

Esse resultado foi usado na estratégia desenvolvida por Hemerly e Nascimento Jr. (1998) para a sintonia de servo controladores. Deve ser observado que esse resultado não é restrito a aplicações industriais, uma vez que ela é satisfeita, por exemplo, para sistemas lineares cascadeados com atraso, sistemas com zona morta ou saturação. Além disso, o problema de controle adaptativo é simplificado, pois a identificação da planta não é necessária.

4.5.6 Controle Adaptativo para Sistemas Linearizáveis por Retroalimentação

As estratégias de controle conhecidas como linearização por retroalimentação (Isidori, 1989) enfocam na linearização de um sistema não linear através da retroalimentação. Ou seja, essas estratégias de controle consistem em encontrar uma transformação não-linear no espaço de estados que transfiram as coordenadas do sistema para novas coordenadas, onde as não-linearidades do sistema possam ser canceladas. A maior dificuldade para que esse cancelamento ocorra é a necessidade do conhecimento do modelo preciso da planta. Uma forma de remover essa dificuldade é uso de controle adaptativo, onde a modelagem da planta é feita on-line. Esse enfoque foi investigado, para sistemas contínuos no tempo, por Sastry e Isidori (1989), entretanto mesmo fazendo a modelagem on-line, nem sempre a planta a ser controlada satisfaz os modelos propostos. Chen e Khalil (1995; 1992) e, Liu e Chen (1993), direcionando esforços para sistemas a tempo discretos, obtiveram sucesso ao explorar a capacidade das redes neurais como aproximadores universais na modelagem de uma planta a ser controlada e usarem essa modelagem na construção do sinal de entrada, usando para a linearização por retroalimentação.

4.5.7 Controle Adaptativo Paralelo Inverso Usando o Feedback-Error-Learning

Kawato et al. (1987) propuseram um método de controle adaptativo paralelo inverso para ensinar uma rede neural a controlar manipuladores robóticos. A idéia básica desse controlador é combinar a entrada gerada por um controlador por retroalimentação convencional como a entrada gerada por um controlador feedforward fornecido pela rede neural. A única exigência para o controlador por retroalimentação é que ele seja projetado para estabilizar a planta, ou seja, ele não precisa ser sintonizado de modo ótimo, uma vez que a rede neural modificará gradativamente a entrada gerada por esse controlador até finalmente tomar o seu lugar. Uma das grandes diferenças em relação a outras estratégias de controle adaptativo inverso é o treinamento da rede neural baseado em uma regra conhecida como

feedback-erro-learning, ou seja, minimização de um custo que é definido como o quadrado de entrada gerada pelo controlador convencional por retroalimentação.

A estrutura inicial dessa estratégia de controle era basicamente voltada para o controle de manipuladores robóticos. Dessa forma, uma série de modificações nessa estratégia foram necessários e sugeridas Nascimento Jr. (1994) para que ela pudesse ser generalizada para uma grande classe de sistemas. A Fig. 4.13 mostra essa estratégia de controle com a introdução dessas modificações.

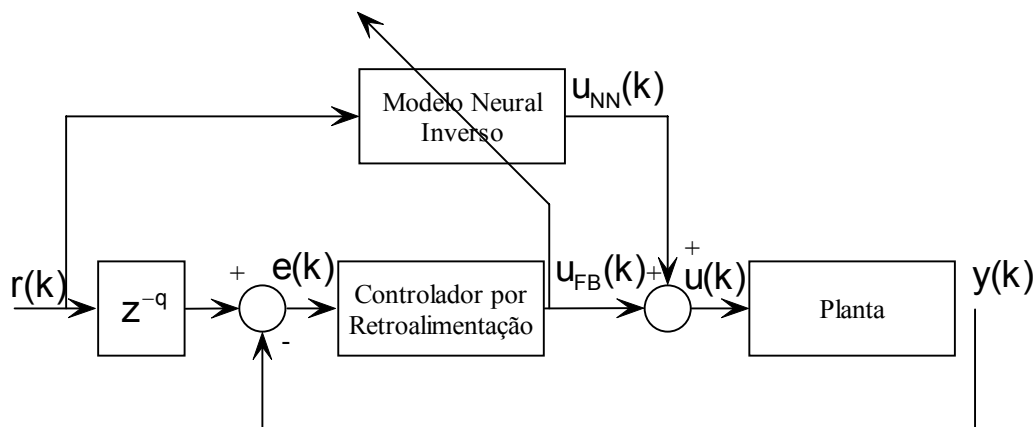


Figura 4.13 Controle adaptativo paralelo inverso usando o feedback-error-learning.

O atraso “q”, na Fig. 4.13 facilita o trabalho da rede neural pois esse tem apenas que aproximar o inverso do sinal atrasado da planta, e não atuar como preditor para compensar o tempo em que a planta demora para reagir a novas entradas. Além disso, como essa modificação, a rede neural pode aproximar modelos inversos atrasados de plantas de fase não-mínima (Rios Neto et al., 1999; Rios Neto, 1998; Widrow e Walach, 1996; Nascimento Jr., 1994).

4.6 Identificação do protótipo de sistema de refrigeração por compressão a vapor.

Neste trabalho, para identificação do sistema, uma rede neural *feedforward* completamente interconectada com três camadas foi empregada como modelo do sistema.

A arquitetura da rede utilizada é mostrada na Fig. 4.14

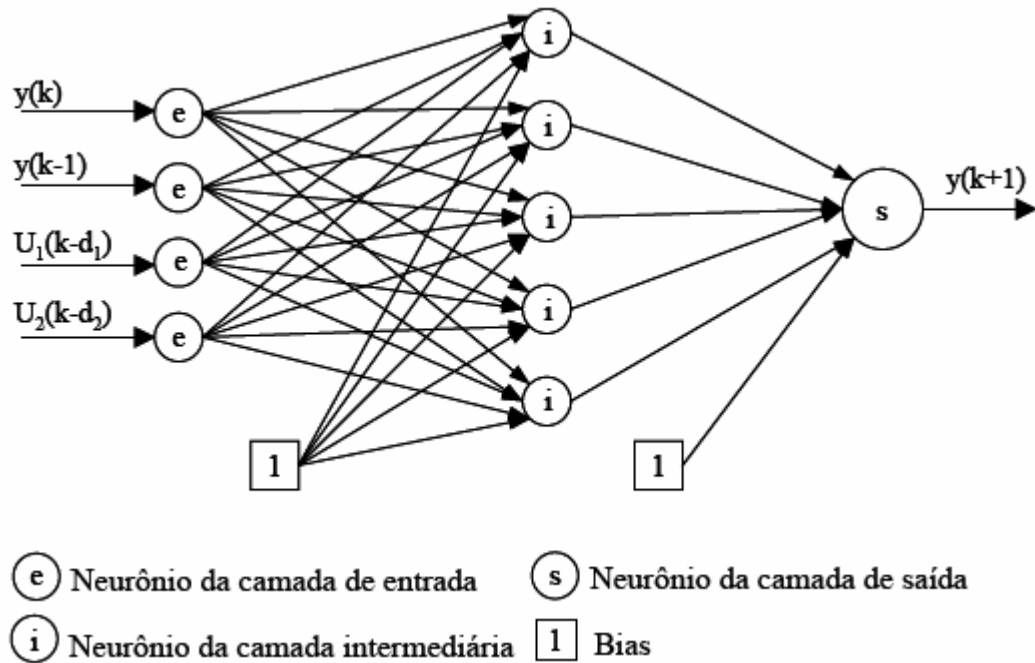


Figura 4.14 – Rede Neural *feedforward* utilizada como modelo empírico.

A função de ativação utilizada na camada intermediária é a função tangente hiperbólica dada pela Equação 4.3

$$f(x_i) = \tanh x_i = \frac{1 - e^{-2x_i}}{1 + e^{-2x_i}} \quad (4.3)$$

A função de ativação utilizada na camada de saída é a função sigmóide dada pela Equação 4.4.

$$f(l) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha x}} \quad (4.4)$$

A função “tanh” apresenta limites em $f(x)=1,0$ para valores de x tendendo a $+\alpha$ e apresenta limites de $f(x)=-1,0$ para valores de x tendendo a $-\alpha$. Desta forma, os dados de entrada da rede devem ser normalizados dentro desta faixa.

De modo a evitar problemas com a saturação dos neurônios, utilizou-se uma normalização para os dados entre -0,9 e +0,9.

4.6.1 Treinamento da Rede Neural

O treinamento consiste no ajuste dos pesos da rede neural de modo a representar o sistema que se deseja modelar, portanto, é uma das etapas mais importantes de sua implementação. O algoritmo de treinamento a ser utilizado depende, primeiramente, do tipo de rede que se está utilizando.

Os dados utilizados como padrões para o treinamento off-line da rede neural foram obtidos do protótipo do sistema, usando os resultados obtidos na análise do planejamento experimental (Capítulo V), e que serão utilizados como modelo preditivo do sistema de refrigeração.

Para começar o treinamento da rede é essencial a determinação do tempo morto do sistema em estudo. Dessa forma, considerando que se trata de um sistema MISO, deve-se obter dados experimentais de modo a verificar o tempo morto em relação a cada uma das variáveis de controle, que neste caso, são a válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor, de modo a proporcionar um funcionamento ótimo do sistema.

A metodologia adotada para a identificação do tempo morto das variáveis do sistema (T_{EV} , $DT_{W,EV}$), foi a aplicação de perturbações degrau nas variáveis de controle:

1° Perturbação degrau na válvula de expansão e mantendo constante a velocidade de rotação do compressor.

Na avaliação destes dados foi possível determinar o tempo morto para o aumento da T_{EV} , obtendo-se $L = \pm 5$ [s], com um tempo de acomodação de ± 100 [s], como mostra a Fig. 4.15.

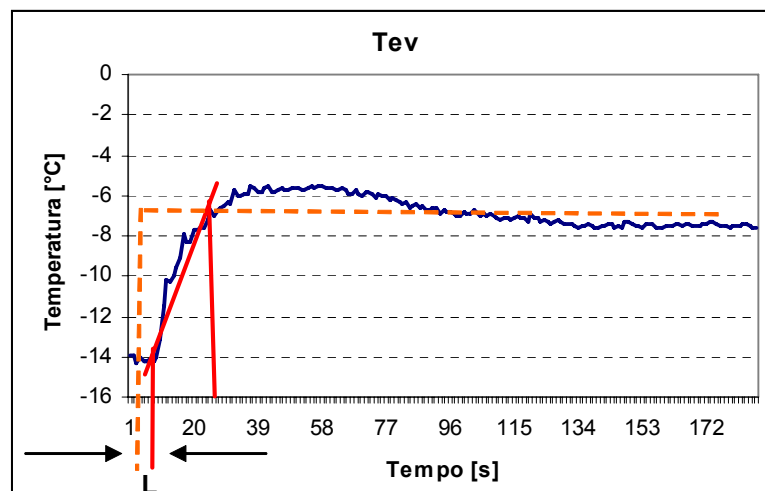


Figura 4.15. Comportamento da T_{EV} com uma perturbação em degrau na válvula de expansão.

Na Figura 4.16 observa-se o aumento do $DT_{w,ev}$ da água no evaporador, estimando-se um tempo morto de $L = \pm 35$ [s], e um tempo de acomodação de ± 120 [s].

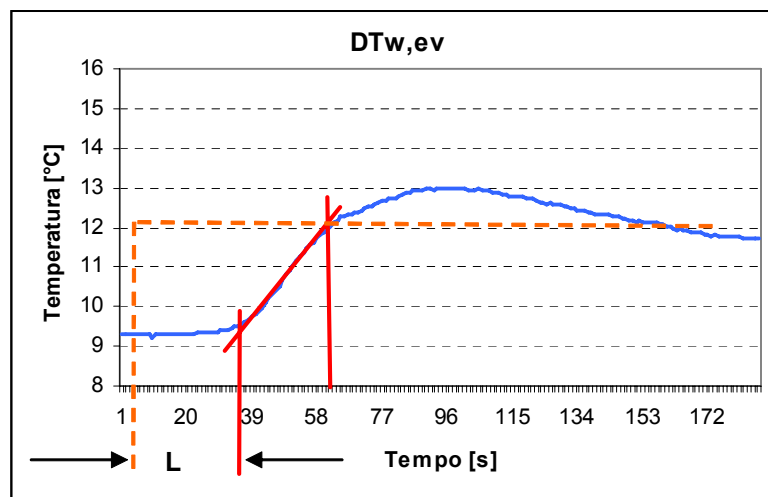


Figura 4.16. Comportamento do $DT_{w,ev}$ com uma perturbação em degrau na válvula de expansão.

2° Perturbação degrau na velocidade de rotação do compressor e mantendo constante a válvula de expansão.

Na Figura 4.17 observa-se o perfil de T_{EV} . A partir destes dados estimou-se o tempo morto para ação de aumento de velocidade, obtendo-se como resultado um valor aproximado de $L = \pm 10$ [s], e um tempo de acomodação de ± 65 [s].

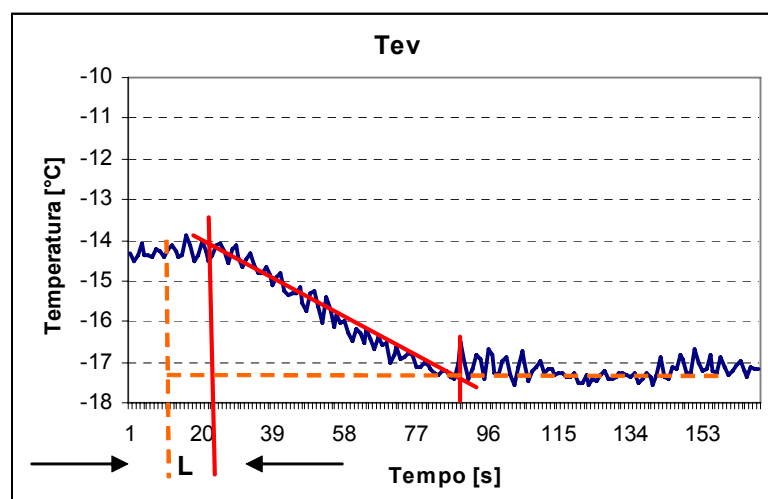


Figura 4.17. Comportamento da T_{EV} com perturbação em degrau na rotação do compressor.

Na Figura 4.18 pode-se observar o perfil do $DT_{w,ev}$ que apresenta uma mudança insignificante da temperatura.

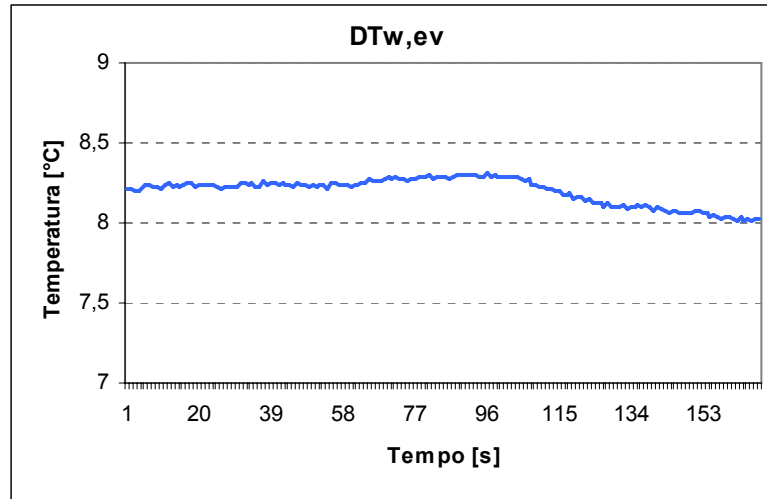


Figura 4.18. Comportamento da $DT_{w,ev}$ com perturbação em degrau na rotação do compressor.

Desta forma, para experimentos que utilizam amostragem de 10 [s], tem-se 3 intervalos como valor de atraso (d_1) no comportamento do $DT_{w,ev}$.

Portanto, a partir dos resultados obtidos, pode-se determinar a forma como os padrões devem ser alimentados na rede neural, de modo a proceder ao seu treinamento, considerando-se o tempo morto do sistema.

Assim, para a formação dos padrões de controle do $DT_{w,ev}$, as entradas de controle devem estar defasadas de " d_1 " intervalos de amostragem, que corresponde ao valor do tempo morto em cada intervalo. A Equação (4.5) apresenta a função que representa a rede para a modelagem do processo em questão. Considerando que a função do modelo é atuar como modelo preditivo do sistema, ou seja, deve ser treinado de modo a prever um passo futuro em relação ao atual, $y(k+1)$, dessa forma as perturbações aplicadas devem estar defasadas em no mínimo de " d_1 " intervalos de amostragem, em relação à saída.

$$y(k+1) = f[y(k) \ Y(k-1) \ U_1(k-3)U_2(k-3)] \quad (4.5)$$

Definida a estratégia a ser utilizada para o treinamento da rede neural, o próximo passo consiste na obtenção do grupo de dados. Os grupos foram coletados em malha

aberta para o sistema, com intervalos de 10 [s]. Os grupos de dados foram obtidos efetuando-se perturbações degrau como mostra a Fig.4.19

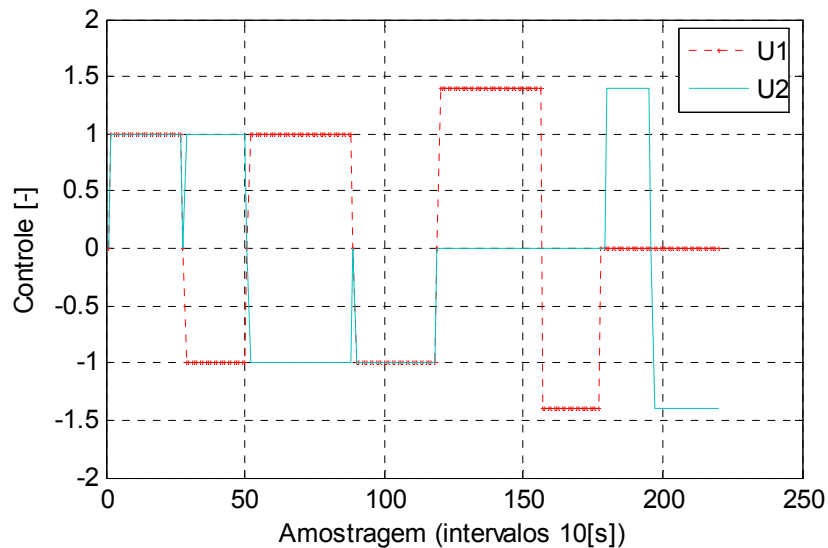


Figura 4.19. Perturbações aplicadas nas variáveis de controle para o grupo de treinamento.

