

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
NÍVEL MESTRADO**

**STEFANIE BATOR**

**EFEITO DE ALTERAÇÕES DE PROJETO NO DESEMPENHO DE UM  
CONDICIONADOR DE AR EM DIFERENTES TEMPERATURAS EXTERNAS**

**SÃO LEOPOLDO  
2019**

STEFANIE BATOR

**EFEITO DE ALTERAÇÕES DE PROJETO NO DESEMPENHO DE UM  
CONDICIONADOR DE AR EM DIFERENTES TEMPERATURAS EXTERNAS**

Dissertação apresentada como requisito parcial  
para a obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Mecânica da  
UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dra. Jacqueline Biancon Copetti (UNISINOS)  
Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan (UNISINOS)  
Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini (UCS)

São Leopoldo  
2019

B334e Bator, Stefanie.  
Efeito de alterações de projeto no desempenho de um  
condicionador de ar em diferentes temperaturas externas / Stefanie  
Bator. – 2019.  
116 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos  
Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,  
2019.

“Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.”

1. Simulação. 2. Sistema de refrigeração. 3. Desempenho. I.  
Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
(Bibliotecária: Amanda Schuster – CRB 10/2517)

## AGRADECIMENTOS

Aos meus amados pais, Tomás e Madalena, que nunca mediram esforços para me apoiar e incentivar durante esse processo. Por caminharem do meu lado durante toda minha trajetória acadêmica, me mostrando o verdadeiro valor da educação.

À minha irmã, Nicole, pelo carinho, amparo e encorajamento durante a jornada.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Roberto Wander, pela paciência, dedicação, por compartilhar comigo seus conhecimentos e estar sempre disposto a resolver as minhas dúvidas, possibilitando que eu finalizasse esse trabalho. A sua orientação e as valiosas contribuições foram fundamentais para elaboração desta dissertação.

Ao Engenheiro Felipe Osmar Berwanger Brochier pelo auxílio no início das atividades deste projeto.

A todos os amigos e colegas, que contribuíram direta ou indiretamente para a realização dessa etapa. Um agradecimento especial aos amigos Henrique, Marcelo, Marjorie e Mônica pelo apoio de sempre.

E por fim, a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) pelo incentivo à pesquisa e pela bolsa concedida.

## **AGRADECIMENTOS A CAPES**

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## RESUMO

A simulação de sistemas térmicos de refrigeração vem sendo utilizada a fim de reduzir o tempo e os custos de desenvolvimento de novos sistemas de ar condicionado, além de permitir uma melhor compreensão do funcionamento dos parâmetros de seus componentes. No presente trabalho, foi analisada a influência de diferentes parâmetros construtivos e operacional de um sistema de refrigeração no COP integrado, como vazão de ar do ventilador, número de aletas, número de circuitos e número de tubos por fileira dos trocadores de calor. Para isso, modelaram-se matematicamente os principais componentes de um equipamento condicionador de ar do tipo *split-hiwall* com vazão variável de refrigerante, utilizando-se o *software* EES (*Engineering Equation Solver*). Os modelos foram ajustados de forma a se aproximar o máximo possível da amostra física, com base em dados obtidos em testes realizados em um calorímetro psicrométrico. Para as análises realizadas, os sistemas foram simulados considerando-se as condições do ambiente interno constantes e variando-se as condições do ambiente externo de 21 °C a 35 °C. Foram propostos equipamentos condicionadores de ar modificados, alterando-se aspectos físicos e de operação dos trocadores de calor do projeto do equipamento original de tal forma que o COP e a capacidade frigorífica apresentassem os mesmos valores da construção original quando operando nas condições nominais. Constatou-se que quando as modificações no equipamento influenciavam apenas os valores de coeficiente global de transferência de calor e área de troca de calor não havia alterações no valor de COP em relação à construção original. Verificou-se que o parâmetro que mais influenciou no COP integrado foi a circuitagem dos trocadores de calor do sistema, havendo uma queda de desempenho em relação à construção original para os equipamentos com menos circuitos. As modificações que obtiveram maiores valores de COP com a diminuição da temperatura externa foram 3 circuitos no condensador e 4 circuitos no evaporador. Também se realizaram simulações para uma frequência de rotação do compressor 30 % inferior, onde se teve como vantagem principal a diminuição da capacidade térmica e o aumento expressivo no COP do equipamento, chegando a um incremento de 48,4 % em relação à condição nominal. Demonstrou-se que a condição de projeto nem sempre é a mais representativa para avaliar-se o desempenho do equipamento e permitiram-se avaliações que podem contribuir na tomada de decisões de parâmetros térmicos de operação e projeto.

**Palavras-chave:** Simulação. Sistema de refrigeração. Desempenho.

## ABSTRACT

The simulation of thermal cooling systems has been used in order to reduce the time and costs of developing new air conditioning systems, in addition to allowing a better understanding of the operation of the parameters of its components. In the present work, it was analyzed the influence of different constructive and operational parameters of a refrigeration system in the integrated COP, such as fan airflow, number of fins, number of circuits and number of tubes by row of the heat exchangers.. For this, the main components of a split-hiwall air conditioner with variable refrigerant flow were mathematically modeled using the EES (Engineering Equation Solver) *software*. The models were adjusted to approximate the maximum possible of the physical sample, based on data obtained in tests carried out in a psychrometric calorimeter. For the analyzes performed, the systems were simulated considering the conditions of the internal environment constant and changing the conditions of the external environment from 21 °C to 35 °C. Modified air conditioners were proposed, altering heat exchangers' physical and operational aspects of the original equipment design so that the COP and the refrigeration capacity presented the same values of the original construction when operating under the nominal conditions. It was found that when the modifications in the equipment influenced only the values of global coefficient of heat transfer and area of heat exchange there were no changes in the value of integrated COP in relation to the original construction. It was verified that the parameter that most influenced in the integrated COP was the circuit of the heat exchangers of the system. There was a decrease in performance compared to the original construction for the equipment with less circuits. The modifications that obtained higher values of COP with the decrease of the external temperature were considering 3 circuits in the condenser and 4 circuits in the evaporator. Simulations were also performed for a rotation frequency of the 30 % lower compressor, where the main advantage was the decrease in the thermal capacity and the significant increase in the equipment performance coefficient, reaching an increase of 48.4 % in relation to the nominal condition. It was demonstrated that the design condition is not always the most representative to evaluate the performance of the equipment and allowed evaluations that can contribute to the decision making regarding the thermal parameters of operation and design.

**Key-words:** Simulation. Refrigeration system. Performance.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	27
Figura 2.2 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	28
Figura 3.1 - Processo de compressão no compressor em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.....	38
Figura 3.2 - Processo de transferência de calor no condensador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.....	41
Figura 3.3 - Processo de transferência de calor no evaporador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.....	41
Figura 3.4 – Geometria típica das aletas com venezianas .....	43
Figura 3.5 - Padrões de escoamento forçado em condensação.....	48
Figura 3.6 – Regimes de escoamento encontrados na ebulição .....	50
Figura 3.7 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a).....	55
Figura 3.8 – Escoamento anular com configuração parcialmente seca.....	55
Figura 3.9 - Parâmetros geométricos das venezianas das aletas.....	61
Figura 3.10 - Processo no dispositivo de expansão em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal.....	63
Figura 3.11 - Vista ampliada da seção do trocador tubo-aleta .....	65
Figura 4.1 – Fluxograma do processo de simulação .....	76
Figura 5.1 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador .....	87
Figura 5.2 - Comparação da condutância térmica total do (a) evaporador e (b) condensador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador .....	88
Figura 5.3 - Comparação das temperaturas de (a) vaporização e (b) condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador	

e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador .....	88
Figura 5.4 - Comparação da (a) capacidade frigorífica e da (b) potência elétrica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador .....	89
Figura 5.5 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador .....	90
Figura 5.6 - Comparação da perda de pressão no condensador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador.....	91
Figura 5.7 - Comparação da pressão de descarga em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador .....	91
Figura 5.8 - Comparação da potência elétrica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador .....	92
Figura 5.9 - Comparação da capacidade de rejeição de calor em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador.....	92
Figura 5.10 - Comparação da temperatura média logarítmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador.....	93
Figura 5.11 - Comparação das temperaturas de vaporização e condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento	

com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador .....	94
Figura 5.12 - Comparação da condutância térmica de condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador.....	94
Figura 5.13 - Comparação da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador.....	95
Figura 5.14 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador.....	95
Figura 5.15 - Comparação da perda de pressão no evaporador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	96
Figura 5.16 - Comparação da pressão de sucção do compressor em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	97
Figura 5.17 - Comparação do trabalho específico em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	97
Figura 5.18 - Comparação da temperatura de entrada do evaporador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	98
Figura 5.19 - Comparação da temperatura na saída da região de vaporização em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	98

Figura 5.20 - Comparação da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador.....	99
Figura 5.21 - Comparação da condutância térmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	100
Figura 5.22 - Comparação da diferença de temperatura média logarítmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	100
Figura 5.23 - Comparação da capacidade frigorífica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador .....	101
Figura 5.24 - Comparação da potência elétrica e da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original nas frequências de 52 Hz e 36,4 Hz .....	102
Figura 5.25 - Comparação do COP e da capacidade frigorífica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original nas frequências de 52 Hz e 36,4 Hz .....	102
Figura 5.26 - Comparação do COP dos equipamentos com modificação da área de troca de calor em relação à construção original .....	103
Figura 5.27 - Comparação do COP dos equipamento com alteração do número de circuitos em relação à construção original .....	103
Figura 5.28 - Comparação do COP dos equipamentos com alteração do número de circuitos do evaporador em relação à construção original .....	104
Figura 5.29 - Consumo de energia anual do equipamento operando na cidade de Porto Alegre para cada temperatura externa avaliada.....	104
Figura 5.30 - Consumo de energia anual do equipamento operando na cidade de Recife para cada temperatura externa avaliada.....	105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Frequência de ocorrência das temperaturas nas cidades selecionadas.....	31
Tabela 3.1 - Previsão dos modelos com os dados experimentais dentro de faixa de erro de $\pm 30$ % e $\pm 20$ % para correlações de perda de pressão em escoamento bifásico.....	68
Tabela 3.2 - Análise estatística para R-410A .....	68
Tabela 3.3 - Temperatura versus perda de pressão.....	70
Tabela 4.1 - Características construtivas dos trocadores de calor .....	73
Tabela 4.2 - Resultados obtidos em calorímetro psicométrico para verificação do modelo ....	79
Tabela 4.3 - Diferenças percentuais para a capacidade total e potência total do equipamento	80
Tabela 4.4 - Resultados obtidos em calorímetro psicométrico para verificação do modelo em diferentes frequências de rotação do compressor .....	81
Tabela 4.5 - Diferenças percentuais para a capacidade total e potência total do equipamento	81
Tabela 4.6 - Condições de temperatura do ar nas simulações .....	85
Tabela 4.7 - Frequência de ocorrência das temperatura do ambiente externo nas simulações nas cidades selecionas.....	86
Tabela 5.1 - Comparação do custo anual de energia para o equipamento original em comparação aos equipamentos modificados .....	105

## LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 - Principais indicadores de eficiência energética segundo o AHRI.....	29
Quadro 2.2 – Temas de pesquisa de trabalhos na área de simulação de sistemas de refrigeração .....	35
Quadro 3.1 - Correlações para o número de Nusselt em escoamento monofásico turbulento .	46
Quadro 3.2 - Cálculo do fator de Colburn em condensadores que utilizam aletas com venezianas .....	60
Quadro 4.1 – Visão geral das equações e correlações utilizadas para os trocadores de calor..	74
Quadro 4.2 - Modificações realizadas para as análises da influência dos parâmetros físicos e operacionais no desempenho do equipamento de ar condicionado.....	84

## LISTA DE SIGLAS

AHRI	<i>Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers</i>
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i> (Razão de Eficiência Energética)
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
HSPF	<i>Heating Seasonal Performance Fator</i> (Fator Sazonal de Performance em Aquecimento)
IEE	Indicadores de Eficiência Energética
IEER	<i>Integrated Energy Efficiency Ratio</i> (Razão de Eficiência Energética Integrada)
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
IPLV	<i>Integrated Part Load Value</i> (Valor de Carga Parcial Integrado)
LMTD	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
NPLV	<i>Non-standard Part Load Value</i> (Valor de Carga Parcial Não Padronizado)
PLV	<i>Part Load Value</i> (Valor de Carga Parcial)
SEER	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i> (Razão de Eficiência Energética Sazonal)
TRY	<i>Test Reference Year</i>
VRV	Vazão de refrigerante variável

