



Carlos Marx da Silva de Carvalho

**Proposta e simulação de uma bancada de testes de um
sistema de refrigeração operando em regime permanente**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise



Carlos Marx da Silva de Carvalho

**Proposta e simulação de uma bancada de testes de um
sistema de refrigeração operando em regime
permanente**

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.
Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo
assinada.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Carlos Valois Maciel Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

Alan da Silva Esteves

PUC- Rio

Prof. Enio Pedone Bandarra Filho

Universidade Federal de Uberlândia

José Eugenio Leal

Coordenador Setorial do Centro Técnico Científico - PUC-Rio

Rio de Janeiro, 12 de novembro de 2013

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Carlos Marx da Silva de Carvalho

Graduou-se em Engenharia Mecânica, adquiriu uma vasta experiência na área de projetos de refrigeração industriais.

Ficha Catalográfica

Carvalho, Carlos Marx da Silva de

Proposta e simulação de uma bancada de testes de um sistema de refrigeração operando em regime permanente / Carlos Marx da Silva de Carvalho; orientador: José Alberto dos Reis Parise. – 2013.

113 f. : il. (color.) ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

Inclui bibliografia

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Simulação em regime permanente de bancada de testes. 3. Controle operacional de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. 4. Tanque inercial térmico. I. Parise, José Alberto dos Reis. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

A minhas filhas, Julia e Luiza pelo apoio e confiança.

Agradecimentos

Ao Professor José Alberto dos Reis Parise, pela amizade e pela consideração de ter aceitado ser o orientador da minha dissertação.

A minha família, pela compreensão e apoio.

Aos meus colegas da PUC-Rio, pelos bons momentos compartilhados e pelo estímulo para a conclusão do presente trabalho.

À PUC-Rio, pelos auxílios de isenção de mensalidade concedido sem o qual esse trabalho não poderia ser realizado.

A todos os professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, pela ajuda prestada.

Aos funcionários e clientes da MVM pelo incentivo.

Resumo

de Carvalho, Carlos Marx da Silva, José Alberto dos Reis (Orientador). **Proposta e simulação de uma bancada de testes de um sistema de refrigeração operando em regime permanente.** Rio de Janeiro, 2013. 113p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O presente trabalho trata do projeto, modelagem e simulação de uma bancada de testes, com a finalidade de mensurar o desempenho de componentes de refrigeração, para ciclos por compressão de vapor. A configuração da bancada foi concebida para oferecer flexibilidade na escolha dos componentes e estabilidade durante a realização dos experimentos. Um modelo matemático foi desenvolvido e implementado a partir da aplicação dos princípios de conservação da massa e energia para cada um dos volumes de controle dos componentes da bancada. A modelagem considera também as equações de troca de calor, propriedades termodinâmicas e modelos físicos dos componentes, para prever condições de operação da bancada operando em regime permanente. Para a modelagem computacional utilizou-se o software *EES-Engineering Equation Solver*. O modelo resultante também foi utilizado no pré-dimensionamento dos subsistemas da bancada e na simulação de parâmetros característicos, a fim de delimitar a faixa de capacidades, bem como as variáveis de entrada e saída, necessárias ao controle do sistema. O dimensionamento e a seleção dos equipamentos e componentes foram efetuados com base no refrigerante R134a, como fluido de trabalho. No entanto, o modelo é compatível com a utilização de outros refrigerantes, tais como o R22, R407C, R410A, e outras misturas. O trabalho inclui um modelo para simular o comportamento em regime transiente do tanque inercial térmico com o intuito de estudar a estabilidade e o controle do sistema em regime permanente. A simulação demonstrou que a configuração da bancada garantirá estabilidade e reprodutibilidade dos experimentos nas eventuais variações das condições externas, diferindo, portanto, de grande parte dos sistemas de refrigeração convencionais.

Palavras-chave

Simulação em regime permanente de bancada de testes; controle operacional de sistemas de refrigeração por compressão de vapor; tanque inercial térmico.