As Equações (4.6) e (4.7) são de codificação das variáveis de controle.

$$\text{Val} = 128.U_1 \quad (4.6)$$

$$\text{rpm} = 1035,7.U_2 + 3050 \quad (4.7)$$

Tabela 4.1. Níveis superiores e inferiores das variáveis de controle.

Variável	Nível inferior	Valor	Nível superior	Valor
Válvula [passos do motor passo]	-1.4	-179	1.4	179
rpm	-1.4	1600	1.4	4500

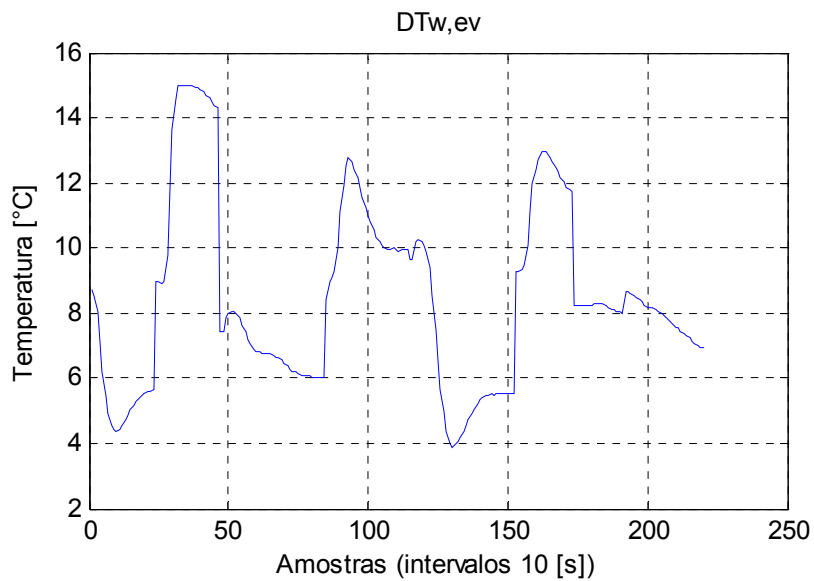


Figura 4.20. Resposta da DTw, ev com perturbação aplicadas na Fig. 4.19.

Definidos os grupos de dados que serão utilizados no treinamento do modelo neural, a próxima etapa compreende o processo de treinamento propriamente dito.

Cabe ressaltar que todos os métodos utilizados no treinamento, foram, originalmente, baseados nas ferramentas disponíveis no *Toolbox* do aplicativo *MatLab*® (*The MathWorks*®).

Tabela 4.2 Avaliação de desempenho dos métodos de treinamento.

Método	Erro médio quadrático	épocas
TRAINBFG	9,76669e-4	15001
TRAINGD	9,98148e-4	35004
TRAINLM	5,45861e-3	25048

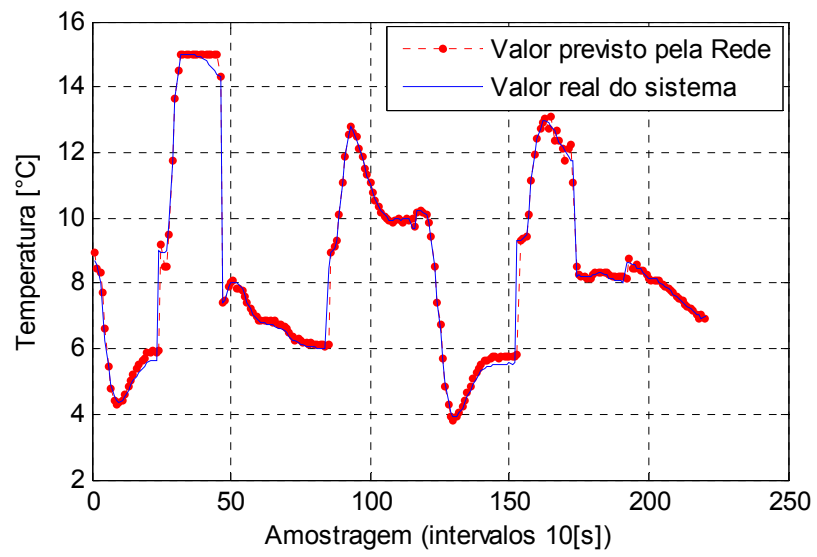


Figura 4.21. Saída real do sistema e saída prevista pela Rede Neural treinada.

CAPITULO V

ANALISE DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

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, problemas de implementação e montagem foram sendo solucionados, sucessivamente, de acordo com os recursos disponíveis.

Devido à complexidade do sistema de refrigeração, diversos ensaios de conhecimento do comportamento das variáveis e suas interações tiveram que ser realizados. Tais ensaios fazem parte da metodologia de familiarização com o sistema, que foi de fundamental importância no desenvolvimento dos controladores.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento dinâmico das variáveis dependentes, o sistema de refrigeração foi submetido a diferentes perturbações individuais e múltiplas, a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências e atenuações dos parâmetros do sistema, a partir das mesmas condições iniciais.

5.1. Metodologia

5.1.1 Pré-processador termodinâmico.

As grandezas físicas medidas pelos sensores (pressão, temperatura, etc) instalados na bancada experimental, são tratadas matematicamente utilizando um algoritmo pré-processador termodinâmico, Fig. 5.1, para obter as propriedades térmicas não mensuráveis, como: entalpia, entropia, COP , UA , $\dot{m}_{ref}$, ..., etc., dentre outras, e acompanhar a evolução das grandezas e propriedades no tempo.

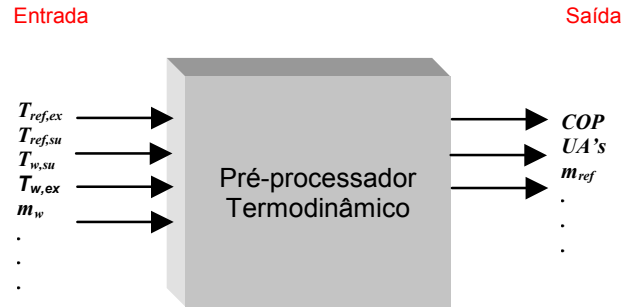


Figura 5.1 Esquema do Pré-processador termodinâmico.

5.1.2 Cálculo das propriedades térmicas.

O coeficiente de operação (COP) é usualmente definido como sendo a relação entre o efeito útil desejado e o trabalho necessário para obter esse efeito útil, que pode ser refrigeração ou aquecimento (bomba de calor).

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito útil}}{\text{Trabalho necessário}}$$

No caso do sistema operando em ciclo ideal (ciclo padrão), são usados dois parâmetros bem conhecidos da literatura consultada, o coeficiente de operação ou de desempenho e o rendimento isentrópico do compressor. Estes são obtidos utilizando as entalpias dos estados obtidos no pré-processador e podem ser escritos como:

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.1)$$

$$\eta_{\text{isentrópico}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5.2)$$

Os valores das entalpias podem ser obtidos através de correlações termodinâmicas, quando se conhece as temperaturas e as pressões do refrigerante, nos pontos de entrada e saída do compressor e do evaporador.

5.1.3 Determinação da vazão mássica.

A vazão mássica de refrigerante foi determinada, experimentalmente, através de balanço de energia no evaporador e no condensador. Escrevendo a equação geral da primeira lei da termodinâmica para um volume de controle em um sistema de múltiplas entradas e saídas, tem-se:

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,su} \left(h_{su,i} + \frac{V_{su,i}^2}{2} \right) + \sum_{i=1}^n W_i = \frac{dU}{d\tau} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,ex} \left(h_{ex,i} + \frac{V_{ex,i}^2}{2} \right) \quad (5.3)$$

Foram adotadas as seguintes simplificações no cálculo da vazão mássica de refrigerante nos trocadores de calor:

- No cálculo da entalpia do refrigerante é desprezada a presença de óleo lubrificante;
- Levando em conta um bom isolamento térmico feito nos trocadores, despreza-se a perda de calor para o meio ambiente;
- Foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial.

Para regime permanente ($dU/d\tau = 0$) e considerando as simplificações acima, pode-se re-escrever a equação (4.1):

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,su} \cdot h_{su,i} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{i,ex} \cdot h_{ex,i} \quad (5.4)$$

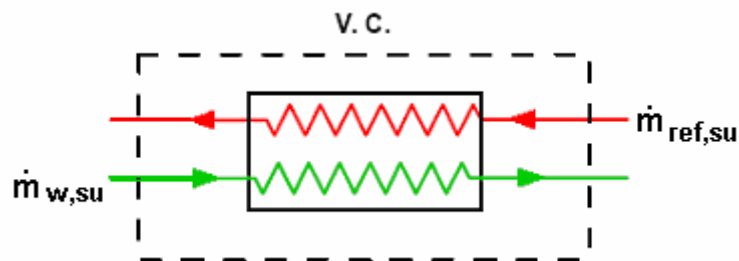


Figura 5.2 – Volume de controle nos trocadores de calor.

Para um volume de controle em um dos trocadores, como ilustrado na Fig. 5.2, reescreve-se a equação:

$$\dot{m}_{\text{ref,su}} \cdot h_{\text{ref,su}} + \dot{m}_{\text{w,su}} \cdot h_{\text{w,su}} = \dot{m}_{\text{ref,ex}} \cdot h_{\text{ref,ex}} + \dot{m}_{\text{w,ex}} \cdot h_{\text{w,ex}} \quad (5.5)$$

Da equação da continuidade assumindo $dm_{v,c}/d\tau = 0$, tem-se que:

$$\dot{m}_{\text{su}} = \dot{m}_{\text{ex}} \quad (5.6)$$

Assim, a equação final para a determinação indireta da vazão mássica de refrigerante através da equação de conservação da energia é

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}} (h_{\text{w,ex}} - h_{\text{w,su}})}{(h_{\text{ref,ex}} - h_{\text{ref,su}})} \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{w}} C_{p,w} (T_{\text{w,ex}} - T_{\text{w,su}})}{(h_{\text{ref,ex}} - h_{\text{ref,su}})} \quad (5.7)$$

O grau de superaquecimento e de sub-resfriamento foi mantido sempre acima de 10 °C, para evitar a presença de fluxo bifásico, garantindo exatidão na medida da pressão naqueles pontos e, conseqüentemente, no cálculo da vazão.

5.1.4 Análise de incertezas no cálculo da vazão mássica

Seja uma grandeza genérica “F”, calculada em função de diversas variáveis “m_i” medidas experimentalmente.

$$F = f(m_1, m_2, \dots, m_n) \quad (5.8)$$

Pode-se usar uma expansão em serie de Taylor para estabelecer uma relação entre as variações na medição, e a mudança provocada no valor verdadeiro de “F”, denotado como:

$$\delta F = \left(\frac{\delta f}{\delta m_1} \right) \cdot \delta m_1 + \dots + \left(\frac{\delta f}{\delta m_n} \right) \cdot \delta m_n \quad (5.9)$$

É usual definir a incerteza da variável “F” aplicando a soma do quadrado dos erros (RSS) na Equação. 5.9, (Taylor, 1988):

$$\delta F = \pm \left[\left(\frac{\delta f}{\delta m_1} \right)^2 \cdot \delta m_1^2 + \dots + \left(\frac{\delta f}{\delta m_n} \right)^2 \cdot \delta m_n^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.10)$$

Aplicando a Eq.(5.10) na Eq.(5.7), determina-se à incerteza combinada na vazão mássica de refrigerante calculada, o valor da incerteza é mostrado no Anexo II.

$$\delta F = \pm \left[\left(\frac{h_{w,ex} - h_{w,su}}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \right)^2 \cdot \delta \dot{m}_w^2 + \left(\frac{\dot{m}_w}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \right)^2 \cdot \delta h_{w,ex} + \left(\frac{-\dot{m}_w}{h_{ref,ex} - h_{ref,su}} \right)^2 \cdot \delta h_{w,su} + \left(\frac{-\dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su})}{(h_{ref,ex} - h_{ref,su})^2} \right)^2 \cdot \delta h_{ref,ex} + \left(\frac{\dot{m}_w (h_{w,ex} - h_{w,su})}{(h_{ref,ex} - h_{ref,su})^2} \right)^2 \cdot \delta h_{ref,su} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.11)$$

A incerteza nas entalpias é determinada usando o software “Equation Engineering Solver” (EES), para tanto, deve-se fornecer a incerteza na medição da temperatura e da pressão de cada ponto, as quais estão também listadas no Anexo II.

5.2. Determinação das condições iniciais dos ensaios

Para o desenvolvimento dos ensaios de determinação dos parâmetros de controle do sistema de refrigeração, foi necessária a definição de suas condições iniciais, em regime permanente, que serviram como referência para as perturbações nas variáveis do sistema.

A abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor foram pré-estabelecidas como as variáveis manipuláveis do sistema de refrigeração.

A definição das condições iniciais consistiu em alcançar um regime permanente, que permitisse obter a amplitude das variações positiva e negativa das variáveis manipuláveis do sistema.

A realização do ensaio consistiu em colocar o sistema de refrigeração em funcionamento, o ensaio foi considerado terminado quando se estabeleceu um regime permanente das variáveis monitoradas do sistema.

Sabe-se que o sistema de refrigeração é um ciclo fechado, cujas condições termodinâmicas do refrigerante primário em cada posição do circuito são dependentes entre si e das condições externas, intrinsecamente, as variáveis se adequarão a uma condição induzida, devido ao controle exercido pela válvula de expansão mediante a manutenção do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

5.3 Perturbações individuais com diversas amplitudes

É usual em ensaios de sintonia de controladores convencionais, apenas a investigação da reação do processo frente à perturbação com uma única amplitude e sentido, considerando-se que perturbações diversas promoverão reações proporcionais às obtidas nos ensaios. Esta consideração é equivocada em sistemas não lineares.

Foram definidos dois níveis de perturbação positiva e dois níveis de perturbação negativa, para cada variável manipulada. As condições iniciais dos ensaios e os níveis de perturbações individuais são apresentados na tabela 5.1. As condições iniciais foram escolhidas como condições padrão nos ensaios de perturbações, devido à faixa de variação mais conveniente das variáveis manipuladas.

Tabela 5.1 - Condições iniciais e níveis de perturbações individuais, com diversas amplitudes.

Condições Iniciais							
Controle da Válvula de expansão (%)				Freq. Rotação do compressor (Hz)			
50 %				105			
Variação das perturbações							
Δ CVE				Δ FRC			
-20 %	-10 %	10%	20%	-45	-22	22	45

Tabela 5.2 - Planejamento de ensaios com perturbações individuais em diversas amplitudes, partindo-se das condições iniciais.

Ensaio	ΔCVE (%)	ΔFRC (Hz)
1	5 %	0
2	10 %	0
3	-5%	0
4	-10%	0
5	0	22
6	0	45
7	0	-22
8	0	-45

5.3.1 Resultados obtidos durante os ensaios.

As condições iniciais da Tab. 5.1 foram alcançadas em regime permanente e foram utilizadas como ponto de partida em todos os ensaios de perturbações nas variáveis manipuladas. Algumas variações nos valores foram identificadas devido a alterações ambientais e de natureza inerente ao processo de resfriamento.

A seguir são apresentados dois casos dos ensaios realizados no sistema.

1º Caso: Mudança na válvula de expansão.

Nas Figuras 5.1a e 5.1b observa-se às mudanças nas temperaturas de evaporação, condensação, grau de superaquecimento e sub-resfriamento (T_{ev} , T_{cd} , t_{sp} , t_{sb}), no consumo de potência e fluxo de transferência de calor. O ensaio consistiu em abre/fecha/abre a válvula e deixando o sistema entrar em regime, tendo como referência a temperatura de evaporação T_{ev} , no caso inicial, demorou 260s para entrar em regime, no segundo caso, 90 [s].

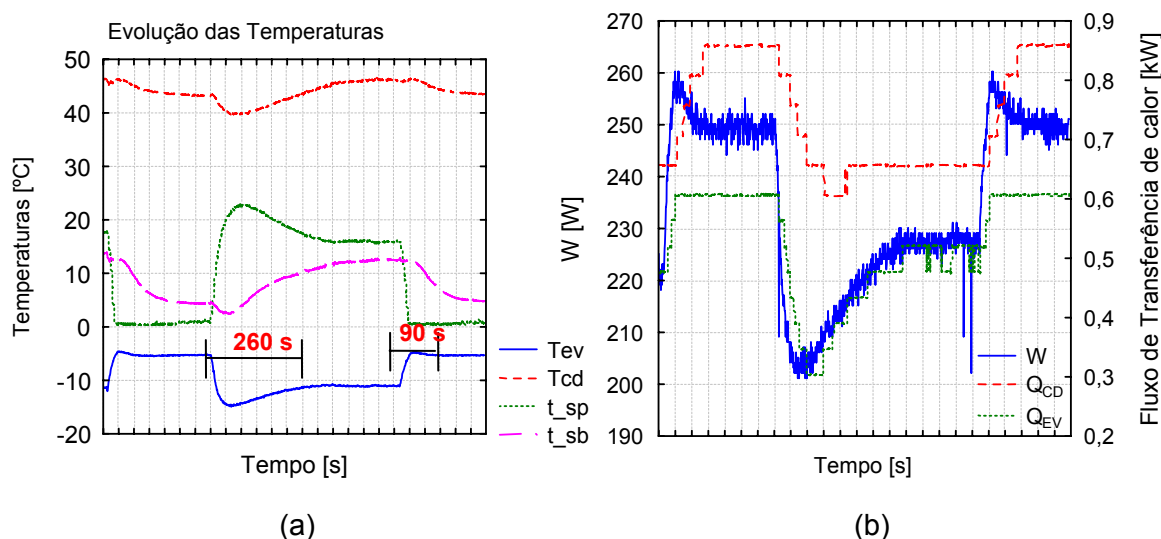


Figura 5.1 Mudanças na válvula de expansão. Abre/Fecha/Abre.

Na Figura 5.2a observa-se a variação do COP e na Fig. 5.2b a variação de consumo de potência do compressor, ambas em relação à T_{ev} e à $\dot{m}_{ref}$.