## LISTA DE SIMBOLOS

### Nomenclatura

$A$  - área de transferência de calor do trocador de calor [m<sup>2</sup>]

$A_c$  - área mínima de escoamento do trocador de calor tubo aleta [m<sup>2</sup>]

$A_e$  - área da superfície da parede externa de troca de calor [m<sup>2</sup>]

$A_f$  - área da superfície aletada [m<sup>2</sup>]

$A_{int}$  - área da superfície da parede interna de troca de calor [m<sup>2</sup>]

$A_L$  - área de seção da fase líquida [m<sup>2</sup>]

$A_{LD}$  - área de seção adimensional da fase líquida [-]

$A_{min}$  - área mínima de escoamento do ar nas fileiras de tubos [m<sup>2</sup>]

$A_o$  - área total de superfície [m<sup>2</sup>]

$A_t$  - área da superfície externa do tubo [m<sup>2</sup>]

$A_{tub}$  - área da seção interna do tubo [m<sup>2</sup>]

$A_V$  - área de seção da fase vapor [m<sup>2</sup>]

$A_{VD}$  - área de seção adimensional da fase vapor [-]

$Bo$  - número de ebulição [-]

$C_c$  - taxa de capacidade térmica do fluido frio [W/K]

$C_h$  - taxa de capacidade térmica do fluido quente [W/K]

$C_{max}$  - taxa de capacidade térmica máxima entre o refrigerante e o ar [W/K]

$C_{min}$  - taxa de capacidade térmica mínima entre o refrigerante e o ar [W/K]

$COP$  - coeficiente de performance [-]

$C_p$  - capacidade térmica [W/K]

$c_p$  - calor específico do ar a pressão constante [J/(kg K)]

$c_{ph}$  - calor específico do fluido quente [J/(kg K)]

$c_{pc}$  - calor específico do fluido frio [J/(kg K)]

$C_r$  - razão entre as taxas de capacidade térmica mínima e máxima dos fluidos [-]

$D$  - diâmetro [m]

$D_b$  - diâmetro da bolha [m]

$D_c$  - diâmetro externo do colar da aleta [m]

$D_e$  - diâmetro externo do tubo [m]

$D_{int}$  - diâmetro interno do tubo [m]

$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$  - gradiente de pressão devido ao atrito para parte líquida [Pa/m]

$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v$  - gradiente de pressão devido ao atrito para parte de vapor [Pa/m]

$F$  - fator de intensificação [-]

$f$  - fator de atrito [-]

$f_l$  - fator de atrito relativo ao escoamento de fase líquida [-]

$f_i$  - parâmetros ( $f_1$  a  $f_4$ ) da correlação de Wang et al. (1999) [-]

$F_p$  - passo das aletas [m]

$FPI_{cd}$  - quantidade de aletas por polegada do condensador [-]

$FPI_{ev}$  - quantidade de aletas por polegada do evaporador [-]

$Fr$  - número de Froude [-]

$Fr_v$  - número de Froude da fase vapor [-]

$f_v$  - fator de atrito relativo ao escoamento de fase vapor [-]

$F1$  - fator da correlação proposta por Gungor e Winterton (1985) [-]

$G$  - velocidade mássica [kg/(s m<sup>2</sup>)]

$g$  - aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$G_{ar}$  - velocidade mássica do ar [kg/(s m<sup>2</sup>)]

$G_c$  - velocidade mássica máxima do ar baseada na mínima área de escoamento [kg/(s m<sup>2</sup>)]

$G_{wavy}$  - velocidade mássica de transição da região de escoamento ondulado [kg/(s m<sup>2</sup>)]

$G_{strat}$  - velocidade mássica de transição da região de escoamento estratificado [kg/(s m<sup>2</sup>)]

$h_{bi}$  - coeficiente de transferência de calor no regime de escoamento bifásico no condensador [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{cb}$  - coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_d$  - coeficiente de transferência de massa [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{dryout}$  - coeficiente de transferência de calor para o padrão de escoamento de secagem [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_e$  - coeficiente de transferência de calor do lado do ar [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{en}$  - coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{ext}$  - coeficiente externo de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{int}$  - coeficiente de transferência de calor interno [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_l$  - coeficiente de transferência de calor por convecção assumindo que toda a massa flui como líquido [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_L$  - altura de líquido [m]

$h_{LD}$  – altura adimensional de líquido [-]

$h_{mist}$  - coeficiente de transferência de calor durante a evaporação no escoamento em névoa [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{mon}$  - coeficiente de transferência de calor para o escoamento em regime monofásico [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{tp}$  - coeficiente de transferência de calor de mudança de fase [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_v$  - coeficiente de transferência de calor para o perímetro seco [W/(m<sup>2</sup> K)]

$h_{wet}$  - coeficiente de transferência de calor para o perímetro molhado [W/(m<sup>2</sup> K)]

$i$  - entalpia específica [J/kg]

$i_{ent}$  - entalpia específica de entrada [J/kg]

$i_l$  - entalpia específica do líquido saturado [J/kg]

$i_{lv}$  - diferença de entalpia do fluido na condição de vapor e líquido saturado [J/kg]

$i_s$  - entalpia específica de saída [J/kg]

$i_v$  - entalpia específica do vapor saturado [J/kg]

$i_1$  – entalpia do refrigerante na sucção do compressor [J/kg]

$i_2$  – entalpia do refrigerante na descarga do compressor [J/kg]

$i_3$  – entalpia do refrigerante na saída do condensador [J/kg]

$i_4$  – entalpia do refrigerante na entrada do evaporador [J/kg]

$J$  - fator de Colburn [-]

$Ji$  – coeficientes ( $J1$  a  $J8$ ) para cálculo do fator de Colburn pela correlação de Wang et al. (1999) [-]

$ji$  – coeficientes ( $j1$  a  $j3$ ) para cálculo do fator de Colburn pela correlação de Wang, Lin e Lee (2000) [-]

$k$  – condutividade térmica do fluido [W/(m K)]

$k_f$  – condutividade térmica da aleta [W/(m K)]

$k_l$  – condutividade térmica do refrigerante líquido [W/(m K)]

$k_m$  – condutividade térmica do material da parede [W/(m K)]

$L$  – comprimento do tubo [m]

$L_{cd}$  - comprimento do tubo do condensador [m]

$Le$  – número de Lewis [-]

$L_{ev}$  - comprimento do tubo do evaporador [m]

$L_h$  - altura da veneziana [m]

$L_p$  - passo das venezianas [m]

$L_{tubo}$  - comprimento total do trocador de calor [m]  
 $M$  - massa molar [g/mol]  
 $m$  - parâmetro da aleta [1/m]  
 $\dot{m}$  - taxa de massa [kg/s]  
 $\dot{m}_{ar}$  - taxa de massa do ar que atravessa o trocador de calor [kg/s]  
 $\dot{m}_{old}$  - taxa massa para verificação de convergência [kg/s]  
 $\dot{m}_{ph}$  - taxa de massa do fluido quente [kg/s]  
 $\dot{m}_{pc}$  - taxa de massa do fluido frio [kg/s]  
 $\dot{m}_{ref}$  - taxa de massa do fluido refrigerante [kg/s]  
 $N$  - frequência de rotação do compressor [Hz]  
 $N_{cond}$  - número de circuitos do condensador [-]  
 $N_{ev}$  - número de circuitos do evaporador [-]  
 $NTU$  - *Number of Transfer Unit* (número de unidades de transferência) [-]  
 $N_{tubos}$  - número de fileiras de tubos presentes nos trocadores de calor [-]  
 $N_{tub_{cd}}$  - número de tubos na face do condensador [-]  
 $N_{tub_{ev}}$  - números de tubos na face do evaporador [-]  
 $Nu$  - número de Nusselt [-]  
 $P$  - pressão [Pa]  
 $P_{atm}$  - pressão atmosférica [Pa]  
 $P_c$  - pressão no condensador [Pa]  
 $P_{crit}$  - pressão crítica do refrigerante [Pa]  
 $P_{desc}$  - pressão de descarga do compressor [Pa]  
 $P_i$  - perímetro de interface [m]  
 $P_{iD}$  - perímetro de interface adimensional [-]  
 $P_L$  - perímetro molhado [m]  
 $P_l$  - passo longitudinal dos tubos [m]  
 $P_{LD}$  - perímetro molhado adimensional [-]  
 $P_e$  - pressão no evaporador [Pa]  
 $Pr$  - número de Prantdtl [-]  
 $Pr_{ar}$  - número de Prantdtl para o ar [-]  
 $P_{ref}$  - pressão do refrigerante [Pa]  
 $Pr_l$  - número de Prandtl para a fase líquida [-]  
 $Pr_v$  - número de Prandtl para a fase de vapor [-]

$P_t$  - passo transversal dos tubos [m]  
 $P_V$  - perímetro em contato com o vapor [m]  
 $P_{VD}$  - perímetro adimensional em contato com o vapor [-]  
 $\dot{Q}$  - taxa de calor [W]  
 $q''$  - fluxo de calor por unidade de área de troca térmica [W/m<sup>2</sup>]  
 $\dot{Q}_{cat}$  - capacidade do compressor fornecida pelo fabricante [W]  
 $\dot{Q}_{comp}$  - taxa de calor dissipada pela carcaça do compressor [W]  
 $\dot{Q}_{cond}$  - taxa de calor rejeitado no condensador [W]  
 $\dot{Q}_{cond,balanco}$  - calor rejeitado na condensação calculado por balanço de energia [W]  
 $q''_{crit}$  - fluxo de calor crítico por unidade de área de troca térmica [W/m<sup>2</sup>]  
 $\dot{Q}_{evap}$  - taxa de calor absorvido no evaporador [W]  
 $\dot{Q}_{evap,balanco}$  - calor rejeitado na vaporização calculado por balanço de energia [W]  
 $\dot{Q}_{max}$  - máxima troca de calor possível entre dois fluidos [W]  
 $\dot{Q}_{real}$  - taxa de transferência de calor real do trocador de calor [W]  
 $r$  - raio do tubo incluindo a espessura do colarinho da aleta [m]  
 $R^2$  - coeficiente de determinação [-]  
 $R_{cont}$  - resistência térmica de contato [K/W]  
 $Re$  - número de Reynolds [-]  
 $Re_{DC}$  - número de Reynolds relativo ao diâmetro do colar [-]  
 $Re_l$  - número de Reynolds para a fase líquida [-]  
 $Re_\delta$  - número de Reynolds de filme líquido [-]  
 $R_{eq}$  - raio equivalente ao de uma aleta circular [m]  
 $R_{incrust}$  - resistência térmica de incrustações [K/W]  
 $R_{total}$  - resistência térmica total [K/W]  
 $R_{tubo}$  - resistência térmica da parede do tubo [K/W]  
 $Re_v$  - número de Reynolds para a fase de vapor [-]  
 $S$  - fator de supressão de bolhas [-]  
 $s_1$  - entropia do refrigerante na sucção do compressor [J/K]  
 $s_2$  - entropia do refrigerante na descarga do compressor [J/K]  
 $S1$  - fator da correlação proposta por Gungor e Winterton (1985) [-]  
 $TBS_{ext}$  - temperatura de bulbo seco na entrada do condensador [°C]  
 $TBS_{int}$  - temperatura de bulbo seco na entrada do evaporador [°C]