Abstract

de Carvalho, Carlos Marx da Silva, Parise, José Alberto dos Reis (Advisor). **Project and simulation of a test bench for steady-state operation of a refrigeration system.** Rio de Janeiro, 2013. 113p. MSc. Dissertation - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The present work deals with the design, modeling and simulation of a test bench used in evaluating the performance of components of vapor compression refrigeration systems. The mathematical model was developed and implemented based on the application of the conservation of mass and energy principles to each of the control volumes, heat transfer equations, thermodynamic properties for refrigerant and water and existing physical models for the system components were also applied. The software EES-Engineering Equation Solver was used as the computational platform. The resulting simulation program was initially used to size the test bench subsystems and to simulate characteristic parameters in order to determine the range of capacities and input and output variables. Refrigerant R-134a was the working substance considered when sizing and choosing system components, but the model can also be used with R22 refrigerants as well as R410A, R407C and others refrigerant mixtures. The work also includes a transient analysis of the thermal inertial tank with focus on the study of the operational control for the system being operated at steady state. The simulation showed that the layout of the test bench will warrant stability and reproducibility of experiments for eventual changes in the external condition, thus differing from typical conventional vapor compression refrigeration systems.

Keywords

Steady-state simulation of a test bench; operational control of vapor compression refrigeration systems; thermal inertial tank.

Sumário

1	Introdução	20
1.1.	Justificativa	20
1.2.	Objetivo	27
1.3.	Organização da dissertação	28
2.	Descrição da bancada de testes	29
2.1.	Aparato experimental	29
2.2.	Componentes	37
2.2.1.	Compressor	37
2.2.2.	Trocadores de calor de placas "brazadas"	38
2.2.3.	Válvulas expansoras	38
3.	Revisão bibliográfica	40
3.1.	O ciclo de refrigeração por compressão de vapor	40
3.2.	Bancadas experimentais de refrigeração e bombas de calor	41
4	Simulação	45
4.1.	Modelo matemático	45
4.2.	Modelo matemático (Regime permanente)	47
4.2.1.	Evaporador de placas (EVP)	47
4.2.2.	Condensador de placas (PC)	48
4.2.3.	Compressor (CP)	49
4.2.4.	Condensador modelo tubo duplo (RC)	51
4.2.5.	Balanço de massa e energia para a válvula (W3VG)	52
4.2.6.	Balanços de massa e energia para a válvula (W3VC)	53
4.2.7.	Válvula eletrônica de expansão (EEV)	54
4.2.8.	Aquecedor elétrico (EH)	54
4.2.9.	Válvula de três vias de refrigerante (R3V)	55
4.2.10.	Balanço de energia para o tanque inercial térmico (TIT) - Regime permanente	56

4.3. Análise Transiente do Tanque Inercial Térmico (TIT)	56
4.3.1. Modelo matemático	57
4.3.2. Solução numérica	59
5. Resultados obtidos com o presente trabalho	61
5.1. Solução	61
5.1.1. Dados de entrada	61
5.2. Resultados	63
5.2.1. Resultados da análise transiente do tanque inercial térmico - TIT	70
5.3. Redução de dados	74
5.3.1. Incertezas das medições na bancada de testes	75
5.4. Análise das incertezas das medições	78
6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.	80
6.1. Conclusões	80
6.2. Sugestões para trabalhos futuros	80
Referências bibliográficas	82
Apêndice A Tabela A.1 - Influência da temperatura de mistura do TIT no comportamento da bancada	85
Tabela A.2, Influência das temperaturas de saída das águas de condensação (processo e rejeito) sobre a capacidade de evaporação a superaquecimento constante	86
Tabela A.3, Influência das temperaturas de saída das águas de condensação sobre a velocidade de rotação do compressor a superaquecimento constante.	87
Tabela A.5 – A influência da velocidade de rotação do compressor na capacidade de evaporação e das temperaturas de condensação e evaporação em condições constantes para T_c e T_n , T_h e ΔT_s .	88

