Control Engineering Practice**, v. 8, p. 633-644, June 2000.

SAIDUR, R.; MEKHILEF, S.; ALI, M. B.; SAFARI, A.; MOHAMMED, H. A. Applications of variable speed drive (VSD) in electrical motors energy savings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 543-550, January 2012.

SANAYE, S.; DEGHANDOKHT, M.; FARTAJ, A. Temperature Control of a Cabin in an Automobile Using Thermal Modeling and Fuzzy Controller. **Applied Energy**, v. 97, p. 860-868, September 2012.

SUN, J.; REDDY, A. Optimal control of building HVAC&R systems using complete simulation-based sequential quadratic programming (CSB-SQP), **Building and Environment**, v. 40, p. 657-669, May 2005.

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n.1, p. 29-41, 1998.

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. Dynamic mode performance evaluation and energy analysis of mains and inverter driven refrigeration of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration. **Journal of Power and Energy**, v. 211, n.4, p. 339-346, 1997

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. Performance of variable-speed inverter motor drive for refrigeration applications Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration. **Computing & Control Engineering Journal**, v. 5, n.4, p. 193-199, 1994.

TOLGA, N. A. Variable refrigerant flow systems: review energy and buildings. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 1106-1112, July 2010.

VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R. Simulation in transient regime of a heat-pump with closed-loop and on off control, **International Journal Refrigeration**, v. 18, p. 235-243, 1995.

VARGAS, J. V. C.; HORUZ, I.; CALLANDER, T. M. S.; FLEMING, J. S.; PARISE, J. A. R. Simulation of the transient response of heat refrigerators with continuous temperature control. **International Journal Refrigeration**, v. 21, n. 8, p. 648-660, 1998.

VARGAS, J. V. C.; PINNOLA, C. F.; BUZELIN, L. O. S.; CAMPOS, M. C.; ORDONEZ, J. C.; PARISE, J. A. R. **Kit inteligente para refrigeração, ar condicionado e aquecimento**. 2012, Brasil. BR1020120189178, 30 Julho 2012. Instituição de registro: INPI - Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

YAQUB, M.; ZUBAIR, S. M. Análise Termodinâmica da carga de refrigerante em sistema de refrigeração e ar condicionado. **Energy and Buildings**, v. 21, p. 463-472, June 1996.

WEMHOFF, A. P.; Calibration of HVAC equipment PID coefficients for Energy Conservation. **Energy and Buildings**, v. 45, p. 60-66, February 2012.

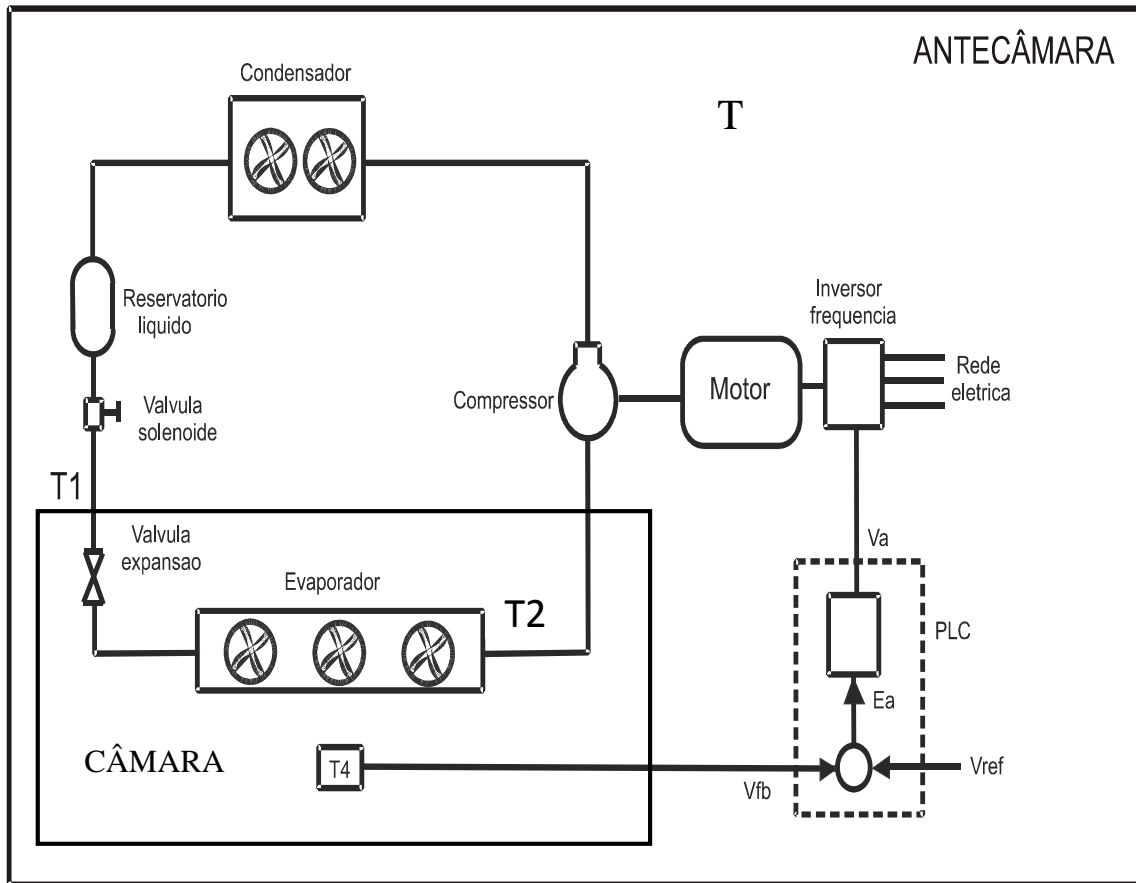
WEMHOFF, A. P. Application of Optimization Techniques on Lumped HVAC Models for Energy Conservation. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 2445-2451, December 2010.