$TBU_{ext}$  - temperatura de bulbo úmido na entrada do condensador [°C]  
 $TBU_{int}$  - temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador [°C]  
 $T_c$  - temperatura de condensação [°C]  
 $T_{econ d}$  - temperatura do fluido estimada inicialmente na entrada do condensador [°C]  
 $T_e$  - temperatura de vaporização [°C]  
 $T_{sat_{ev}}$  - temperatura de saturação do fluido estimada inicialmente na vaporização [°C]  
 $T_{sat_{cond}}$  - temperatura de saturação do fluido estimada inicialmente na condensação [°C]  
 $T_{S_{cd}}$  - temperatura de saída do condensador [°C]  
 $U$  - coeficiente global de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup>K)]  
 $U_e$  - coeficiente global de transferência de calor externo [W/(m<sup>2</sup>K)]  
 $U_{int}$  - coeficiente global de transferência de calor interno [W/(m<sup>2</sup>K)]  
 $V$  - velocidade do refrigerante [m/s]  
 $\dot{V}_{arcd}$  - vazão volumétrica de ar (ventilador) no condensador [m<sup>3</sup>/s]  
 $\dot{V}_{arev}$  - vazão volumétrica de ar (ventilador) no evaporador [m<sup>3</sup>/s]  
 $\dot{W}$  - taxa de trabalho [W]  
 $\dot{W}_{cat}$  - potência elétrica do compressor fornecida pelo fabricante [W]  
 $\dot{W}_{comp}$  - trabalho de compressão [W]  
 $\dot{W}_{elet}$  - potência elétrica [W]  
 $We$  - número de Weber [-]  
 $We_v$  - número de Weber da fase de vapor [-]  
 $wp$  - espessura das paredes dos tubos [m]  
 $w$  - trabalho específico de compressão [J/kg]  
 $x$  - título de vapor do refrigerante [-]  
 $x_{di}$  - título de início do padrão de escoamento de secagem [-]  
 $x_{de}$  - título do fim do padrão de escoamento de secagem [-]  
 $x_{IA}$  - título de transição da região intermitente e anular [-]  
 $X_L$  - parâmetro geométrico [m]  
 $X_M$  - parâmetro geométrico [m]  
 $X_{tt}$  - parâmetro de Lockhart-Martinelli [-]  
 $Y$  - fator de multiplicação [-]

*Símbolos Gregos*

$\beta$  – ângulo de contato [°]  
 $\Gamma$  – vazão mássica por unidade de comprimento do tubo [kg/(s m)]  
 $\Delta p$  – perda de pressão [Pa]  
 $\Delta P_d$  – perda de pressão na descarga do compressor [Pa]  
 $\Delta P_s$  – perda de pressão na sucção do compressor [Pa]  
 $\Delta T_{ml}$  - diferença de temperatura média logarítmica [°C]  
 $\Delta T_{sub}$  – subresfriamento do refrigerante na saída do condensador [°C]  
 $\Delta T_{sup}$  – superaquecimento do refrigerante na sucção do compressor [°C]  
 $\delta$  - espessura do filme de líquido [m]  
 $\delta_f$  - espessura da aleta [m]  
 $\xi_v$  – fator de fricção [-]  
 $\varepsilon$  – efetividade do trocador de calor; erro de referência [-]  
 $\varepsilon/D_i$  - grau de rugosidade relativa da tubulação [-]  
 $\eta_a$  - eficiência das aletas [-]  
 $\eta_e$  – eficiência do conjunto de aletas [-]  
 $\eta_{elet}$  – eficiência elétrica [-]  
 $\eta_{isent}$  – eficiência isentrópica [-]  
 $\eta_{mec}$  – eficiência mecânica [-]  
 $\theta$  – ângulo da veneziana [rad]  
 $\theta_{strat}$  – ângulo estratificado do perímetro do tubo [rad]  
 $\theta_{seco}$  – ângulo seco do perímetro do tubo [rad]  
 $\mu_f$  - viscosidade dinâmica da água [kg/(m s)]  
 $\mu_l$  - viscosidade dinâmica da fase líquida [kg/(m s)]  
 $\mu_v$  - viscosidade dinâmica da fase de vapor [kg/(m s)]  
 $\rho$  – massa específica do fluido refrigerante [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_e$  - massa específica do ar na entrada do trocador de calor [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_l$  - massa específica da fase líquida [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_m$  - massa específica média entre a entrada e a saída do ar [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_v$  - massa específica da fase de vapor [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_s$  - massa específica do ar na saída do trocador de calor [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\sigma$  - tensão superficial [N/m]  
 $\sigma_c$  - razão entre a mínima área de escoamento e a área de face do trocador de calor [-]  
 $\varphi$  - inclinação do tubo com relação à horizontal [rad]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>23</b>
1.1 OBJETIVOS.....	25
<b>1.1.1 Objetivo Geral .....</b>	<b>25</b>
<b>1.1.2 Objetivos Específicos.....</b>	<b>25</b>
1.2 JUSTIFICATIVA .....	25
1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA.....	26
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>27</b>
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	27
2.2 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA .....	29
<b>2.2.1 Coeficiente de performance (COP).....</b>	<b>30</b>
2.3 SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	32
<b>3 MODELOS MATEMÁTICOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....</b>	<b>36</b>
3.1 COMPRESSOR.....	37
3.2 TROCADORES DE CALOR.....	40
<b>3.2.1 Coeficiente global de transferência de calor .....</b>	<b>42</b>
<b>3.2.2 Método <math>\epsilon</math>-NTU para trocadores de calor .....</b>	<b>44</b>
<b>3.2.3 Coeficiente interno de transferência de calor .....</b>	<b>45</b>
3.2.3.1 Região de escoamento monofásico.....	46
3.2.3.2 Região de escoamento bifásico para o condensador.....	47
3.2.3.2.1 <i>Coeficiente de transferência de calor para condensação .....</i>	<i>48</i>
3.2.3.3 Região de escoamento bifásico para o evaporador.....	50
3.2.3.3.1 <i>Coeficiente de transferência de calor para a vaporização .....</i>	<i>52</i>
<b>3.2.4 Coeficiente externo de transferência de calor.....</b>	<b>60</b>
3.3 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	63
3.4 MODELOS PARA PREVISÃO DE PERDA DE PRESSÃO .....	64
<b>3.4.1 Perda de pressão do lado do ar dos trocadores de calor .....</b>	<b>64</b>
<b>3.4.2 Perda de pressão na região de escoamento bifásico.....</b>	<b>66</b>
<b>3.4.3 Perda de pressão nas tubulações entre os componentes .....</b>	<b>69</b>
3.5 DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO.....	70
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>73</b>
4.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE	
AR	73

4.2	MODELAMENTO MATEMÁTICO.....	74
4.3	SIMULAÇÃO DO SISTEMA .....	75
4.4	VERIFICAÇÃO DO MODELO .....	78
<b>4.4.1</b>	<b>Diferentes frequências de rotação.....</b>	<b>81</b>
4.5	ANÁLISES REALIZADAS.....	82
<b>4.5.1</b>	<b>Modificações realizadas .....</b>	<b>82</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Condições de simulação .....</b>	<b>84</b>
<b>4.5.3</b>	<b>Consumo anual de energia .....</b>	<b>85</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>87</b>
5.1	VARIAÇÃO DA ÁREA DE TROCA DE CALOR .....	87
5.2	VARIAÇÃO DO NÚMERO DE CIRCUITOS DO CONDENSADOR .....	89
5.3	VARIAÇÃO DO NÚMERO DE CIRCUITOS DO EVAPORADOR .....	95
5.4	REDUÇÃO DA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DO COMPRESSOR.....	101
5.5	CONSUMO DE ENERGIA ANUAL .....	104
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>107</b>
<b>7</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>109</b>
	<b>APÊNDICE A – FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE SIMULAÇÃO.....</b>	<b>116</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Um sistema de refrigeração é um conjunto de equipamentos conectados em uma ordem sequencial e operando de forma integrada para produzir o efeito de refrigeração, transferindo calor de um ambiente à baixa temperatura para outro que esteja submetido a uma temperatura maior. Uma vez que o sistema opera no sentido contrário ao comportamento natural da transferência de calor, é necessária uma fonte externa de trabalho para realizar o ciclo de refrigeração.

Há um vasto campo de aplicação desses sistemas, incluindo o condicionamento de ar na indústria e para conforto térmico, armazenamento e processamento de alimentos, indústria química, construção civil, controle de processos, componentes eletrônicos, entre outros. Existem diferentes configurações para os sistemas de refrigeração, os quais são capazes de suprir as necessidades de processos específicos nas diversas aplicações.

Entre os sistemas de refrigeração existentes, destaca-se o sistema de refrigeração que se baseia no princípio de compressão mecânica de vapor, principalmente em geladeiras domésticas, condicionadores de ar e centrais de refrigeração. Nesse ciclo, o vapor do refrigerante é comprimido de forma a alcançar uma pressão que admita que sua condensação ocorra a uma temperatura acima daquela do ambiente. Dessa forma, durante a mudança de fase, rejeita-se calor para o meio. Posteriormente, o refrigerante condensado sofre uma expansão, fazendo com que o mesmo vaporize a uma baixa pressão e temperatura, removendo calor do ambiente a ser refrigerado (STOECKER; JONES, 1985).

Refrigeração e ar condicionado são áreas relacionadas, apesar de cada uma ter seu campo específico de atuação. O ar condicionado é um sistema bastante empregado para a climatização em ambientes construídos. Independentemente das condições externas, um sistema completo de aquecimento, ventilação e ar condicionado deve controlar simultaneamente a temperatura, umidade, distribuição e qualidade do ar, de forma a atender às necessidades térmicas e ambientais de um recinto durante todo o ano.

O alto custo da energia elétrica desencadeou uma série de desafios aos engenheiros, que visam aumentar a eficiência dos equipamentos e reduzir o consumo de energia dos mesmos. Com essa necessidade, busca-se por novas técnicas de aprimoramento dos sistemas de condicionamento de ar, sendo importante tornar os processos dos sistemas de refrigeração mais eficientes e com melhores desempenhos, mantendo-se as mesmas funções exigidas. Tais equipamentos devem ser colocados em uma concepção de projeto que busque por requisitos de eficiência.

O desempenho de um sistema de refrigeração pode ser avaliado em função do ciclo termodinâmico e dos parâmetros dos seus componentes individuais, como pressões e temperaturas do sistema, vazão mássica de refrigerante, coeficiente de performance (COP) e potência elétrica da instalação. As análises teóricas do ciclo podem ser realizadas com base nas aplicações das leis da conservação da massa, quantidade de movimento e energia, além da análise exérgica do sistema. A mesma é uma maneira útil de determinar as reais perdas termodinâmicas, as irreversibilidades presentes e a otimização do desempenho.

A simulação computacional tem mostrado ser um dos métodos mais completos para análises de desempenho térmico e energético de sistemas de refrigeração. As rotinas computacionais que acompanham os estudos são baseadas em métodos numéricos, solucionados com o emprego de *softwares*, como, por exemplo, o EES (*Engineering Equation Solver*).

Através de modelagens matemáticas dos componentes aplicadas em simulações computacionais, podem-se simular diferentes condições de operação e calcular diversos parâmetros que influenciam nos índices de desempenho do sistema e dos equipamentos individuais. Dessa forma, é possível analisar qual a influência de cada componente sobre o comportamento global do sistema e verificar seus desempenhos operando em conjunto (MENDES, 2012).

Assim, reduz-se a necessidade de inúmeros ensaios de desempenho para cada nova configuração, permitindo avaliações preliminares que podem contribuir na tomada de decisões no que diz respeito a parâmetros térmicos de operação e parâmetros construtivos de projeto que visem um maior COP do equipamento.

Com isso, a importância deste trabalho é analisar o comportamento de diferentes configurações de sistemas de condicionamento de ar operando em distintas temperaturas externas, podendo identificar a melhor concepção de projeto e operação, não só para a condição nominal, mas para outras condições operacionais. Visa-se determinar o efeito de parâmetros construtivos e operacionais do evaporador e condensador no COP integrado do equipamento.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Analisar quais os parâmetros dos trocadores de calor mais relevantes no projeto de um sistema de refrigeração para obter valores mais elevados de coeficiente de performance integrado.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

Os seguintes objetivos específicos são previstos no desenvolvimento desse trabalho:

- a) Definir um modelo matemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que represente adequadamente o desempenho do sistema;
- b) Analisar o coeficiente de performance do sistema em função dos componentes dos trocadores de calor, podendo assim determinar a influência dos parâmetros construtivos e operacional sobre o desempenho global do sistema;
- c) Avaliar a influência da temperatura externa no desempenho do sistema de refrigeração.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Com a necessidade de se prever o funcionamento de todo o sistema de ar condicionado frente a qualquer alteração de parâmetro feita a um componente, é importante se ter disponível um modelo matemático para os equipamentos do sistema de refrigeração. Dessa forma, pode-se realizar a análise dos parâmetros de projeto dos trocadores de calor mais relevantes no COP integrado, pois, quando o modelo matemático é aplicado à simulação, se tem a resposta imediata de todo o sistema a qualquer alteração de parâmetro feita a um componente específico. É o primeiro passo para a determinação e análise desses parâmetros internos do sistema de condicionamento de ar, uma vez que é necessário ter um mapeamento dos componentes de forma individual.