Tabela A.5 – A influência da velocidade de rotação do compressor na capacidade de evaporação e das temperaturas de condensação e evaporação em condições constantes para T_c e T_n , T_h e ΔT_s . 89

Tabela A.6 – Influência da temperatura de mistura do tanque nas frações de vazão mássica de água de recirculação nos circuito de água gelada e de condensação para: ($\Delta T_{sa}=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=15^\circ\text{C}$) 90

Tabela A.7 – Influência da temperatura de mistura do tanque nas frações de vazão mássica de água de recirculação nos circuito de água gelada e de condensação para: ($\Delta T_{sa}=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=18^\circ\text{C}$) 91

Tabela A.8 – Influência da temperatura de mistura do tanque nas frações de vazão mássica de água de recirculação nos circuito de água gelada e de condensação para: ($\Delta T_{sa}=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=21^\circ\text{C}$) 92

Tabela A.9 – Influência da temperatura de mistura do tanque nas frações de vazão mássica de água de recirculação nos circuito de água gelada e de condensação para: ($\Delta T_{sa}=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=24^\circ\text{C}$) 93

Tabela A.10 – Influência da temperatura de mistura do tanque nas frações de vazão mássica de água de recirculação nos circuito de água gelada e de condensação para: ($\Delta T_{sa}=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=27^\circ\text{C}$) 94

Tabela A.11 – Influência do grau de superaquecimento do refrigerante R22 no desempenho do sistema: ($\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=20^\circ\text{C}$) 95

Tabela A.12 – Influência do grau de superaquecimento do refrigerante R134a no desempenho do sistema: ($\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=20^\circ\text{C}$) 96

Tabela A.13 – Influência do grau de superaquecimento do refrigerante

R410A no desempenho do sistema: ($\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=20^\circ\text{C}$) 97

Tabela A.14 – Influência do grau de superaquecimento do refrigerante R407C no desempenho do sistema: ($\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=20^\circ\text{C}$) 98

Apêndice B- Código computacional da modelagem da bancada de testes no ambiente do Software “Engineering Equation Solver” (EES Ver. 8.400) 99

Anexos 108

Anexo A.1-Especificações Técnicas do Condensador de processo. 108

Fonte: Alfa Laval. 108

Anexo A.2, Especificações Técnicas do Evaporador.
Fonte: Alfa laval. 111

Lista de figuras

Figura 1. Mudanças observadas: a) na temperatura média global da superfície terrestre; b) na média global da elevação do nível do mar, a partir de dados de marégrafo (azul) e satélite (vermelho). Fonte: IPCC (2007).	21
Figura 2. Emissões mundiais anuais de GHG antrópicas entre 1970 e 2004. Fonte: IPCC (2007).	22
Figura 3. Contribuição percentual de diferentes setores nas emissões antrópicas de GHG em termos de CO ₂ eq. Fonte: IPCC (2007).	22
Figura 4. Geração de energia elétrica no mundo em TWh. Fonte: OECD (2013).	23
Figura 5. Distribuição da oferta interna de energia elétrica por fonte no ano de 2012. Fonte: EPE (2013).	23
Figura 6. Distribuição percentual do consumo brasileiro de energia elétrica residencial no ano 2010. Fonte: CELPE (2010).	24
Figura 7. Previsão da distribuição das emissões por setores de CFC's, HCFC's e HFC's até 2015 (Ippcc/Teap, 2005) - "Special Report on Safeguarding the Ozone and the Global Climate System". Fonte: IPCC/Teap (2005).	26
Figura 8. Fluxograma da bancada de testes. Fonte: elaboração própria.	31
Figura 9. Localização das Instalações da Bancada no Laboratório de Refrigeração e Condicionamento de Ar e Criogenia – LRAC – PUC- Rio.	32
Figura 10. Detalhe executivo do tanque inercial térmico - TIT.	35
Figura 11. Ciclo padrão de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.	40
Figura 12. Volume de controle do evaporador.	47
Figura 13. Volume de controle do condensador de processo. Fonte: elaboração própria.	49

