

CAPITULO V

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Após a montagem e instalação do sistema de refrigeração e da instrumentação passou-se à fase de operação do sistema. Esta fase caracterizou-se por diversos ajustes nas condições de operação em malha aberta, com o objetivo de analisar e determinar os parâmetros e características do sistema de refrigeração, que serviram como referência para um ótimo funcionamento, facilitando a implantação do controlador em malha fechada neste trabalho.

5.1. Identificação física dos parâmetros

Este tipo de sistema de refrigeração é um ciclo fechado, cujas condições termodinâmicas do refrigerante em cada posição do circuito são dependentes entre si e das condições externas. As variáveis se adequarão a uma condição induzida, por exemplo, o efeito no sistema ao se acrescentar massa de fluido refrigerante, alterar a vazão de água do evaporador, além do efeito produzido pela mudança na frequência de rotação do compressor, operando com uma válvula de expansão termostática.

As diferentes grandezas físicas medidas pelos sensores (temperatura, pressão e vazão) instalados nos diferentes pontos da bancada experimental, são analisadas utilizando código computacional “Engineering Equation Solver” (EES) para obtenção das propriedades térmicas e cálculos matemáticos para avaliação de parâmetros como: COP, $\dot{Q}_{ev}$, $\dot{m}_{ref}$, entre outras. Tal programa permite, ainda, acompanhar a evolução das grandezas mencionadas anteriormente durante os diferentes ensaios realizados. Tal é o caso do coeficiente de eficácia, (COP) definido como sendo a relação entre o efeito útil desejado e o trabalho

necessário para obter esse efeito útil no sistema de refrigeração. Resumidamente, é a relação entre o objetivo desejado sobre aquilo que custa.

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Trabalho necessário}} = \frac{\text{Objetivo}}{\text{Aquilo que custa}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}}$$

A figura 5.1 ilustra, de maneira esquemática, o volume de controle aplicado a um trocador de calor, onde, por intermédio de um balanço de energia, conhecendo-se a vazão de refrigerante e os estados de entrada e saída, determina-se, por exemplo, a taxa de transferência de calor. Os resultados desse balanço são apresentados pelas equações 5.1 e 5.2

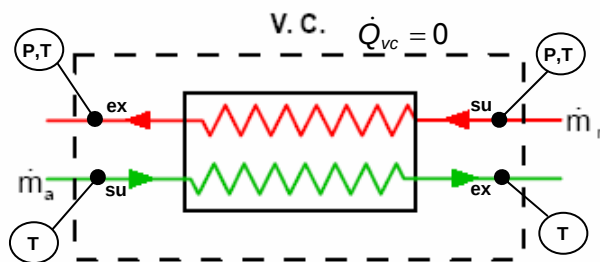


Figura 5.1 - Volume de controle (V.C.) aplicado no trocador de calor.

$$\text{Para a água: } \dot{Q} = \dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su}) = \dot{m}_w C p_w (T_{w,ex} - T_{w,su}) \quad (5.1)$$

$$\text{Para o refrigerante: } \dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,ex} - h_{ref,su}) \quad (5.2)$$

5.2. Procedimento Experimental

Para o desenvolvimento dos ensaios foi necessário o conhecimento do sistema por parte do operador, isso permitiu variar os diversos parâmetros do sistema com o objetivo de se verificar os melhores pontos de operação, além de fornecer os subsídios necessários para o completo domínio da bancada.

Durante os ensaios experimentais foram executados diversos procedimentos, ou seja, uma série de passos fundamentais para o correto funcionamento da bancada, levando-se em consideração aspectos elétricos e termodinâmicos prevenindo quebras ou futuros estragos nos diferentes componentes da bancada.

O procedimento inicia-se com o acionamento do painel principal, onde se encontram os dispositivos de comando (CLP, condicionadores com suas respectivas fontes, entre outros). Paralelamente, inicia-se o programa de monitoramento e controle feito em Labview, e, nesse instante, é estabelecido à comunicação serial dos pacotes de dados entre o CLP e o computador. O programa, feito em Labview, possui sub-rotinas que mostram o estado da comunicação serial entre os equipamentos, por exemplo, erro comunicação, fora do tempo de comunicação, entre outros. O seguinte passo é o acionamento da bomba de água que alimenta o condensador e o ventilador da torre de resfriamento, em seguida a bomba de água e a resistência elétrica do evaporador são ligadas, através de seus relés de potência, separadamente. Quando o fluxo da água nos trocadores apresenta estabilidade e a temperatura na entrada da água do evaporador, que simula a carga térmica, atinja o valor pré-estabelecido, procede-se o acionamento e arranque do compressor. Neste ponto, os cuidados são sempre considerados, já que se trabalha com voltagem trifásica e corrente elevada, portanto qualquer erro pode ocasionar estragos ao sistema e também ao operador, entre os quais destacam-se:

- Verificação das conexões e terminais elétricos ou qualquer tipo de umidade nos equipamentos que pode ocasionar curtos circuitos.
- Observar o nível de óleo no cárter do compressor (para o caso do compressor semi-hermético) antes da partida, levando-se em consideração que o óleo deverá estar no centro do visor, porém o limite de variação no visor pode ir desde $\frac{1}{4}$ até $\frac{3}{4}$ do visor de óleo (caso para o compressor semi-hermético - *Bitzer*).
- O suprimento de energia para o variador de frequência é cuidadosamente verificado e confrontado ao requerido no manual de operação e uma correta alimentação trifásica ao sistema deve ser garantida.
- Antes de acionar o compressor, uma resistência elétrica que se localiza no cárter do compressor deve estar ligada, o que permite aquecer seu óleo para evitar desgastes por atrito, como solicita o manual de operação do compressor.

Por intermédio do programa labview, procede-se o acionamento do compressor através de três interruptores programados na tela principal do sistema no labview. O primeiro, do tipo *toggle*, para ligar e desligar o compressor e outros dois, tipo *jog*, para

aumentar e diminuir a velocidade à medida desejada. Inicialmente, o compressor era levado a sua velocidade nominal, 60 hertz, para que o sistema entrasse em regime permanente. Ao constatar que todos os parâmetros estejam estáveis, por exemplo, pressões de sucção e descarga do compressor, verificação do visor da linha de líquido, operação da válvula de expansão, verificação do grau de superaquecimento, garantindo que refrigerante no estado líquido atinja o compressor. Além de verificar a tensão e corrente elétrica nominal, que não deve exceder o valor máximo indicado na placa do compressor, há a necessidade de sempre observar, neste tipo de compressor trifásico, se as correntes das três fases estão balanceadas.

Entretanto, durante os primeiros ensaios, operando com a frequência nominal fixa em 60 Hz, utilizando o compressor hermético da marca Hitachi e pelo tempo de utilização (mais de 20 anos), observou-se uma série de dificuldades, por exemplo, falta da capacidade de refrigeração, um elevado consumo de corrente na ordem 17,2 A, com o consumo de potência da ordem de 3,71 kW. Tal valor se aproxima do limite máximo de corrente e potência, o que pode danificar o variador de frequência, além de gerar curtos circuitos que podem afetar os demais dispositivos eletrônicos. Nessas condições, o sistema não apresentou boas condições de operação, como por exemplo, apresentando um grau de superaquecimento muito elevado, de 34,7°C, e não conseguindo atingir a condição de saturação na saída do condensador, ou seja, não havendo sub-resfriamento, como pode ser observado na figura 5.2a. Assim, não é possível realizar o balanço de energia no sistema, pois na saída do condensador o refrigerante ainda se encontra na região de mudança de fase.

Devido a essas dificuldades, optou-se, então, por técnicas de ajuste do ponto ótimo de operação para ciclos de compressão a vapor. Duarte et al (1998), desenvolveu uma metodologia aplicável a sistemas onde o estado do refrigerante não está bem definido, erro na carga do refrigerante, instalações complexas e diferentes parâmetros que tem influência neste tipo de sistema. Tais técnicas foram executadas no presente trabalho e se acrescentou 0,3 kg de refrigerante R-22, fechou-se à válvula de expansão e a vazão de água no evaporador foi aumentada. Os resultados, após as mudanças e calibrações como metodologia para ajustar ao ponto ótimo de operação apresentaram uma “leve” melhora, especialmente, no aparecimento de um certo grau de sub-resfriamento, como pode ser observado na figura 5.2b. Lamentavelmente o compressor não suportou as condições impostas de operação, começou a incrementar o ruído, o que levou a estragar por completo, entrando em curto circuito e gerando um alto pico de corrente na ordem dos 24 A, travando o mesmo por completo. Na retirada do compressor da bancada, verificou-se que o óleo de lubrificação se apresentava num estado totalmente escuro e com impurezas, típico de muito

tempo em operação, inclusive em condições adversas. A partir daí, houve a necessidade de se buscar outro compressor e reestruturar a bancada experimental e realizar novos ensaios experimentais.

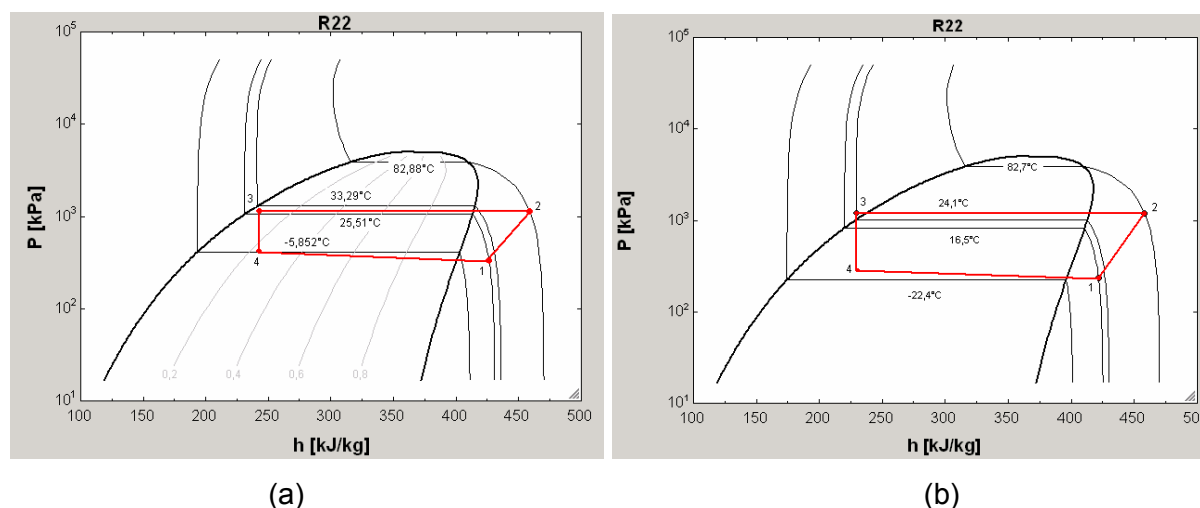


Figura 5.2 - Diagrama Pressão em função da Entalpia com o compressor hermético Hitachi
(a) primeiros ensaios. (b) após aplicar as técnicas de ajuste no sistema.

Uma planilha de ensaios foi desenvolvida para o levantamento de resultados experimentais, já com o novo compressor, com o objetivo de fornecer exatamente o tipo de informação que se procura, além de organizar os resultados. A seguir, são apresentados, os principais procedimentos de ensaios desenvolvidos para a obtenção dos resultados experimentais desta dissertação. Os dois primeiros itens foram desenvolvidos com a bancada experimental trabalhando em malha aberta, que consiste na aplicação de mudanças em suas variáveis, esperando que ao final de um determinado tempo as variáveis apresentem um determinado comportamento.

- *Conhecimento de condições iniciais da nova bancada experimental.* Nesta seção buscou-se um primeiro contato com o comportamento do sistema em função das mudanças de frequências do compressor na faixa dos 32 Hz até 70 Hz, além de conhecer aspectos básicos como a vazão de água adequada na entrada do evaporador, para permitir a máxima diferença absoluta entre as temperaturas da água na entrada e saída do evaporador ($D_{TW, EV}$), relações de pressões, entre outros.
- *Resposta do sistema ao se incrementar a massa do refrigerante.* Neste, basicamente são apresentados uma série de ensaios realizados no sistema, acrescentando a massa do refrigerante em intervalos de 0,5 kg, para uma massa inicial de R-22 de

3,265 kg e a massa final de 3,765 kg, além de outros aspectos de grande interesse tais como capacidade de refrigeração, COP, entre outros, em função das mudanças de frequências do compressor na faixa de 30 Hz a 70 Hz.

- *Avaliação do Sistema em Malha Fechada.* Finalmente, nesta seção, a avaliação do comportamento do sistema utilizando o controlador *fuzzy* adaptativo programado no labview, além de ser comparado com um controlador básico *On-Off* e um controlador PI, este último programado no controlador lógico programável (CLP). Com este tipo de controle em malha fechada, as informações são conhecidas em um momento adequado, com qualidade e propósito de tornar o sistema ótimo e mais preciso através de sinais de retro-alimentação, de referência e de controle.

5.2.1. Conhecimento das condições iniciais da bancada experimental

A frequência de rotação do compressor foi pré-estabelecida como a variável a ser manipulada do sistema de refrigeração. Inicialmente foram realizados ensaios com o sistema em malha aberta, mantendo uma temperatura da água na entrada do evaporador (T8) a 20°C, alterando a frequência de rotação do compressor na faixa entre 32 Hz e 70 Hz, com uma massa inicial de refrigerante R-22 de 2,765 kg e uma vazão mássica de água no evaporador de 0,40 kg/s.

Na figura 5.3 observam-se às mudanças no COP e vazão do refrigerante, e para a figura 5.4 o consumo de potência medido através do variador de frequência e capacidade de refrigeração, ambos em função da frequência de rotação do compressor. O ensaio consistiu em acionar o sistema em modo rampa até a frequência nominal de 60 Hz (1750 rpm) deixando o sistema atingir a regime permanente para avaliar seu COP, entre outros parâmetros, em seguida a frequência é reduzida de 5 em 5 Hz por meio do variador, tomando cuidado de obter regime permanente e assim avaliar o sistema em cada frequência de trabalho até atingir o valor mínimo estipulado de 32 Hz (900 rpm). Finalmente, o procedimento seqüencial consistiu no aumento da frequência, desde os 32 Hz até o limite máximo de 70 Hz (2100 rpm) para avaliar o sistema em regime permanente na máxima frequência. É importante destacar que para 60 Hz (frequência nominal) o sistema não apresenta o máximo COP, apesar de ter sua máxima capacidade de refrigeração ($\dot{Q}_{ev}$), da ordem de 4,25 kW e sua máxima vazão de refrigerante de 0,024 kg/s, entretanto a potência apresenta valores maiores. É interessante observar que tanto acima dos 65 Hz quanto abaixo dos 40 Hz, encontra-se o mínimo COP, no valor de 1,039, que é afetado pelos valores reduzidos da vazão do fluido refrigerante, valores da ordem de 0,016 kg/s. Já os máximos valores alcançados para o COP, entre 1,765 e 1,882, nesse ensaio, se encontram

na faixa das frequências de 41,1 e 50,38 Hz, que se deve a uma boa capacidade de refrigeração com consumo de potência reduzido.