WIDELL, K. N., EIKEVIK, T. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, p. 88-94, January 2010.

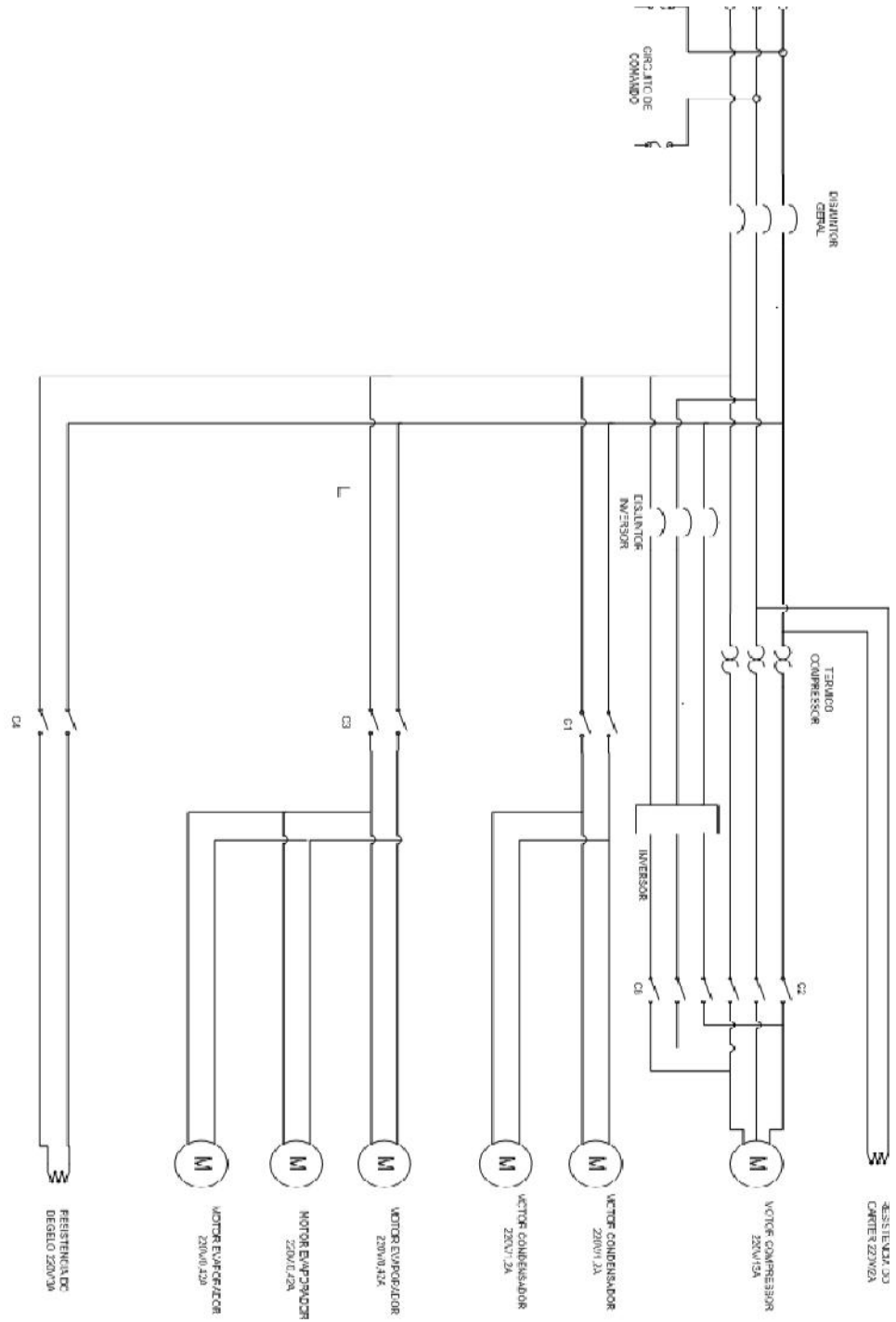
WONG, J. K. W.; HENG, L. I. Construction, Application and Validation of Selection Evaluation Model (SEM) for Intelligent HVAC Control System. **Automation in Construction**, v.19, p. 261-269, March 2010.