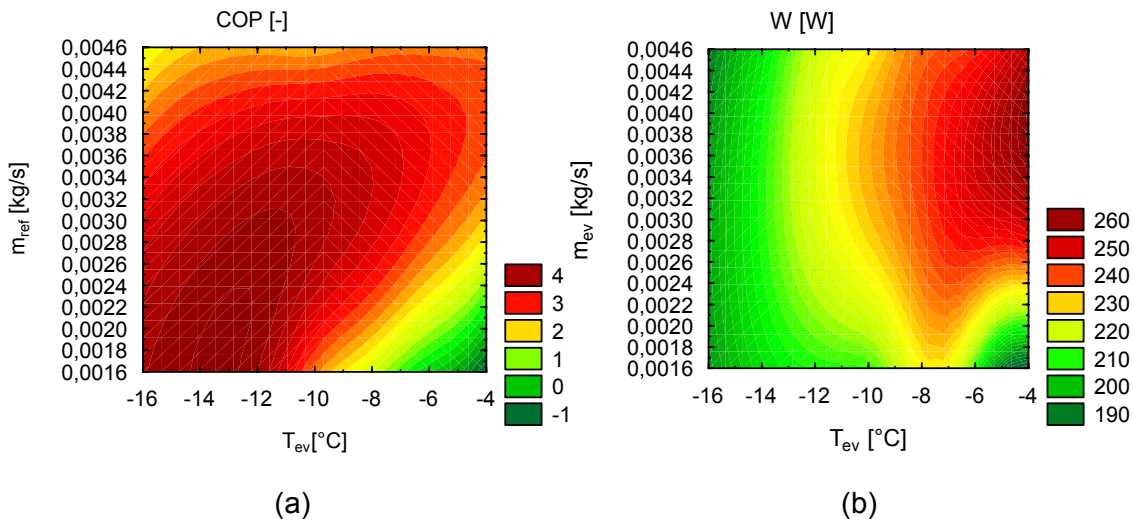


Figura 5.2 Variação do COP e W em relação T_{EV} e $\dot{m}_{ref}$.

2° Caso: Mudança na velocidade de rotação do compressor.

A Figura 5.3 apresenta os resultados obtidos durante os testes realizados na mudança da velocidade de rotação do compressor 4200 – 3150 [rpm]. Pode-se observar as variações das temperaturas (T_{ev} , T_{cd} , t_{sp} , t_{sb}) durante a troca da rotação.

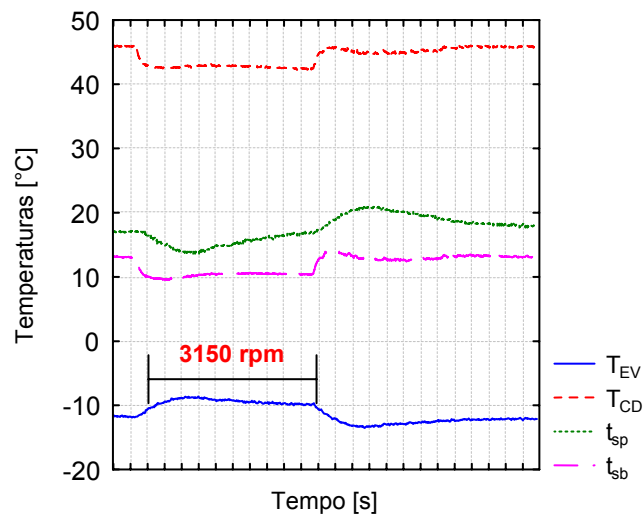


Figura 5.3 Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-3150 [rpm]).

Na Figura 5.4 observa-se a queda da potência consumida pelo compressor de 230 → 170 [W], que conseqüentemente afeta o fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor.

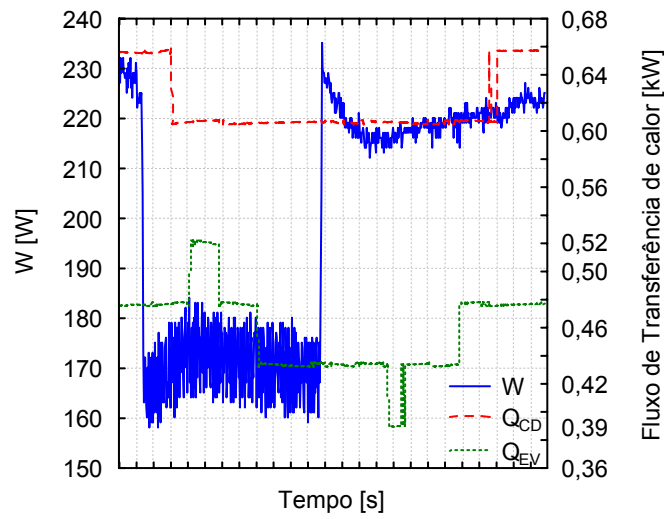


Figura 5.4 Variação da potência consumida e fluxo de transferência de calor nos trocadores (4200-3150 [rpm]).

Nas Figuras 5.5.a e 5.5.b observa-se a variação do COP e da potência consumida pelo compressor, ambas em relação à T_{EV} e à $\dot{m}_{ref}$.

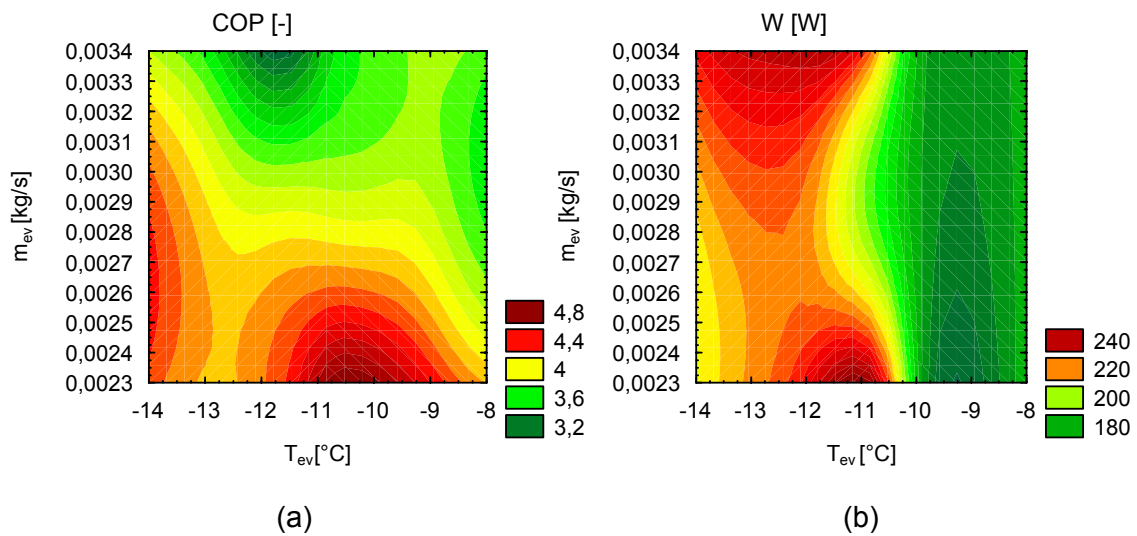


Figura 5.5 Variação do COP e W em relação T_{EV} e $\dot{m}_{ref}$ (4200-3150 [rpm]).

Uma mudança similar ao caso anterior, diminuição da velocidade de rotação do compressor de 4200-1800 [rpm], observa-se a mudança dos perfis de temperaturas.

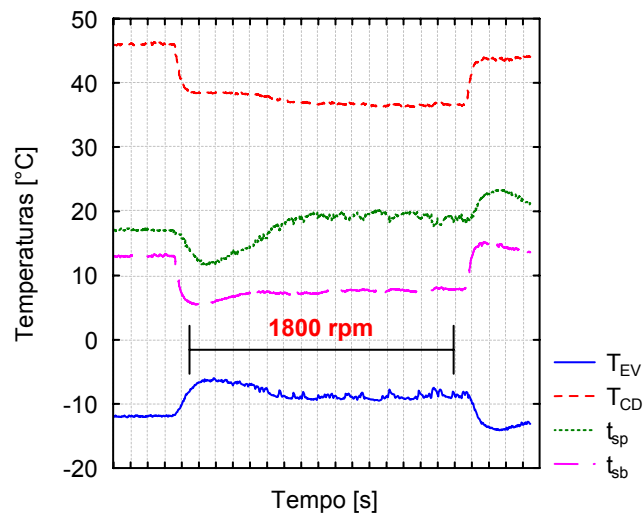


Figura 5.6 Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-1800 [rpm]).

Na Figura 5.7 observa-se que, na rotação mínima do compressor, o consumo de potência não é estável, oscilando entre 130 - 100 [W].

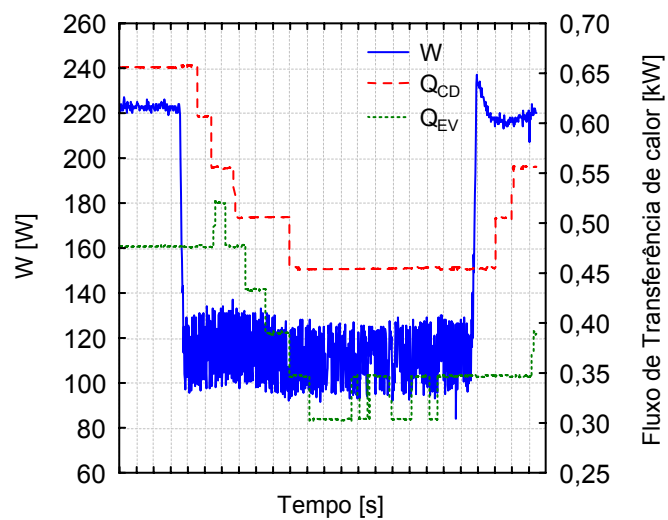


Figura 5.7 Variação da potência consumida e fluxo de transferência de calor nos trocadores (4200-1800 [rpm]).

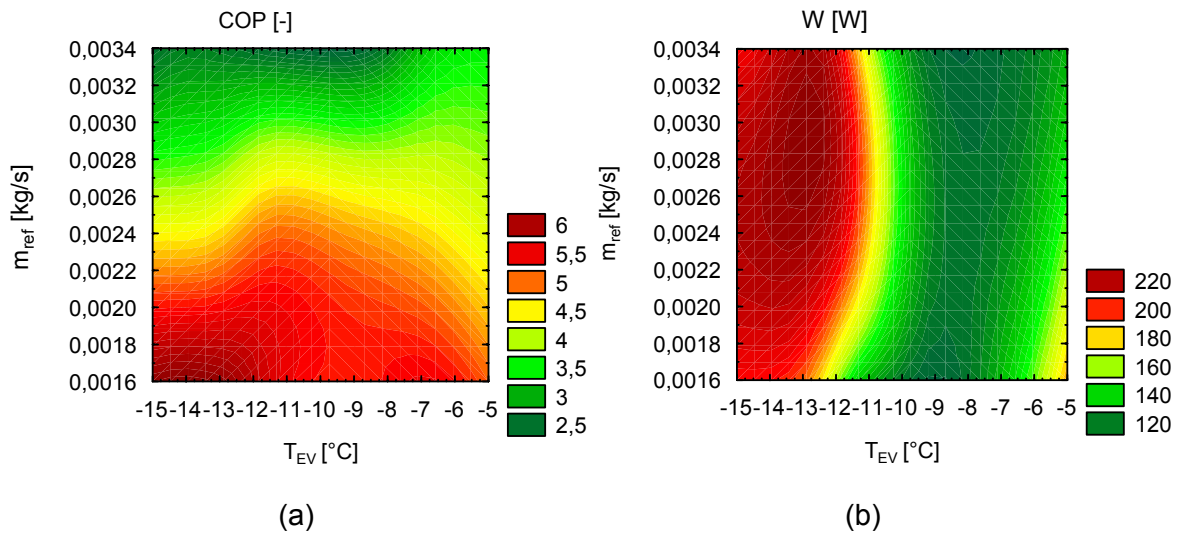


Figura 5.8 Variação do COP e W em relação T_{EV} e $\dot{m}_{ref}$ (4200-1800 [rpm]).

5.4 Comportamento dinâmico das variáveis sob perturbações simultâneas

O sistema de refrigeração caracteriza-se como um circuito fechado, onde todas as variáveis interagem entre si e o meio externo. Esta interação foi observada nos ensaios preliminares, pela constatação de respostas e desvios do comportamento esperado.

O estudo das interações das variáveis manipuladas nas variáveis de processo, é de fundamental importância para a implementação do controle multivariável. Tendo em vista a não linearidade constatada anteriormente, a aplicação de controladores convencionais pode ser ineficiente, possibilitando a viabilidade da utilização de controladores avançados nestes tipos de processos.

Uma metodologia de planejamento experimental foi aplicada, objetivando o conhecimento da dinâmica das interações das variáveis de processo do sistema de refrigeração, quando submetidas a perturbações das variáveis manipuladas. O conhecimento deste comportamento permitirá a construção da base de conhecimento das malhas de controle.

5.4 1. Metodologia de planejamento experimental.

A metodologia de planejamento fatorial permite a obtenção de correlações multivariáveis e o estudo dos efeitos e das interações das variáveis a partir de ensaios com valores adequadamente estabelecidos (níveis), possibilitando uma análise estatística dos resultados obtidos (resposta).

Inicialmente, desenvolve-se um planejamento fatorial de dois níveis, sendo as variáveis de estudo definidas em um valor máximo (+1) e em um valor mínimo (-1), denominados, níveis. Os níveis estão correlacionados com um nível central de referência (nível 0). Esta investigação inicial é de grande utilidade para o estudo dos efeitos das variáveis na variável resposta.

Esse planejamento pode ser então ampliado para um planejamento fatorial completo, através da adição de níveis axiais ($+\alpha$ e $-\alpha$), podendo, assim, estabelecer relações matemáticas entre as respostas e os fatores. Estas relações podem ser polinomiais lineares ou quadráticas.

A quantidade de ensaios do planejamento é definida pela expressão 2^n , onde o valor de “n” representa a quantidade de variáveis (fatores) estudadas. Na realização do planejamento fatorial completo, o valor do nível “a” é definido pela expressão $\sqrt[n]{2^n}$, sendo adicionado ao planejamento um número de ensaios definido pela expressão 2^n .

5.4.2 Desenvolvimento dos planejamentos experimentais

Planejamentos experimentais fatoriais completos foram propostos para verificar e quantificar os efeitos individuais e de interações, a partir das perturbações simultâneas das variáveis manipuladas (fatores) nas variáveis de processo (resposta). A metodologia de superfície de resposta foi utilizada para definir modelos empíricos, que auxiliem na predição do comportamento do sistema, dentro do intervalo de trabalho das variáveis.

Pretendeu-se definir uma metodologia para o conhecimento do sistema, mais eficiente e mais rápida, baseada em tratamentos estatísticos, reduzindo a necessidade de um número maior de observações.

Foi constatado, anteriormente, que perturbações individuais positivas e negativas produziam efeitos de diferentes amplitudes nas variáveis de processo, assim, foram propostos dois planejamentos experimentais para estudar os comportamentos de mesmo sentido, com cada tipo de perturbação: frequência de rotação do compressor e válvula de expansão.

As duas variáveis manipuladas foram utilizadas como fatores do planejamento, sendo necessária a realização de 11 ensaios, ou seja, $2^n + 2n$ ensaios e uma triplicata no ponto central para a estimativa do erro experimental.

Quando se utilizam três fatores no planejamento experimental, os pontos axiais ($+\alpha$ e $-\alpha$) possuem o valor codificado de 1,4. As perturbações promovidas nos ensaios, seguindo

os planejamentos experimentais, foram realizadas a partir das condições iniciais conforme Tab. 5.1.

Nos ensaios preliminares, foi observado que a mudança de velocidade do compressor produz efeitos menores nas temperaturas de evaporação e condensação, que as observadas nas mudanças de posição da válvula de expansão.

É importante ressaltar que o objetivo da metodologia adotada, foi a obtenção do conhecimento das interações entre as perturbações nas variáveis manipuladas, visando alcançar um tipo de resposta específico (positivo ou negativo) das variáveis de processo.

Na Tabela 5.3 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental.

Tabela 5.3 Fatores e níveis adotados.

Fatores									
Controle da Válvula de expansão (%)					Freq. Rotação do compressor (Hz)				
$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$
Variação das perturbações									
ΔCVE					ΔFRC				
-20 %	-10 %	10%	20%		-45	- 22	22	45	

5.4.3. Resultados obtidos no planejamento experimental.

Na Tabela 5.4 é apresentada a matriz de planejamento desenvolvida, e as respostas associadas a cada ensaio, obtidas, experimentalmente.

A combinação das respostas dos ensaios permite a obtenção de uma correlação multivariável (modelos linear ou quadrático), que facilita a compreensão e a visualização do comportamento das variáveis de processo, temperatura de evaporação (T_{EV}) e Coeficiente de Desempenho (COP), de maneiras gráfica e matemática.

Os efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas foram determinados e são representados nas Tab.5.4 e 5.5.

Tabela 5.4 Apresenta os resultados obtidos no teste 1.

Ensaio	Fatores		Respostas						
	ΔC_{VE}	ΔFRC	COP	T_{EV}	W	$\dot{Q}_{EV}$	$\dot{Q}_{CD}$	$\Delta T_{W,EV}$	T_{sb}
1	1	1	4,3	-9,2	270	0,591247	0,832416	10,8	11,5
2	-1	1	4,6	-9,5	265	0,59098	0,83366	10,7	12,4
3	1	-1	6,1	-6,4	143,8	0,472461	0,667782	8,8	9,87
4	-1	-1	6,3	-6,8	144,7	0,47196	0,666695	8,7	9,4
5	1,4	0	5,6	-8	185,2	0,530914	0,723219	9,7	12,7
6	-1,4	0	5,7	-8	183,4	0,5300369	0,723195	9,6	12,6
7	0	1,4	4,9	-8,6	285,5	0,589725	0,807707	10,6	13,1
8	0	-1,4	6,9	-5,7	136,2	0,413093	0,626317	7,8	10,4
9	0	0	5,9	-7,1	185,5	0,47149	0,721578	8,5	13,8
10	0	0	5,5	-6,4	190,8	0,531989	0,776583	9,3	13,7
11	0	0	6,5	-7,6	183,2	0,471307	0,7236	8,6	13,9

Tabela 5.4 Apresentação dos resultados obtidos no teste 2

Ensaio	Fatores		Respostas							
	ΔC_{VE}	ΔFRC	COP	T_{EV}	W	$\dot{Q}_{EV}$	$\dot{Q}_{CD}$	T_{sp}	$\Delta T_{W,EV}$	T_{sb}
1	1	1	4,4	-9	273,7	0,6488	0,8348	30,4	11,2	11,3
2	-1	1	4	-2,9	322,6	0,7676	1,0005	24	13	8,3
3	1	-1	6,3	-7	141,5	0,4722	0,6507	28,6	8,6	9,3
4	-1	-1	6,1	-2,8	152,6	0,5315	0,7229	24,3	9,5	10,3
5	1,4	0	5,8	-9,2	179,7	0,5319	0,6681	30,7	11,4	12,5
6	-1,4	0	5	-3,8	207,8	0,6004	0,8331	25,2	10,9	11,5
7	0	1,4	6,5	-9	134,9	0,4129	0,6105	30,3	7,8	8,9
8	0	-1,4	4,8	-11,6	265	0,5909	0,7234	32,8	10	13,3
9	0	0	6,2	-6,8	187	0,5307	0,7239	28,7	9,2	14
10	0	0	5,8	-7	188	0,5242	0,7234	28,9	9	14
11	0	0	5,7	-8	185,5	0,531	0,7238	29,7	9,3	12,4

Nas Figuras 5.9(a) e(b) pode-se observar a variação diferença de temperatura da água no evaporador (ΔT_{we})

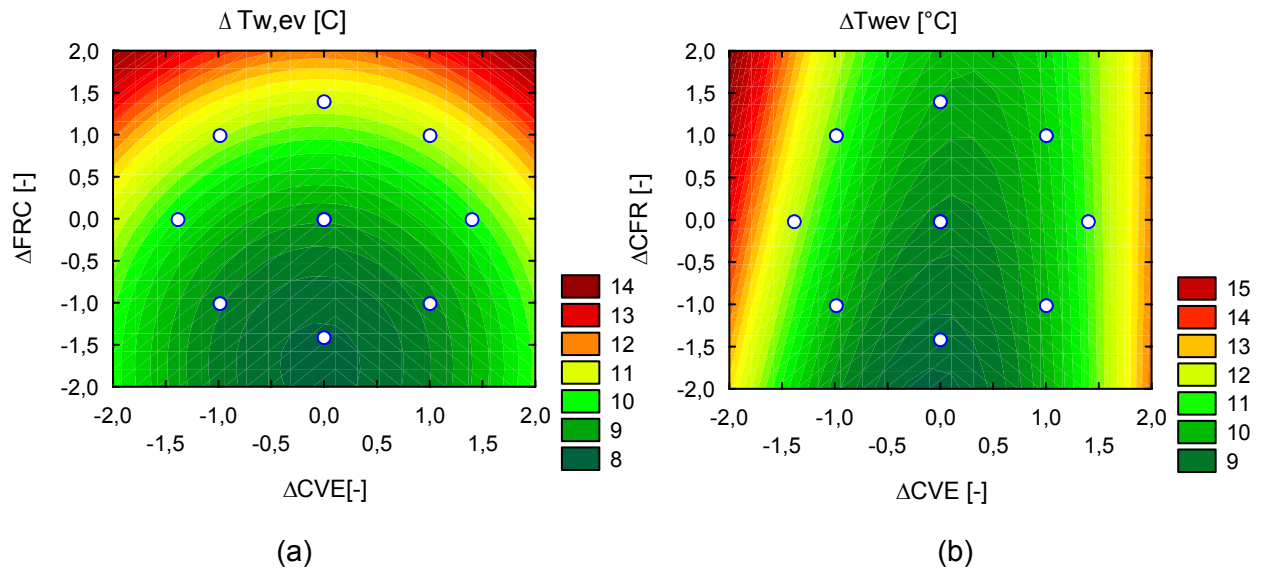


Figura 5.9 Variação do ΔT_{wev} em relação ΔFRC e ΔCVE .