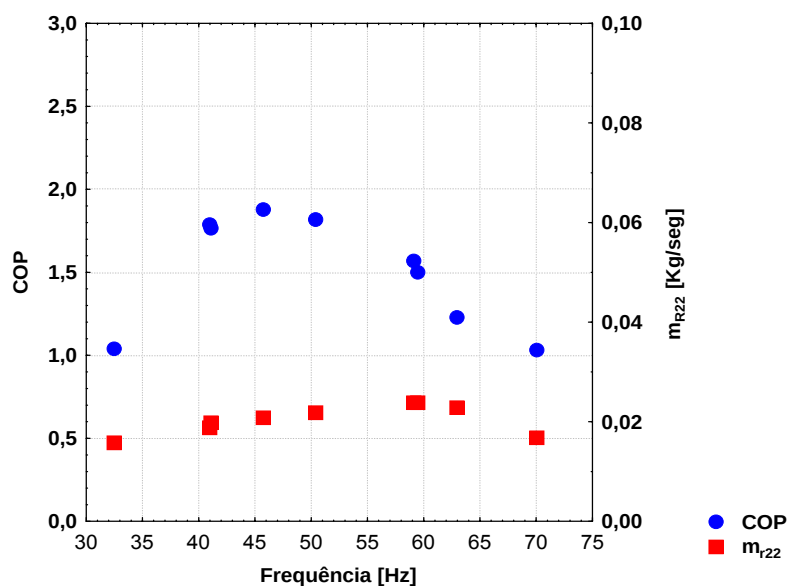


Figura 5.3 - Variações do COP e vazão mássica (m_{R22}) em função da frequência de operação do compressor.

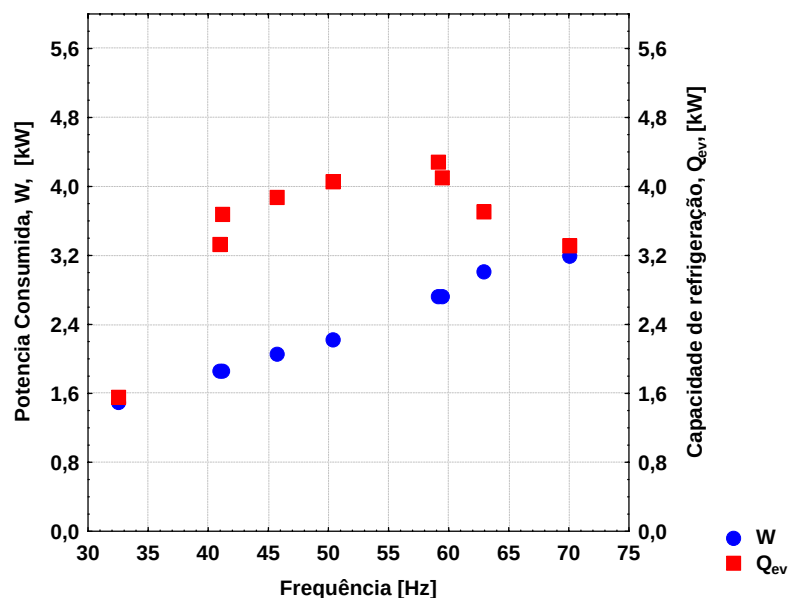


Figura 5.4 – Variações na capacidade de evaporação ($\dot{Q}_{ev}$) e potência consumida (W) em função da frequência de operação do compressor.

Nas figuras 5.5 e 5.6, são apresentados os graus de superaquecimento e sub-resfriamento (T_{sq} , T_{sb}) e temperatura de condensação e de evaporação, respectivamente. Como pode ser observado, em toda a faixa de frequência ensaiada, o grau de sub-resfriamento foi mantido ligeiramente acima 0°C e o grau de superaquecimento maior que 15°C . As temperaturas de evaporação e condensação variaram, como seria de esperar, em maior amplitude na faixa de frequências acima dos 50 Hz.

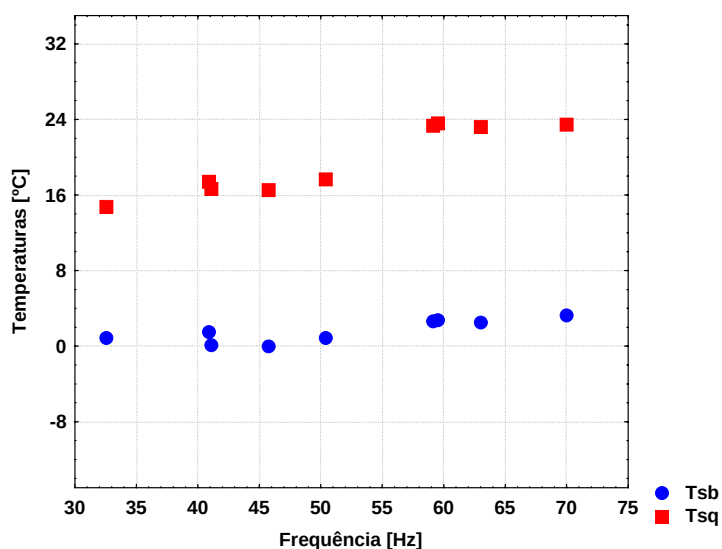


Figura 5.5 - Perfil das Temperaturas (T_{sq} - T_{sb}) em relação às mudanças na frequência de trabalho do compressor.

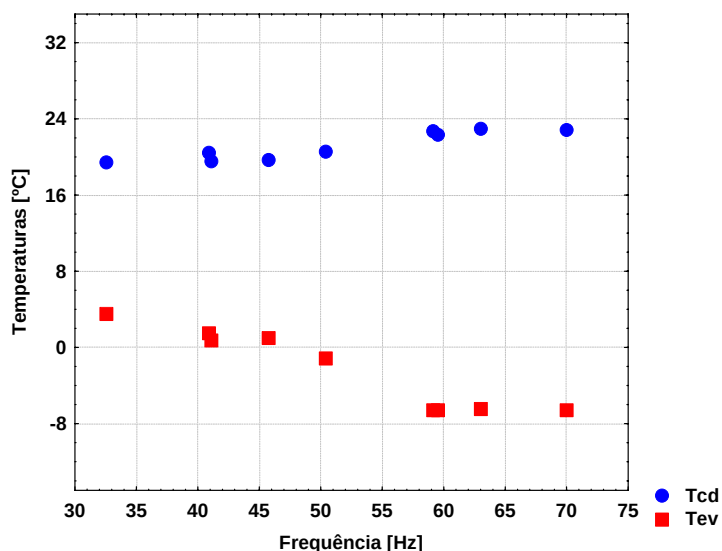


Figura 5.6 - Perfil das Temperaturas (T_{cd} - T_{ev}) em relação às mudanças na frequência de trabalho do compressor.

A figura 5.7 mostra o comportamento das temperaturas do evaporador no primeiro momento quando o sistema é ligado em modo rampa até a frequência nominal de 60 Hz (1750 rpm), observa-se que a temperatura de entrada do refrigerante no evaporador ($T_4=T_{eev}$; em vermelho) atinge o equilíbrio em -13°C e, a partir daí, não apresenta mais alteração no seu valor. Nessas condições, verificou-se que o tempo transitório para ação de aumento de velocidade entre os 30 e 60 Hz é de aproximadamente 63 segundos.

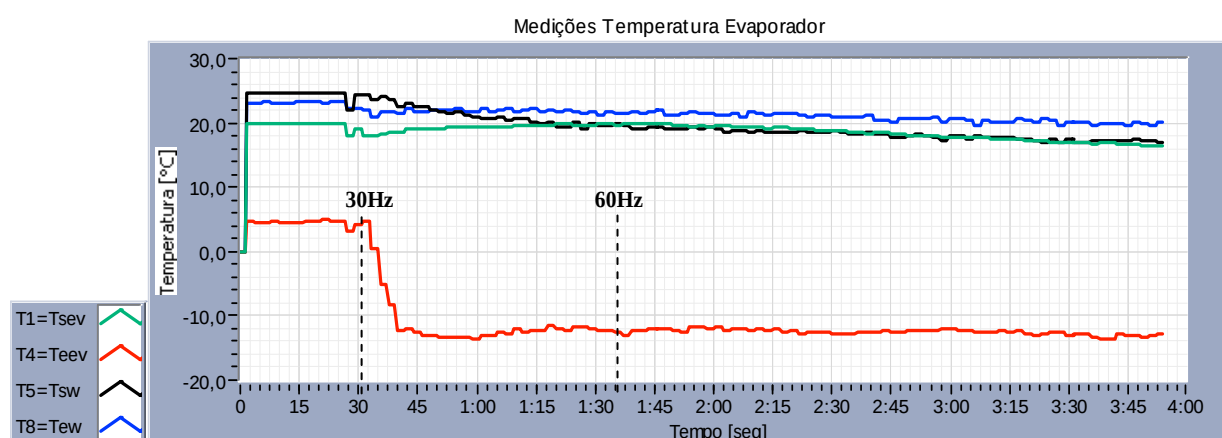


Figura 5.7 - Comportamento das temperaturas no evaporador no momento transitório de acionamento do sistema até a frequência nominal de 60 Hz (1750 rpm).

Os níveis de pressão apresentaram um limite que não ultrapassou 1 MPa para a faixa de altas pressões e para a faixa de baixas pressões, não apresentou valores inferiores a 300 kPa, como é observado na figura 5.8.

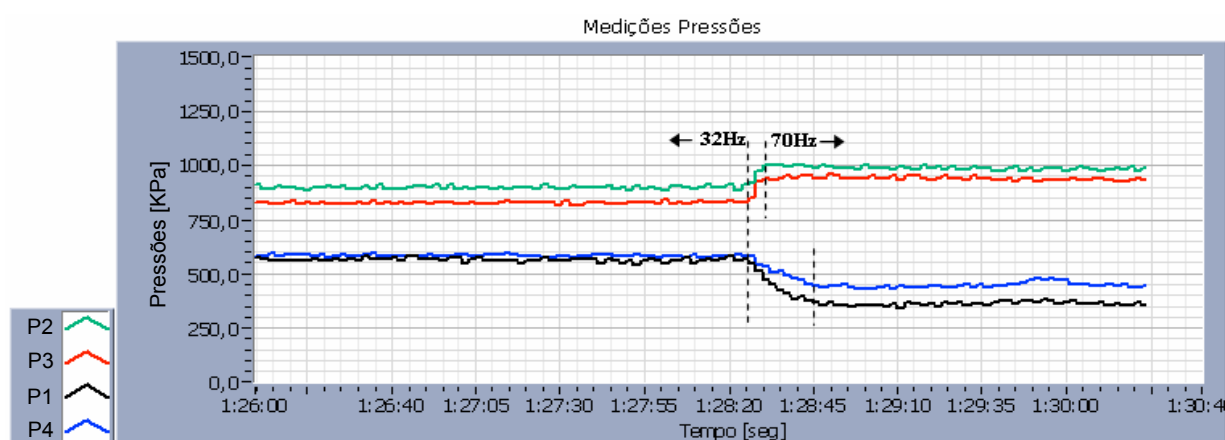


Figura 5.8 - Comportamento das pressões variando a frequência de 32 Hz a 70 Hz nos ensaios com massa de refrigerante de 2,765 kg e vazão de água no evaporador de 0,40 kg/s.

Com o objetivo de se obter uma operação ótima do sistema, além de manter constante o grau de superaquecimento e sub-resfriamento, foi estabelecida a faixa de operação da vazão mássica da água no evaporador, mantendo o compressor numa frequência nominal de 60 Hz (1750 rpm) com objetivo de aumentar a diferença absoluta entre as temperaturas da água na entrada e saída do evaporador, $DT_{W\ EV}$. É importante ressaltar que, inicialmente, à medida que a vazão de água no evaporador era reduzida, o $DT_{W\ EV}$ foi aumentando proporcionalmente, até alcançar o ponto em que a vazão da água decrescia a níveis inferiores a 0,208 kg/s. Como pode ser observado na figura 5.9, o sistema tornou-se instável, fazendo com que a temperatura do refrigerante na entrada do compressor, (T1, verde) atinja valores negativos, o que, alertaria o perigo iminente da entrada do refrigerante na fase líquida ao compressor produzindo possíveis estragos do equipamento.

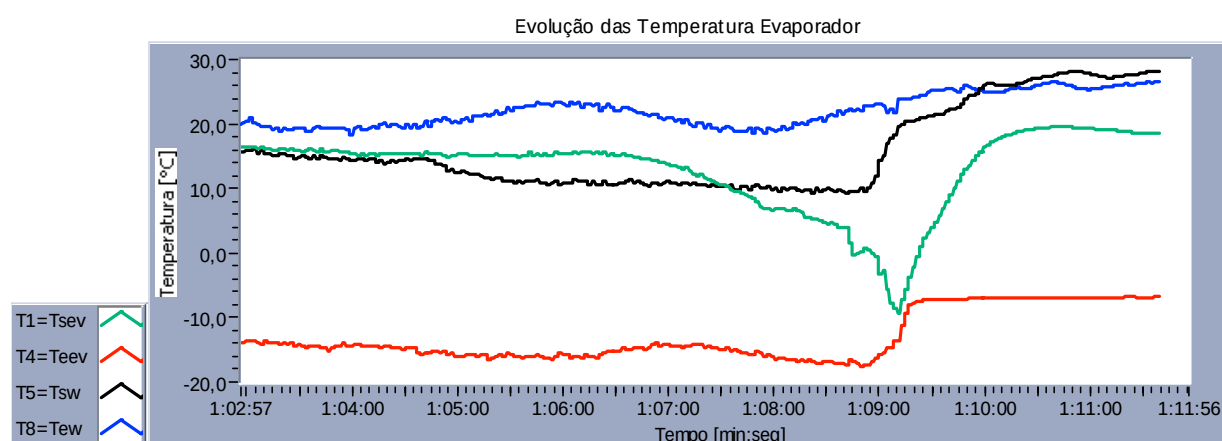


Figura 5.9 - Variação temporal da temperatura, evidenciando a instabilidade à medida que se diminuía a vazão da água.