A análise do COP integrado do sistema em função dos parâmetros construtivos e operacionais dos equipamentos individuais permite avaliar a melhor concepção de projeto e a influência dos componentes para obter-se um melhor desempenho global para o equipamento.

Através da simulação de uma variedade de configurações do sistema, pode-se obter a melhor solução para a maior parte das condições climáticas que serão enfrentadas quando o equipamento estiver em operação.

Propõe-se a avaliação da influência da temperatura do ambiente externo no desempenho do sistema de refrigeração, uma vez que um condicionador de ar nem sempre estará trabalhando nas condições nominais de projeto, destacando-se a necessidade de estudos nas diferentes condições climáticas que poderão ser enfrentadas durante sua operação.

### 1.3 ESTRUTURA DA PESQUISA

Estrutura-se essa pesquisa da seguinte forma: no capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica geral sobre os temas pertinentes à pesquisa, apresentando-se trabalhos relacionados à simulação de sistemas de refrigeração, além de conceitos básicos do ciclo de compressão de vapor e ar condicionado. Mostram-se também os principais indicadores de eficiência energética conforme o *Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI)*.

No capítulo 3 são apresentadas as modelagens matemáticas dos principais componentes do sistema de refrigeração e correlações importantes de transferência de calor presentes na literatura. Também são desenvolvidas as análises da primeira e segunda lei da termodinâmica dos equipamentos.

No capítulo 4, apresenta-se a metodologia utilizada no trabalho. É descrito o equipamento de ar condicionado no qual é baseada a modelagem matemática, assim como o procedimento de simulação computacional do sistema de refrigeração, verificação do modelo e as análises pretendidas.

No capítulo 5, apresentam-se os resultados obtidos e no capítulo 6, há a conclusão, seguida pelas sugestões de trabalhos futuros, no capítulo 7, referências bibliográficas e apêndice.

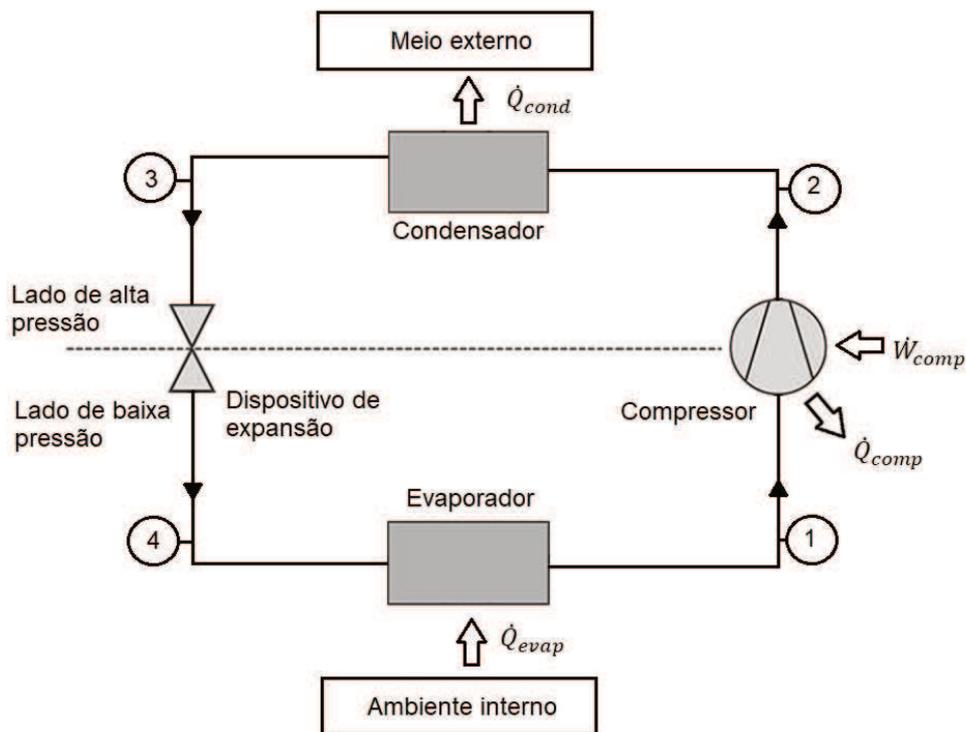
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O sistema básico de refrigeração é composto pela união entre o compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Além desses quatro componentes básicos, há um fluido que circula no interior deles, que é o fluido refrigerante.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor, ilustrado na Figura (2.1), consome energia para realizar o trabalho de compressão do refrigerante ( $\dot{W}_{comp}$ ), ou seja, para elevar a pressão desse fluido através de um compressor, havendo uma dissipação de calor pela carcaça do mesmo ( $\dot{Q}_{comp}$ ). Um sistema de refrigeração operando nesse ciclo possui no mínimo um compressor, dois trocadores de calor (condensador e evaporador) e um dispositivo de expansão.

Figura 2.1 - Esquema do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

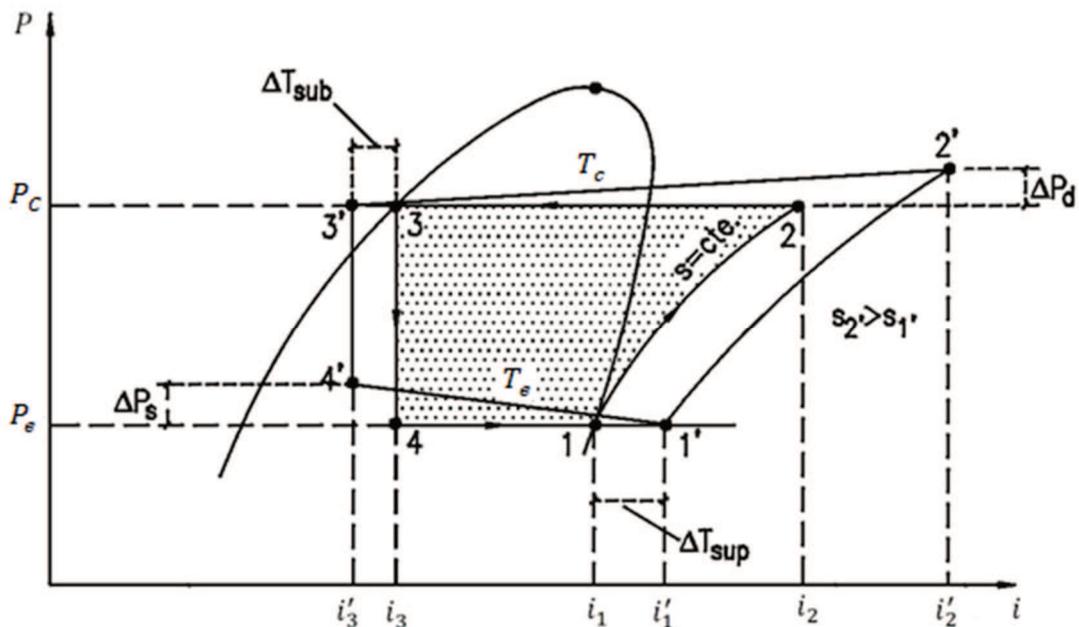


Esse ciclo é bastante aplicado e já consolidado em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Nele, o fluido refrigerante é comprimido para uma alta pressão e condensado, rejeitando calor ( $\dot{Q}_{cond}$ ) a uma alta temperatura para o meio externo. Em seguida, após a condensação, o refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até a pressão

do evaporador. Nessa baixa pressão e temperatura, calor ( $\dot{Q}_{evap}$ ) é absorvido do ambiente a ser resfriado, ocorrendo a vaporização do refrigerante e produzindo o efeito de refrigeração.

Devido à ineficiência dos processos envolvidos, como perdas por atrito mecânico, perdas de carga e outras irreversibilidades, o ciclo utilizado na prática é conhecido como ciclo real de refrigeração (SILVA, 2005; STOECKER; JONES, 1985). A Figura (2.2) mostra termodinamicamente, no diagrama pressão-entalpia ( $P \times i$ ), o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

Figura 2.2 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

No ciclo ideal, o refrigerante entra no compressor como vapor saturado, estado 1, sendo comprimido de forma isentrópica (adiabaticamente e reversivelmente) até a pressão do condensador ( $P_C$ ). A temperatura do refrigerante aumenta durante esse processo até bem acima da temperatura do meio externo. Então, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido, estado 2, e sai como líquido saturado no estado 3, consequência da rejeição de calor para o meio externo. No condensador, a pressão deve ser tal que a temperatura de saturação correspondente seja superior à temperatura do meio de transferência de calor. Na saída do condensador, na prática, o refrigerante deverá estar na fase líquida ou levemente subresfriado.  $T_c$  representa a temperatura média de condensação.

Em seguida, o refrigerante sofre uma expansão isentálpica até a pressão do evaporador ( $P_e$ ) ao passar através de um dispositivo de expansão, onde sua temperatura cai abaixo da temperatura do espaço refrigerado. O refrigerante entra no evaporador, estado 4, como mistura com baixo título de vapor e vaporiza totalmente a parte líquida pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado. O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo.  $T_e$  é a temperatura média de vaporização.

Entre as diferenças principais do ciclo real (1'-2'-3'-4') e ideal de refrigeração está a perda de pressão através das válvulas de sucção e descarga do compressor, assim como no condensador e no evaporador ( $\Delta P_d$  e  $\Delta P_s$ ), resultando em um trabalho de compressão maior entre os estados 1' e 2' (ÇENGEL; BOLES, 2011).

Outras diferenças são o subresfriamento do refrigerante na saída do condensador ( $\Delta T_{sub}$ ) e o superaquecimento na saída do evaporador ( $\Delta T_{sup}$ ), que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no mesmo. Outro processo importante é o de compressão, que no ciclo real é politrópico ( $s_1 \neq s_2$ ) e no processo teórico é isentrópico ( $s_1 = s_2$ ). Isso ocorre devido às ineficiências em razão do atrito e de outras perdas (TEBCHIRANI, 2011).

## 2.2 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Tratando-se da análise de desempenho dos equipamentos de aquecimento, ventilação e ar condicionado, apresentam-se os principais indicadores de eficiência energética no Quadro (2.1), conforme o AHRI, nos Estados Unidos. Como pode ser observado, existem diferentes indicadores de eficiência energética (IEE), cujos conceitos estão presentes nas normas AHRI 550/590 (2012), 340/360 (2015), 210/240 (2008), 1230 (2010).

Conforme visto no Quadro (2.1), a norma AHRI 1230 (2010) propõe indicadores de eficiência energética para os equipamentos condicionadores de ar com vazão de refrigerante variável (VRV), considerados nesse trabalho, em condição de carga plena: COP e EER (razão de eficiência energética). Além disso, também recomenda indicadores de avaliação para condições de carga parcial: IEER (razão de eficiência energética integrada), HSPF (fator sazonal de performance em aquecimento), SEER (razão de eficiência energética sazonal) e IPLV (valor de carga parcial integrado).

Quadro 2.1 - Principais indicadores de eficiência energética segundo o AHRI

Título da norma (tipo de equipamento)	IEE	Norma
<i>Performance rating of water-chilling and heat pump water-heating packages using the vapor compression cycle</i> (Avaliação de desempenho de bomba de calor para arrefecimento e aquecimento de água utilizando o ciclo de compressão de vapor)	COP / PLV / NPLV / IPLV / EER	AHRI 550/590 (2012)
<i>Performance rating of unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment</i> (Avaliação de desempenho do equipamento de ar condicionado unitário e da bomba de calor de fonte de ar)	COP / EER / IEER / HSPF / SEER	AHRI 210/240 (2008)
<i>Performance rating of commercial and industrial unitary air-conditioning and heat pump equipment</i> (Avaliação de desempenho de equipamentos de ar condicionado e bomba de calor unitários comerciais e industriais)	COP / EER / IEER / IPLV	AHRI 340/360 (2015)
<i>Performance rating of variable refrigerant flow VRF multi-split air-conditioning and heat pump equipment</i> (Avaliação de desempenho de equipamentos de ar condicionado multi-split com fluxo variável de refrigerante VRV e bomba de calor)	COP / EER / IEER / HSPF / SEER / IPLV	AHRI 1230 (2010)

Fonte: Adaptado de Xavier (2016).