Foram realizados vários ensaios para poder caracterizar o comportamento das variáveis mais sensíveis. Devido à complexidade do sistema de refrigeração, foi observado que na maioria dos casos as variáveis não apresentam resultados similares, como é o caso da Fig. 5.9 (a) e (b), é por isso que é necessário realizar vários ensaios para obter uma grande base de dados do sistema, que vai ser aproveitada no treinamento da rede neural.

Na Figura 5.10 observa-se a variação do COP do sistema da ordem de 3 a 6, sendo as iso-linhas estabelecidas em relação a ΔFRC e ΔCVE .

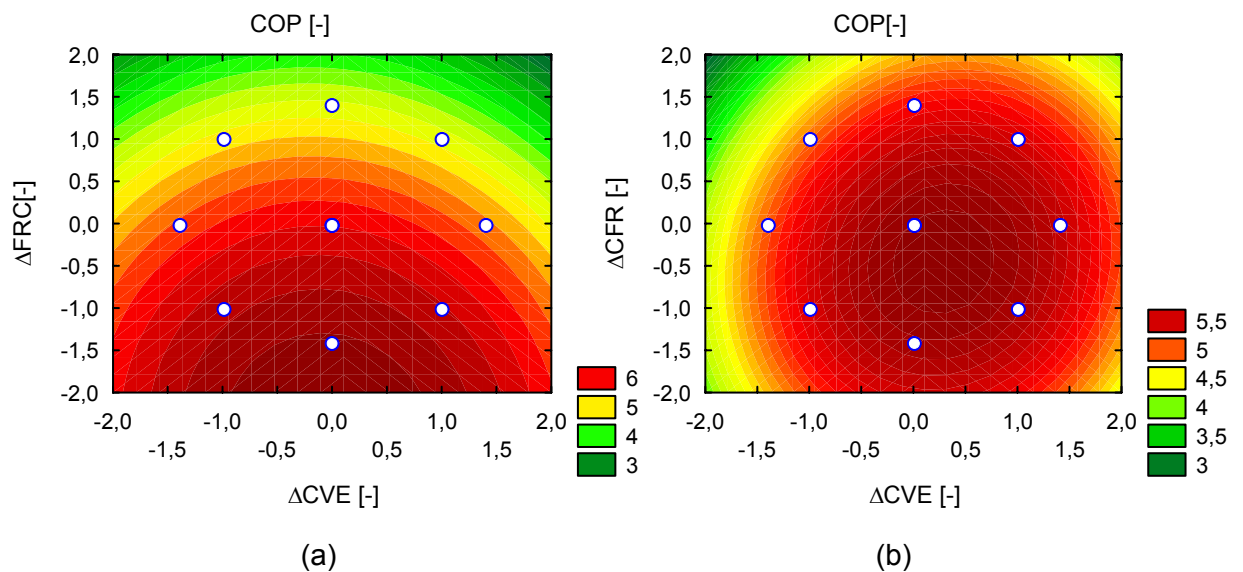


Figura 5.10 Variação do COP em relação ΔFRC e ΔCVE .

Pode-se observar que na Fig. 5.10 (a) e (b) as iso-linhas não apresentam comportamentos similares no cálculo do COP, em relação ΔFRC e ΔCVC , fato que deve ser considerado na implementação do controlador neural.

A seguir apresenta-se o comportamento das diferenças de temperaturas da água no evaporador e no condensador, da potência consumida e do fluxo de transferência de calor do sistema durante as perturbações realizadas.

Os ensaios que apresentam maior variação das variáveis em análise, também são apresentados, graficamente.

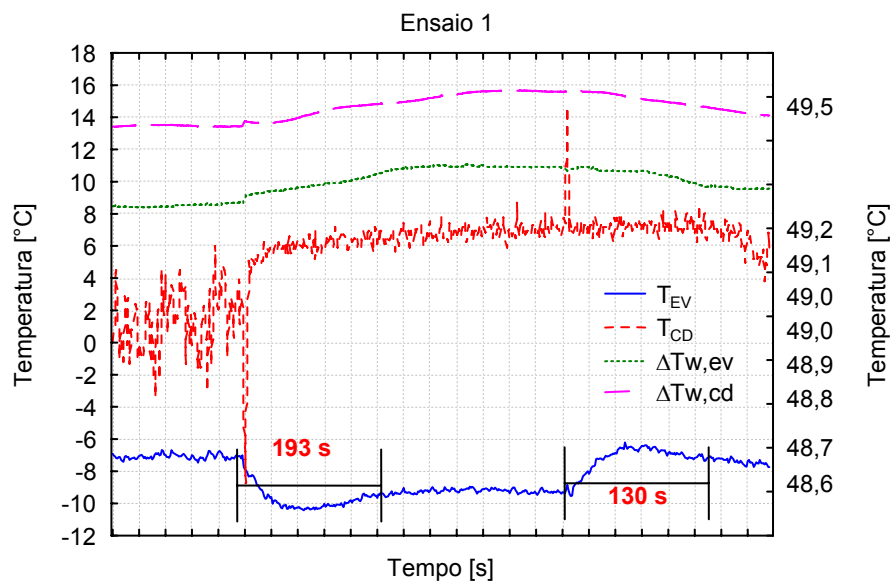


Figura 5.11. Perfil de temperaturas durante a perturbação no ensaio 1.

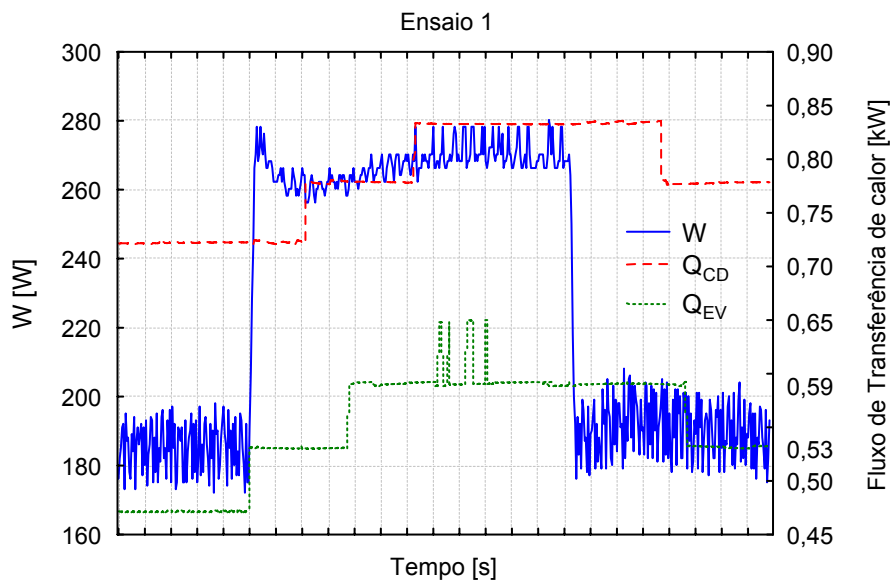


Figura 5.12. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 1

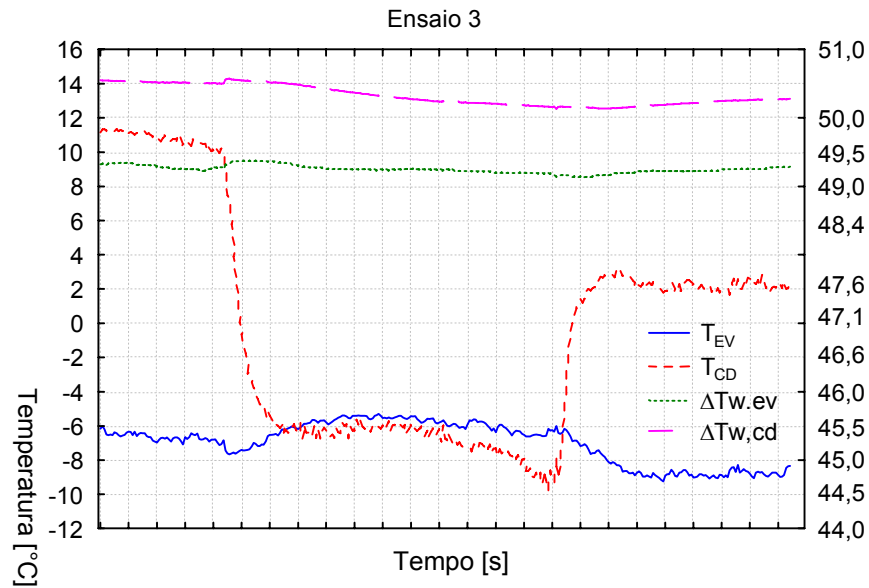


Figura 5.13. Perfil de temperaturas durante a perturbação no ensaio 3.(eixo secundário T_{cd})

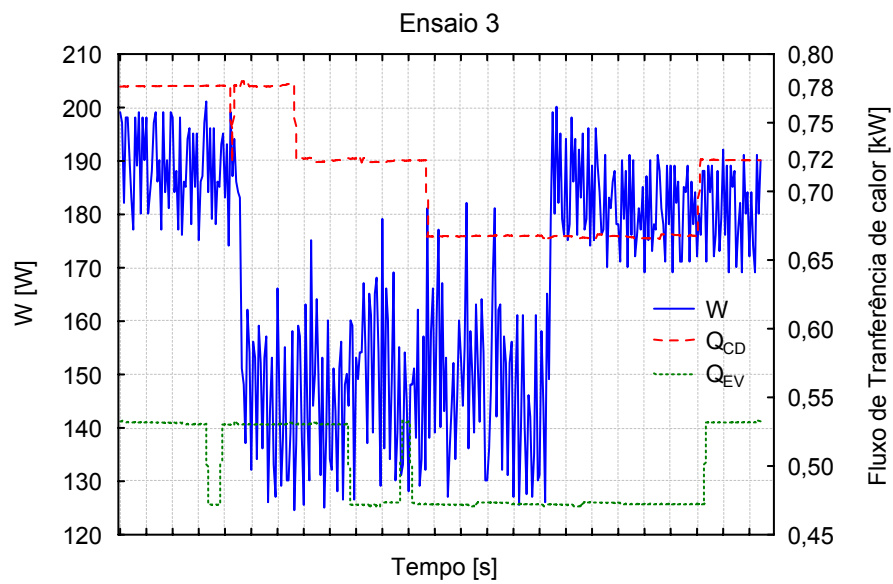


Figura 5.14. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 3

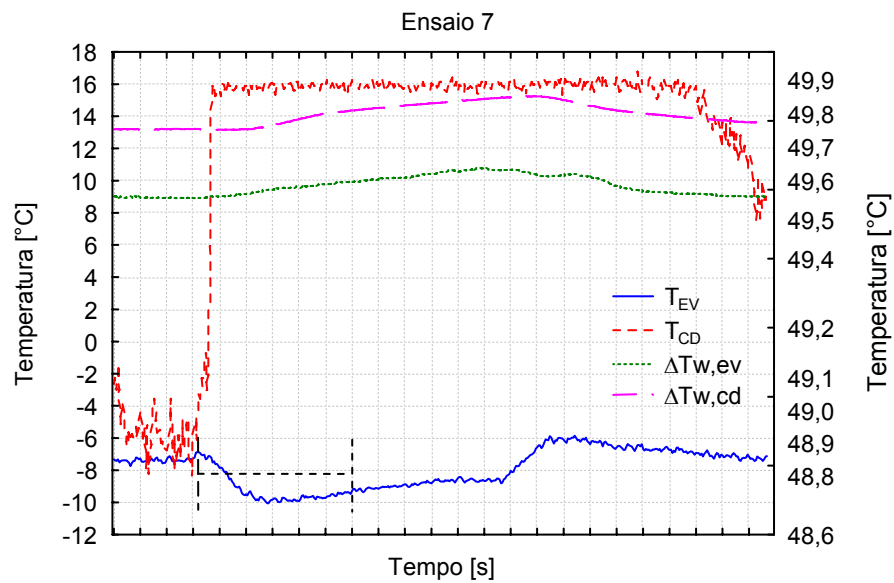


Figura 5.15. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 7

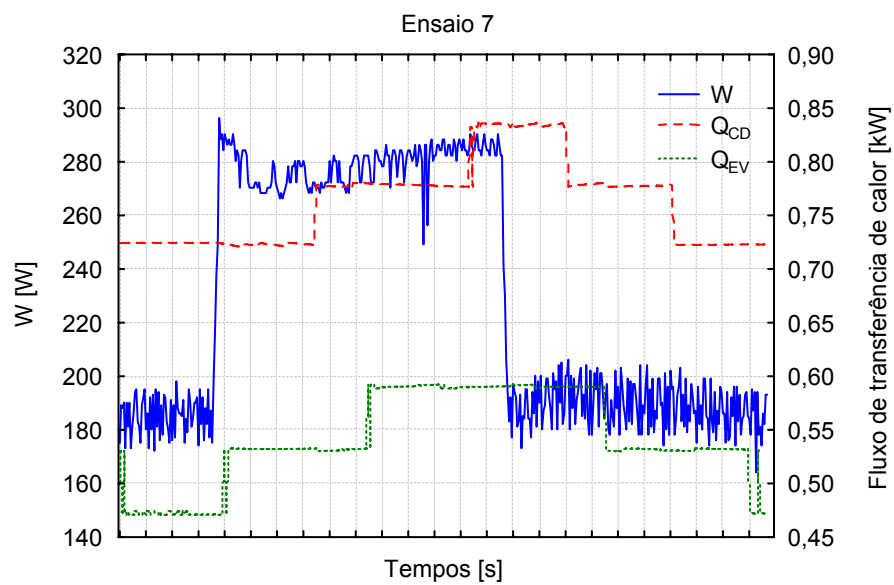


Figura 5.16. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 7

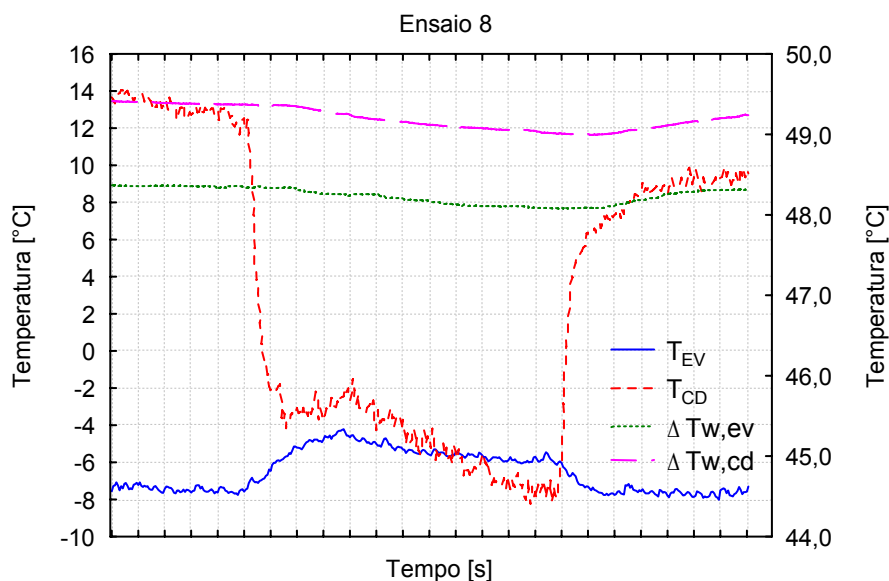


Figura 5.17. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 8.