Figura 14. Volume de controle do compressor.	50
Figura 15. Volume de controle do condensador de rejeito.	51
Figura 16. Volume de controle da válvula de três vias de água gelada.	52
Figura 17. Volume de controle da válvula de três vias de água de condensação.	53
Figura 18. Volume de controle da válvula expansora eletrônica.	54
Figura 19. Volume de controle da resistência elétrica.	55
Figura 21. Volume de controle do tanque inercial térmico.	56
Figura 22. Volume de controle do tanque inercial térmico.	58
Figura 23. Influência das temperaturas de saída das águas de resfriamento do condensador de processo T_c e de rejeito T_n sobre a capacidade do evaporador (\dot{Q}_e) a um grau de superaquecimento constante ΔT_{sa} .	64
Figura 24. Influência das temperaturas de saída de água de resfriamento do condensador de processo T_c e da temperatura de resfriamento do condensador de rejeito T_n sobre as velocidades de rotação do compressor e o grau de superaquecimento constante ΔT_{sa} .	65
Figura 25. Influência das temperaturas de saída da água de resfriamento do condensador de processo T_c , de rejeito T_n sobre a capacidade de refrigeração \dot{Q}_e com grau superaquecimento e velocidade de rotação do compressor constantes.	66
Figura 26. Influência das temperaturas de saída da água de condensação de processo T_c e de rejeito T_n sobre a capacidade de refrigeração \dot{Q}_e e sobre a temperatura da água gelada T_h , a valores constantes do grau de superaquecimento na linha de sucção do compressor e da velocidade de rotação.	66
Figura 27. Influência da velocidade de rotação do compressor na capacidade de evaporação (Q_{evp}) e nas temperaturas de saída da água de condensação T_{cnd} e de vaporização T_{evp} . As variáveis fixadas na simulação foram: $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_n=40^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4\text{K}$, $\Delta T_{scr}=8$ à 4K e $\Delta T_{sr}=6\text{K}$.	67

Figura 28. Temperatura de mistura do TIT em função do tempo para três diferentes condições de desequilíbrio entre os circuitos do evaporador e do condensador de processo (Condições impostas correspondem às variáveis declaradas na Tabela A.6 - Apêndice A..	71
Figura 29. Influência da temperatura de mistura do TIT no comportamento dinâmico da bancada (Condições impostas correspondem às variáveis declaradas na Tabela I - Apêndice A).	72

Lista de Tabelas

Tabela 1. Dados de entrada para os trocadores de calor	59
Tabela 2. Variáveis fixas de entrada - $\Delta T_{sa}=(4,0)$ - $\Delta T_s=(4K)$ $\Delta T_{scr}=(4K)$ - $\Delta T_{sr}=(4K)$ - $T_h=(3,0)$ - $T_n=(32,0)$ - $T_c=(32,0)$	67
Tabela 3. Características técnicas dos instrumentos de medição.	71