### 2.2.1 Coeficiente de performance (COP)

O COP é um parâmetro importante na análise de desempenho dos sistemas de refrigeração. No caso do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência necessária para o funcionamento do ciclo, conforme apresentado na Eq. (2.1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.1)$$

Esta relação é usualmente maior que a unidade e reflete diretamente o quão eficiente este sistema pode ser quando submetido à determinada diferença de pressão existente entre o condensador e evaporador. Além disso, uma vez que os processos de transferência de calor ocorrem através da mudança de fase do fluido refrigerante, essas pressões são relacionadas diretamente com as temperaturas de saturação referente aos dois processos.

A obtenção de um COP elevado está relacionada com a redução de trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração. Diversos parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, entre eles, as temperaturas de vaporização e

condensação, o subresfriamento e o superaquecimento (FONSECA JÚNIOR, 2012; SILVA, 2005; STOECKER; JONES, 1985).

Em condições reais de funcionamento, as temperaturas do ambiente interno e externo variam, modificando-se as pressões internas do sistema e, conseqüentemente, o trabalho mecânico do compressor. Dessa forma, é uma prática comum que os sistemas de refrigeração operem na maior parte do tempo fora de suas condições nominais de projeto.

Considera-se uma temperatura de ar exterior de 35 °C nas condições nominais, na qual são estipuladas a capacidade de refrigeração e o COP do equipamento. A temperatura real de bulbo seco do ambiente externo é influenciada pela posição geográfica de cada localidade, as quais apresentam diferentes valores e amplitudes térmicas ao longo do ano.

A fim de demonstrar-se numericamente que a condição nominal nem sempre é a de maior ocorrência no local onde o aparelho condicionador de ar opera, apresentam-se, na Tabela (2.1), dados de frequência de ocorrência de diferentes temperaturas para algumas cidades brasileiras de diferentes zonas bioclimáticas. Os dados climáticos anuais exibidos são do ano de 2017 e foram obtidos através do Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa (INMET, 2018).

Foram estabelecidas as frequências de ocorrência das temperaturas de 35 °C, 30 °C, 25 °C, 20 °C e abaixo de 20 °C, onde foi considerada uma faixa de  $\pm 2,5$  °C de variação para cada temperatura, exceto para a temperatura de 20 °C onde foi considerada uma variação de + 2,5 °C. Tais dados são coletados a cada 6 horas.

Tabela 2.1 - Frequência de ocorrência das temperaturas nas cidades selecionadas

TBS Ambiente Externo [°C]		35 [°C]	30 [°C]	25 [°C]	20 [°C]	<20 [°C]
Frequência de ocorrência [%]	Porto Alegre	3,1	13,6	29,8	17,5	36,0
	Curitiba	0,0	6,3	18,5	18,6	56,6
	Fortaleza	0,1	57,3	42,6	0,0	0,0
	Brasília	0,5	10,5	39,3	32,4	17,3
	Cuiabá	16,8	30,0	45,2	4,8	3,1
	Recife	0,1	44,5	53,9	1,6	0,0

Fonte: INMET (2018).

Em suma, nota-se a importância da análise de desempenho do aparelho de ar condicionado em diferentes condições de operação, observando-se que em nenhuma das localidades apresentadas a condição de projeto foi a mais frequente no decorrer do ano. Dessa forma, observa-se que um equipamento condicionador de ar avaliado apenas para a condição

de projeto pode não ser o ideal para a maior parte das condições climáticas que irá enfrentar quando em operação.

### 2.3 SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Simulações de processos são frequentemente usadas para minimizar o esforço e a utilização de recursos durante o desenvolvimento e análise de sistemas (MCKINLEY; ALLEYNE, 2008). A maioria das simulações dos sistemas de refrigeração através do ciclo de compressão de vapor se concentra no sistema básico dos quatro componentes principais, já apresentados na Figura (2.1), podendo ocorrer em um dos dois principais domínios de tempo: regime permanente ou transiente. Em seguida, apresentam-se alguns trabalhos desenvolvidos para a simulação de sistemas de refrigeração.

Domanski, Yashar e Kim (2005) analisaram o desempenho de um evaporador otimizado de tubos aletados operando com os refrigerantes R-600a, R-290, R-134a, R-22, R-410A e R-32. O estudo foi realizado com base em um modelo do pacote de simulação do *software* EVAP-CON do *National Institute of Standards and Technology*. No trabalho desenvolvido pelos autores, 4500 diferentes circuitos foram gerados e avaliados para cada refrigerante e os resultados obtidos na otimização foram incorporados em uma análise convencional do ciclo de compressão de vapor. Os autores verificaram que o coeficiente de desempenho do R-290 foi maior em até 3,5 % em relação ao do R-22. Para os demais refrigerantes, o COP variou dentro de uma faixa de  $\pm 2$  % da linha de base para temperaturas de condensação de 38 e 45 °C do refrigerante R-22. Esse estudo analisou o evaporador isoladamente, não considerando efeitos causados pelo condensador.

Zigmantas (2006) elaborou um modelo de simulação em regime permanente para avaliar o desempenho de uma central de ar condicionado, com o emprego do *software* EES. O sistema era constituído de um compressor alternativo do tipo semi-hermético, evaporador e condensador compacto de tubos aletados, além de uma válvula de expansão termostática. Os valores obtidos experimentalmente e os obtidos pelo programa de simulação foram comparados, sendo obtido um erro máximo de 8,72 % em relação ao trabalho de compressão. A análise de incertezas realizada apresentou um erro máximo propagado de 3,13 % para o calor rejeitado, 3,13 % para a capacidade frigorífica, 3,42 % para a potência frigorífica e 1,82 % para o COP.

Sencan et al. (2006) apresentaram uma análise da primeira e segunda lei da termodinâmica, utilizando-se o *software* Matlab, aplicada à sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Foram determinados os efeitos do subresfriamento do refrigerante na

saída do condensador e do superaquecimento na saída do evaporador no desempenho do ciclo, sendo utilizados três diferentes refrigerantes: R-134a, R-407c e R-410A. Os autores verificaram que as temperaturas de subresfriamento e superaquecimento influenciam diretamente no desempenho do sistema, pois as temperaturas de condensação e vaporização são afetadas, assim como o COP e a irreversibilidade do sistema. O efeito da influência foi semelhante para o R-134a e R-407c, sendo diferente para R-410A.

Ainda segundo Sencan et al. (2006), conforme a diminuição da temperatura de condensação e aumento da temperatura de vaporização, elevou-se o valor do coeficiente de performance e diminuiu-se as irreversibilidades do sistema. Quando a temperatura de subresfriamento aumentou, o COP também aumentou para todos os refrigerantes e diminuiu-se a irreversibilidade do sistema. Com o aumento da temperatura de superaquecimento, o COP aumentou para o R-134a e R-407c e diminuiu para o R-410A. A oposição destes resultados deve-se às diferentes propriedades termodinâmicas dos refrigerantes.

Singh, Aute e Radermacher (2009) apresentaram um novo modelo para simular trocadores de calor do tipo tubo-aleta, desenvolvido para ser uma ferramenta de simulação flexível e de uso geral. Este modelo permitiu a variação de vários parâmetros, como diâmetros, localização e passos de tubos, número de tubos na face, entre outros. A validação do modelo foi feita através de dados experimentais de um condensador, operando com R-410A como fluido de trabalho. As estimativas para a capacidade de rejeição de calor e perda total de pressão do refrigerante apresentaram um erro previsto de  $\pm 5\%$  e  $\pm 25\%$ , respectivamente. Considerou-se que o ar fluía perpendicularmente através do trocador de calor e que não havia má distribuição de ar dentro do mesmo.

Kaern et al. (2011) estudaram a má distribuição do refrigerante e do fluxo de ar em evaporadores do tipo tubo-aleta para ar condicionado residencial, através de uma modelagem numérica. A mesma foi validada com uso do *software Coil-Designer* e o fluido de trabalho utilizado foi o refrigerante R-410A. As fontes de má distribuição de interesse foram entrada da fase líquido/vapor, curvatura do tubo de alimentação e distribuição do fluxo de ar, cujos resultados mostraram uma redução no COP de 13 %, 4,1 % e 43,2 %, respectivamente.

Mendes (2012) apresentou modelos matemáticos para simulação dos equipamentos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, para aplicar o método de diagnóstico termoeconômico em um estudo de caso, fazendo-se uso do *software EES*. O autor buscou representar a estrutura física do sistema analisado, estabelecendo o papel individual de seus componentes. A análise exérgica do sistema de refrigeração identificou os componentes com maiores contribuições de destruição de exergia, sendo o evaporador com 51,2 % e o compressor

com 27,6 % com relação à exergia destruída total para uma determinada condição de funcionamento.

Para realização do diagnóstico termoeconômico do sistema, Mendes (2012) inseriu no modelo uma anomalia caracterizada de forma matemática, observando seus efeitos nos fluxos exergéticos relacionados à potência elétrica e capacidade frigorífica do sistema. As anomalias simuladas foram parada no ventilador e acúmulo de sujeira no condensador, parada no ventilador e formação de gelo no evaporador, lubrificação ineficiente e obstrução na sucção do compressor e problema na mola na válvula de expansão, além de vapor na linha de líquido. Para as anomalias no condensador, evaporador e compressor houve uma redução do fluxo exergético relacionado à capacidade frigorífica da ordem 43 %, 12 % e 0,3 % e uma redução no COP de 56 %, 24,7 % e 10,5 %, respectivamente. Os fluxos de exergia relativos ao insumo e produto do sistema, assim como o COP, se mostraram pouco sensíveis à presença de anomalias no dispositivo de expansão, devido à compensação no superaquecimento.

Pottker e Hrnjak (2012) apresentaram uma análise teórica do efeito do subresfriamento no condensador no desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor para os refrigerantes R-1234yf, R-410A, R-134a e R-717. Um modelo de simulação foi desenvolvido no *software* EES para um sistema de condicionamento de ar convencional com condensador e evaporador de microcanais, compressor hermético e válvula de expansão. As condições de operação foram temperaturas do ar externo e interno de 35 °C e 27 °C, respectivamente, velocidade de ar de 1 m/s nos trocadores de calor, além de um superaquecimento 1 °C na saída do evaporador. O efeito do subresfriamento no desempenho de um sistema real de ar condicionado veicular foi investigado experimentalmente para os refrigerantes R-134a e R-1234yf, sob as mesmas condições de operação. Os autores demonstraram que as propriedades termodinâmicas associadas com o aumento relativo do efeito de refrigeração, isto é, o calor específico e o calor latente de vaporização, são dominantes para determinar a melhoria máxima do COP. Refrigerantes com grande calor latente de vaporização tendem a se beneficiar menos do subresfriamento do condensador. O subresfriamento que maximizou o COP foi de aproximadamente 9 °C para os quatro refrigerantes. O R-1234yf apresentou a maior melhora do COP devido ao subresfriamento otimizado (8,4 %), seguido pelo R-410A (7,0 %), R-134a (5,9 %) e R-717 (2,7 %), em relação a um sistema sem subresfriamento.

Valverde (2016) apresentou uma metodologia para analisar os efeitos anuais das técnicas da recuperação de energia e da vazão de ar exterior variável em um sistema de ar condicionado operando em cidades do Brasil, buscando mensurar os efeitos de eficiência energética e financeiros em edifícios comerciais. Foi proposta uma formulação para a simulação

do desempenho de um recuperador de energia, implementada no *software* EES, para aplicação em um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado com vazão de ar variável. Realizou-se um estudo de caso para analisar um auditório de um edifício de escritórios nas cidades de Brasília/DF e Manaus/AM, avaliando o retorno do investimento dessas tecnologias e como as condições climáticas e os perfis de ocupação influenciam nas análises. Os resultados obtidos pelo autor mostraram que a utilização das tecnologias avaliadas gera grandes economias no custo operacional de sistemas de ar condicionado que atendem ambientes com perfil de ocupação bastante variável. Os valores encontrados variam de 12 % a 30 % de economia de energia anual para a cidade de Brasília e de 18 % a 37 % de economia para a cidade de Manaus, de acordo com o cenário utilizado.