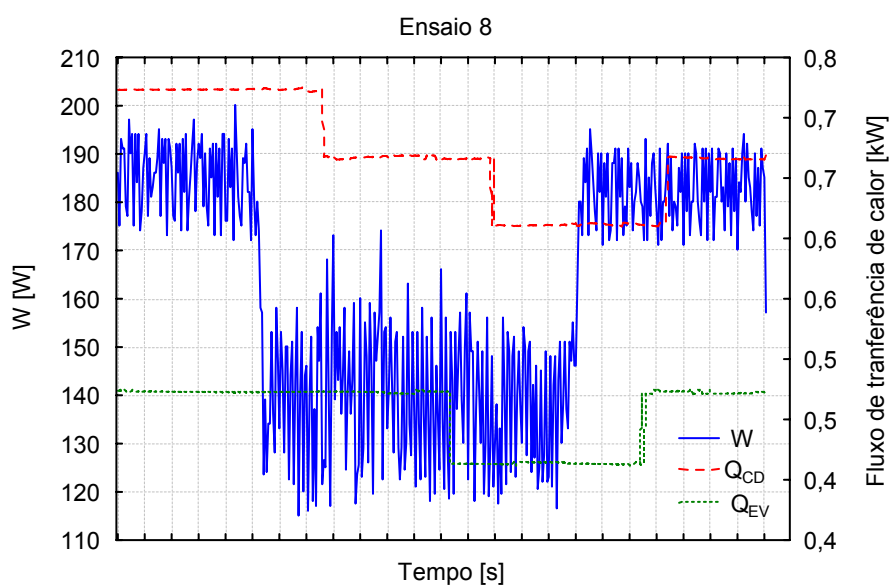


Figura 5.18. Perfil do consumo de potência e fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor no ensaio 8

A investigação do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de processo, possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interação das variáveis manipuladas, identificando informações que vão contribuir para a definição mais efetiva das malhas de controle, para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas, manipulando-se as frequências de rotação do compressor, concluindo que esta variável manipulada pode compor uma malha de controle simples para a temperatura de evaporação.

De uma forma geral, a temperatura de saída da água do evaporador apresentou comportamento oposto à temperatura de evaporação, sendo fortemente influenciada pelas variações na válvula de expansão.

CAPITULO VI

IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.

A técnica de controle utilizada é baseada no controle preditivo tendo fundamento em algumas idéias recolhidas na literatura consultada, sendo as principais:

- As saídas futuras do sistema são preditas a cada instante de tempo k utilizando um modelo do sistema. Estas saída preditas, $y(k+i)$, dependem dos valores passados conhecidos no instante k (entradas e saídas passadas) e dos futuros sinais de controle $U_j(k+i)$, com $j=1...N$ (Numero de variáveis manipuladas)
- O conjunto de futuras ações de controle é calculado otimizando algum critério de forma a manter o sistema o mais próximo possível de uma trajetória de referencia, que pode ser o próprio *set point* ou, em geral, uma trajetória suave de mudança de *set point*

O critério de otimização empregado é o erro quadrático ($w(k)$) entre a saída do sistema e a trajetória predita.

Neste trabalho, o controle foi implementado em um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, tem-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão (U_1) e velocidade de rotação do compressor (U_2).

O diagrama de blocos que apresenta, de forma simplificada, o sistema de controle preditivo, utilizado no sistema de refrigeração, é ilustrado na Fig.6.1.

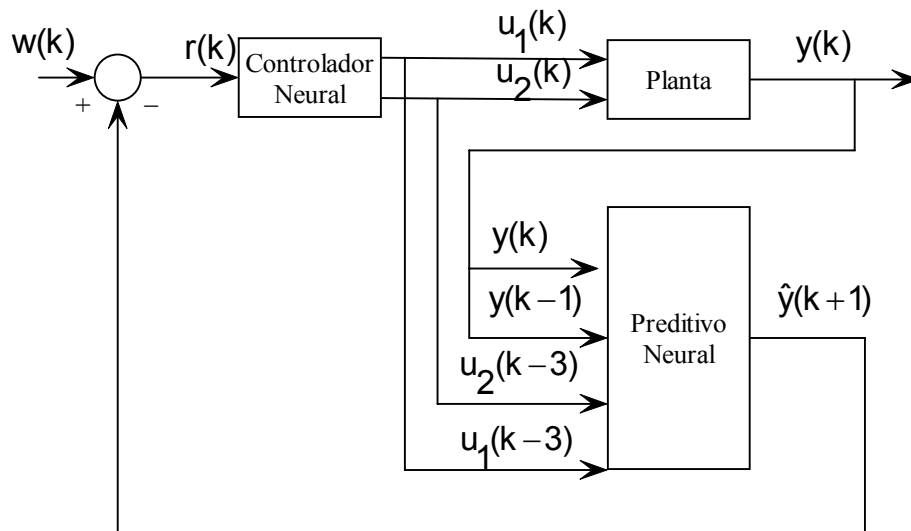


Figura 6.1 Diagrama de blocos simplificado do sistema de controle preditivo.

6.1 Resultados experimentais.

Nestes dois testes o controlador atua controlando a diferença de temperatura da água no evaporador ($DT_{w,ev}$), mantendo o grau de superaquecimento ($T_{sp} > 10^\circ\text{C}$), grau de sub-resfriamento ($T_{sb} > 0^\circ\text{C}$) e, igualando os fluxos de massa de refrigerante no evaporador e condensador ($\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$) (conservação de massa).

Para analisar a resposta do controle foram feitos testes na bancada de ensaios, trabalhando em malha fechada até atingir o regime estável. Depois aplicamos mudanças (perturbações) na válvula de expansão (U_1)

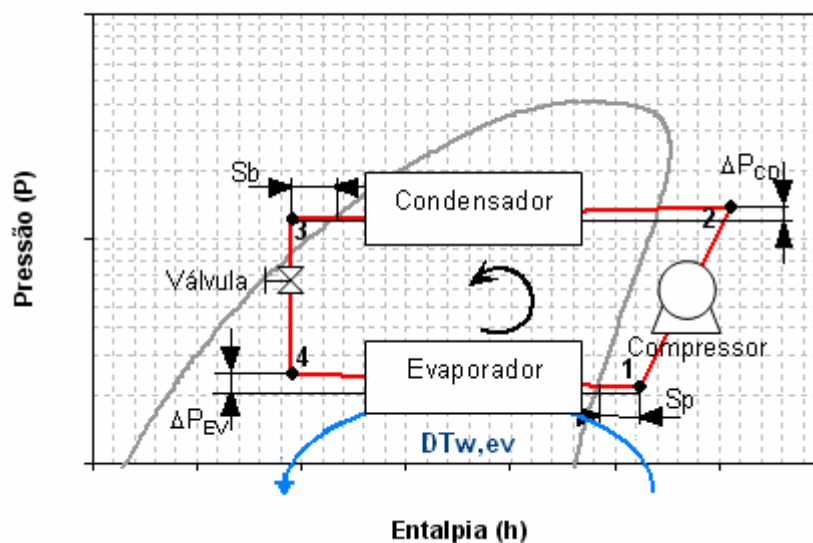


Figura 6.2 Diagrama do sistema representado a variáveis de controle.

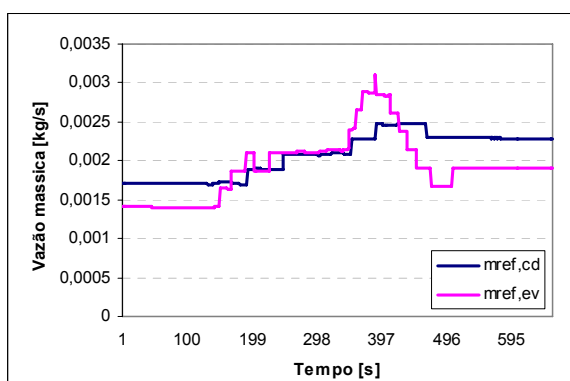
6.1.1 Primeira avaliação do controlador.

Controle da válvula de expansão eletrônica, mantendo a velocidade de rotação do compressor constante, este ensaio se faz com o objetivo de observar a resposta do controle sob condições extremas; nas figuras a seguir apresentam-se os dados obtidos em tempo real da resposta do sistema, após mudanças bruscas na válvula de expansão, ligando somente o controlador da válvula de expansão e trabalhando com o compressor a velocidade constante (foram usadas três velocidades neste ensaio: 1800, 3200 e 4200 rpm).

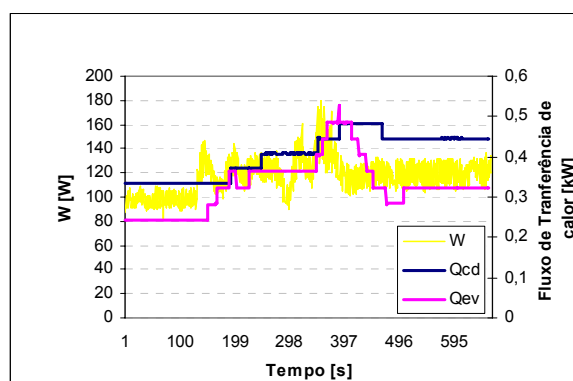
1 Teste:

Para iniciar os testes o protótipo de refrigeração é ligado, deixando-o se estabilizar a uma velocidade de rotação constante (Ex:1800 rpm), após é aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão deixando o sistema se estabilizar novamente, neste caso a válvula é fechada até atingir a $T_{EV} \cong -20^{\circ}\text{C}$.

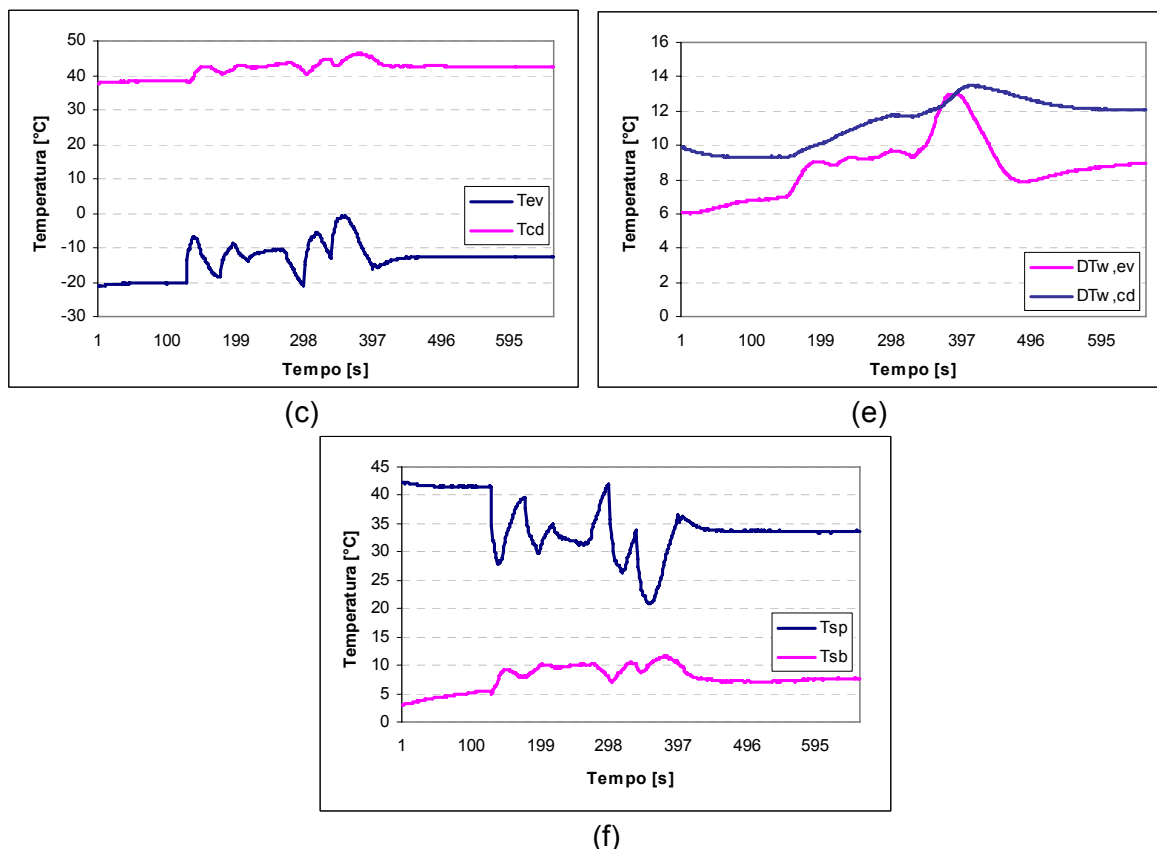
Nas Figuras 6.3 (a) e (b) é apresentada a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxa de transferência de calor no evaporador e condensador, potência consumida pelo compressor e as temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw_{cd} , DTw_{ev} , T_{sp} e T_{sb} antes definidas.



(a)



(b)



Figuras 6.3 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com controle na válvula de expansão, a uma velocidade de rotação constante do compressor (1800 rpm)

Como pode ser observado na figura 6.3 (c) nos primeiros 110 [s]; é ligado o controlador atuando sobre a válvula de expansão, O controlador reage diminuindo e aumentando as temperaturas Tsp, Tsb (Fig. 6.3 (f)) e, evitando a entrada de refrigerante em fase líquido; o sistema estabilizou numa temperatura ($DTw, ev = 9^\circ$) e, as vazões de refrigerante nos trocadores aproximadamente iguais (tempo de acomodação 400 [s]).

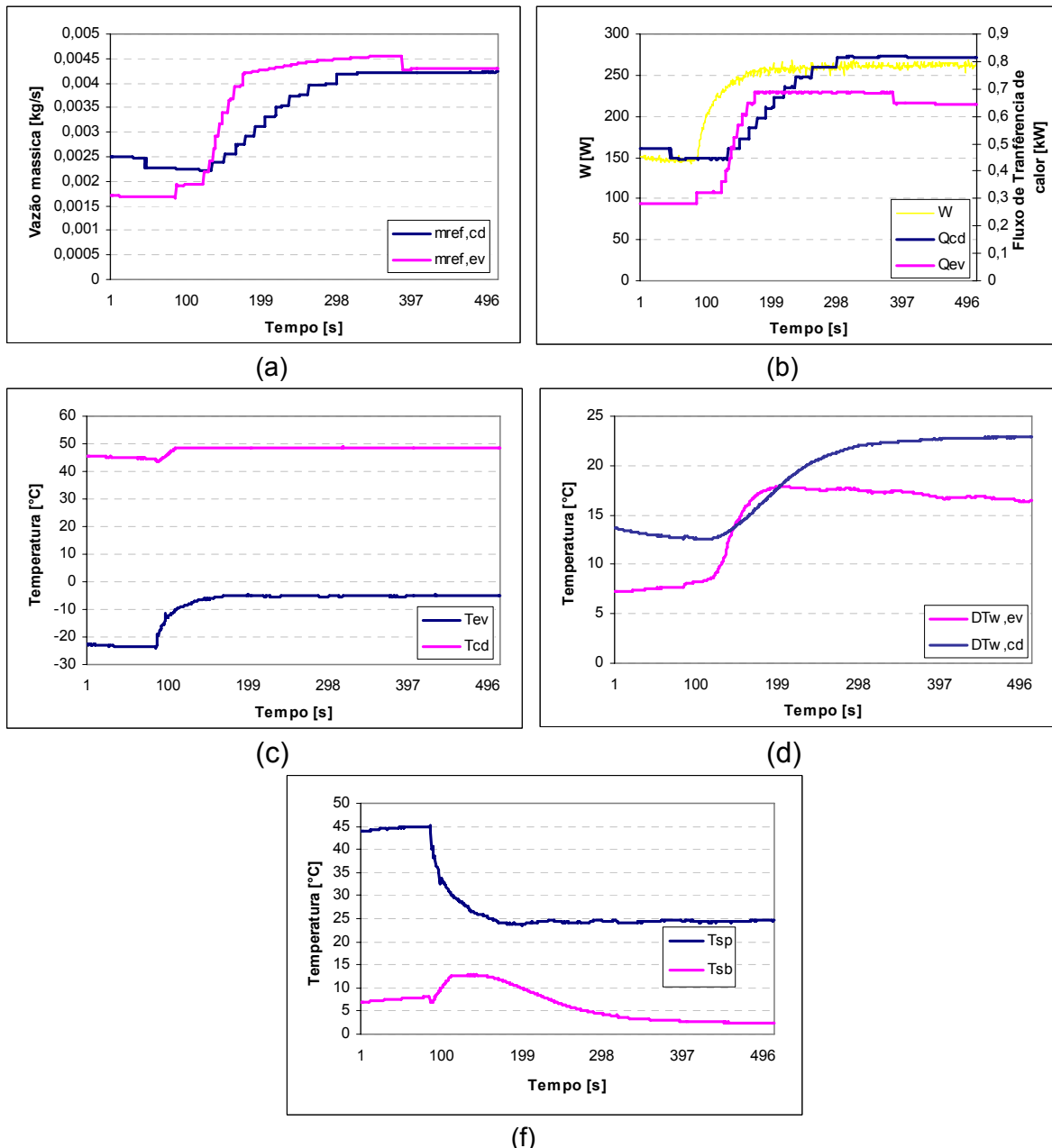
Na figura 6.3 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores de calor, indicando no final uma diferença absoluta de 15.6 %, na Fig. 6.3 (b) observamos a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 120 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizando em: 0.4252 e 0.3234 [kW] respectivamente.

2 Teste:

O sistema de refrigeração é ligado deixando-o estabilizar a uma velocidade de rotação constante de 3200 rpm, aplicando a seguir uma mudança na posição da válvula de

expansão, e deixando o sistema se estabilizar novamente, neste caso a válvula foi fechada até atingir a $T_{EV} \cong -23^{\circ}\text{C}$,

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxas de transferência de calor nos trocadores, potência consumida pelo compressor e as temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw_{ev} , DTw_{cd} , T_{sp} e T_{sb} .



Figuras 6.4 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com controle na válvula de expansão, a uma velocidade de rotação constante do compressor (3200 rpm)

O sistema é deixado entrar em regime e após 90 [s], o controlador é ligado. O controlador reage da mesma forma que no teste anterior, diminuindo e aumentando as

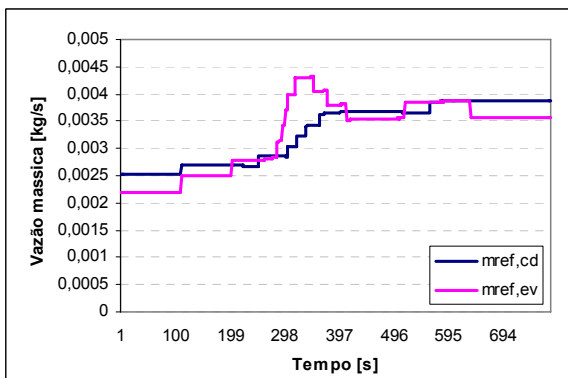
temperaturas T_{sp} , T_{sb} (Fig. 6.4 (f)) e controlando a temperatura na entrada do compressor, para evitar a entrada de refrigerante em estado líquido ; estabilizando-se num tempo de $\cong 410$ [s], como uma temperatura $DT_{wev} = 16.5$ °C.

Na Figura 6.4 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 1.7 %, a figura 6.4(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 260 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam em 0.8161 e 0.6452 [kW] respectivamente .