ANEXOS

ANEXO A - Sistema de refrigeração com lei potencial em malha fechada.



ANEXO C – Esquema elétrico de ligação dos motores e resistências do sistema de refrigeração com controle liga-desliga.



ANEXO D - Consumo do sistema de refrigeração em malha fechada.

| Consumo kWh, 8 novembro 2012 | Consumo kWh, 9 novembro 2012 | Consumo kWh, 16 novembro 2012 | Tempo (horas) | Média consumo | desvio padrão | 2 vezes o desvio padrão |
|------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------------------|
| 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0 | 0,00 | 0,0 | 0,0 |
| 0,19 | 0,36 | 0,06 | 5 | 0,20 | 0,15 | 0,31 |
| 0,21 | 0,48 | 0,27 | 10 | 0,32 | 0,14 | 0,29 |
| 0,33 | 0,60 | 0,29 | 15 | 0,41 | 0,17 | 0,34 |
| 0,39 | 0,66 | 0,38 | 20 | 0,48 | 0,16 | 0,32 |
| 0,48 | 0,80 | 0,44 | 25 | 0,57 | 0,20 | 0,40 |
| 0,56 | 0,80 | 0,54 | 30 | 0,63 | 0,15 | 0,29 |
| 0,62 | 0,99 | 0,54 | 35 | 0,72 | 0,24 | 0,48 |
| 0,73 | 0,99 | 0,69 | 40 | 0,80 | 0,16 | 0,33 |
| 0,74 | 1,16 | 0,71 | 45 | 0,87 | 0,25 | 0,50 |
| 0,90 | 1,17 | 0,81 | 50 | 0,96 | 0,19 | 0,38 |
| 0,90 | 1,31 | 0,89 | 55 | 1,03 | 0,24 | 0,48 |
| 1,06 | 1,34 | 0,89 | 1h | 1,10 | 0,23 | 0,46 |
| 1,07 | 1,45 | 1,04 | 5 | 1,19 | 0,23 | 0,46 |
| 1,18 | 1,51 | 1,07 | 10 | 1,25 | 0,23 | 0,46 |
| 1,23 | 1,58 | 1,14 | 15 | 1,32 | 0,23 | 0,46 |
| 1,29 | 1,68 | 1,24 | 20 | 1,40 | 0,24 | 0,47 |
| 1,39 | 1,68 | 1,24 | 25 | 1,44 | 0,22 | 0,45 |
| 1,39 | 1,84 | 1,38 | 30 | 1,54 | 0,26 | 0,52 |
| 1,55 | 1,84 | 1,41 | 35 | 1,60 | 0,22 | 0,44 |

| | | | | | | |
|------|------|------|----|------|------|------|
| 1,55 | 2,00 | 1,51 | 40 | 1,68 | 0,27 | 0,54 |
| 1,70 | 2,01 | 1,58 | 45 | 1,76 | 0,22 | 0,44 |
| 1,71 | 2,12 | 1,60 | 50 | 1,81 | 0,27 | 0,55 |
| 1,82 | 2,17 | 1,73 | 55 | 1,91 | 0,23 | 0,47 |
| 1,87 | 2,24 | 1,75 | 2h | 1,96 | 0,26 | 0,52 |
| 1,93 | 2,34 | 1,84 | 5 | 2,03 | 0,27 | 0,53 |
| 2,04 | 2,35 | 1,91 | 10 | 2,10 | 0,23 | 0,46 |
| 2,04 | 2,50 | 1,95 | 15 | 2,16 | 0,29 | 0,58 |
| 2,20 | 2,50 | 2,08 | 20 | 2,26 | 0,22 | 0,43 |
| 2,20 | 2,65 | 2,08 | 25 | 2,31 | 0,30 | 0,60 |
| 2,32 | 2,65 | 2,18 | 30 | 2,39 | 0,24 | 0,49 |
| 2,36 | 2,77 | 2,24 | 35 | 2,45 | 0,28 | 0,55 |
| 2,42 | 2,81 | 2,30 | 40 | 2,51 | 0,26 | 0,53 |
| 2,51 | 2,88 | 2,42 | 45 | 2,60 | 0,24 | 0,49 |
| 2,51 | 2,97 | 2,42 | 50 | 2,63 | 0,29 | 0,59 |
| 2,66 | 2,97 | 2,52 | 55 | 2,72 | 0,23 | 0,46 |
| 2,67 | 3,12 | 2,58 | 3h | 2,79 | 0,29 | 0,58 |
| 2,80 | 3,12 | 2,61 | 5 | 2,84 | 0,26 | 0,52 |
| 2,82 | 3,27 | 2,75 | 10 | 2,95 | 0,29 | 0,57 |
| 2,91 | 3,28 | 2,75 | 15 | 2,98 | 0,27 | 0,54 |
| 2,98 | 3,39 | 2,86 | 20 | 3,07 | 0,28 | 0,56 |
| 3,01 | 3,43 | 2,92 | 25 | 3,12 | 0,27 | 0,55 |
| 3,13 | 3,50 | 2,95 | 30 | 3,19 | 0,28 | 0,56 |
| 3,14 | 3,59 | 3,08 | 35 | 3,27 | 0,28 | 0,56 |
| 3,29 | 3,59 | 3,08 | 40 | 3,32 | 0,26 | 0,51 |