Yang, Ordonez e Vargas (2017) apresentaram um modelo matemático e um procedimento para otimizar as áreas dos trocadores de calor e a relação de pressão de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, de modo que a capacidade de refrigeração e o COP fossem maximizadas. Os três refrigerantes testados foram o R-1234yf, R-22 e R-410A. Os resultados numéricos mostraram que as otimizações da estrutura interna e da relação de pressão são mais significativas em relação às mudanças no refrigerante.

No Quadro (2.2) apresenta-se uma visão geral e resumida dos trabalhos citados nesse capítulo, agrupando-se os autores por tema de pesquisa.

Quadro 2.2 – Temas de pesquisa de trabalhos na área de simulação de sistemas de refrigeração

Autores	Tema de pesquisa
Singh, Aute e Radermacher (2009), Domanski, Yashar e Kim (2005), Kaern et al. (2011) e Yang, Ordonez e Vargas (2017)	Simulações de desempenho e otimização de trocadores de calor do tipo tubo-aleta.
Zigmantas (2006), Mendes (2012), Valverde (2016)	Desenvolvimento de um modelo matemático capaz de simular o desempenho de um sistema de refrigeração.
Sencan et al. (2006), Pottker e Hrnjak (2012)	Efeitos do subresfriamento e superaquecimento nos trocadores de calor no desempenho de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Os trabalhos de simulação de sistemas de refrigeração são diversos e com uma ampla gama de abordagens diferentes. Existem desde modelos mais simplificados, com simples equações algébricas regredidas de dados experimentais, até modelos mais complexos. Os trabalhos citados até então analisaram de forma pouco abrangente a influência das

características construtivas e condições operacionais dos componentes no resultado final do desempenho do ciclo, como, por exemplo, o espaçamento de aletas e o número de tubos no evaporador.

Além disso, outra característica identificada nos trabalhos da literatura estudados que utilizam como ferramenta modelagem matemática aplicada à simulação computacional é que, apesar de cada componente do sistema de refrigeração ser modelado separadamente, o foco das análises está na simulação global. No entanto, para o objetivo proposto nesse trabalho exige-se a análise e simulação de uma variedade de possíveis configurações do sistema, cada uma representando um conjunto diferente de parâmetros. Dessa forma, deve-se avaliar a simulação dos componentes de forma individual.

Para esse trabalho foi considerada a simulação em regime permanente. Uma simulação nesse regime fornece detalhes sobre o desempenho do sistema em um conjunto de pontos específicos de projeto e descreve como o mesmo funcionará em diferentes condições, sendo normalmente utilizado para projetar e otimizar componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor. O tempo computacional para uma simulação de estado permanente é geralmente muito menor do que para uma simulação transiente. As simulações em regime transiente geralmente são usadas para projetar e avaliar estratégias de controle (WINKLER, 2009). Além disso, o equipamento considerado para o estudo baseia-se em um sistema que opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor e utiliza como fluido de trabalho o refrigerante R-410A.

### **3 MODELOS MATEMÁTICOS PARA O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

Evidentemente, a modelagem matemática aplicada em simulação de sistemas térmicos é uma ferramenta de fundamental importância para a análise de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, permitindo identificar possíveis melhorias no desempenho do ciclo e dos seus componentes principais em diferentes condições de operação.

O balanço de energia para os componentes do ciclo do sistema de refrigeração por compressão de vapor é determinado de acordo com a primeira lei da termodinâmica (princípio da conservação de energia), o princípio da conservação da massa e o ciclo de refrigeração ideal. As simplificações adotadas foram: escoamento em regime permanente, uma entrada e uma saída em cada seção analisada, variação de energia cinética e potencial desprezíveis, trocadores de calor não fornecem ou recebem trabalho e dispositivo de expansão adiabático ou isentálpico. Dessa forma, a equação de energia do escoamento em regime permanente se reduz a Eq. (3.1).

$$\dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(i_{ent} - i_s) = 0 \quad (3.1)$$

onde  $\dot{Q}$  é taxa de calor,  $\dot{W}$  é a taxa de trabalho,  $\dot{m}$  é a taxa de massa,  $i_{ent}$  é a entalpia de entrada e  $i_s$  a entalpia de saída.

Nas próximas seções, será mostrado o balanço de energia para cada componente do sistema de refrigeração. Adicionalmente, será apresentada a modelagem matemática para o compressor, condensador e evaporador.

O equacionamento do compressor pode ser feito através da avaliação da eficiência volumétrica e da vazão de refrigerante aspirada pelo mesmo. Outra forma de desenvolver a sua modelagem matemática é utilizando-se gráficos provenientes de catálogo de fabricantes, com as curvas de potência e capacidade de refrigeração do compressor em função da temperatura de condensação e de vaporização.

Entre os métodos disponíveis para análise de trocadores de calor estão o da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) e o da efetividade - Número de Unidades de Transferência ( $\epsilon$ -NTU). Dos dois métodos, o LMTD é o mais adequado para determinar o tamanho de um trocador de calor quando todas as temperaturas de entrada e saída são conhecidas. Já o da  $\epsilon$ -NTU é mais adequado para prever as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio em determinado trocador de calor (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Para os modelos do condensador e evaporador é descrito o método  $\epsilon$ -NTU, bastante eficaz nos processos de simulação de trocadores de calor onde ocorrem regiões monofásica e bifásica. Os parâmetros de importância para analisar o desempenho dos trocadores são a efetividade ( $\epsilon$ ), o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), a perda de pressão ( $\Delta p$ ) e os coeficientes de transferência de calor interno ( $h_{int}$ ) e externo ( $h_e$ ).

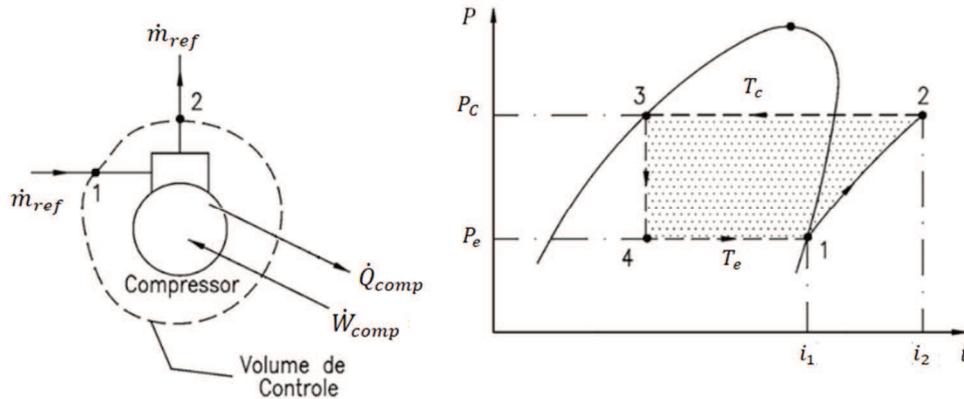
Cada componente do sistema de refrigeração por compressão de vapor possui um comportamento característico, sendo ao mesmo tempo influenciado pelas condições impostas pelos outros componentes. Primeiramente são apresentados os componentes de forma isolada e depois suas interações quando acoplados.

### 3.1 COMPRESSOR

O compressor, Figura (3.1), é um dos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. É o equipamento responsável pelo fluxo do fluido de trabalho do sistema, além da elevação da pressão e temperatura do mesmo, enviando o fluido para o condensador. Os principais tipos de compressores são alternativo, parafuso, centrífugo e

palhetas. O compressor alternativo consiste de um êmbolo movendo-se alternadamente no interior de um cilindro, enquanto os tipos restantes usam elementos rotativos (STOECKER; JABARDO, 2002).

Figura 3.1 - Processo de compressão no compressor em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Através da Eq. (3.1), chega-se a uma expressão para o trabalho de compressão, mostrada na Eq. (3.2).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(i_1 - i_2) + \dot{Q}_{comp} \quad (3.2)$$

onde  $\dot{m}_{ref}$  é a taxa de massa do fluido refrigerante,  $i_2$  é a entalpia do refrigerante na descarga do compressor e  $i_1$  é a entalpia do refrigerante na sucção do compressor.

De posse das eficiências mecânica ( $\eta_{mec}$ ), elétrica ( $\eta_{elet}$ ) e isentrópica ( $\eta_{isent}$ ), obtêm-se a potência elétrica consumida pelo equipamento ( $\dot{W}_{elet}$ ), mostrada na Eq. (3.3).

$$\dot{W}_{elet} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{mec}\eta_{elet}\eta_{isent}} \quad (3.3)$$

Conforme Mendes (2012, f. 57), referindo-se ao compressor, “Um dos principais parâmetros para análise de seu desempenho é o rendimento volumétrico real. Diversos fatores como temperatura, pressão do refrigerante e fugas pelas válvulas influenciam o valor de rendimento volumétrico, o que o torna difícil de determinar matematicamente devido às inúmeras variáveis”.

Entre os modelos apresentados na literatura para a simulação dos compressores, nota-se que podem basear-se nas leis que regem as relações entre calor, trabalho e outras formas de energia, determinando-se a taxa de deslocamento, eficiência volumétrica, entre outros parâmetros que caracterizam o funcionamento do compressor. Esse é o caso dos modelos matemáticos apresentados por Mendes (2012), Santos Junior, Riffel, Guimaraes (2014) e Zigmantas (2006).

Outro método utilizado para modelar o compressor consiste no uso de gráficos provenientes de catálogos de fabricantes, como as curvas de potência e capacidade de refrigeração do compressor em função das temperaturas de condensação e de vaporização. As constantes utilizadas para descrever o comportamento do compressor podem ser determinadas por procedimentos de ajustes de equações. Os gráficos provenientes dos catálogos de fabricantes baseiam-se na norma AHRI 540 (AHRI Standard 540, 2015).

Na modelagem matemática apresentada por Brochier (2014) foram utilizadas as Eq. (3.4) e Eq. (3.5) para o cálculo da capacidade e potência elétrica do compressor,  $\dot{Q}_{cat}$  e  $\dot{W}_{cat}$ , obtidas a partir de regressões polinomiais de curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante. As curvas apresentam a capacidade frigorífica e a potência como variáveis dependentes das temperaturas de condensação e vaporização. Adicionalmente, foi incluído a variável independente da frequência de rotação do compressor ( $N$ ) à equação. O valor para o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) obtido para estas regressões foi de 0,99.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cat} = & [(0,174T_c^3 - 23,326667T_c^2 + 971,60238T_c - 9935,6905) \\ & + (-0,05862963T_c^3 + 7,3086243T_c^2 - 281,58399T_c \\ & + 325,01733)T_e \\ & + (0,0047777T_c^3 - 0,51579365T_c^2 + 14,351587T_c \\ & - 22,599206)T_e^2 \\ & + (-0,000148148T_c^3 + 0,015740741T_c^2 - 0,41759258T_c \\ & - 0,074074305)T_e^3](-0,00016165N^2 + 0,02699884N \\ & \pm 0,0379812) \end{aligned} \quad ((3.4))$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{cat} = & [(-0,19060317T_c^3 + 31,31238T_c^2 \pm 1677,4111T_c + 30070,0214) \\ & + (0,06559436T_c^3 - 10,852434T_c^2 + 592,6643T_c \\ & + 10650,726)T_e \\ & + (-0,00801058T_c^3 + 1,3338929T_c^2 - 73,684656T_c \\ & + 1333,8929)T_e^2 \\ & + (0,00032099T_c^3 - 0,054074070T_c^2 + 3,0012345T_c \\ & - 54,666665)T_e^3](-0,00007197N^2 + 0,01380169N \\ & - 0,08719482) \end{aligned} \quad ((3.5))$$

Para determinação da taxa de massa do fluido refrigerante no ciclo empregou-se a Eq. (3.6), utilizando como temperatura do refrigerante na entrada do compressor 35 °C e mantendo um subresfriamento constante na saída do condensador igual a 8,3 °C, conforme a AHRI 540.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{cat}}{i_1 - i_4} \quad (3.6)$$

onde  $i_4$  é a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador.