Conseqüentemente, foram realizados diversos ensaios variando a vazão de água no evaporador, dentro da faixa estipulada de 0,208 kg/s a 0,40 kg/s, em função das diferentes frequências de trabalho do compressor no sistema. O resultado obtido foi um COP elevado, para uma vazão da água no evaporador de 0,21 kg/s, pois permitiu a obtenção de uma faixa para $DT_{W\ EV}$ de 4 graus para frequência de rotação de 40 Hz (1200 rpm). Já para uma frequência de 60 Hz (1750 rpm), a diferença de temperatura no evaporador foi 7 graus e para valores entre 40 e 60 Hz, o $DT_{W\ EV}$ foi aumentado proporcionalmente, sem comprometer a estabilidade do sistema. Um resultado bastante interessante foi obtido quando a vazão da água foi mantida em 0,40 kg/s e a frequência de rotação do compressor

em 60 Hz, a diferença de temperatura no evaporador foi de 4 graus e para 40 Hz essa diferença foi insignificante.

5.2.2. Resposta do sistema ao se aumentar a massa de refrigerante.

A seguir são apresentados os ensaios realizados na bancada experimental, acrescentando 0,5 kg em massa de refrigerante, totalizando 3,265 kg. Houve a necessidade de realizar um leve ajuste na abertura na válvula de expansão termostática e a vazão de água na entrada do evaporador foi mantida constante em 0,21 kg/s e temperatura de 20°C, previamente estabelecidas. O comportamento dos diversos parâmetros, como COP, potência de compressão, capacidade de refrigeração e vazão mássica foram levantados nessa segunda serie de ensaios e pode ser observado nas figuras 5.10 e 5.11.

Vale ressaltar que os ensaios foram realizados de acordo com o que foi apresentado anteriormente, para distintas freqüências de operação do compressor. É interessante observar nas figuras que com o acréscimo de 0,5kg de refrigerante no sistema, obteve-se um aumento considerável na vazão do refrigerante para valores variando entre 0,30 e 0,39 kg/s. Do ponto de vista do desempenho do sistema, foram observados valores superiores aos apresentados anteriormente, apresentando um COP mínimo de 2,41 e máximo de 3,17. Vale ressaltar, ainda, que novamente o COP máximo de operação foi obtido para freqüências de rotação do compressor da ordem de 50 Hz (1500 rpm) e não a sua freqüência nominal de 60 Hz (1750 rpm) onde apresenta uma boa capacidade de refrigeração e máxima vazão de refrigerante. Como seria de esperar, com o aumento da massa do sistema, houve um leve incremento no consumo de potência para toda a faixa de operação de freqüências de trabalho do compressor, como observado na figura 5.11 em comparação à figura 5.4.

No caso das pressões, os resultados apresentados mostraram certa mudança em seus níveis, como era esperado, com o acréscimo de massa no sistema. As pressões de alta (P2 e P3) estabilizaram seus valores na faixa entre 1,029 MPa e 1,130 MPa, para as freqüências entre 31,3 e 60,8 Hz, respectivamente. É interessante notar a elevação da temperatura de condensação e a diminuição da temperatura de evaporação, ilustrado pela figura 5.13, a medida em que se eleva a freqüência de rotação do compressor. Na figura 5.12, o grau de sub-resfriamento (T_{sb}) foi mantido praticamente constante com a freqüência e o grau de superaquecimento (T_{sq}) variou na faixa entre 10 e 20°C.

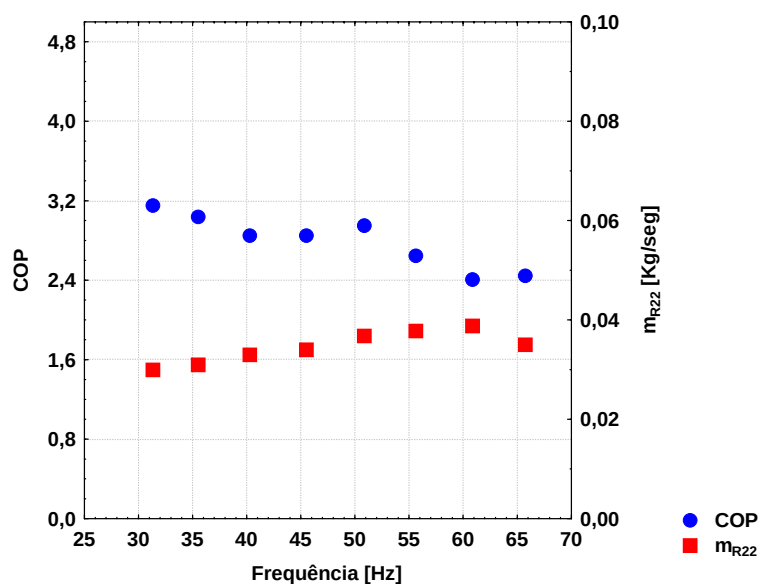


Figura 5.10 - Variações do COP e vazão mássica (m_{R22}) em função da frequência de operação do compressor, com massa de refrigerante no sistema em 3,265 kg.

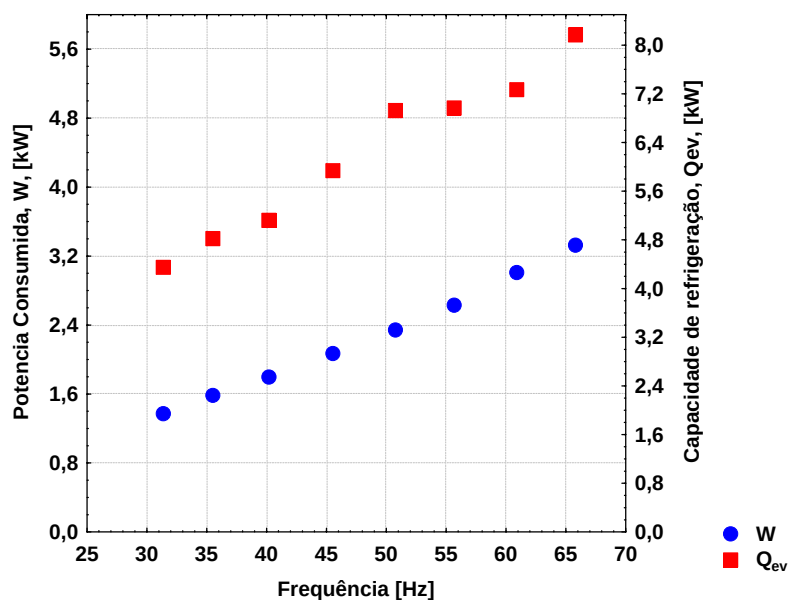


Figura 5.11 - Variações capacidade de evaporação ($\dot{Q}_{ev}$) e potência consumida (W) em função da frequência de operação do compressor, com massa de refrigerante no sistema em 3,265 kg.

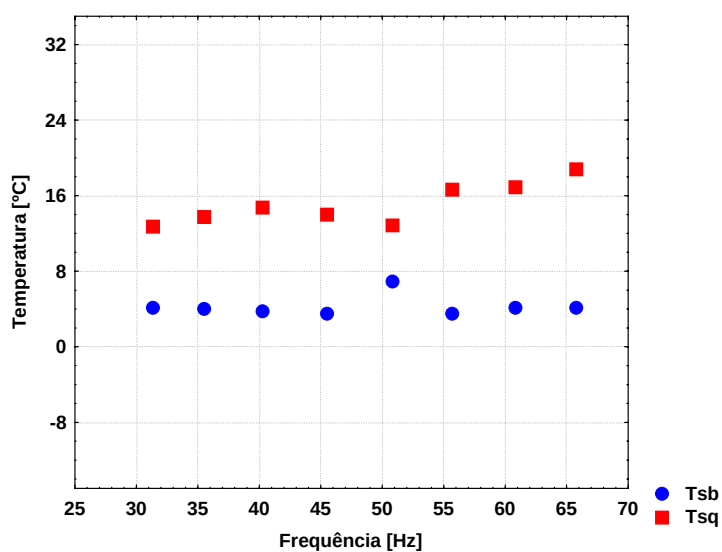


Figura 5.12 - Comportamento das temperaturas (Tsq; Tsb) durante as mudanças na frequência de trabalho do compressor, com massa do refrigerante de 3,265 kg.

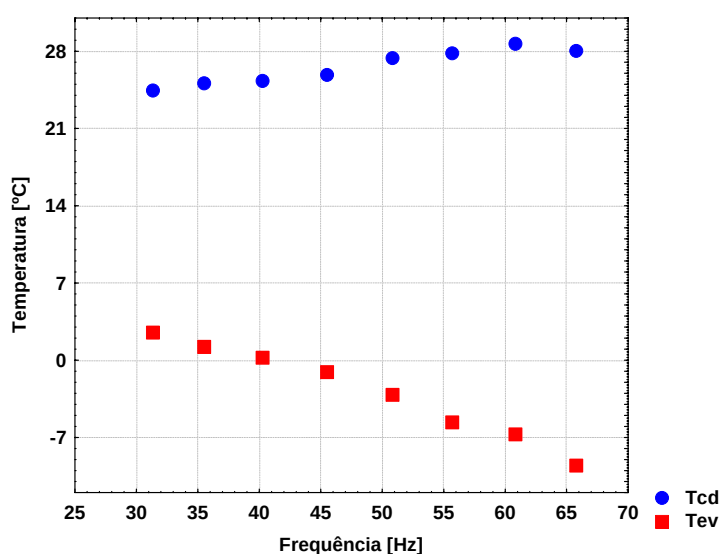


Figura 5.13 - Comportamento das temperaturas (Tcd; Tev) durante as mudanças na frequência de trabalho do compressor, com massa do refrigerante de 3,265 kg.

Finalmente, com o objetivo de melhorar a fase de avaliação do comportamento do sistema foi acrescentada massa adicional de refrigerante em 0,48 kg, totalizando, nesse momento, uma massa total de R-22 de 3,745 kg. Vale ressaltar que a vazão de água na entrada do evaporador foi mantida constante em torno de 0,21 kg/s e temperatura da ordem de 20°C, previamente estabelecidas na planilha de ensaios. Observa-se nas figuras 5.14 e 5.15, que o sistema apresentou uma capacidade de refrigeração similar ao ensaio anterior,

porém apresentou um leve aumento na potência consumida pelo compressor que, diretamente, afetou o COP e a vazão de refrigerante que variou na faixa entre 0,03 kg/s e 0,04 kg/s.

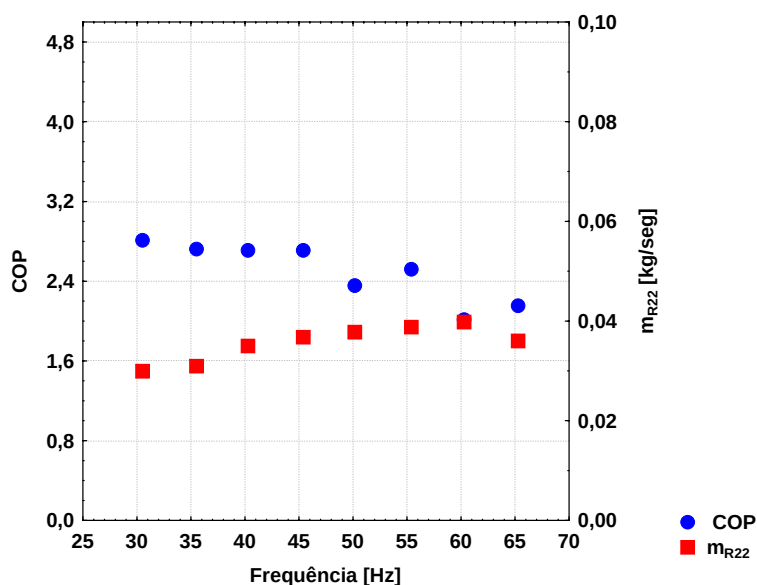


Figura 5.14 - Variações do COP, vazão mássica (m_{R22}) em função da frequência de operação do compressor, com massa de refrigerante no sistema em 3,745 kg.

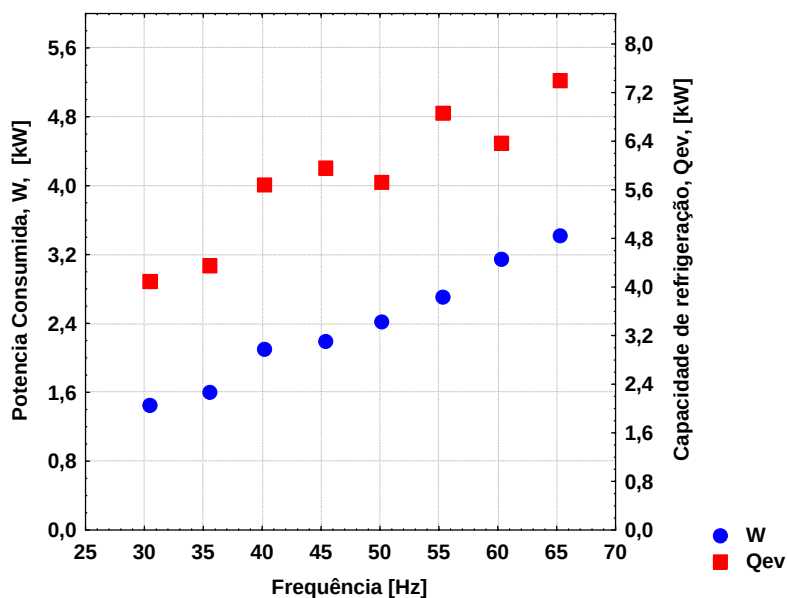


Figura 5.15 - Variações da capacidade de evaporação ($\dot{Q}_{ev}$) e potência consumida (W) em função da frequência de operação do compressor, com massa de refrigerante no sistema em 3,745 kg.

Durante os desenvolvimentos dos ensaios na bancada experimental, foram observados certos comportamentos particulares que colaboraram com informação para providenciar futuras ações de correção. Um exemplo típico é o comportamento das pressões do sistema no momento em que o compressor foi desligado pelo variador de frequência, que estava configurado em modo rampa, como pode ser observado na figura 5.16. É interessante observar alterações bruscas no momento em que o variador inicia o desligamento do compressor, decrescendo a frequência desde 60 Hz (1750 rpm) até 0 Hz (0 rpm). Nessas condições, para evitar futuras falhas, o variador de frequência foi configurado no modo de inércia para desligamento imediato do compressor, o resultado pode ser observado na figura 5.17, e não apresentam perturbações tanto nas pressões quanto fortes vibrações na estrutura interna do motor elétrico do compressor.