| | | | | | | |
|------|------|------|----|------|------|------|
| 3,29 | 3,75 | 3,17 | 45 | 3,40 | 0,30 | 0,60 |
| 3,40 | 3,75 | 3,25 | 50 | 3,46 | 0,26 | 0,51 |
| 3,45 | 3,89 | 3,26 | 55 | 3,53 | 0,32 | 0,65 |
| 3,49 | 3,90 | 3,39 | 4h | 3,59 | 0,27 | 0,54 |
| 3,60 | 3,99 | 3,41 | 5 | 3,67 | 0,30 | 0,59 |
| 3,60 | 4,05 | 3,50 | 10 | 3,72 | 0,29 | 0,59 |
| 3,76 | 4,09 | 3,57 | 15 | 3,81 | 0,26 | 0,53 |
| 3,76 | 4,20 | 3,59 | 20 | 3,85 | 0,31 | 0,63 |
| 3,86 | 4,20 | 3,73 | 25 | 3,93 | 0,24 | 0,49 |
| 3,91 | 4,35 | 3,74 | 30 | 4,00 | 0,32 | 0,63 |
| 3,96 | 4,35 | 3,83 | 35 | 4,05 | 0,27 | 0,55 |
| 4,06 | 4,47 | 3,90 | 40 | 4,15 | 0,29 | 0,59 |
| 4,07 | 4,50 | 3,93 | 45 | 4,17 | 0,30 | 0,60 |
| 4,22 | 4,57 | 4,06 | 50 | 4,28 | 0,26 | 0,52 |
| 4,22 | 4,65 | 4,06 | 55 | 4,31 | 0,31 | 0,61 |
| 4,30 | 4,65 | 4,16 | 5h | 4,37 | 0,25 | 0,51 |
| 4,38 | 4,79 | 4,22 | 5 | 4,47 | 0,30 | 0,59 |
| 4,39 | 4,80 | 4,26 | 10 | 4,48 | 0,28 | 0,56 |
| 4,54 | 4,92 | 4,38 | 15 | 4,61 | 0,28 | 0,55 |
| 4,54 | 4,94 | 4,38 | 20 | 4,62 | 0,29 | 0,58 |
| 4,68 | 5,01 | 4,49 | 25 | 4,72 | 0,27 | 0,53 |
| 4,69 | 5,08 | 4,54 | 30 | 4,77 | 0,28 | 0,56 |
| 4,77 | 5,09 | 4,57 | 35 | 4,81 | 0,26 | 0,52 |
| 4,85 | 5,23 | 4,71 | 40 | 4,93 | 0,27 | 0,54 |
| 4,86 | 5,23 | 4,71 | 45 | 4,94 | 0,27 | 0,54 |

| | | | | | | |
|------|------|------|----|------|------|------|
| 5,00 | 5,38 | 4,80 | 50 | 5,06 | 0,30 | 0,59 |
| 5,00 | 5,38 | 4,87 | 55 | 5,09 | 0,26 | 0,53 |
| 5,13 | 5,48 | 4,88 | 6h | 5,16 | 0,30 | 0,60 |
| 5,16 | 5,53 | 5,01 | 5 | 5,23 | 0,27 | 0,53 |
| 5,23 | 5,56 | 5,03 | 10 | 5,27 | 0,27 | 0,53 |
| 5,32 | 5,68 | 5,10 | 15 | 5,37 | 0,29 | 0,58 |