### 3.2 TROCADORES DE CALOR

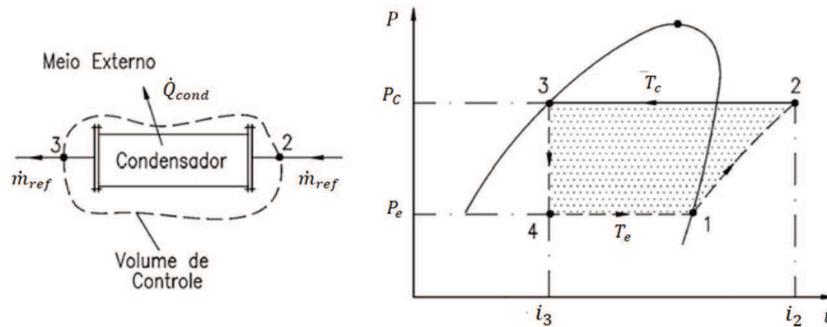
Como o condensador e o evaporador são trocadores de calor, eles possuem determinadas características em comum. Dessa forma, foram estudados conjuntamente para se aproveitar os aspectos semelhantes entre eles. Porém, deve-se ressaltar que os mecanismos predominantes na ebulição do refrigerante são bastante diferentes daqueles que prevalecem na condensação.

As metodologias de análise propostas para os trocadores de calor por Brochier (2014), Lauer (2011), Mendes (2012), Pimenta (2015), Santos Junior, Riffel e Guimarães (2014), Yang, Ordonez e Vargas (2017) e Zigmantas (2006) utilizam uma formulação onde se divide os trocadores de calor em seções e a metodologia  $\epsilon$ -NTU. No condensador, divide-se em três regiões sequenciais distintas para cada circuito de passagem do refrigerante, denominadas dessuperaquecimento, mudança de fase (condensação) e subresfriamento. De forma análoga, na modelagem do evaporador são consideradas duas regiões distintas para cada circuito, denominadas de região de mudança de fase (ebulição) e de superaquecimento do fluido refrigerante. Na seção de mudança de fase, o escoamento é considerado bifásico, pois há a presença de líquido e vapor.

O condensador, Figura (3.2), recebe o refrigerante no estado de vapor superaquecido, a alta pressão e temperatura. Sua função em sistemas de refrigeração por compressão de vapor é promover a transferência de calor do fluido refrigerante para o meio. O calor rejeitado equivale ao calor absorvido no evaporador acrescido do trabalho de compressão consumido no compressor, conforme a Eq. (3.7). A condensação começa quando o vapor torna-se saturado no condensador, que entra em contato com uma superfície a uma temperatura mais baixa do que a temperatura local de saturação do vapor.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{evap} \quad (3.7)$$

Figura 3.2 - Processo de transferência de calor no condensador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

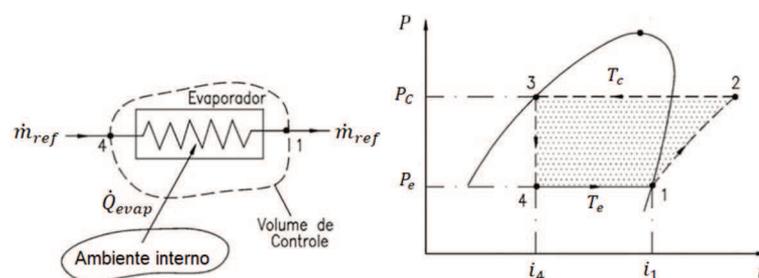
Aplicando-se o princípio de conservação da massa e a primeira lei da termodinâmica, chega-se a expressão para o calor rejeitado no condensador, conforme a Eq. (3.8).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(i_3 - i_2) \quad (3.8)$$

onde  $i_3$  é a entalpia do refrigerante na saída do condensador.

Já o evaporador é o elemento responsável pela remoção de calor do ambiente refrigerado ou dos produtos condicionados. A Figura (3.3) mostra o que ocorre através da ebulição do fluido refrigerante em baixa pressão e temperatura proveniente do dispositivo de expansão. A modelagem matemática do evaporador é basicamente idêntica à do condensador, mostrada na Eq. (3.9).

Figura 3.3 - Processo de transferência de calor no evaporador em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(i_1 - i_4) \quad (3.9)$$

Os trocadores de calor são compostos por uma câmara, tubo ou serpentina, na qual o refrigerante vaporiza ou condensa no interior. Nessa superfície que separa o refrigerante do meio é interessante haver alta condutividade térmica para facilitar a troca de calor entre os meios. Para aumentar-se a taxa de transferência de calor, pode incrementar-se a área de troca anexando-se superfícies estendidas, denominadas aletas, feitas de materiais altamente condutores.

### 3.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , para um evaporador ou condensador é a constante de proporcionalidade que, quando multiplicada pela área de troca de calor ( $A$ ) e pela diferença de temperatura média logarítmica ( $\Delta T_{ml}$ ) entre os fluidos, fornece a taxa de troca de calor, exposta na Eq. (3.10).

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{ml}} \quad (3.10)$$

Tanto em evaporadores como em condensadores, o calor é transmitido do fluido quente para o frio em um processo que pode ser associado a um circuito elétrico com resistências em séries (STOECKER; JABARDO, 2002). As resistências dizem respeito a três mecanismos de transferência de calor: convecção no lado do ar, condução através das aletas e da parede do tubo e convecção no lado do refrigerante. Outro tipo de resistência que pode ser considerada é a resistência de contato. Essa resistência pode ser considerada nula, quando existe um bom contato térmico entre o tubo e o colarinho da aleta, além do colarinho não apresentar rachaduras (ASHRAE, 2001). Também há a resistência de incrustação, que pode ser definida como acúmulo de substâncias indesejáveis na superfície de troca térmica. A Eq. (3.11) expressa a resistência térmica total ( $R_{total}$ ).

$$R_{total} = \frac{1}{h_{int}A_{int}} + R_{tubo} + R_{cont} + R_{incrust} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (3.11)$$

onde  $R_{tubo}$  é a resistência térmica da parede do tubo,  $R_{cont}$  é a resistência térmica de contato,  $R_{incrust}$  é a resistência térmica de incrustações,  $\eta_e$  é a eficiência do conjunto de aletas,  $A_e$  e  $A_{int}$  são as áreas das superfícies das paredes externa e interna de troca de calor, respectivamente.

Para um trocador de calor tubular, a resistência térmica da parede do tubo é dada pela Eq. (3.12).

$$R_{tubo} = \frac{\ln(D_e/D_{int})}{2\pi k_m L_{tubo}} \quad (3.12)$$

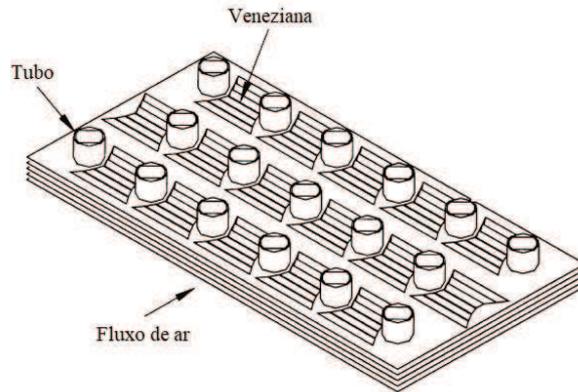
onde  $D_e$  é o diâmetro externo do tubo,  $D_{int}$  é o diâmetro interno do tubo,  $k_m$  é a condutividade térmica do material da parede e  $L_{tubo}$  é o comprimento do tubo.

A eficiência do conjunto de aletas, Eq. (3.13), é avaliada em função da área da superfície aletada ( $A_f$ ), da superfície total externa e da eficiência de uma aleta ( $\eta_a$ ), conforme sua configuração.

$$\eta_e = 1 - \frac{A_f}{A_e} (1 - \eta_a) \quad (3.13)$$

Para esse estudo, o tipo de aleta considerado foi a plana com venezianas, mostrada na Figura (3.4). Schmidt (1949 apud WANG et al., 1999) apresentou uma aproximação para a eficiência das aletas com essas características construtivas, conforme as Eq. (3.14) a (3.19).

Figura 3.4 – Geometria típica das aletas com venezianas



Fonte: Adaptado de Wang et al. (1999).

$$\eta_a = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (3.14)$$

onde  $m$  é um parâmetro da aleta definido conforme Eq. (3.15),  $\phi$  é dado conforme Eq. (3.16) e  $r$  é o raio do tubo incluindo a espessura do colarinho da aleta.

$$m = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f \delta_f}} \quad (3.15)$$

onde  $k_f$  é a condutividade térmica da aleta e  $\delta_f$  é a espessura da aleta.

$$\phi = \left( \frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0,35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (3.16)$$

onde  $R_{eq}$  é o raio equivalente ao de uma aleta circular.

Para tubos em linha ou uma única fila,  $R_{eq}/r$  é determinado conforme Eq. (3.17).

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1,28 \frac{X_M}{r} \left( \frac{X_L}{X_M} - 0,2 \right)^{1/2} \quad (3.17)$$

onde  $X_L$  e  $X_M$  são parâmetros geométricos, descritos nas Eq. (3.18) e Eq. (3.19).

$$X_L = \sqrt{\left( \frac{P_t}{2} \right)^2 + \frac{P_l^2}{2}} \quad (3.18)$$

onde  $P_t$  é o passo dos tubos na direção transversal ao fluxo de ar e  $P_l$  é o passo dos tubos no sentido longitudinal ao fluxo de ar.

$$X_M = \frac{P_t}{2} \quad (3.19)$$

Os coeficientes globais de transferência de calor externo ( $U_e$ ) e interno ( $U_{int}$ ) são então avaliados pela Eq. (3.20).

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_{int} A_{int}} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} + R_{tubo} + R_{cont} + R_{incrust} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (3.20)$$

A resistência térmica de contato é causada por defeitos de fabricação, o que ocasiona uma falha na aderência entre as aletas e os tubos. No momento em que duas superfícies são pressionadas, a interface contém lacunas de ar que funcionam como isolamento, devido à baixa condutividade térmica do ar. Já a resistência térmica devido às incrustações é em virtude da deposição gradativa de materiais sólidos sobre a superfície dos tubos, afetando o valor de  $U$ , que diminui pelo aumento desta resistência (ZIGMANTAS, 2006).

### 3.2.2 Método $\epsilon$ -NTU para trocadores de calor

Os parâmetros básicos do método  $\epsilon$ -NTU para trocadores de calor são a efetividade e o número de unidades de transferência. O  $NTU$  é expresso conforme a Eq. (3.21).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.21)$$

onde  $C_{min}$  é o menor valor entre as capacidades térmicas dos fluidos quente ( $C_h$ ) e frio ( $C_c$ ).

Para o condensador, o fluido quente é o refrigerante que circula no interior dos tubos e o fluido frio é o ar que circula através da superfície aletada do mesmo. Para o evaporador, o fluido quente é o ar que flui pela face externa da serpentina aletada e o fluido frio é o refrigerante que circula no interior dos tubos da respectiva serpentina.

A efetividade do trocador de calor ( $\varepsilon$ ) é definida pela Eq. (3.22) como a razão entre a taxa de transferência de calor real de um dado trocador de calor ( $\dot{Q}_{real}$ ) e a máxima troca de calor possível entre dois fluidos ( $\dot{Q}_{max}$ ) em um trocador de calor de correntes opostas e área de troca de calor infinita.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.22)$$

A efetividade do trocador de calor é função do  $NTU$ , do tipo de escoamento dos fluidos e da razão de capacidades  $Cr = C_{min}/C_{max}$ , onde  $C_{max}$  é o maior valor das capacidades térmicas entre o fluido quente e frio, obtidas através das vazões mássicas e do calor específico dos referidos fluidos, conforme as Eq. (3.23) e (3.24).

$$C_h = \dot{m}_{ph}c_{ph} \quad (3.23)$$

$$C_c = \dot{m}_{pc}c_{pc} \quad (3.24)$$

onde  $\dot{m}_{ph}$  é a taxa de massa do fluido quente,  $c_{ph}$  é o calor específico do fluido quente,  $\dot{m}_{pc}$  é a taxa de massa do fluido frio e  $c_{pc}$  é o calor específico do fluido frio.

Para o cálculo da efetividade nas seções de escoamento, utilizam-se correlações que podem ser obtidas na literatura, como, por exemplo, em Incropera e DeWitt (2014) e Shah e Sekulic (2003), que apresentam equações para o cálculo da efetividade em função do tipo de trocador de calor para as seções monofásica e bifásica.