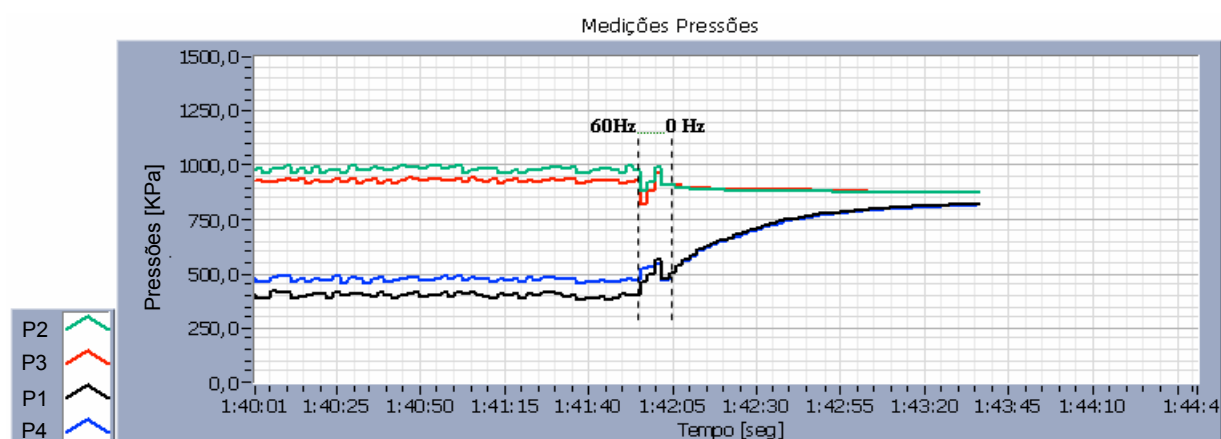


Figura 5.16 - Comportamento das pressões do sistema no momento em que o compressor foi desligado pelo variador de frequência, configurado no modo rampa.

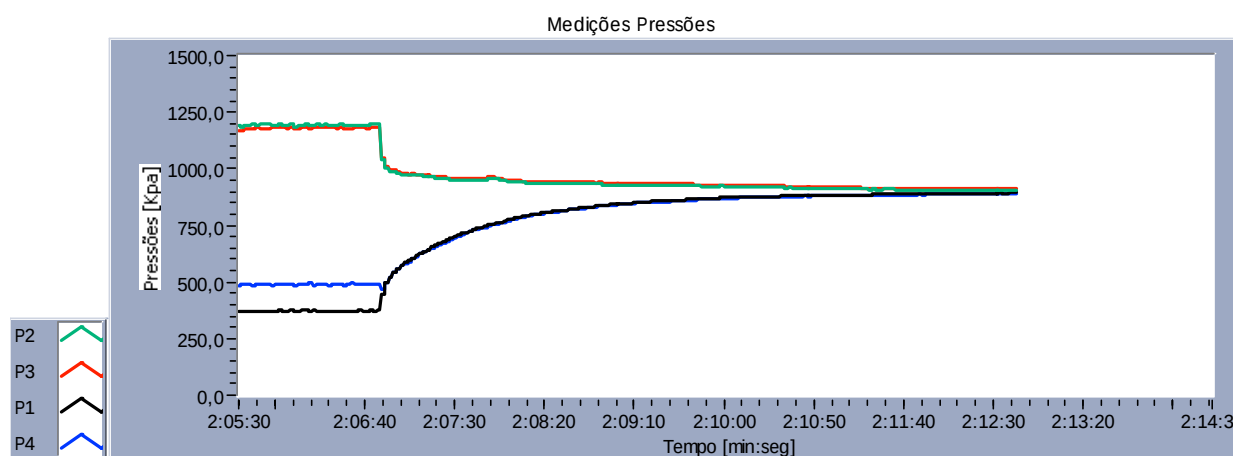


Figura 5.17 - Comportamento das pressões do sistema no momento em que o compressor foi desligado pelo variador de frequência, configurado no modo inércia.

Como pôde ser observado nas figuras precedentes, o sistema apresentou um comportamento bem diferenciado no que se refere aos parâmetros mais importantes, em termos termodinâmicos, mediante as distintas freqüências de trabalho do compressor no sistema. Este comportamento proporciona os subsídios necessários para o desenvolvimento de controladores com características operativas capazes de levar o sistema ao equilíbrio, buscando um erro mínimo. As seguintes etapas tratarão da evolução e comportamento dos controles aplicados no presente projeto.

5.2.3. Avaliação do sistema em malha fechada.

A avaliação do comportamento do sistema em malha fechada baseia-se na aplicação de um tipo de controlador específico, o que permite o conjunto de ações de controle que mantenham o sistema o mais próximo de uma trajetória de referência, que pode ser o próprio *set point* ou um sinal de referência. Para o caso do presente trabalho, o controlador tem como objetivo manter uma temperatura fixa na água de saída do evaporador (T5), em função de alterações impostas na temperatura da água de entrada do evaporador (T8), assimilando a ambientes externos como carga térmica, atuando nas rotações do compressor como variável manipulada por meio do variador de freqüência.

Com o objetivo de se verificar a eficiência do controlador proposto foi implementado, ainda, o controlador tipo *On-Off* (controle convencional de aparelhos de sistemas de refrigeração e ar condicionado de janela, com freqüência de 60 Hz (1750 rpm). Os experimentos realizados foram desenvolvidos da seguinte forma.

Os controladores atuavam no sinal de controle de forma que a temperatura da água na saída do Evaporador (T5) se mantivesse em torno do sinal de referência, neste caso 13,5°C. Foi mantida constante a temperatura inicial na água de entrada do evaporador (T8) em 22°C assimilando a ambientes externos aos controlados por intermédio de uma resistência elétrica imersa no reservatório de água. Durante os experimentos, além das temperaturas e pressões do sistema foram registrados os consumos de potencia em kW do compressor utilizado.

Os resultados obtidos podem ser observados nas figuras a seguir:

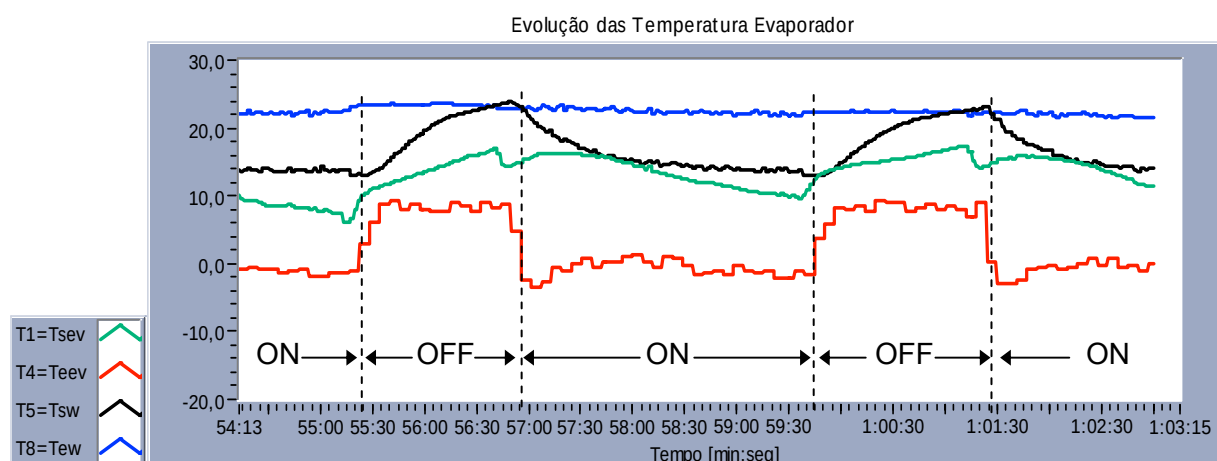


Figura 5.18 - Comportamento das temperaturas no evaporador do sistema com controle *On - Off*.

Na figura 5.18 é observado o comportamento das variáveis no evaporador, especialmente a temperatura da água na saída do evaporador (T_5) em função da atuação do controlador *On-Off*, cujo parâmetro de controle foi ajustado para que o controlador acione o compressor quando T_5 atinja os 22°C e inicie o processo de resfriamento. Quando (T_5) atinge os 13°C o controlador desliga o compressor imediatamente, e assim sucessivamente. Devido à elevada capacidade do compressor, ficou estabelecido que o sistema seja acionado (*On*) quando a temperatura da água de saída do evaporador atinja, especificamente, 22°C . Isso ocorreu para que o sistema pudesse alcançar um regime estável, que era verificado aproximadamente em torno de 160 segundos. Outro aspecto importante em relação ao comportamento da bancada experimental foi o período de desligamento (*Off*), pois quando T_5 atinge os 22°C demora, aproximadamente, 90 segundos sem que as resistências elétricas no interior do reservatório do evaporador estivessem ligadas.

Pode-se observar, ainda na Figura 5.18, que a temperatura T_5 se manteve entre $13,4$ e 22°C e a temperatura do ambiente externo (T_8) permaneceu próxima dos 22°C durante o experimento. No momento em que o controlador aciona o sistema, a temperatura do refrigerante na saída do evaporador (T_4) apresenta uma leve queda gerada pelo efeito da sucção do compressor no fluxo do refrigerante nesse exato instante.

Na figura 5.19, observa-se o comportamento das pressões do sistema quando o controlador está no modo *On - Off*. Cada vez que o sistema é ligado, imediatamente se produz a máxima pressão de alta que permanece no mesmo nível durante o ciclo *On*. No instante quando se liga o compressor, um pico de corrente de aproximadamente $15,2$ Amperes é registrado no variador de frequência e, após alguns segundos, observa-se o

consumo médio de corrente no ciclo *On* de 10,6 Amperes. Um aspecto relevante observado no sistema com este tipo do controlador, refere-se a que uma grande quantidade de óleo do compressor é deslocado para os equipamentos e isso se verifica no visor de líquido localizado na saída do condensador. Contudo, quando o compressor é acionado no modo rampa esse fenômeno não é observado e isso é o desejado, já que o compressor não corre o risco de ficar sem óleo no cárter.

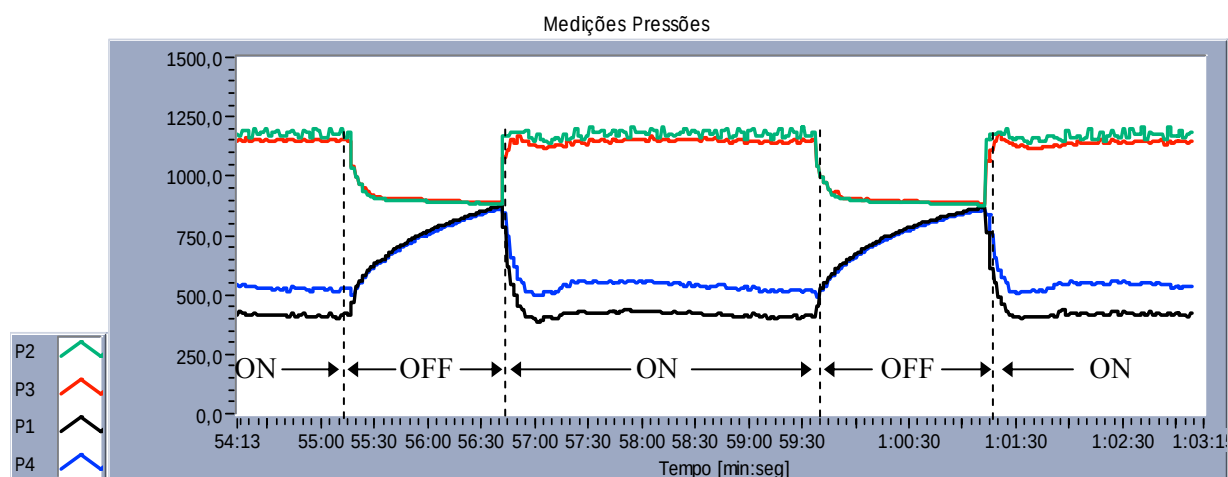


Figura 5.19 - Comportamento das pressões do sistema com controle *On – Off*.

Quanto à sua funcionalidade, o modelo geral de um equipamento termostático pode ser derivado a partir do comportamento físico do dispositivo, relacionando sua temperatura interna e estados de funcionamento. Em condições normais de operação (isto é, em regime), a temperatura de referência de um equipamento termostático é mantida entre dois valores previamente definidos de temperatura: um limite de temperatura superior ($T_{mx} = 22^{\circ}\text{C}$) e um de temperatura inferior ($T_{mn} = 13^{\circ}\text{C}$). Conforme descrito anteriormente, para com o controle da unidade de refrigeração realizado através de um mecanismo do tipo liga/desliga acionado nas temperaturas limites. A demanda elétrica do equipamento para este tipo de funcionamento é avaliada pela solicitação imposta ao motor por um regime, onde o motor do compressor fica desligado entre os tempos de ativado, por tanto a demanda de potência equivalente é calculada pela fórmula seguinte, (WEG Equipamentos Elétricos S/A – Motores, 2005).

$$(Pm)^2 = \frac{\sum_1^n (P_i^2 t_i)}{\sum_1^n \left(t_i + \frac{1}{3} t_r \right)} \quad (5.3)$$

Onde: t_i = tempo quando o motor está ligado, em segundos.

t_r = tempo quando o motor está desligado, em segundos.

P_i = Potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado, em kW.

Como resultado, obtém-se a demanda de potência média de 2,94 kW trabalhando com o controlador *ON-OFF*.

Estes resultados estimularam novos ensaios experimentais realizados com condições de operação do sistema. A avaliação do Controlador Lógico Difuso Adaptativo para uma operação do sistema é apresentada a seguir

Para a realização deste ensaio, inicialmente o sistema foi ligado normalmente sem controle, operando em regime permanente com certas condições impostas à bancada experimental, como temperatura da água na entrada do evaporador (T8) a 22°C, temperatura da água na saída do evaporador (T5) a 14,6°C e a frequência de 50 Hz. No momento em que o controlador é ligado ao sistema, observa-se a efetividade do controlador difuso a adaptar-se por intermédio de seu fator de escala, observando a condição inicial de elevados erros e de pequeno controle, pelo qual o controlador atua de forma a aumentar sua sensibilidade através de seu fator de escala K_v e por meio da saída KK_v no mecanismo interno de adaptação.

Com o passar do tempo, o valor de K_v elevado o controlador fica mais sensível ao Δ erro, conseqüentemente, um número maior de regras do controlador principal é utilizado, o que melhora o desempenho do controlador. O valor inicial de K_v influencia, portanto, o número de regras envolvidas no controlador principal ao se iniciar o processo de controle e a "velocidade" com que outras regras são "atingidas". Assim, o valor K_v assumido inicialmente afeta o tempo de acomodação do sistema controlado. Como pode ser observado na figura 5.20, o momento em que o controlador, com sua máxima sensibilidade adaptada atua no sistema aumentado a frequência do compressor, ou seja, um incremento imediato nas pressões de alta, tendo por objetivo levar a temperatura da água na saída do Evaporador (T5) para a temperatura previamente estipulada (*set-point*) estabelecida no controlador. Nessas condições, registrou-se um tempo transitório de 25 segundos e um tempo de acomodação da ordem de 55 segundos.