Símbolos gerais

A	Área,	[m ²]
A_1	Coeficientes de função, equação (24),	[-]
A_2	Coeficientes de função, equação (24),	[-]
B_0	Coeficiente de função, equação (23),	[-]
B_1	Coeficiente de função, equação (23),	[-]
B_2	Coeficiente de função, equação (23),	[-]
\dot{C}	Taxa de capacidade térmica,	[kW/K]
C_o	Constante da equação (52),	[-]
COP	Coeficiente de desempenho,	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante,	[kJ/kg-K]
ΔE	Variação de Energia,	[kJ]
ΔT_s	Grau de sub-resfriamento do sistema,	[K]
ΔT_{sa}	Grau de superaquecimento,	[K]
ΔT_{scr}	Grau de sub-resfriamento na saída do RC,	[K]
ΔT_{sr}	Grau de sub-resfriamento na saída do PC,	[K]
dt	Diferencial de tempo,	[s]
h	Entalpia específica,	[kJ/kg]
\dot{m}	Vazão mássica,	[kg/s]
\dot{m}^*	Vazão mássica de referencia,	[kg/s]
NTU	Número de Unidades de Transferência de Calor,	[-]
Nc	Número de revoluções,	[rpm]
n	Expoente de coeficiente de troca de calor,	[-]
P	Pressão,	[kPa]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor,	[kW]
R	Razão das taxas de capacidades térmicas,	[-]
T	Temperatura,	[°C]
U	Coeficiente global de transferência de calor,	[kW/m ² -K]
U^*	Coeficiente global de transferência	

	de calor,	[kW/m ² -K]
V_c	Volume deslocado do compressor,	[m ³]
\dot{W}	Potência,	[kW]
x	Razão das vazões mássicas de recirculação de água do condensador,	[kg/kg]
y	Razão das vazões mássicas de recirculação de água do evaporador,	[kg/kg]

Símbolos gregos

Δ	Variação,	[-]
ε	Efetividade térmica em trocadores de calor,	[-]
η	Eficiência,	[-]
ρ	Densidade,	[kg/m ³]
ε_p	Efetividade de temperatura em trocadores de calor,	[-]
Σ	Somatório	[-]

Subscritos

$\{a, b, c, d, e, f, g, h, k, l, m, n\}$

Pontos ou estados termodinâmicos para água

$\{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9\}$

Pontos ou estados termodinâmicos para o refrigerante

cnd Condensador de processo

$\{cnd(a), cnd(d), cnd(e)\}$

Referente aos estados termodinâmicos no circuito do condensador de processo

cp Compressor

<i>cr</i>	Condensador de rejeito
<i>evp</i>	Evaporador
$\{evp(k), cnd(l), cnd(f)\}$	Referente aos estados termodinâmicos no circuito do Evaporador
<i>el</i>	Elétrico
<i>Inlet</i>	Entrada
<i>max</i>	Máximo
<i>Outlet</i>	Saída
<i>ph – c</i>	Mudança de fase
<i>r</i>	Refrigerante
<i>rc</i>	Condensador de rejeito
<i>s</i>	Sistema
<i>s</i>	Isentrópico
<i>sa</i>	Superaquecimento
<i>sr</i>	Sub-resfriamento no condensador de processo
<i>scr</i>	Sub-resfriamento no condensador de rejeito
<i>TIT</i>	Referente ao tanque inercial térmico
<i>v</i>	Volumétrico
<i>w</i>	Água

Siglas

<i>BPHE</i>	Trocador de calor de placas braçadas
<i>CCWP</i>	Bomba de água de condensação
<i>CP</i>	Compressor do tipo orbital
<i>CT</i>	Torre de arrefecimento
<i>ECWP</i>	Bomba de água gelada
<i>EEV</i>	Válvula expansora eletrônica
<i>EH</i>	Resistência elétrica
<i>EVP</i>	Evaporador
<i>OSV</i>	Válvula solenoide de retorno de óleo
<i>PC</i>	Condensadores de processo
<i>PHE</i>	Trocadores de calor de placas
<i>RC</i>	Condensador de rejeito
<i>SEE</i>	Válvula solenóide da EEV
<i>SEJ</i>	Válvula solenóide do ejedor
<i>SET</i>	Válvula solenóide da VET
<i>SOE</i>	Válvula solenóide do extrusor
<i>TIT</i>	Tanque inercial térmico
<i>VC</i>	Volume de controle
<i>W2V</i>	Válvula de duas vias de recirculação da torre de arrefecimento da água
<i>W3VC</i>	Válvula de 3 vias (água quente de recirculação)
<i>W3VG</i>	Válvula de 3 vias (água gelada de recirculação)