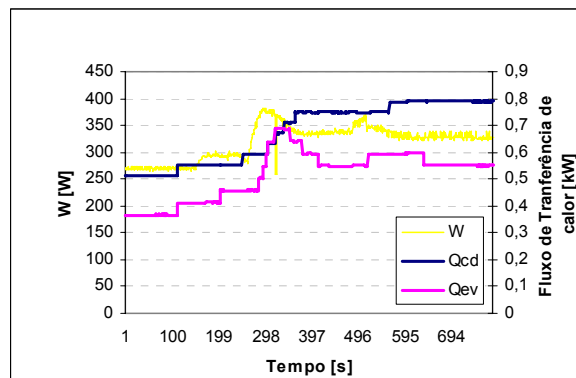
3 Teste:

O sistema de refrigeração é ligado deixando-o se estabilizar a uma velocidade de rotação constante de 4200 rpm, após uns minutos é aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão, neste caso a válvula é fechada até atingir a $T_{EV} \cong -20$ °C.

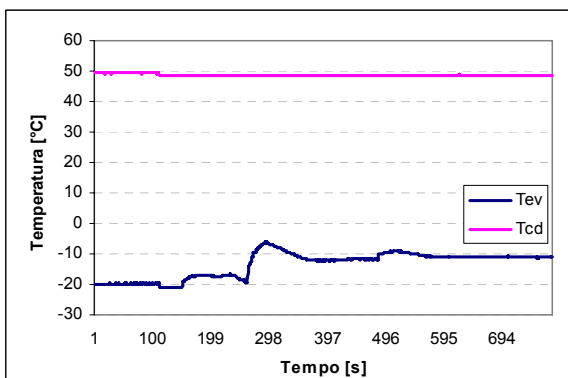
Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, taxas de transferência de calor, potência consumida pelo compressor e evolução das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , $DT_{w,ev}$, $DT_{w,cd}$, T_{sp} e T_{sb} .



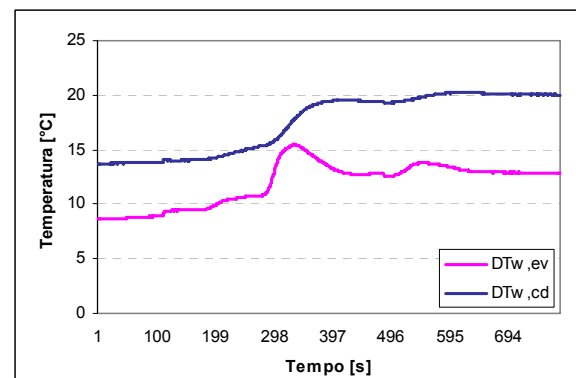
(a)



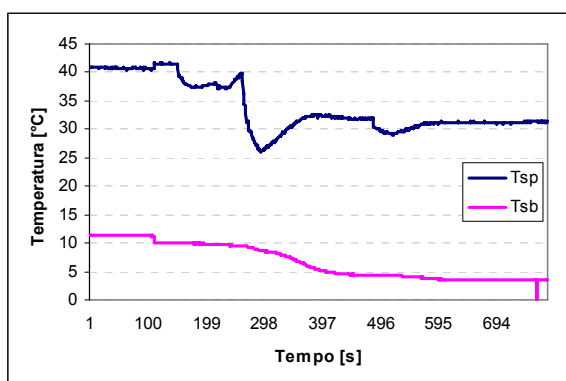
(b)



(c)



(d)



(f)

Figuras 6.5 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com controle na válvula de expansão, a uma velocidade de rotação constante do compressor (4200 rpm)

O sistema é deixado entrar em regime e após 80 [s], o controlador é ligado. O controlador reage da mesma forma que nos testes anteriores, diminuindo e aumentando as temperaturas T_{sp} , T_{sb} (Fig. 6.5 (f)) e controlando a temperatura na entrada do compressor, para evitar a entrada de refrigerante em estado líquido para o compressor; se estabilizando num tempo de $\cong 450$ [s] como uma temperatura $DT_{wev} = 13.5$ °C.

Na Figura 6.5 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 7.6 %, a figura 6.5(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 320 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam em 0.7891 e 0.5489 [kW] respectivamente .

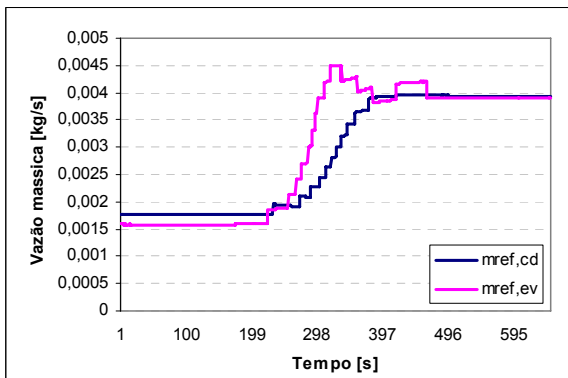
6.1.2 Segunda avaliação do controlador:

Controle da válvula de expansão eletrônica e da velocidade de rotação do compressor. Neste caso o controlador foi projetado para trabalhar simultaneamente nos dois atuadores, controlando a diferença de temperatura ($DT_{w,ev}$) e a temperatura do refrigerante R134a que entra no compressor, de forma a manter um grau de superaquecimento (> 10 °C) e grau de sub-resfriamento resfriamento (> 0 °C) e, igualando os fluxos de massa no evaporador e condensador. $\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$ (conservação de massa).

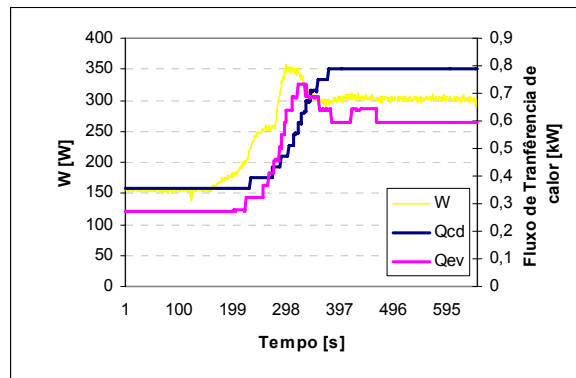
Para testar a versatidade do controle foi realizados o seguintes ensaios: com mesma carga termica no sistema foram realizados cambios na posição da válvula de expansão (abertura/Fechamento) e pode-se observar que o controle atua no sistema aproximando os valores das temperaturas e fluxo de transferência de calor nos trocadores.

O primeiro teste consistiu em introduzir uma perturbação na válvula de expansão, (fechamento brusco), e deixou-se o sistema entrar em regime, pode-se observar que a T_{EV} estabilizou-se em $\cong -31\text{ }^{\circ}\text{C}$, após 150 [s], com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 320 [s].

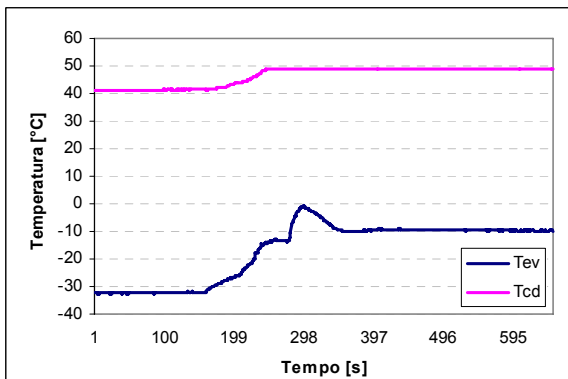
Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, das taxas de transferência de calor, e das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw_{ev} , DTw_{ev} , T_{sp} e T_{sb} .



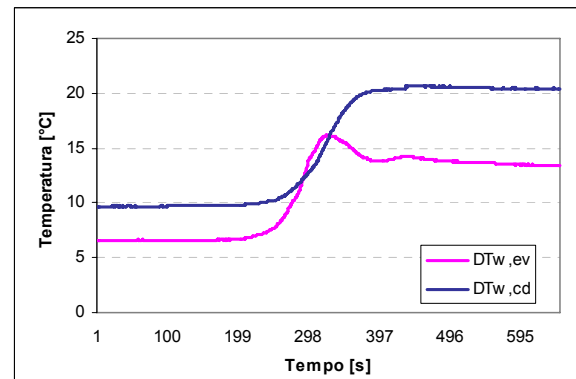
(a)



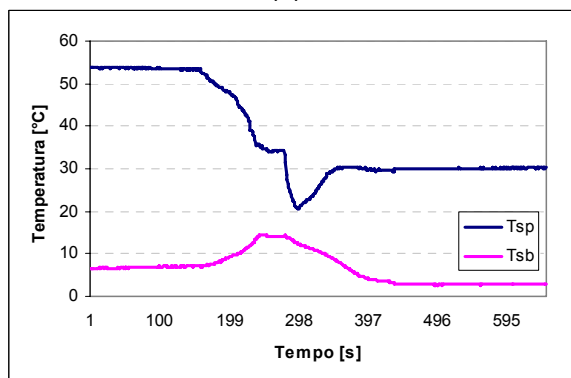
(b)



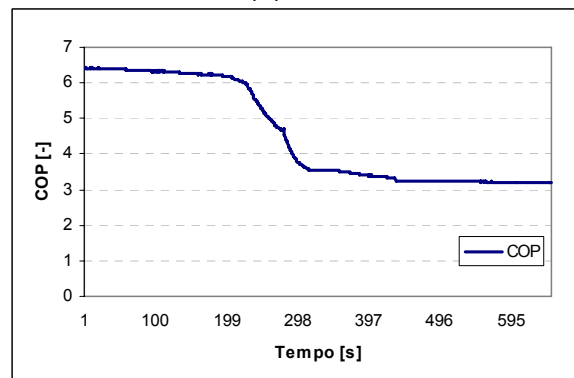
(c)



(d)



(f)



(g)

Figuras 6.6 (a), (b), (c), (d), (f) e (g). Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 6.6 (d) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ($DT_{w,ev}$ e $DT_{w,cd}$) estabilizando em 14 e 20 °C respectivamente.

Na Figura 6.6 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 0,5%, a figura 6.6(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor estabiliza em torno de 300 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam respectivamente em 0.8152 e 0.6245 [kW].

A Figura 6.7 apresenta a interfase do programa de controle, onde pode-se observar o comportamento das pressões no sistema, potência consumida e temperatura da água na saída do evaporador

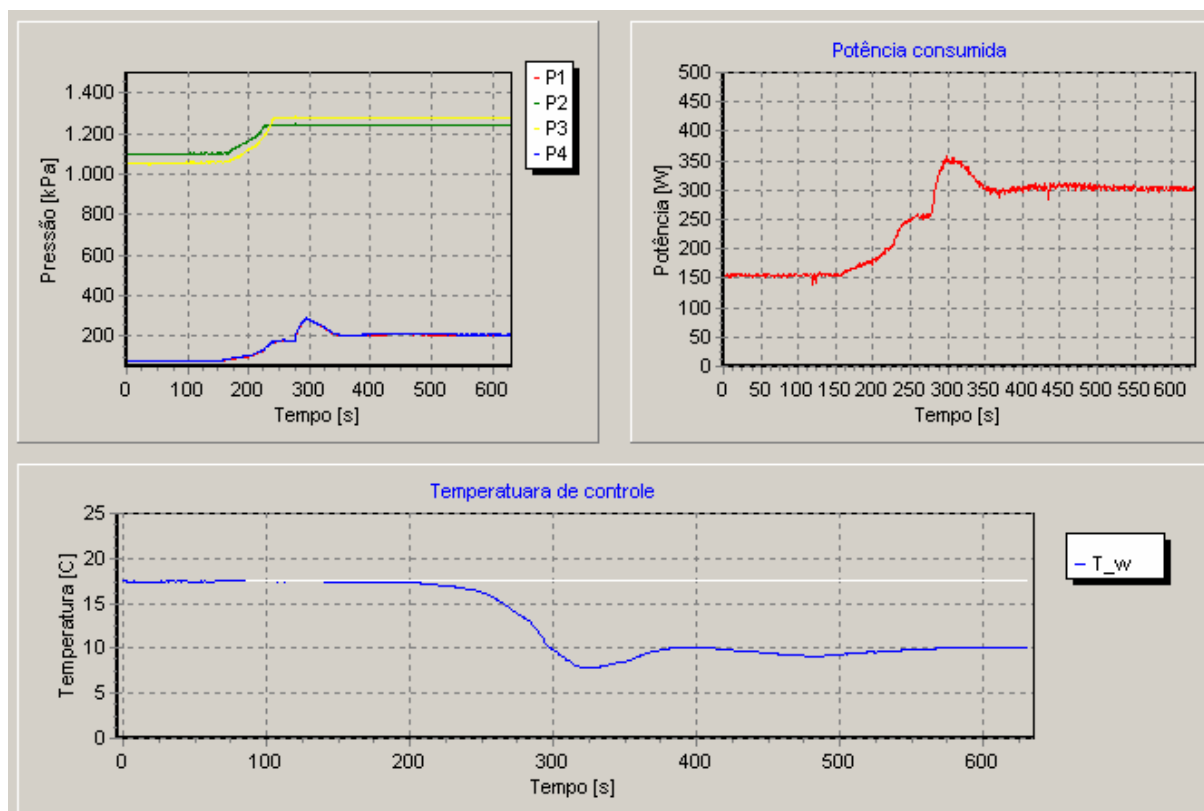


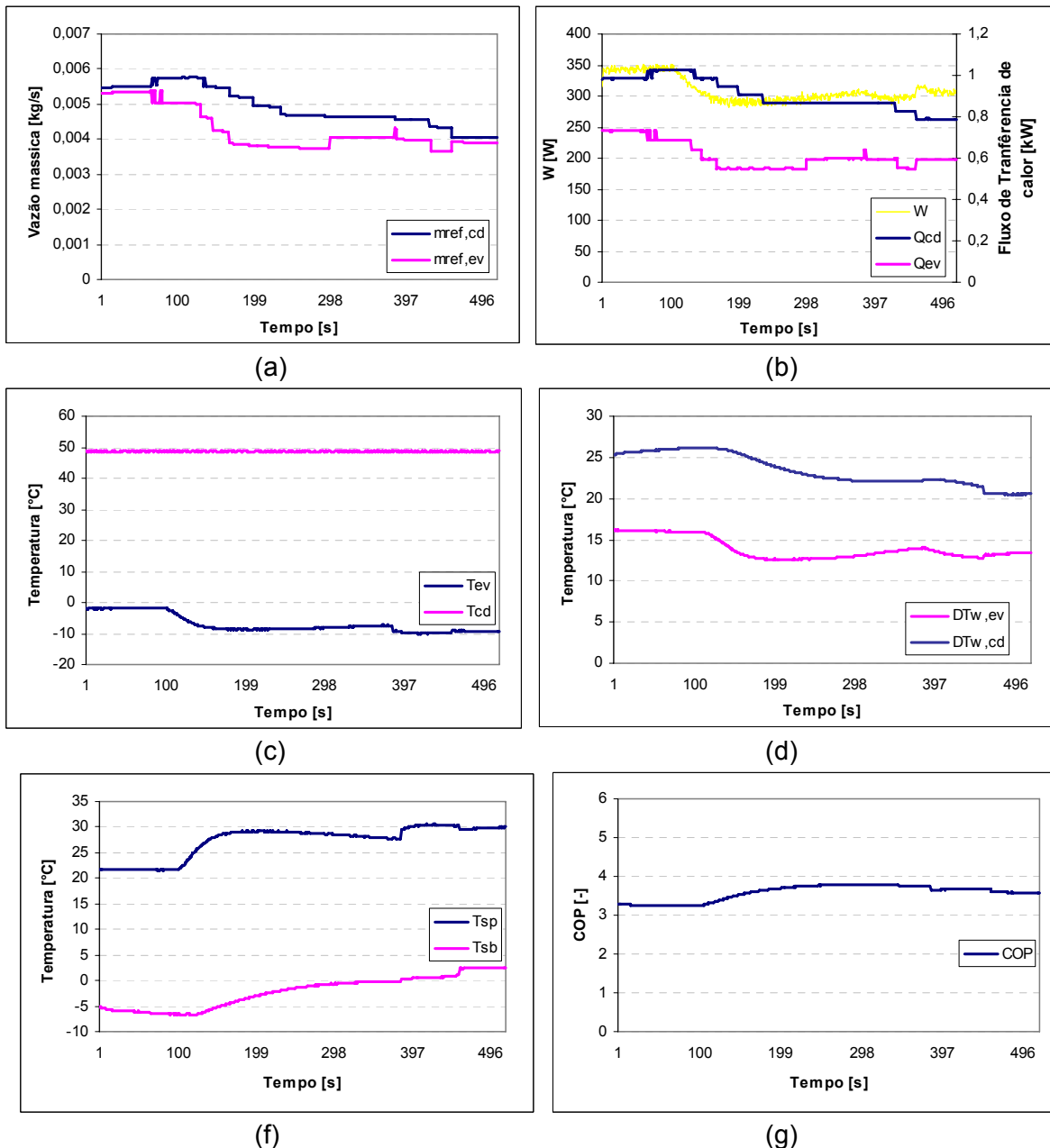
Figura 6.7 Figura adquirida em tempo real do sistema.

Na figura acima pode-se observar a evolução da temperatura da água na saída do evaporador antes e depois de acionar o controlador, a água sofre uma queda de 7 °C, foi registrado neste ensaio uma evolução do COP carnot de 6.4 para um COP = 3.4.

O segundo teste consistiu na abertura súbita da válvula de expansão, deixando o sistema se estabilizar novamente, pode-se observar nas figuras a seguir que a T_{EV}

estabilizou-se em $\cong 0^\circ\text{C}$. Após 60 [s], foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um regime estável em 390 [s].

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, da taxa de transferência de calor, e das temperaturas T_{EV} , T_{CD} , DTw_{ev} , DTw_{ev} , T_{sp} e T_{sb} .



Figuras 6.8 (a), (b), (c), (d) e (f). Comportamento do sistema com atuação dos controladores.

Na Figura 6.8 (a) pode-se observar a evolução da vazão de refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 3,2%, a figura 6.8(b) mostra a evolução da potência consumida pelo compressor que estabiliza em torno de 308 [W] e as

taxas de transferência de calor do condensador e evaporador que estabilizam respectivamente em: 0.7874 e 0.5938 [kW].

Na Figura 6.8 (d) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ($DT_{w,ev}$ e $DT_{w,cd}$) estabilizando em 14 e 20 °C respectivamente como no caso anterior.

Analisando o controlador pode-se observar que ele regula simultaneamente a porcentagem de abertura da válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor, além de manter um grau de superaquecimento e sub-resfriamento, para um bom desempenho do sistema, reduzindo a pressão de condensação e aumentando a pressão de sucção através da regulação da velocidade do compressor, mantendo a vazão de refrigerante nos trocadores balanceada, e estabilizando sua operação num tempo mais curto que o observado quando se controlava unicamente a válvula de expansão, isto pode significar economia de energia, o que pode ser uma justificativa para a implementação deste tipo de controle.