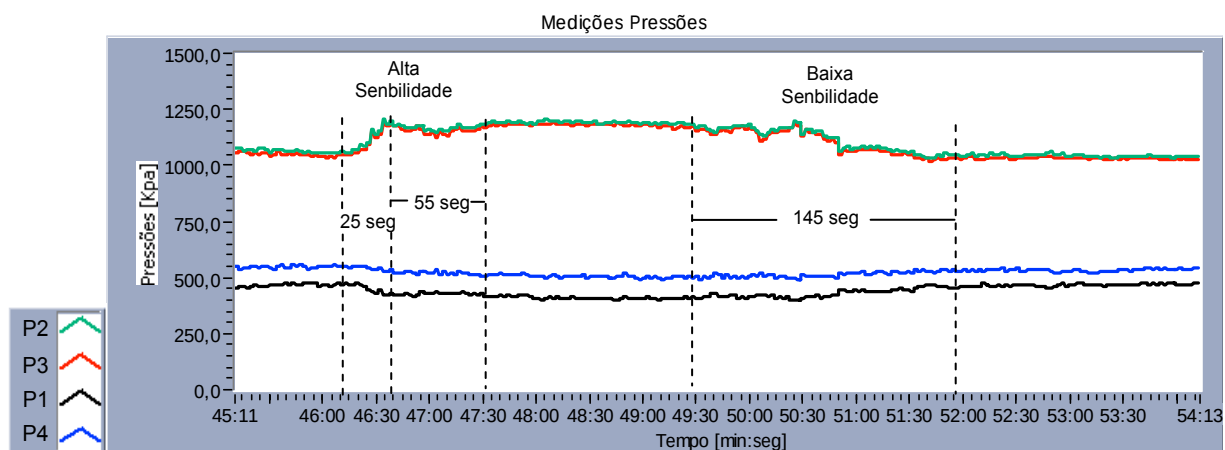


Figura 5.20 - Comportamento das pressões do sistema com controle lógico difuso Adaptativo.

Quando o sistema converge, tem-se uma situação de baixos sinais de entrada e baixos sinais de controle e um valor de K_v praticamente constante ($KK_v = 1$). O controlador, uma vez detectando uma condição de equilíbrio do processo (caracterizado por KK_v próximo da unidade durante um certo tempo), diminui o valor do fator de escala, ou seja, sua sensibilidade fica robusta. Portanto, um baixo valor de K_v implica num tempo maior de regime transitório. Na Figura 5.20, observa-se que a medida que a temperatura da água na entrada do evaporador (T8) decresce de 22°C para 20°C , o controlador robusto vai diminuindo levemente as pressões de alta, com objetivo de manter a temperatura da água na saída do evaporador (T5) com a temperatura de *set point* previamente estabelecida no controlador de 13°C e, para isso, registra-se um tempo transitório de 145 segundos.

Paralelamente se mostra na figura 5.21, a resposta temporal das temperaturas no evaporador na faixa dos 20°C e 22°C para a temperatura da água na entrada do evaporador (T8), assimilando uma mudança na temperatura no ambiente externo que se deseja controlar. Nesse caso, o controlador apresenta bom desempenho mantendo a temperatura da água na saída do evaporador (T5) como a variável a ser controlada dentro de um valor pré-estabelecido em 13°C com uma variação de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Durante o processo quando o controlador permanece operando com alta sensibilidade e baixa sensibilidade, foram registradas diferentes potências medidas através do variador com seus tempos específicos de duração, com o objetivo de obter uma potência média consumida.

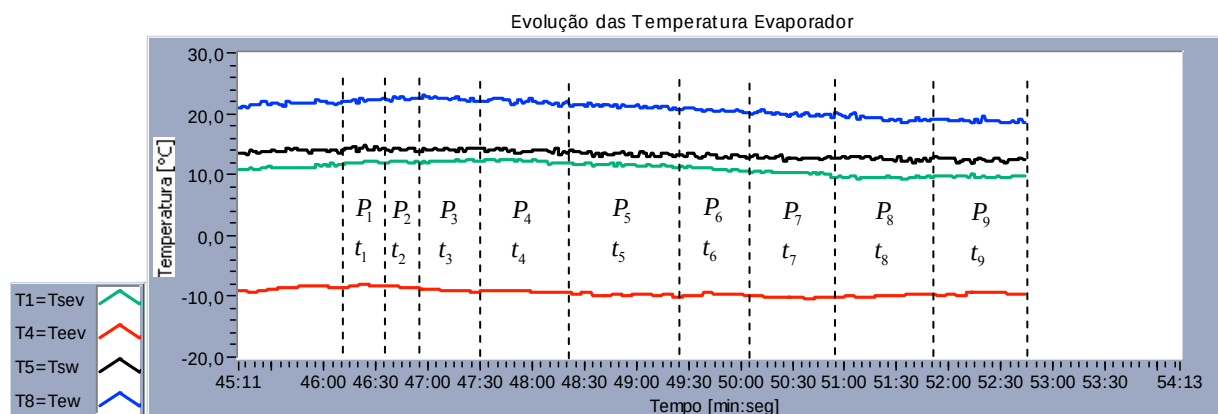


Figura 5.21 - Evolução das temperaturas em função do tempo mediante o controlador difuso adaptativo.

Evidentemente, o método para calcular a potência equivalente neste caso, quando se tem uma série de registros de potências durante tempos específicos, leva-se em consideração, trabalhar com a hipótese de que a carga efetivamente aplicada ao motor acarretará a mesma solicitação térmica que uma carga fictícia equivalente, que solicita continuamente a demanda de potência P_m , Equação 5.4. Baseia-se também no fato de ser assumida uma variação das perdas com o quadrado da carga e que a elevação da temperatura é diretamente proporcional às perdas. Isto é verdadeiro para motores que giram continuamente, mas são solicitados intermitentemente (WEG Equipamentos Elétricos S/A – Motores, 2005).

Assim,

$$(P_m)^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i^2 t_i)}{\sum_{i=1}^n (t_i)} \quad (5.4)$$

onde: t_i = tempos específicos quando o motor está ligado, em segundos.

P_i = potência correspondente nesse instante quando o motor está ligado, em kW.

Como resultado, obtém-se a demanda de potência média de 2,40 kW trabalhando com o controlador lógico difuso adaptativo.

Além de conhecer o comportamento com os diferentes controladores aplicados em situações impostas de trabalho, a bancada experimental permitiu conhecer qualitativamente

o desempenho dos controladores pela sua capacidade de manter a variável controlada próximo ao valor desejado (*set-point*), mesmo sob a presença de perturbações externas.

Nesse momento, é interessante realizar uma comparação das demandas de potências médias, para que se possa ter uma idéia do ganho com a aplicação do controlador em relação ao comumente encontrado no mercado (*On-Off*). Como seria de esperar, a redução na demanda de potência consumida ao aplicar um controlador lógico difuso adaptativo permitiu um melhoramento no COP do sistema em comparação ao controlador *On-Off*. Do ponto de vista econômico, considerando parâmetros elétricos de trabalho para um motor trifásico do compressor, como o numero de pólos, baixa tensão de alimentação (< 1 kV), energia de perdas consumida pelo motor, rendimento nominal mínimo, período de trabalho contínuo do motor de 8 horas diárias durante 22 dias do mês, além de outros. A determinação da energia consumida no compressor com os controladores aplicados é realizada pela Equação 5.5, a seguir.

$$W_u = \int_0^T P(t) dt \quad (5.5)$$

Como essa energia tem um custo $C_{\$}$, que depende muito das condições em que é fornecida, é possível determinar o encargo com a energia utilizada durante os processos, neste caso considerando o tipo de fornecimento de baixa tensão com tarifa R\$ 0,603118 por kWh, fornecida pela CEMIG (Julho-2006), tem-se,

$$E_w = W_u \cdot C_{\$} \quad (5.6)$$

Nessas condições, observa-se na tabela 5.1 a demanda de potência, o consumo de energia e o custo mensal nos distintos tipos de controle.

Tabela 5.1 – Comparação entre os controladores aplicados

Tipo de Controle	Demanda Potência	Energia Ativa consumida mensalmente	Custo (R\$) mensal
<i>On – Off</i> compressor Hitachi ano1988	3,71 kW	652,9 kWh	R\$ 393,81
<i>On – Off</i> compressor Bitzer	2,92 kW	513,9 kWh	R\$ 309,94
<i>Fuzzy</i> Adaptativo	2,40 kW	422,4 kWh	R\$ 254,76

Como pode ser observado, a economia anual em gasto com energia elétrica utilizando o controlador fuzzy adaptativo em relação ao *On-Off* trabalhando com o novo compressor bitzer é de aproximadamente R\$ 700,00 em relação ao compressor original do sistema ar condicionado self-contained (Hitachi ano 1988) a economia anual é de R\$ 1.670,00. Resumindo, em menos de dois anos é possível somente com a economia de energia elétrica pagar o investimento em um variador de frequência. Vale ressaltar que, além disso, não foi computado o gasto com manutenção geral do equipamento.

É importante lembrar que é uma análise econômica a nível de energia ativa consumida, porém existem outras considerações a nível industrial, por exemplo, a determinação do encargo com energia reativa que dependem dos conhecimentos sobre instalação elétrica em que se incluiria o motor trifásico do compressor. Seria necessário analisar, atendendo a instalação de utilização de energia elétrica, qual é a parte da energia reativa efetivamente paga que correspondia ao motor do compressor.

Finalmente foi realizado um último ensaio com o controlador lógico difuso adaptativo mediante alterações nos parâmetros. Os resultados preliminares, ilustrados pelas figuras 5.22 e 5.23, mostram a resposta do controlador na frequência em função das mudanças realizadas aleatoriamente na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador. Ao se incrementar a carga térmica (aumentando a temperatura da água de entrada do evaporador), T8 maior que 20°C, o controlador aumenta, gradualmente, a frequência do compressor com o objetivo de manter uma capacidade de refrigeração ótima para operação. Por outro lado, quando se diminui a carga térmica (T8 inferior a 20°C), o controlador diminui a frequência do compressor, para que o sistema trabalhe confortavelmente.

Essas adaptações na frequência têm efeito no consumo de potência do compressor, pois permite “poupar” energia quando as condições, neste caso, a temperatura da água na entrada do evaporador (T8), está baixa, fazendo com que o sistema trabalhe em carga parcial e não com máxima capacidade.

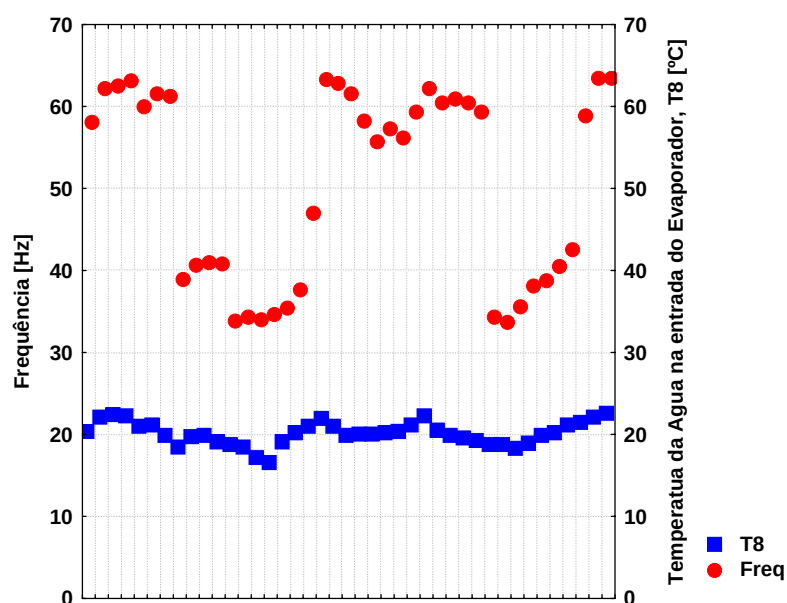


Figura 5.22 - Resposta do controlador difuso adaptativo sobre a frequência do compressor para o *setpoint* fixo diante de mudanças feitas na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador.

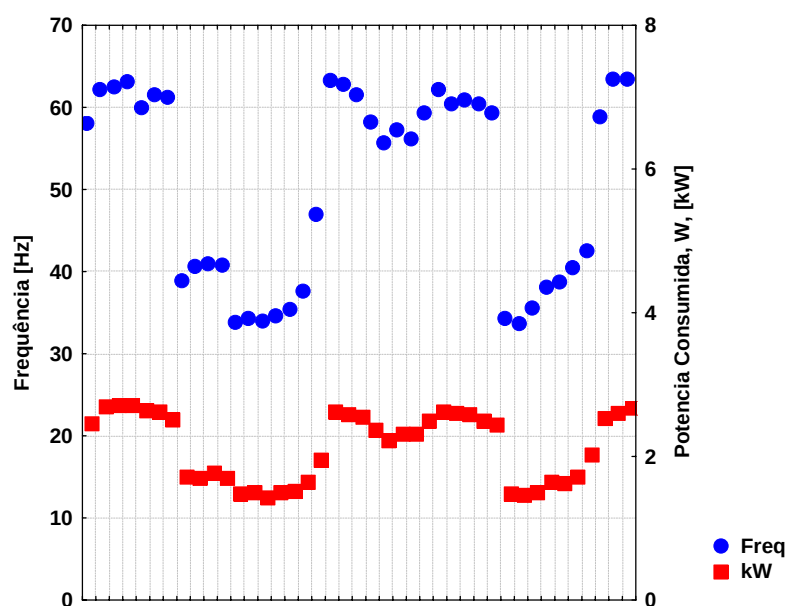


Figura 5.23 - Efeitos na alteração da frequência sobre a potência para *setpoint* fixo com controlador difuso adaptativo diante de mudanças feitas na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador.

A efetividade do Controlador lógico difuso Adaptativo dependeu também do variador de frequência para todos os ensaios apresentados. O Inversor de frequência foi ferramenta importante na economia de energia para este tipo de aplicação onde apresenta variação da

vazão do fluido e a economia da energia entre outros aspectos. Contrariamente, o jeito de se ligar um sistema neste projeto em forma direta o compressor no modo mais simples, controlador *On-Off*, fica sujeito a curtos circuitos, devido o comportamento como um transformador com pouca resistividade do motor no compressor, induzindo a correntes de partida sensivelmente elevadas.

Nos últimos vinte cinco anos os grandes avanços na teoria de sistemas, na eletrônica e na informática têm facilitado as aplicações reais nas indústrias com a utilização do controlador PID. A razão pelos modernos algoritmos de controle ainda não han conseguido substituir o PID, é porque o PID permanece presente nos avanços tecnológicos, Ferreyra e Fuentes (1998). É o caso para o controlador lógico programável (CLP) utilizado no presente trabalho, pois além de ser um instrumento muito completo no ambiente industrial, possui instruções que faz este tipo de controle aplicável em propriedades físicas tais como temperaturas, pressões, níveis ou fluxos líquidos, a partir da implementação de malhas de controle, por uma programação por parte do usuário na lógica *ladder* do CLP.

Foi programado um PI (controle Proporcional Integral) trabalhando em malha fechada com variável do processo (PV) neste caso o sinal analógico da temperatura da água na saída do evaporador (T5), com saída do controlador uma variável de controle (CV), para manter a PV a um *set-point* pré-estabelecido, como pode ser observado na figura 5.24.

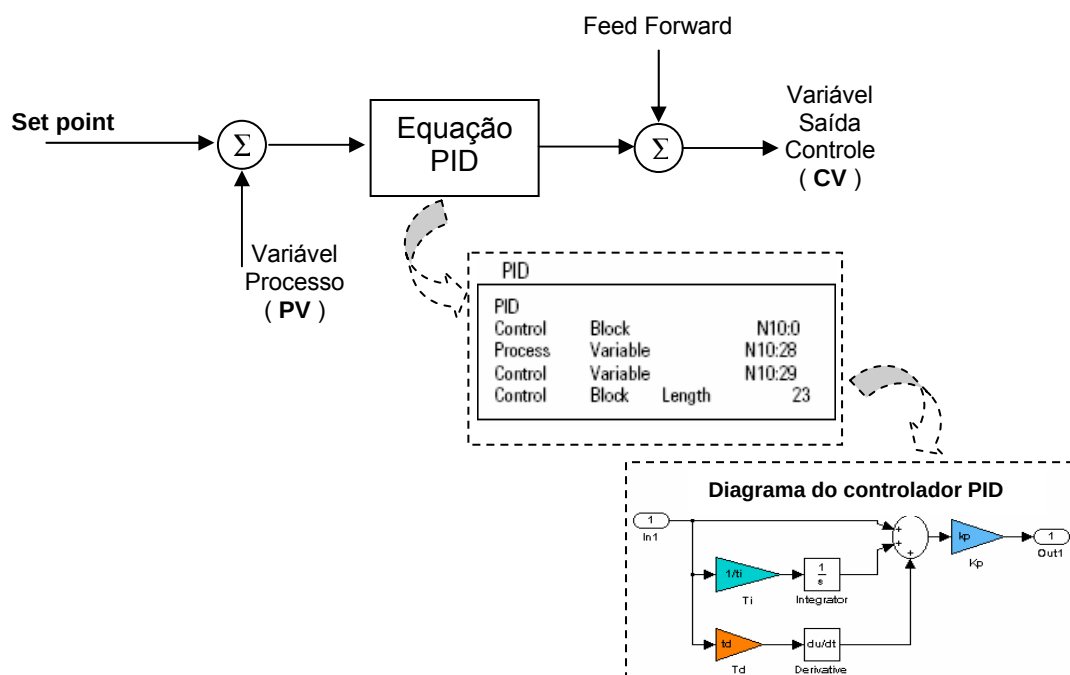


Figura 5.24 - Instrução PID do controlador lógico programável (CLP) utilizado no presente trabalho.

O bloco principal na Instrução PID do CLP, baseia-se na equação 5.7, como modelo padrão que inclui os diferentes registros de configurações para os ganhos independentes do controlador, resolução em bits das entradas e saídas, configuração para alarmes, implementação de limites nos registros, entre outros, Allan Bradley company inc (2001).

$$CV = K_p \left[E + K_i \int_0^t E dt + K_d \frac{dE}{dt} \right] \quad (5.7)$$

onde

CV = Variável de Controle

K_p = Ganho Proporcional

E = Erro (SP - PV)

K_i = Ganho Integrativo

K_d = Ganho Derivativo

Na sintonização do controlador para um ponto viável na bancada experimental, a partir do comportamento do sistema estudado anteriormente; foi estabelecido, nesta instrução, um baixo ganho proporcional para diminuir altas oscilações. Na taxa da mudança do erro entre o SP e o PV dado com ação derivativa, estabeleceu-se nulo, para assegurar a eliminação de laços instáveis. Por último, o ganho integrativo médio para que a saída continue a mudar até que o erro seja eliminado. Adicionalmente, para este tipo de aplicação foi necessária a conversão para uma saída porcentual da variável de controle do controlador PI no CLP, dentro de um “*duty cycle*” para proporcionar uma saída discreta em vez de uma análoga que atuara no variador. O tempo ligado é determinado convertendo a porcentagem da saída de PI no sinal *PWM* como pode ser observado na figura 5.25.

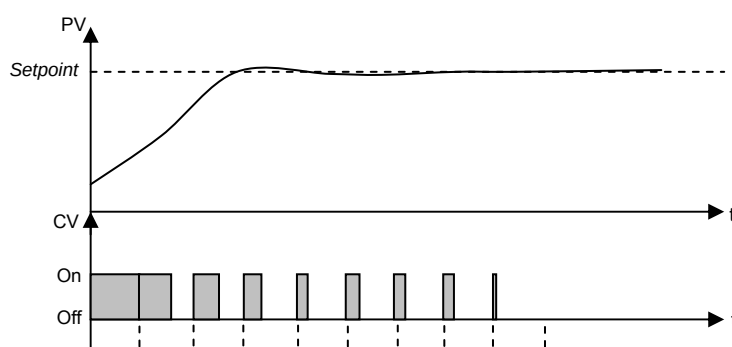


Figura 5.25 - Saída *PWM* desde o PI do CLP SLC5/03.

Para a realização deste ensaio, o sistema foi ligado normalmente sem controle trabalhando em regime permanente com certas condições impostas à bancada como temperatura da água na entrada do evaporador (T8) na faixa dos 20°C e 22 °C, assimilando uma mudança na temperatura no ambiente externo que se deseja controlar e a frequência de 55 Hz, como se mostra na figura 5.26.

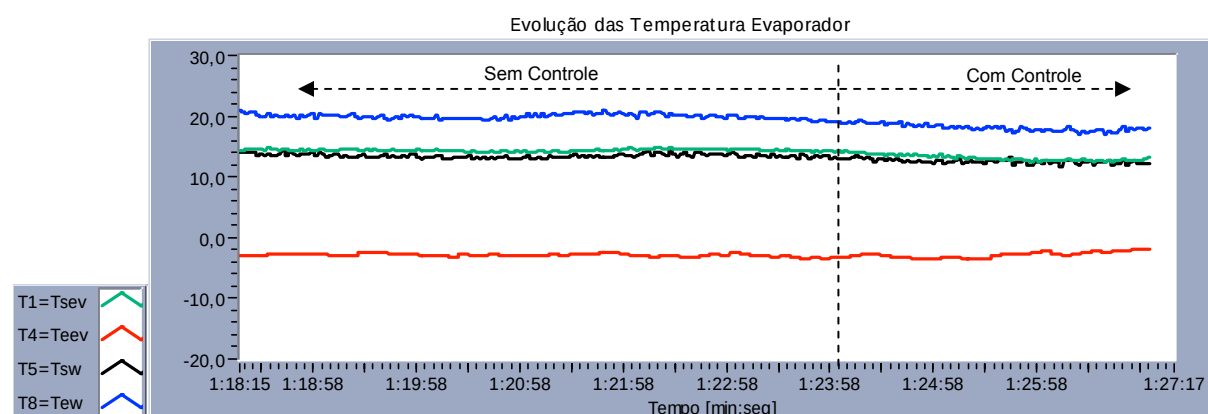


Figura 5.26 - Evolução das temperaturas em função do tempo mediante o controlador PI.

No momento em que o controlador é ligado ao sistema, se impõe o desligamento das resistências elétricas no evaporador para que diminua a temperatura da água na entrada do evaporador (T8) menor que 20°C, o controlador PI responde nesta situação diminuindo a frequência do compressor, o que reduz levemente as pressões de alta, com objetivo de manter a temperatura da água na saída do evaporador (T5) a uma temperatura *set-point* previamente estabelecida no controlador de 13°C com $\pm 0,5^\circ\text{C}$, registrando-se um tempo transitório de 215 segundos, como mostrado na figura 5.27.

Durante o processo quando o controlador fica trabalhando mediante mudanças na temperatura da água na entrada do evaporador (T8) na faixa dos 18°C e 22°C, registraram-se diferentes potências medidas através do variador com seus tempos específicos de duração, com o objetivo de se obter uma potência média consumida. Como resultado, obtém-se a demanda potência média de 2,56 kW trabalhando com este tipo de controlador.

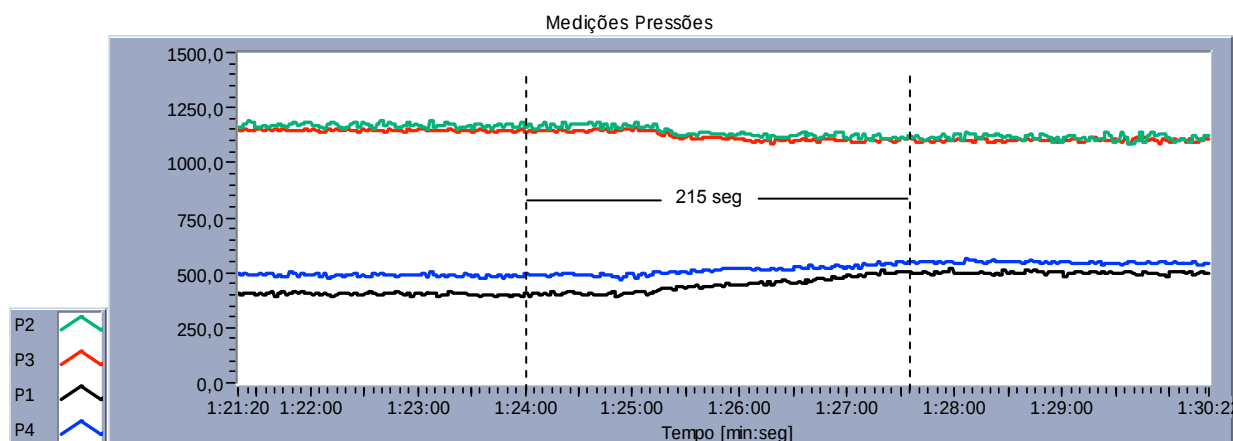


Figura 5.27 - Comportamento das pressões do sistema com controle PI do CLP.

Os resultados, apresentados pelas Figuras 5.28 e 5.29, apresentam a resposta do controlador na frequência mediante mudanças feitas aleatoriamente na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador. Ao se incrementar a carga térmica (aumentando a temperatura da água de entrada do evaporador), T8 maior que 20°C, o controlador aumenta, gradualmente, a frequência do compressor com o objetivo de manter uma capacidade de refrigeração ótima para operação. Por outro lado, quando se diminui a carga térmica (T8 inferior a 20°C, o controlador diminui levemente pelo efeito do fator integrador do controlador na frequência do compressor, para que o sistema trabalhe confortavelmente.

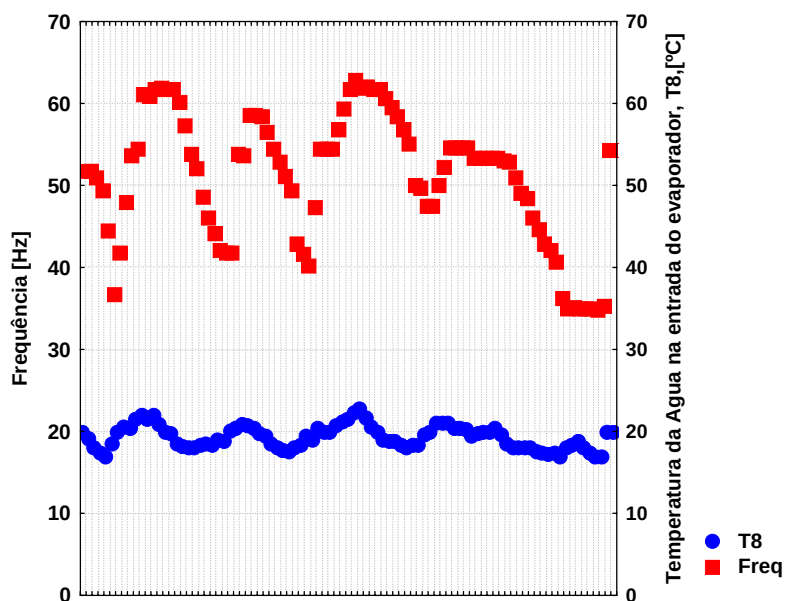


Figura 5.28 - Resposta do controlador PI sobre a frequência do compressor para o *setpoint* fixo diante de mudanças feitas na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador.

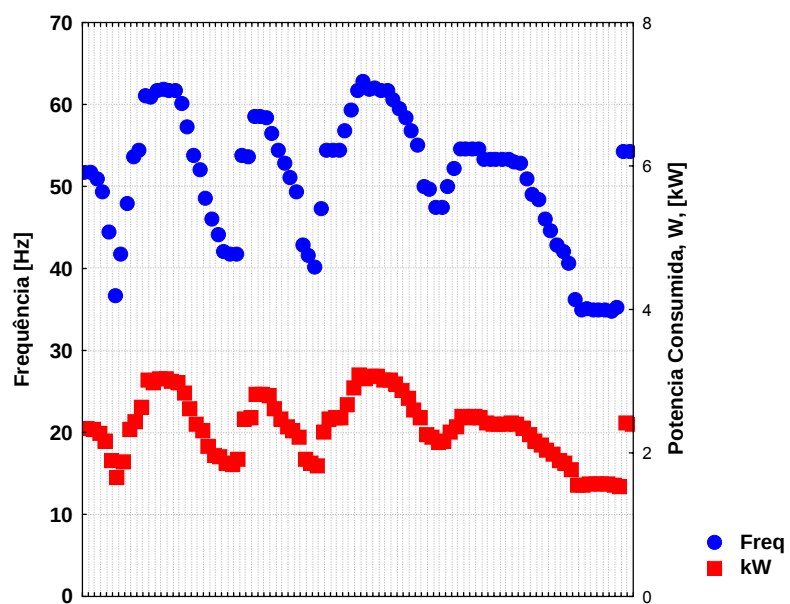


Figura 5.29 – Efeitos na alteração da frequência sobre a potencia para *setpoint* fixo com controlador PI diante de mudanças feitas na temperatura da água (T8) na entrada do evaporador.

CAPITULO VII

CONCLUSÕES

O software desenvolvido e implementado apresenta uma interface amigável (Homem/Máquina) que permite ao usuário monitorar “on-line” o sistema de refrigeração, que pode ser acessado de maneira confiável em uma rede local ou industrial, levando em consideração os protocolos de comunicação (*Rslinx*, *OPServer*), que facilitam a comunicação com o CLP. O emprego de controladores lógicos programáveis (CLP) especialmente programados para tratamento de sinais analógicas e digitais neste tipo de aplicação é outra área que merece investigação futura.