De uma maneira geral e tendo em vista o propósito de minimizar a diferença da vazão de refrigerante nos trocadores de calor em regime permanente a menos de 5 %, e mantendo a operação do sistema dentro da faixa de operação recomendada pelo fabricante, o controle revelou-se bastante eficiente.

Para o desenvolvimento da estrutura de controle mais apropriada ao sistema analisado, o trabalho exigiu um grande esforço experimental, pois foi necessário o conhecimento a priori do comportamento do sistema.

Acredita-se que a estrutura de controle proposta seja típica para este tipo de sistema, pois atingiu todos os requisitos postos inicialmente neste trabalho.

CAPITULO VII

CONCLUSÕES

No estudo do comportamento dinâmico individual das variáveis do sistema (T_{ev} , T_{sp} , T_{sb} , DT_{wev}), observando as seguintes características importantes:

- De uma forma geral, a temperatura da água na saída do evaporador apresentou comportamento oposto à temperatura de evaporação, sendo fortemente influenciada pelas variações na válvula de expansão.
- O sistema apresentou não linearidades, especialmente nos perfis de temperatura (T_{ev} , T_{sp} , T_{sb}).
- As perturbações individuais realizadas em diversas amplitudes (positivas e negativas) possibilitaram a obtenção de uma base de conhecimento que ajuda na implementação de outros tipos de controladores.

O estudo do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de controle possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas, observando-se que:

- Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas manipulando-se as frequências de rotação do compressor, podendo-se concluir que esta variável de controle pode compor uma malha de controle simples para temperatura de evaporação.
- A grande quantidade de informação adquirida durante o análise de sensibilidade das variáveis do sistema, contribuiriam para a identificação da malha de controle mais efetiva para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

Foi implementada uma estrutura adequada de controle do ciclo por compressão de vapor, controlando simultaneamente a abertura da válvula de expansão e a velocidade de rotação do compressor numa bancada de testes experimentais, que foi projetado, construído, instrumentado e testado.

Foi construído um sistema eletrônico (microcontrolador), para controle do mecanismo de atuação da válvula de expansão (idealizada a partir de uma válvula termostática convencional) que oferece uma boa flexibilidade no controle da temperatura de superaquecimento, e de sub-resfriamento, representando uma opção eficiente e de baixo custo.

Módulos eletrônicos de tratamento de sinais foram projetados, construídos e postos em serviço com um bom grau de performance e flexibilidade.

Um programa de aquisição de dados e controle em tempo real foi desenvolvido especificamente para este trabalho, fornecendo grande flexibilidade por sua arquitetura aberta, podendo ser modificado facilmente ou implementado em outros projetos.

Foi implementado um modelo de controle em um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, têm-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão (U_1) e velocidade de rotação do compressor (U_2), para o controle de temperatura ($DT_{w,ev}$) mantendo um grau de superaquecimento, grau de sub-resfriamento e conservação de massas ($\dot{m}_{ref,ev} \cong \dot{m}_{ref,cd}$). Este controle foi implementado de uma forma relativamente simples, pois não houve a necessidade do conhecimento prévio do modelo matemático do sistema.

A estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença nas vazões dos trocadores de calor à valores inferiores a 5%, para as condições de operação do sistema de refrigeração recomendadas pelo fabricante. Observou-se uma excelente performance do controlador em manter o grau de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante R134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

Um desdobramento natural e evidente deste trabalho é a comparação do desempenho do sistema proposto com outras estratégias de controle para poder avaliar objetivamente a verdadeira contribuição desta metodologia de controle.

Os desafios postos para o futuro se colocam na implementação de uma arquitetura auto-ajustável no próprio aprendizado e treinamento da rede neural para o modelo de controle do sistema. E métodos de otimização para melhorar o controle.

Referências Bibliográficas

- Boskovic, J. D. Narendra, k. s. Comparison of linear, nonlinear and neural Network based adaptive controllers for a class of fed-batch fermentation process. Automatica, v31, n6, p. 817-840, 1995
- Carvajal, Fábio A., 2000, "Controle digital de válvulas de expansão usando lógica difusa", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG
- Garstang, S. W., 1990, "Variable frequency speed control of refrigeration compressors -Part 2", Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating
- Garcia, C. E, Motari, M. Internal model control: a unifying review and some new result. Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. V 21, n.2, p 308-323,1982
- He X. D., Asada H. H., Liu S. e Itoh H., 1998, "Multivariable control of vapor compression systems", ASHRAE Transactions, Vol. 104, p. 205.
- Henk C. Peitsman, Vicent E. Bakker., 1996 "Application of Black-Box Models to HVAC Systems for Fault Detection", ASHRAE AT-96-6-3.
- James, R. W. e Marshal, S. A., 1973, "Dynamic analysis of a refrigeration system." Proc. Inst. Refrigeration, Vol. 70, p. 13-24
- Lebrun, J., Savedra, C., Silva, K. L. e Silva, C., 1993. "Contribution to the preparation of a Toolkit for primary HVAC system energy calculation: Models proposed for boilers, chillers and cooling towers." Internal report, University of Liège, Belgium
- Miller, W. A., 1988, "Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump", ASHRAE Transactions, Vol 94, Pt. 2

- Murphy, W. E. e Goldshmidt, V. W., 1985. "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - Modeling of start-up transients" ASHRAE Transactions, Vol. 91, Pt. 2.
- Murphy, W. E. e Goldschmidt, V. W., 1986, "Cycling characteristics of a residential air conditioner - Modeling of shutdown transients." ASHRAE Transactions, Vol. 92, Pt. 1A, p. 186-202
- Narendra, K, S. Parthasarathy, K. Identification and control of dynamical systems using neural networks. IEEE Transactions on Neural Networks, v.1, n.2, p. 4-27, 1990.
- Nascimento Jr, C. L. Artificial Neural Networks in Control and Optimization. Manchester: UMIST – Control System Centre, 1994
- O'Neal, D. L. e Katipamula, S., 1991, "Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis." ASHRAE Transaction, v. 97, Pt. 2, p. 316-323
- Psaltis, D. Sideris, a. Yanamura, A. A. A multilayer neural network. IEEE Control Systems Magazine, v.8, n.2, p 17-21, 1988
- Pedersen, P. H., Poulsen, C. S. e Gundtoft, S., 1999, "Refrigerators and freezers with variable speed compressors", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia.
- Philip Haves, Timonhy I. Salsbury, J. A. Wright., 1996 "Condition Monitoring in HVAC Subsystems Using First Principles Models", ASHRAE AT-96-3-1.
- Silva, K. L., 1995, "Simplified approach for reciprocating compressors: Modelling development and experimental analysis", Ph. D. Thesis, University of Liège, Belgium

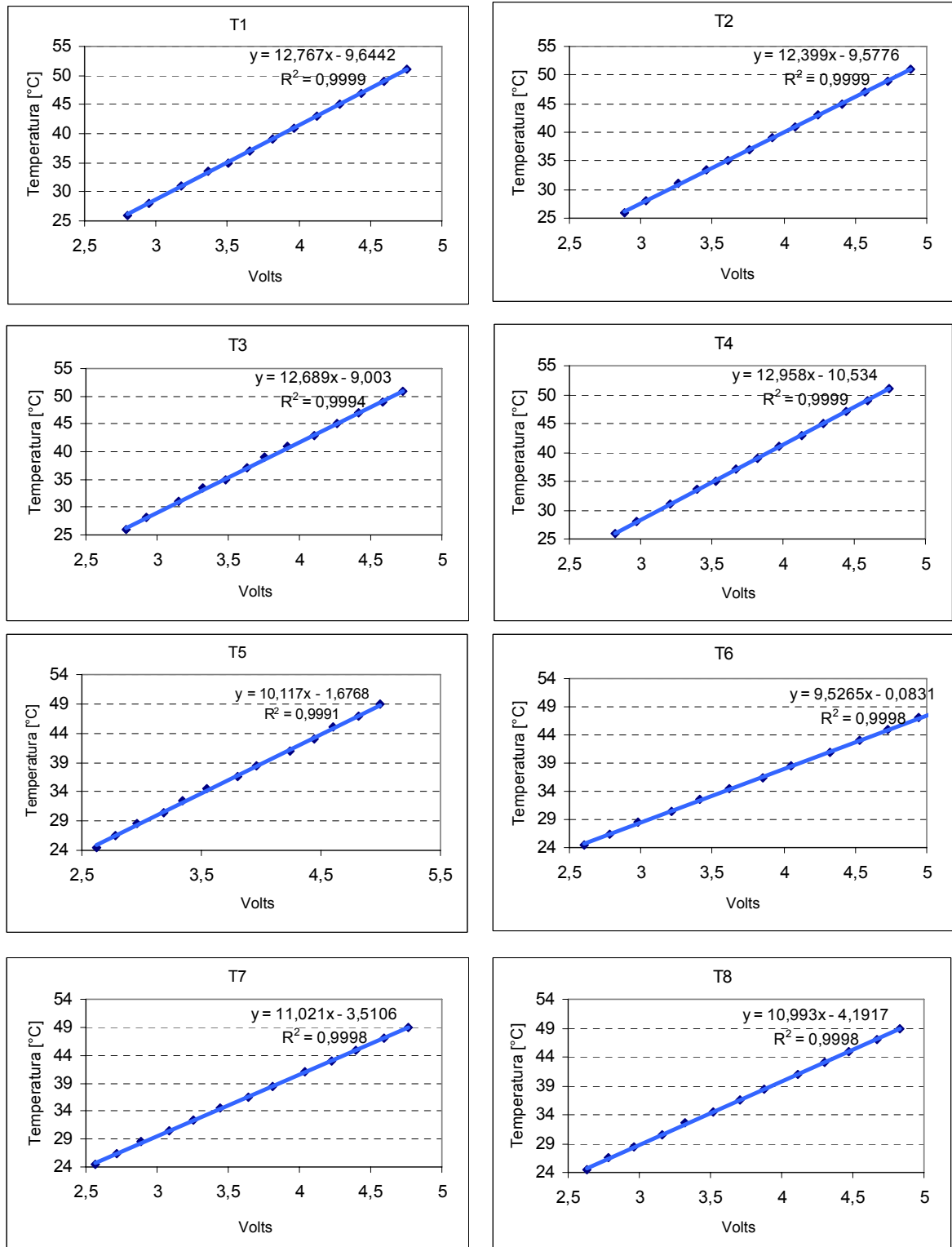
Werbos, P.J. Neural Networks for control: an overview. In: Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biological Society, 1990 Proceeding...p. 1976-1977,1991

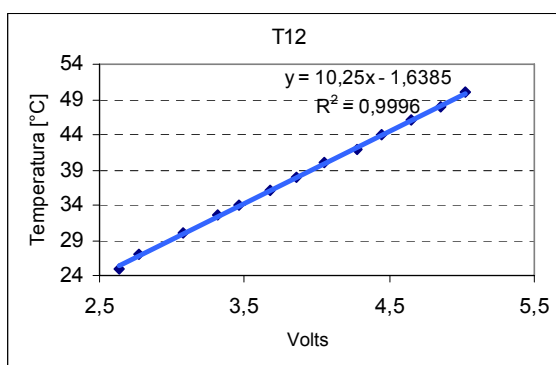
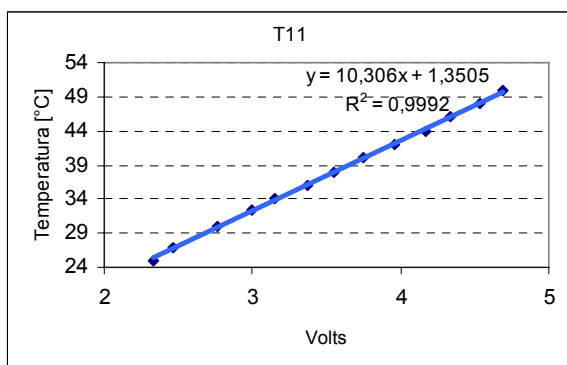
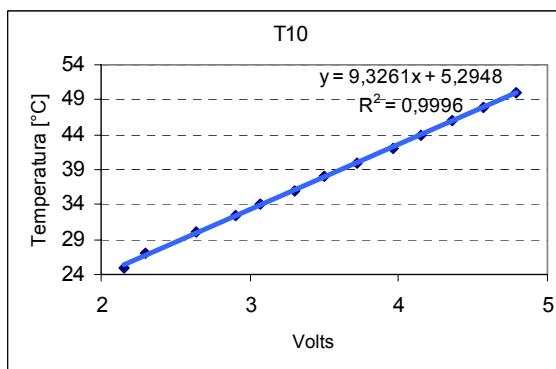
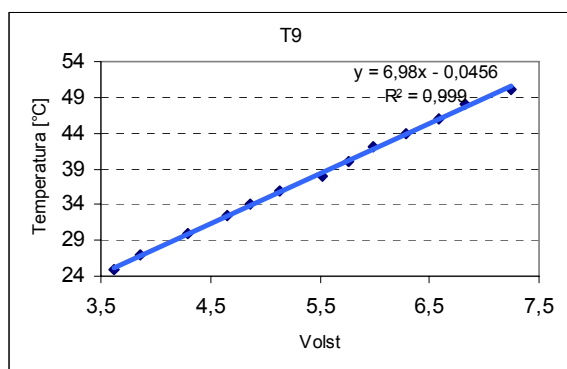
Zurada, J. M Introduction to artificial neural Systems. New York: West Publishing Company, 1992

ANEXO I

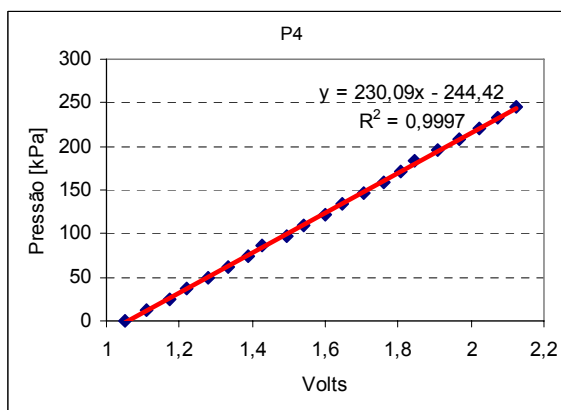
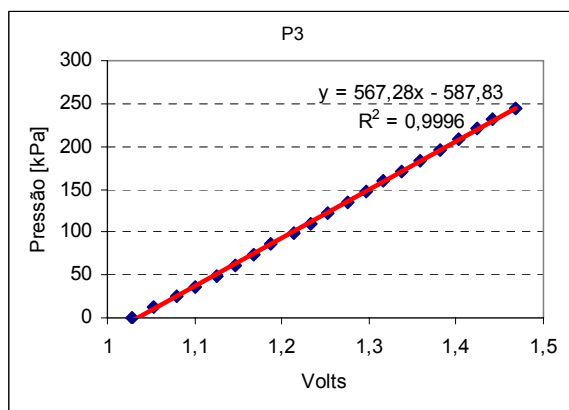
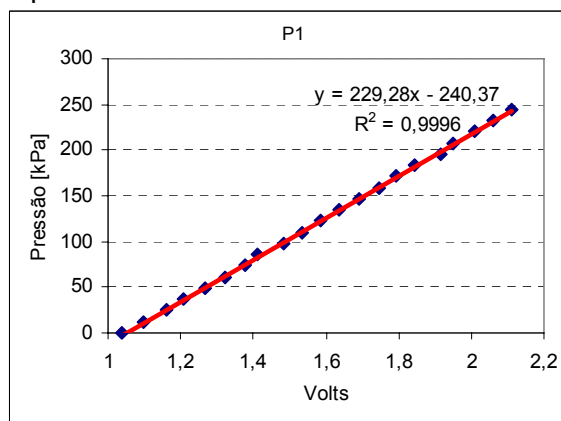
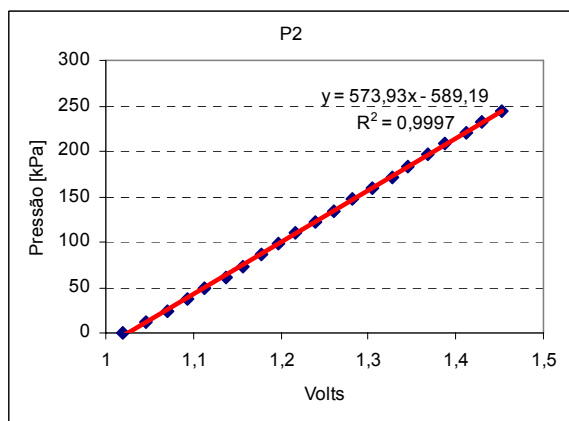
Curva de calibração dos sensores

Sensores de temperatura





Sensores de pressão



ANEXO II

Tabela da calibração do coeficiente global de troca térmica.

$T_{p_{ex}}$ [°C]	$T_{p_{int}}$ [°C]	$T_{w,ex}$ [°C]	$T_{w,su}$ [°C]	$\dot{W}$ [kW]	$\dot{m}_w$ [kg/s]	UA [kW/°C]	$\dot{W}_{total}$ [kW]
24,0±0,5	35,0±0,5	35,0±0,5	26,7±0,5	0,1±0,0005	0,00387±0,00005	0,004348±0,0011	0,183
24,0±0,5	35,1±0,5	35,3±0,5	26,7±0,5	0,106±0,0005	0,00383±0,00005	0,004614±0,001087	0,189
24,0±0,5	35,9±0,5	35,8±0,5	26,9±0,5	0,114±0,0005	0,00378±0,00005	0,004729±0,0009983	0,197
23,8±0,5	36,4±0,5	36,2±0,5	26,8±0,5	0,121±0,0005	0,0037±0,00005	0,004644±0,0009099	0,204
23,8±0,5	37,0±0,5	36,6±0,5	26,8±0,5	0,128±0,0005	0,003605±0,00005	0,004858±0,0008655	0,211
23,8±0,5	37,6±0,5	36,9±0,5	26,8±0,5	0,135±0,0005	0,00359±0,00005	0,004806±0,0008357	0,218
23,8±0,5	38,2±0,5	37,3±0,5	26,7±0,5	0,143±0,0005	0,00351±0,00005	0,004886±0,0007753	0,226
23,8±0,5	39,0±0,5	37,6±0,5	26,6±0,5	0,149±0,0005	0,00352±0,00005	0,004607±0,0007368	0,232
23,9±0,5	39,4±0,5	37,9±0,5	26,6±0,5	0,156±0,0005	0,003483±0,00005	0,004798±0,0007224	0,239

Legenda:

- $T_{p_{ex}}$ - Temperatura da parede externa [°C].
 $T_{p_{int}}$ - Temperatura da parede externa [°C].
 $T_{w,ex}$ - Temperatura da água na saída do tocador de calor. [°C]
 $T_{w,su}$ - Temperatura da água na entrada do tocador de calor. [°C]
 $\dot{W}$ - Potência consumida pelo compressor [kW].
 $\dot{m}_w$ - Vazão mássica da água no trocador de calor [kg/s].
 UA - Coeficiente global de troca térmica [kW/°C].
 $\dot{W}_{total}$ - Potência total consumida (ventilador e compressor) [kW]

Incertezas na medição:

(1) ± 0,5 °C (2) ±0,0005 [kW] (3) ±0,00005 [kg/s]

ANEXO III

Tabela dos dados utilizados na calibração do tubo de Venturi.