No projeto e montagem dos condicionadores de sinal, foi levado em consideração à escolha apropriada dos amplificadores operacionais de instrumentação (INA125 e INA111), que apresentou um comportamento linear com a grandeza física medida. Além disso, garantiu, ainda, uma proteção aos sensores regulando a corrente de alimentação a partir de uma voltagem fixa proporcionado pelo circuito integrado e também permitiu a eliminação de ruídos que afetavam a aquisição de dados.

O aumento na carga de refrigerante do sistema tendem a otimizar e manter o COP constante independentemente da velocidade do compressor.

Mudanças na velocidade do compressor permitem que o sistema opere mais confortavelmente e adequadamente em altas e baixas cargas frigoríficas.

Um desdobramento natural e evidente deste trabalho coloca a disposição à aprendizagem e treinamento das diferentes aplicações da automação junto com estratégias de controle selecionadas objetivamente em qualquer plano educacional e industrial.

Evidentemente o controle *on-off*, não consegue manter a variável em um setpoint. O comportamento da variável controlada equivale a uma oscilação próximo aos valores equivalentes aos comandos *on* e *off* do controlador. Um aspecto interessante do controle *on-off* é que o valor médio da variável controlada muda conforme a perturbação externa.

A economia de energia e o melhoramento no rendimento deste tipo de sistema foram obtidos por um controle adaptativo com um conjunto de regras *fuzzy* que permitem tratar de forma adequada a grande variação da carga térmica do ambiente climatizado ao longo de um dia.

Para o futuro, sugere-se investigar a aplicação desta técnica de controle em sistemas eletrônicos embutidos. Os estudos devem evoluir na perspectiva de ampliar também o uso de sensores/atuadores neste tipo de problema.

O conforto ou a segurança do sistema seja considerado, ao trabalhar com controlador *On-Off* como ultima opção, torna-se necessário utilizar um artifício para diminuir a corrente exigida ou o conjugado de partida. O processo mais usado e simple consiste em partir o motor sob tensão reduzida para compressores com potencia baixa, relativamente a potencia disponível na rede, de modo a limitar as perturbações originadas.

Finalmente, o fato na aplicação do variador de frequência neste sistema como ferramenta de automação, permite uma economia de energia elétrica anual, uma redução de custos e maior confiabilidade em relação ao uso do sistema, favorecendo ao consumidor pagar o investimento do variador de frequência em um determinado tempo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. SLC 500 Analog Input Modules Installation Instructions. Publicação 1746-IN001B-US-P, p1-20, Dezembro 1999. Disponível em http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in001_-en-p.pdf.

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. SLC 500 Digital I/O Modules Installation Instructions. Publicação 1746-INO27A-EN-P, p1-44, Setembro 2003. Disponível em http://literature.rockwellautomations.com/idc/groups/literature/documents/in/1746-in027_-en-p.pdf.

ALLAN BRADLEY COMPANY INC. Instruction set reference plc-5 programming software. Publicação 1747-RM001C-EN-P, p1-582, Setembro 2001. Disponível em www.canadu.com/lp/pdf/1747-rm001c-en-p.pdf.

AL-ASSADI S.A.K, PATEL R.V. Robust decentralized control of HVAC systems using H1-performance measures. Department of Electrical and Computer Engineering, Western Ontario University, Canada.

APREA C, MASTRULLO R, RENNO C. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. University of Naples Federico II, P.le Tecchio 80, 80125 Naples, Italy, 2005.

APREA C, MASTRULLO R, RENNO C. An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and a heat pump using R22 and R417A. Applied Thermal Engineering. Italy, p. 487–499, Abril 2004.

BERTIL T, MOHSEN S.M, PER FAHLE'N. Feed-forward in temperature control of buildings. Building Services Engineering, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden.

BITZER INTERNATIONAL. Compressores a pistão semi-hermetico, publicação KP-105-4, p1-32, Fevereiro 2004. Disponível em <http://www.bitzer.de/doc/k/kp-105-4.pdf>.

BITZER INTERNATIONAL. Software de selecionamento compressores Bitzer 4.0.2, Abril 2004. Disponível em <http://www.bitzer.com.br/htmls/inicio.htm>.

BORJA, T. J. A. Automatização e controle inteligente on-line de sistemas de refrigeração utilizando redes neurais artificiais. 2006. 124 f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

CABRAL R.B. Adaptação Computacional de Sistemas de Inferência Difusos: um caso aplicado. 1994. Tese de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CARDENAS, N.I. O Uso de Controladores Fuzzy Adaptativos, implementados em microcontroladores, no controle de vibrações de sistemas mecânicos. 2002. 250 f. Tese de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia,

CARVAJAL, F. Controle digital de Válvulas de expansão usando lógica difusa. 2000. Tese de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

CUEVAS C, WINANDY E. Analysis of the operation of inverter and on-off modulated compressors in an air-conditioning system. Laboratory of Thermodynamics University of Liège, Belgium. 2001.

DA SILVA F.V, JUNIOR V.S. Controle Fuzzy da Temperatura de condensação de um sistema de resfriamento de líquido ("chiller"). XVI Congresso Brasileiro de engenharia mecânica COBEM 2001/ABCM, Vol. 5, p. 189-195, 2001

DA COSTA G.H, DE ARAUJO H.X, MENDES N, COELHO L. Utilizando lógica nebulosa no controle de sistemas de aquecimento. XVI Congresso Brasileiro de engenharia mecânica COBEM 2001/ABCM, Vol. 5, p. 62-68, 2001.

DENG S. The Application of feedforward control in a direct expansion (DX) air Conditioning plant. [Building and Environment Volume 37, Issue 1](#), p. 35-40, January 2000.

DRIANKOV D.; HELLENDORF H.; REINFRANK M. An Introduction to Fuzzy Control, Springer-Verlag, 1996.

DUARTE J.A; OLIVEIRA J.E; HERNANDEZ O.S. Theoretical investigation on the adjusting conditions for a superheated cycle. International Congress of Refrigeration, Australia, 1998.

EMERSON CLIMATE Technologies. Publicação bimestral para seus clientes e colaboradores, editada pela RPA Serviços Editoriais Ltda. EPP.Tiragem: 10.000 exemplares. Março/abril de 2003.

ENGDAHL F, JOHANSSON D. Optimal supply air temperature with respect to energy use in a variable air volume system. Lund University, Physics Building, Byggnadsfysik-LTH, Box 118, Lund 22100, Sweden.

FERREYRA A, FUENTES R. Estudio comparativo entre control pid y difuso. somi xiii – congreso de instrumentacion , Ensenada B.C.N. Mexico, Octubre 1998.

FREDSTED J, BERNARDI J. Multi-variable control of vapor Compression Processes. 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney. 1999

GARSTANG, S.W. Variable Frequency Speed Control of Refrigeration Compressors. Part 2, Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, 1990.

JOSEP H, JOSÉ. Autómatas Programables. México: Alfaomega. Primera edición, 1998.

IFM ELECTRONICS. Electronic pressure sensor PA3023, Publicação D-45127, p2, Junho 2003. Disponível em <http://www.seltec.co.uk/downloads/1114071259pa3023.pdf>.

LIDA K., YAMAMOTO T., KURODA T. and HIBI H. Development of energy saving oriented variable capacity system heat pump. ASHRAE Trans 88, p. 441 -449, 1982.

LUIGI R.B. Automação de processos industriais e produtivos. Revista Climatização & Refrigeração. No 72, p45-50, 2006.

MATHEWS E.H, BOTHA C.P e ARNDT D.C. HVAC Control strategies to enhance comfort and minimize energy usage. Energy and Buildings 33. Dezembro 2000.

NASCIMENTO A. Atualização do sistema de AC garante eficiência energética. Revista Climatização & refrigeração. Vol 5, n.50, p. 18 -23, maio 2005.

NGUYEN H., GOLDSCHMIDT V, THOMAS S. and TREE D. Trends of residential air-conditioning cyclic tests. ASHRAE Transactions, Vol. 88, Part 2, pp. 954-972, 1982.

O'NEAL D. L., KATIPAMULA S. Performance Degradation During ON/OFF Cycling of Single-Speed Heat Pumps Operating in the Cooling Mode: Experimental Results. *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, p. 316-323, 1991.

QIANG B, WEN-JIAN C. Advanced controller auto-tuning and its application in HVAC systems. Nanyang Avenue, Singapore 639798, Singapore.

ROSS T. Fuzzy Logic with Engineering Applications, McGraw-Hill, 1995.

SALSBURY TIM, DIAMOND R. Performance validation and energy analysis of HVAC systems using simulation. Indoor Environment Department, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA, USA, 1999.

SANTOS R.J. 2005 - Controle Fuzzy para racionalização de energia em protótipo de processo termico predial, VII SBAI/ II IEEE LARS, São Luis, Setembro 2005.

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

TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED. Instrumentation Amplifier precision INA125, Publicação PDS-1361B, p1-15, Fevereiro 2000. Disponível em www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina125.pdf.

TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED. High speed fet-input instrumentation amplifier precision ina111, Publicação PDS-1143E, p1-13, Março 1998, Disponível em www.ortodoxism.ro/datasheets/texasinstruments/ina111.pdf.

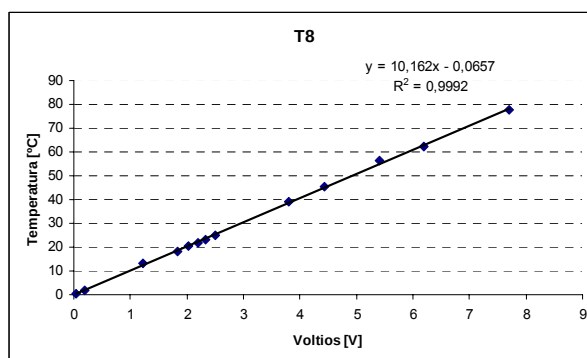
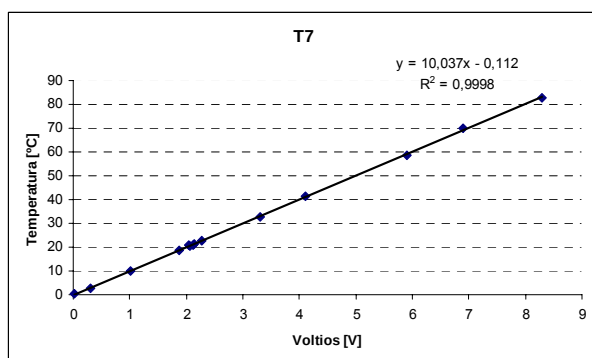
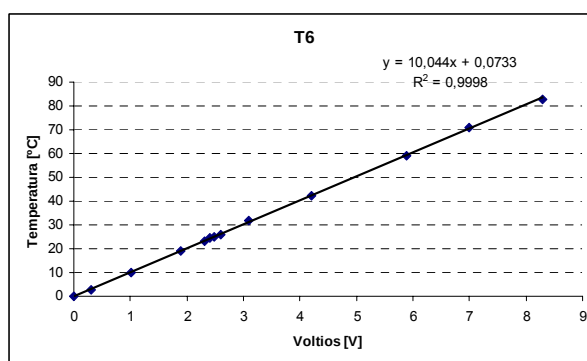
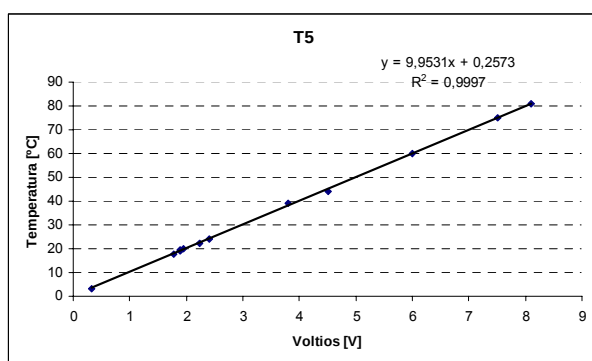
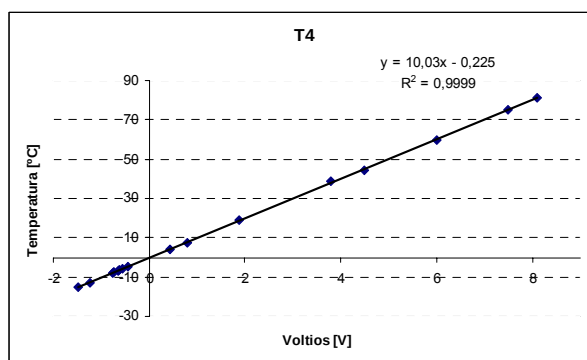
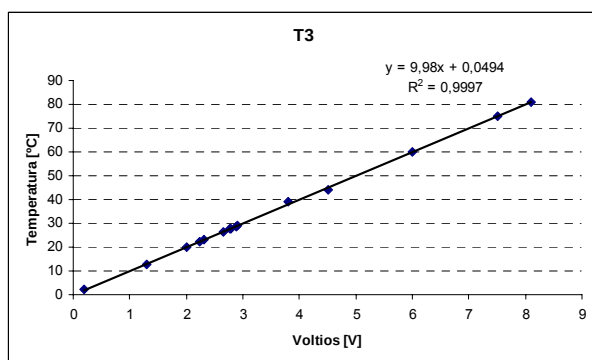
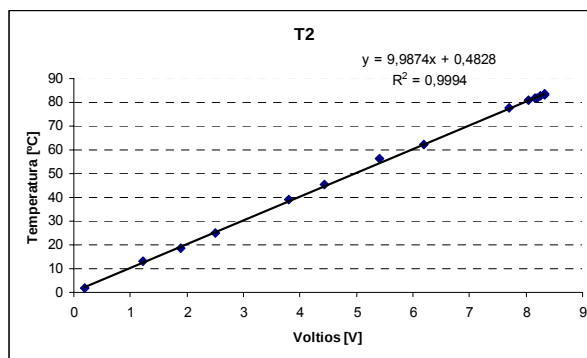
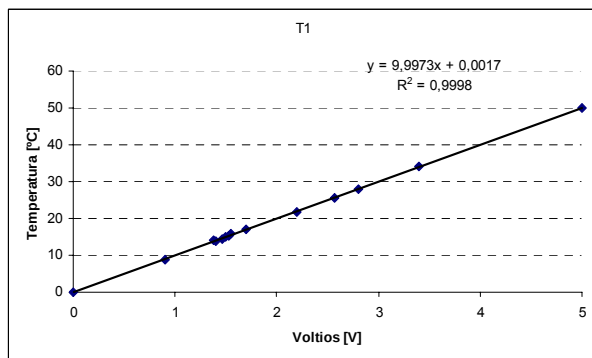
YASKAWA COMPANY INC, Manual Técnico inversores de frequência compacta de uso geral com controle vetorial, Publicação BTOP-S606-11A, p1-66, Janeiro 2001. Disponível em http://www.yaskawa.com.br/arquivos/VS-606V7/BTOP-S606-11A_V7.pdf

WEG EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS S/A. Motores elétricos de corrente alterna. Brasil. 2005.