ΔP_{hg} [mm]	Re [-]	Cd [-]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	$\dot{m}_{real}$ [kg/s]	$\dot{m}_{teorico}$ [kg/s]
10±0,001	13510	0,9769±0,03172	8,1	4,8	0,0308±0,001	0,02952
12±0,001	14800	0,9456±0,02896	8,1	4,8	0,03266±0,001	0,03234
14±0,001	15986	0,8903±0,02681	8,1	4,8	0,03321±0,001	0,03493
15±0,001	16547	0,8601±0,0259	8,1	4,8	0,03321±0,001	0,03615
16±0,001	17089	0,8549±0,02508	8,1	4,8	0,03409±0,001	0,03734
18±0,001	18126	0,8815±0,02364	8,1	4,8	0,03728±0,001	0,0396
20±0,001	19107	0,8913±0,02243	8,1	4,8	0,03974±0,001	0,04175
22±0,001	20039	0,9338±0,02138	8,1	4,8	0,04367±0,001	0,04378
26±0,001	21785	0,9466±0,01967	8,1	4,8	0,04812±0,001	0,0476
28±0,001	22607	0,9873±0,01896	8,1	4,8	0,05208±0,001	0,0494
32±0,001	24168	0,9016±0,01773	8,1	4,8	0,05085±0,001	0,05281
36±0,001	25634	0,8969±0,01672	8,1	4,8	0,05365±0,001	0,05601
40±0,001	27021	0,9523±0,01586	8,1	4,8	0,06004±0,001	0,05904
50±0,001	30210	1,003±0,01419	8,1	4,8	0,07072±0,001	0,06601
60±0,001	33093	0,9504±0,01295	8,1	4,8	0,07339±0,001	0,07231
70±0,001	35745	0,9637±0,01199	8,1	4,8	0,08038±0,001	0,0781

Legenda:

ΔP_{hg}	- Diferença de pressão no Venturi [mm]
Re	- Numero de Reynolds [-]
Cd	- Coeficiente de descarga [-]
D ₁	- Diâmetro externo do Venturi [mm]
D ₂	- Diâmetro interno do Venturi [mm]
$\dot{m}_{real}$	- Vazão real do fluido [kg/s]
$\dot{m}_{teorico}$	- Vazão teórica do fluido [kg/s]

Incertezas na medição:

(1) ± 0,001 [mm]

(2) ± 0,001[kg/s]

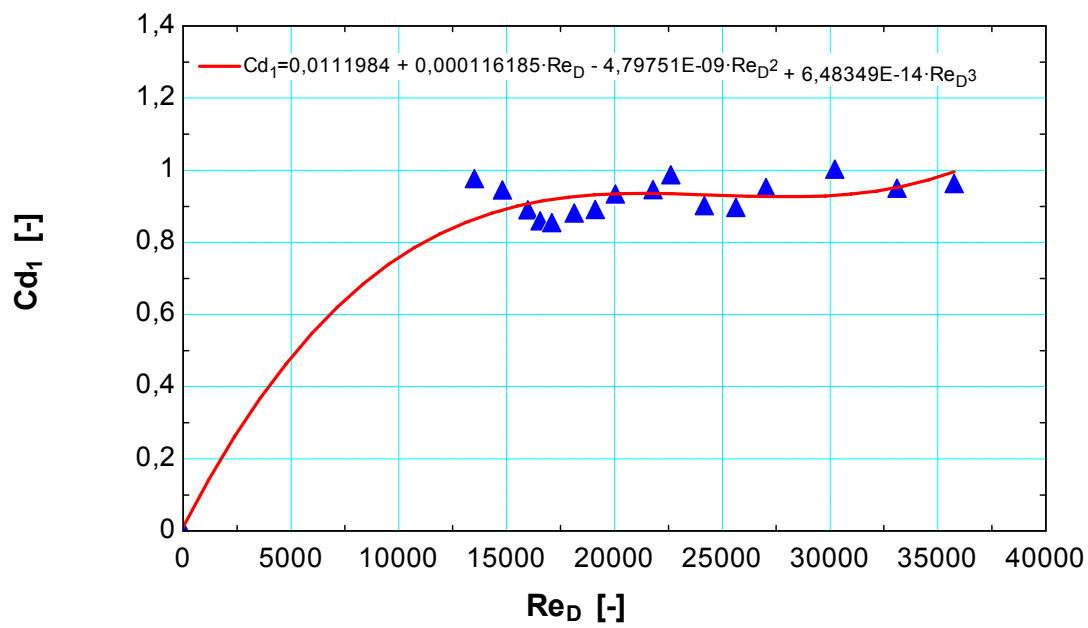


Figura. Curva de calibração do tubo de Venturi.

ANEXO IV

Cálculos das dimensões dos Trocadores de Calor

CONDENSADOR

Região Super-Aquecida

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{32 + 27}{2}$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$he_w = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{ex} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{ex}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

Propriedades do refrigerante R134a

$$\mu_{\text{ref}} = \text{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$\text{Pr}_{\text{ref}} = \text{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = k (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{ref}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ref}}^{0,3}$$

$$\text{UA}_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e,w} \cdot A_e}}$$

Dados da Água

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$P_{\text{cd}} = P (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$h_1 = h (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$h_2 = h (\text{'R134a'} ; T=T_{e;\text{ref}} ; P=P_{\text{cd}})$$

$$h_{1;w} = h (\text{'Water'} ; T=T_{e;w} ; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T (\text{'Water'} ; h=h_{2;w} ; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{2;w} - h_{1;w})$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w} - (T_{e;\text{ref}} - T_{s;w})}{\ln \left[\frac{T_{s;\text{ref}} - T_{e;w}}{T_{e;\text{ref}} - T_{s;w}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = \text{UA}_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

Parametric Table										
Table 1										
1..9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	L	$\dot{m}_{ref}$	$\dot{m}_w$	Q	Q _{cal}	Re _w	J _h	T _{cd}	T _{e,w}	T _{s,w} [C]
Run 1	1,7	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	340,9±69,42	1058	5,9	55±5,5	27,37	33,39
Run 2	2,1	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	512±101,1	2117	7,5	55±5,5	27,87	32,67
Run 3	2	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	768±137	4234	15	55±5,5	27,82	31,65
Run 4	1,1	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	301,8±42,46	1058	5,9	55±5,5	18,37	24,42
Run 5	1,45	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	482,6±65,6	2117	7,5	55±5,5	18,88	23,7
Run 6	1,4	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	729,6±87,31	4234	15	55±5,5	18,82	22,67
Run 7	0,9	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	240,3	305,9±33,01	1058	5,9	55±5,5	10,37	16,46
Run 8	1,1	0,00263±0,0001	0,02±0,001	383,1	453,1±46,99	2117	7,5	55±5,5	10,88	15,73
Run 9	1,1	0,0042±0,00021	0,04±0,002	611,8	707±62,69	4234	15	55±5,5	10,83	14,71

Legenda:

L – Comprimento. [m]

$\dot{m}_{ref}$ - Vazão mássica [kg/s]

$\dot{m}_w$ - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

T_{s,w} – Temperatura de saída do trocado [C].

Região Bifásica

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{32 + 28,13}{2}$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$he_w = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{ex} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{ex}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

Propriedades do refrigerante R134a

$$\mu_{ref} = \mathbf{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$Pr_{ref} = \mathbf{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$Cp_{ref} = \mathbf{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=1)$$

$$k_{ref} = \mathbf{k} (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$\rho_{ref} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{cd} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$\text{Re}_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$h_l = h (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{-(24 - T_{\text{cd}})}{0,75}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 13,8 \cdot \left[C_{p_{\text{ref}}} \cdot \frac{\mu_{\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{lg}}}{C_{p_{\text{ref}}} \cdot \Delta T} \right]^{(1/6)} \cdot \left[D_i \cdot \frac{G_v}{\mu_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} \right)^{(1/2)} \right]^{(1/5)}$$

$$\text{UA}_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e_w} \cdot A_e}}$$

$$T_{e;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{cd}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$P_{\text{cd}} = P (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$h_1 = h (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=0)$$

$$h_2 = h (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{cd}} ; x=1)$$

$$h_{1;w} = h (\text{'Water'} ; T=T_{e;w} ; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T (\text{'Water'} ; h=h_{2;w} ; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{2,w} - h_{1,w})$$

$$LMTD = \frac{T_{s;ref} - T_{e,w} - (T_{e;ref} - T_{s,w})}{\ln \left[\frac{T_{s;ref} - T_{e,w}}{T_{e;ref} - T_{s,w}} \right]}$$

$$Q_{cal} = UA_{cal} \cdot LMTD$$

Parametric Table												
Table 1												
1..9	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	L	$\dot{m}_{ref}$	$\dot{m}_w$	Q	Q _{cal}	Re _w	J _h	T _{e,w}	T _{s,w}	T _{e,ref}	D _h	T _{cd}
Run 1	0,5	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	27,66±2,57	1046	5,9	27±2,7	27,37	62	0,02763	55
Run 2	1,2	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	113,7±9,19	2092	7,5	27±2,7	27,87	77	0,02763	55
Run 3	1,35	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	203,4±16,1	4183	15	27±2,7	27,82	81	0,02763	55
Run 4	0,3	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	21,39±1,20	1046	5,9	18±1,8	18,37	62	0,02763	55
Run 5	0,9	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	106,2±5,44	2092	7,5	18±1,8	18,88	77	0,02763	55
Run 6	1	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	186,1±9,57	4183	15	18±1,8	18,82	81	0,02763	55
Run 7	0,25	0,00165±0,00008	0,01±0,0005	14,58	21,38±0,85	1046	5,9	10±1	10,37	62	0,02763	55
Run 8	0,7	0,00263±0,00013	0,02±0,001	69,61	96,91±3,67	2092	7,5	10±1	10,88	77	0,02763	55
Run 9	0,8	0,0042±0,00021	0,04±0,002	130,2	173,9±6,80	4183	15	10±1	10,83	81	0,02763	55

Legenda:

L – Comprimento. [m]

$\dot{m}_{ref}$ - Vazão mássica [kg/s]

$\dot{m}_w$ - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

T_{s,w} – Temperatura de saída do trocado [C].

Região Líquida

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{29 + 27}{2}$$

$$T_{\text{sub}} = 15$$

$$\text{Pr} = \text{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$N_u = J_h \cdot \text{Pr}^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = k (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$h_{e_w} = \frac{K_w}{D_h} \cdot N_u$$

$$t = 0,001$$

$$A_{\text{ex}} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{\text{ex}}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \text{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\text{Re}_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{\text{ref}} = \text{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Pr}_{\text{ref}} = \text{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\text{Cp}_{\text{ref}} = \text{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = k (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{ref}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$Re_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_l = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{24 - T_{\text{ev}}}{0,75}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 13,8 \cdot \left[C_{p_{\text{ref}}} \cdot \frac{\mu_{\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{lg}}}{C_{p_{\text{ref}}} \cdot \Delta T} \right]^{(1/6)} \cdot \left[D_i \cdot \frac{G_v}{\mu_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} \right)^{(1/2)} \right]^{(1/5)}$$

$$UA_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e_w} \cdot A_e}}$$

$$T_{e;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$h_1 = 108179$$

$$h_2 = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_{1;w} = h ('Water'; T=T_{e;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T ('Water'; h=h_{2;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{1;w} - h_{2;w})$$

$$\text{LMTD} = \frac{T_{e;w} - T_{s;\text{ref}} - (T_{s;w} - T_{e;\text{ref}})}{\ln \left[\frac{T_{e;w} - T_{s;\text{ref}}}{T_{s;w} - T_{e;\text{ref}}} \right]}$$

$$Q_{\text{cal}} = UA_{\text{cal}} \cdot \text{LMTD}$$

Parametric Table										
Table 1										
1..9	1 L	2 $\dot{m}_{ref}$	3 $\dot{m}_w$	4 Q	5 Q_{cal}	6 Re_w	7 J_h	8 T_{cd}	9 $T_{e,w}$	10 $T_{s,w}$ [C]
Run 1	4	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	38,19	77,22±39,38	1140	5,9	55±5,5	33,39	34,35
Run 2	4	0,00263±0,0001	0,02±0,001	60,87	117,8±55,65	2279	7,5	55±5,5	32,67	33,43
Run 3	3,5	0,0042±0,00021	0,04±0,002	97,2	170±73,15	4558	15	55±5,5	31,65	32,26
Run 4	1,7	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	38,19	58,18±16	1140	5,9	55±5,5	24,42	25,38
Run 5	1,7	0,00263±0,0001	0,02±0,001	60,87	86,07±22,81	2279	7,5	55±5,5	23,7	24,46
Run 6	1,7	0,0042±0,00021	0,04±0,002	97,2	136,8±34,7	4558	15	55±5,5	22,67	23,28
Run 7	1	0,00165±0,0000	0,01±0,0005	38,19	47±9,499	1140	5,9	55±5,5	16,46	17,42
Run 8	1,1	0,00263±0,0001	0,02±0,001	60,87	75,74±14,91	2279	7,5	55±5,5	15,73	16,5
Run 9	1,15	0,0042±0,00021	0,04±0,002	97,2	124,2±23,77	4558	15	55±5,5	14,71	15,32

Legenda:

L – Comprimento. [m]

$\dot{m}_{ref}$ - Vazão mássica [kg/s]

$\dot{m}_w$ - Vazão mássica [kg/s]

Q - Fluxo de transferência de calor [W]

Q_{cal} - Fluxo de transferência de calor calculado [W]

J_h - Constante de escoamento.

Re – Reynolds [-]

T_{cd} – Temperatura de condensação [C]

T_{ev} – Temperatura de evaporação [C]

$T_{s,w}$ – Temperatura de saída do trocado [C].

EVAPORADOR**Região Líquida**

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{29 + 27}{2}$$

$$T_{\text{sub}} = 15$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$he_w = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{\text{ex}} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{\text{ex}}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{\text{ref}} = \mathbf{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$Pr_{\text{ref}} = \mathbf{Pr} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$Cp_{\text{ref}} = \mathbf{Cp} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=1)$$

$$k_{\text{ref}} = \mathbf{k} (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{ref}} = \rho (\text{'R134a'} ; T=T_{\text{ev}} ; x=0)$$

$$\rho_{\text{gas}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$\rho_{\text{liq}} = \rho ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$Re_{\text{ref}} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ref}}}$$

$$h_g = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_l = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=0)$$

$$\Delta H_{\text{lg}} = h_g - h_l$$

$$F_1 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{0,25}$$

$$F_2 = \left[k_{\text{ref}}^3 \cdot \rho_{\text{ref}}^2 \cdot \frac{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}}{\mu_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)}$$

$$G_v = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}$$

$$\Delta T = \frac{24 - T_{\text{ev}}}{0,75}$$

$$h_i = \frac{k_{\text{ref}}}{D_i} \cdot 13,8 \cdot \left[C_{p_{\text{ref}}} \cdot \frac{\mu_{\text{ref}}}{k_{\text{ref}}} \right]^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\Delta H_{\text{lg}}}{C_{p_{\text{ref}}} \cdot \Delta T} \right]^{(1/6)} \cdot \left[D_i \cdot \frac{G_v}{\mu_{\text{ref}}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} \right)^{(1/2)} \right]^{(1/5)}$$

$$UA_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_{e,w} \cdot A_e}}$$

$$T_{e;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$T_{s;\text{ref}} = T_{\text{ev}}$$

$$P_{\text{atm}} = 100000$$

$$h_1 = 108179$$

$$h_2 = h ('R134a'; T=T_{\text{ev}}; x=1)$$

$$h_{1;w} = h ('Water'; T=T_{e;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$T_{s;w} = T ('Water'; h=h_{2;w}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{1;w} - h_{2;w})$$

$$LMTD = \frac{T_{e;w} - T_{s;ref} - (T_{s;w} - T_{e;ref})}{\ln \left[\frac{T_{e;w} - T_{s;ref}}{T_{s;w} - T_{e;ref}} \right]}$$

$$Q_{cal} = UA_{cal} \cdot LMTD$$

Região - Vapor

$$D_i = 0,0151$$

$$D_e = 0,0254$$

$$T_m = \frac{22 + 20}{2}$$

$$Pr = \mathbf{Pr} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Nu = J_h \cdot Pr^{(1/3)}$$

$$D_h = \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_i}$$

$$K_w = \mathbf{k} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$h_{ew} = \frac{K_w}{D_h} \cdot Nu$$

$$t = 0,001$$

$$A_{ex} = \pi \cdot \left[\frac{D_e^2 - D_i^2}{4} \right]$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A_e = \pi \cdot (D_i + 2 \cdot t) \cdot L$$

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot A_{ex}}$$

$$\rho_w = \rho (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$\mu_w = \mathbf{Visc} (\text{'Water'} ; T=T_m ; x=0)$$

$$Re_w = \rho_w \cdot D_h \cdot \frac{V_w}{\mu_w}$$

$$\mu_{ref} = \mathbf{Visc} (\text{'R134a'} ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$Pr_{ref} = Pr ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$k_{ref} = k ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$\rho_{gas} = \rho ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$\rho_{liq} = \rho ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=0)$$

$$k = 4000$$

$$Re_{ref} = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{ref}}{D_i \cdot \pi \cdot \mu_{ref}}$$

$$hi = \frac{k_{ref}}{D_i} \cdot 0,023 \cdot Re_{ref}^{0,8} \cdot Pr_{ref}^{0,3}$$

$$UA_{cal} = \frac{1}{\frac{1}{hi \cdot A_i} + \frac{\ln \left[\frac{D_i + 2 \cdot t}{D_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{he_w \cdot A_e}}$$

$$T_{e;ref} = T_{ev}$$

$$T_{s;ref} = T_{ev} + 15$$

$$P_{atm} = 100000$$

$$P_{ev} = P ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$h_1 = h ('R134a' ; T=T_{ev} ; x=1)$$

$$h_2 = h ('R134a' ; T=T_{s;ref} ; P=P_{ev})$$

$$h_{1;w} = h ('Water' ; T=T_{e;w} ; P=P_{atm})$$

$$T_{s;w} = T ('Water' ; h=h_{2;w} ; P=P_{atm})$$

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (h_{1;w} - h_{2;w})$$

$$LMTD = \frac{T_{e;w} - T_{s;ref} - (T_{s;w} - T_{e;ref})}{\ln \left[\frac{T_{e;w} - T_{s;ref}}{T_{s;w} - T_{e;ref}} \right]}$$

$$Q_{cal} = UA_{cal} \cdot LMTD$$