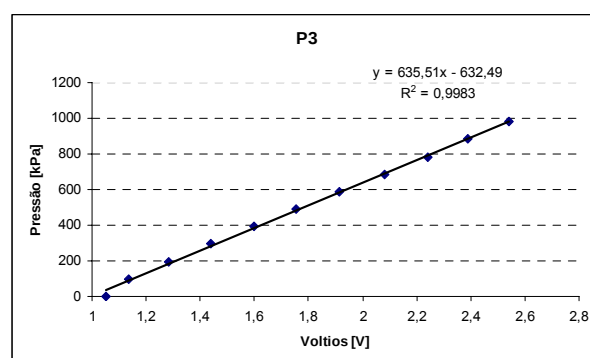
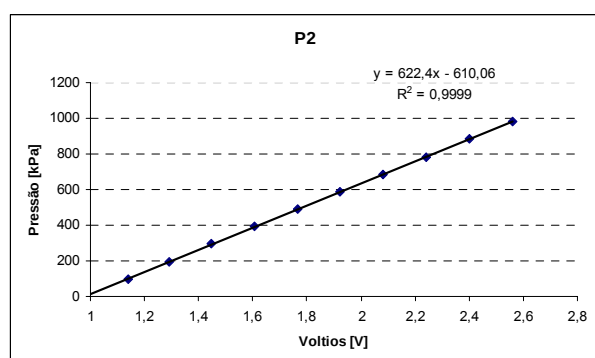
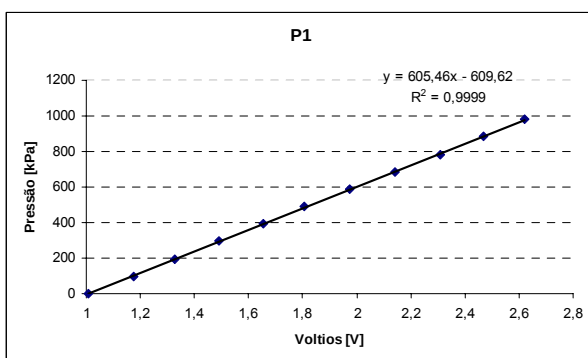
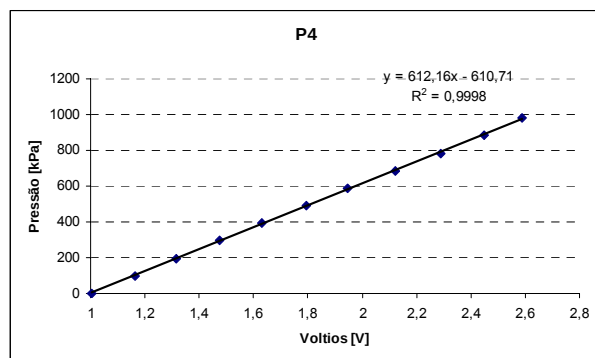
ANEXO I

Curva de calibração dos sensores

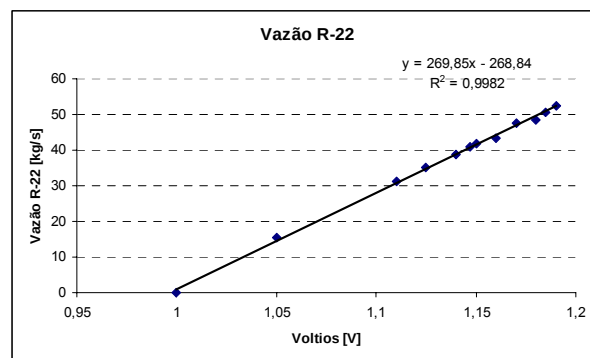
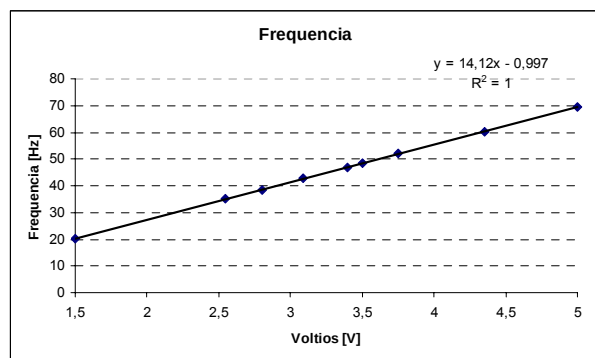
Sensores de Temperatura



Sensores de Pressão



O Sinai Variador de frequência e Sensor Coriolis

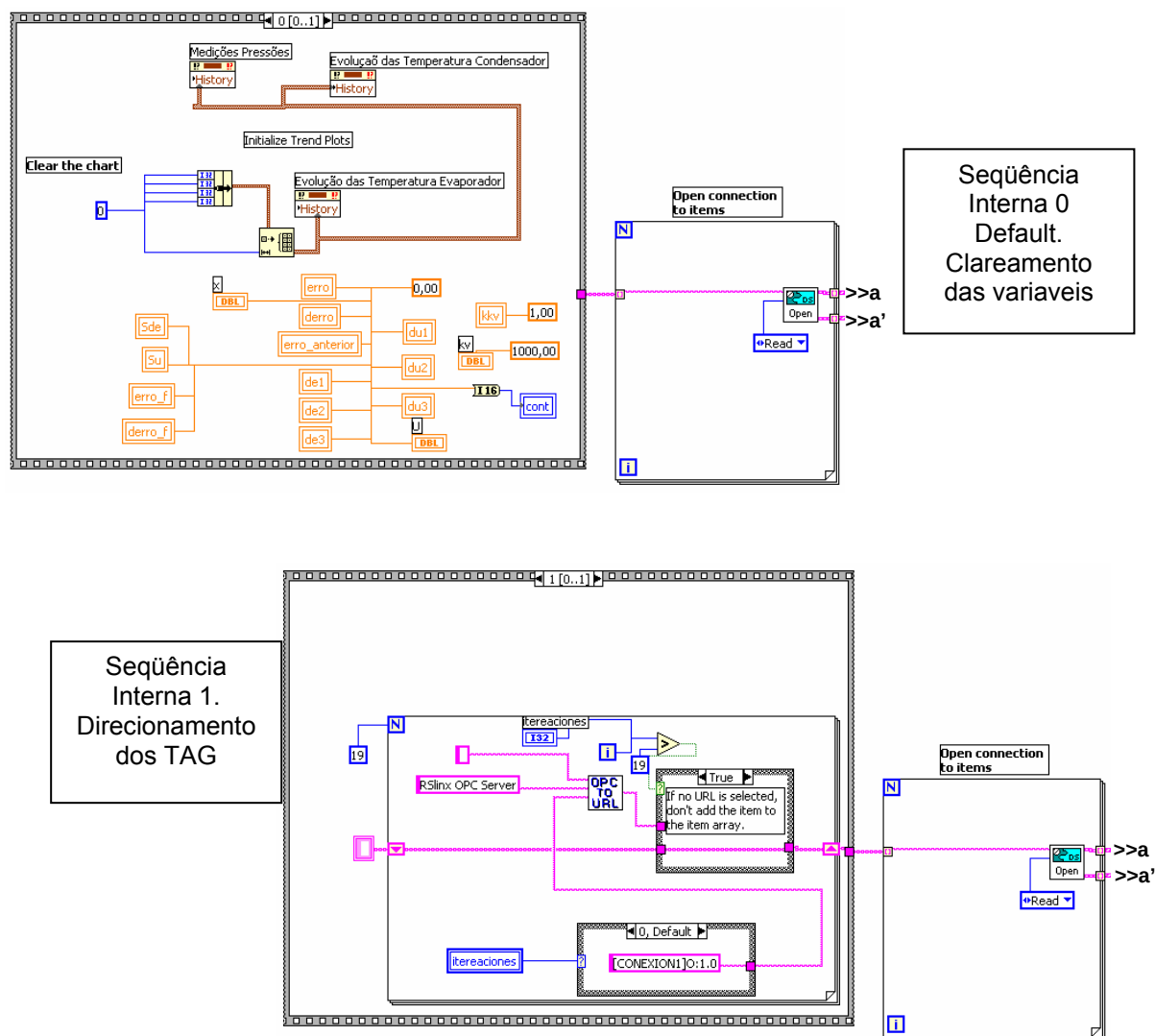


ANEXO II

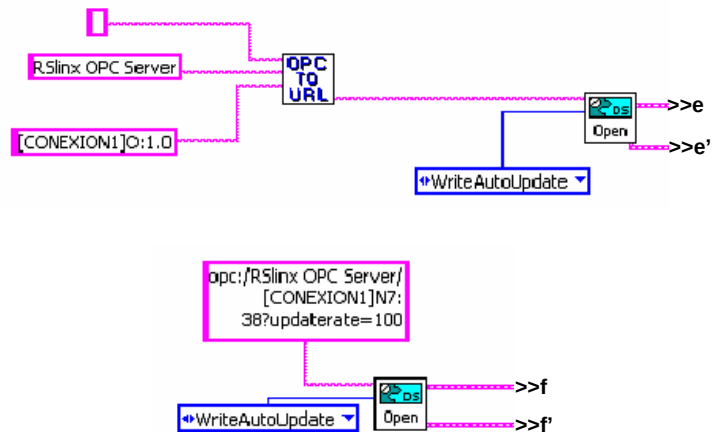
Código fonte do programa LABVIEW

Desenvolvido por: Francisco Ernesto Moreno Garcia
UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLANDIA
POS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
LABORATORIO DE ENERGIA E SISTEMAS TERMICOS

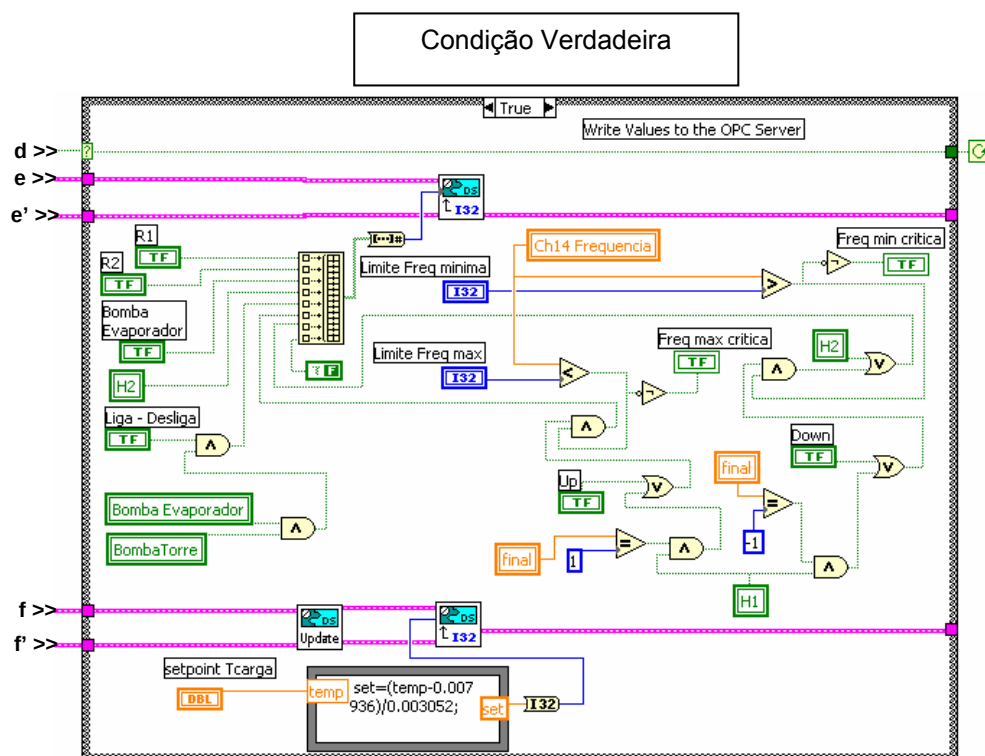
- Sub-rotina Inicio e direcionamento dos TAG, abertura comunicações entre *Opserver* e LABVIEW.

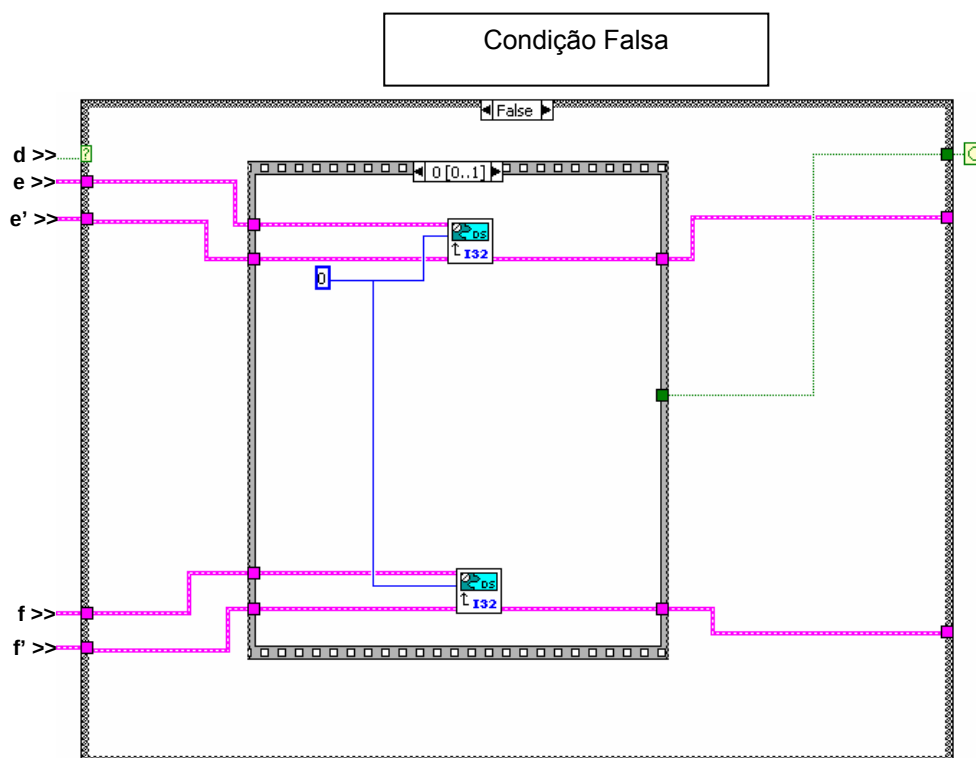


- Sub-rotinas direcionamento dos TAG e abertura comunicações para escrever desde LABVIEW ao Oserver.



- Sub-rotina escritura os valores ao OServer





- Sub-rotina Controlador lógico difuso adaptativo.