### 3.2.3 Coeficiente interno de transferência de calor

O escoamento do fluido refrigerante apresenta-se em diferentes fases e estados termodinâmicos ao longo do condensador e evaporador, ocasionando as regiões monofásicas (líquido ou vapor) e bifásicas (líquido e vapor). Nesta seção, apresentam-se correlações para a avaliação do coeficiente de transferência de calor interno em cada uma das regiões dos trocadores de calor.

### 3.2.3.1 Região de escoamento monofásico

Existem diferentes correlações sugeridas para o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor para o escoamento monofásico. No condensador, o escoamento monofásico ocorre na região de dessuperaquecimento, onde o refrigerante escoava na fase de vapor superaquecido, e na região de subresfriamento, onde escoava como líquido subresfriado. No evaporador, na região de superaquecimento, ocorre o escoamento monofásico do fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido. O coeficiente de transferência de calor para esse regime de escoamento ( $h_{mon}$ ) é dado pela Eq. (3.25) (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$h_{mon} = \frac{Nu k}{D_{int}} \quad (3.25)$$

onde  $Nu$  é o número de Nusselt e  $k$  é a condutividade térmica do fluido.

Dentre as diversas correlações propostas do número de Nusselt para escoamento monofásico turbulento são apresentadas as de Dittus e Boelter (1930), Petukhov (1970), e Gnielinski (1976), conforme o Quadro (3.1) (ÇENGEL; BOLES, 2012; INCROPERA; DEWITT, 2014). Nessas correlações, cujo equacionamento está expresso através das Eq. (3.26) a (3.30),  $Re$ ,  $Pr$  e  $f$  são respectivamente o número de Reynolds, o número de Prandtl e o fator de atrito.

A correlação de Dittus e Boelter (1930) é muito utilizada em simulações de trocadores de calor de sistemas de refrigeração, sendo confirmada experimentalmente para a faixa de condições de  $Re \geq 10000$ ,  $0,6 \leq Pr \leq 160$  e  $\frac{L_{tubo}}{D_{int}} \geq 10$ . Essa correlação foi utilizada por Copetti, Macagnan e Figueiredo (2009), Farsi et al. (2004), Ianella (1998 apud ZIGMANTAS, 2006), Jabardo, Mamani e Ianella (2002), Mamani (1997) e Zigmantas (2006) com resultados satisfatórios.

Quadro 3.1 - Correlações para o número de Nusselt em escoamento monofásico turbulento

Dittus e Boelter (1930)	$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n$ $Re \geq 10000$ $0,6 \leq Pr \leq 160$ $\frac{L_{tubo}}{D_{int}} \geq 10$	(3.26)
-------------------------	--	--------

	$n = 0,4$ para aquecimento $n = 0,3$ para resfriamento Todas as propriedades devem ser calculadas na temperatura média de mistura	
Petukhov (1970)	$Nu = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{1,07 + 12,7(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\frac{f}{8}}}$ $f = (1,82 \times \text{Log}(Re) - 1,64)^{-2}$ $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ $0,5 < Pr < 2000$ $\frac{L_{tubo}}{D_{int}} \geq 10$	(3.27)           (3.28)
Gnielinski (1976)	$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7(Pr^{2/3} - 1)\sqrt{\frac{f}{8}}}$ $f = (0,79 \text{Log}(Re) - 1,64)^{-2}$ $3000 < Re < 5 \times 10^6$ $0,5 < Pr < 2000$	(3.29)           (3.30)

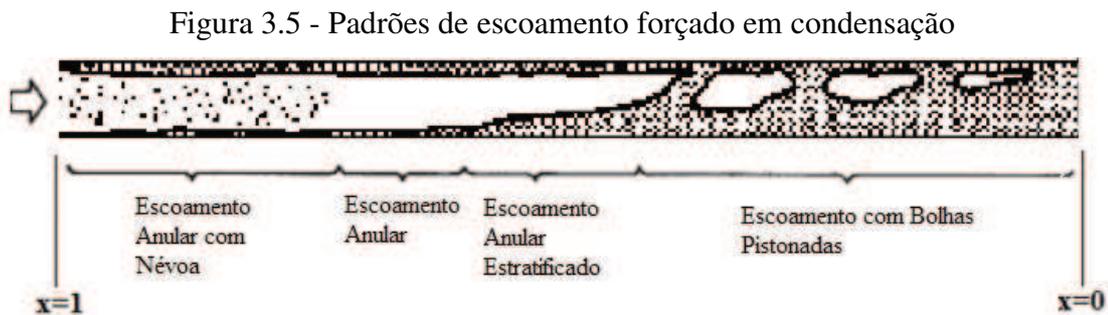
Embora a correlação de Ditus e Boelter (1930) seja facilmente aplicada, erros de até 25 % podem resultar de sua utilização. Conforme Çengel e Ghajar (2012, p.489), “Esse erro pode ser reduzida para menos de 10 % usando relações mais complexas, porém mais precisas”, como a de Petukhov (1970). A previsão dessa relação para números de Reynolds menores foi melhorada por Gnielinski (1976). A correlação de Gnielinski (1976) foi utilizada por Brochier (2014), Cuevas e Fonseca (2016) e Pottker e Hrnjak (2012).

### 3.2.3.2 Região de escoamento bifásico para o condensador

Durante o escoamento do fluido refrigerante na região de condensação, o mesmo perde calor para o meio, sofrendo mudança de fase de vapor saturado a líquido saturado. O coeficiente local de transferência de calor na seção de mudança de fase está relacionado com a configuração

do regime de escoamento do fluido refrigerante, dependente do título da mistura e da vazão do fluido.

Os padrões de escoamento em condensação são mostrados na Figura (3.5). O primeiro regime ocorre como escoamento anular com névoa, onde um filme de líquido forma-se no perímetro da parede dos tubos e o vapor escoa no núcleo central do escoamento. Parte do líquido é arrastada pelo vapor em forma de névoa.



Fonte: Adaptado de El Hajal, Thome e Cavallini (2003).

Conforme ocorre o desenvolvimento do escoamento, a velocidade do vapor diminui e a espessura da película formada na superfície inferior do tubo se torna maior em comparação à superior. As novas formações de condensado irão aumentar a espessura dessa camada passando para o regime anular.

No regime de escoamento anular estratificado, a camada de filme de condensado é consideravelmente maior na superfície inferior do tubo devido à ação da gravidade. Nesse regime se percebe a formação de ondas na interface entre o estado líquido e o gasoso. À medida que o título diminui, o vapor escoa em golfadas em escoamento conhecido como escoamento com bolhas pistonadas. As bolhas têm a tendência de diminuir até que o fluido seja totalmente convertido em líquido.

#### 3.2.3.2.1 *Coefficiente de transferência de calor para condensação*

Diversas correlações foram propostas para a avaliação do coeficiente de transferência de calor no regime de escoamento bifásico no condensador, baseadas em uma correção do coeficiente de transferência de calor monofásico e representadas por modelos empíricos apropriados. Santos Junior, Riffel, Guimarães (2014) utilizaram em seu trabalho a correlação de Dobson e Chato (1998), Eq. (3.31), para o cálculo do coeficiente de transferência de calor

para o condensador ( $h_{bi}$ ). A mesma aplica-se aos fluidos refrigerantes R-12, R-22, R-134a, R-407C, R-404A e Isceon59.

$$h_{bi} = \frac{k_l}{D_{int}} 0,023 (Re_l)^{0,8} Pr_l^{0,4} \left( 1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (3.31)$$

onde  $k_l$  é a condutividade térmica do refrigerante líquido,  $Re_l$  é número de Reynolds para a fase líquida,  $Pr_l$  é o número de Prandtl para a fase líquida e  $X_{tt}$ , Eq. (3.32), é o parâmetro de Lockhart-Martinelli.

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,125} \quad (3.32)$$

onde  $x$  é o título da mistura,  $\rho_v$  é a massa específica da fase de vapor,  $\rho_l$  é massa específica da fase líquida,  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica da fase líquida e  $\mu_v$  é a viscosidade dinâmica da fase vapor.

Jung et al. (2003) propuseram uma nova correlação, modificando a de Dobson e Chato (1998) com a introdução do número de ebulição, que é uma razão do fluxo de calor e massa combinado com o calor latente de condensação, conforme a Eq. (3.33). A correlação mostrou um desvio médio de 10,7 % para todos os dados de refrigerantes halogenados puros obtidos no estudo. A correlação de Dobson e Chato (1998) e Jung et al. (2003) possuem boa concordância com dados experimentais (HOSSAIN; ONAKA; MIYARA, 2012).

$$h_{bi} = \frac{k_l}{D_{int}} 0,023 (Re_l)^{0,8} Pr_l^{0,4} 22,4 \left( 1 + \frac{2}{X_{tt}} \right)^{0,81} \left( \frac{q''}{G i_{lv}} \right)^{0,33} \quad (3.33)$$

onde  $G$  é a velocidade mássica do refrigerante e  $i_{lv}$  é o calor latente de condensação.

Para o caso da condensação completa, Shah (1979) propôs em seu trabalho uma correlação para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por convecção na região de condensação, conforme a Eq. (3.34). Também apresentou em seu estudo uma correlação para o coeficiente local de transferência de calor.

$$h_{bi} = h_l \left[ 0,55 + 2,09 / (P_{ref} / P_{crit})^{0,38} \right] \quad (3.34)$$

onde  $h_l$ , Eq. (3.35), é o coeficiente de transferência de calor por convecção assumindo que toda a massa flui como líquido,  $P_{ref}$  é a pressão do refrigerante e  $P_{crit}$  é a pressão crítica do refrigerante.

$$h_l = \frac{k_l}{D_{int}} [0,023(Re_l)^{0,8} Pr_l^{0,4}] \quad (3.35)$$

A correlação de Shah (1979) se aplica a diversos refrigerantes e é utilizada para tubos horizontais e verticais com diâmetro de 7 a 40 mm, com temperaturas de saturação de 21 a 310 °C e título da mistura bifásica de 0 a 100 %. Esta correlação foi estabelecida com 474 ensaios experimentais apresentando desvio médio de 15,4 %. A correlação é recomendada quando a velocidade mássica é maior que 200 kg/(m<sup>2</sup> s).

Boissieux, Heikal e Johns (2000) apresentaram em seu trabalho resultados para o coeficiente de transferência de calor local obtidos durante a condensação dos refrigerantes Isceon 59, R-407C e R-404A em um tubo horizontal liso. Os resultados foram comparados com as correlações de Dobson e Chato (1998) e Shah (1979). Apesar da correlação de Dobson e Chato (1998) ter fornecido a melhor previsão para essas misturas refrigerantes, a correlação de Shah (1979) se ajustou bem as medidas dos coeficientes locais de transferência de calor e parece lidar bem com as misturas refrigerantes, com um desvio padrão global de 9,1 %, conforme o estudo.

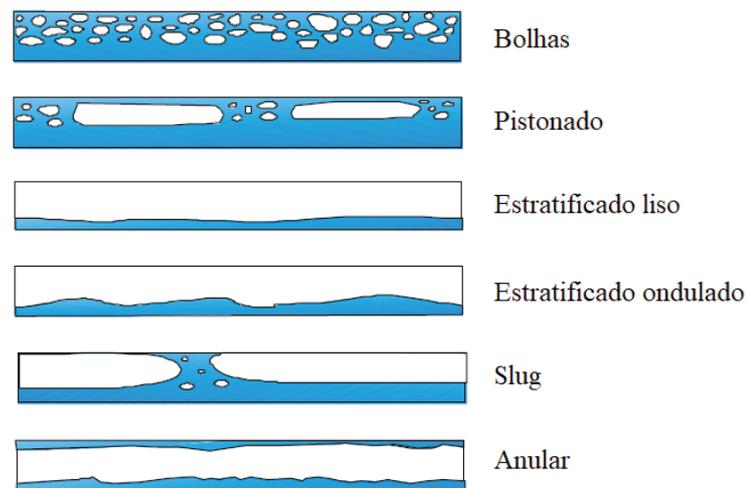
### 3.2.3.3 Região de escoamento bifásico para o evaporador

Durante o escoamento do fluido refrigerante no evaporador, o mesmo absorve calor do ambiente a ser refrigerado, sofrendo mudança de fase. Vaporização é o termo genérico para mudança de fase líquido-vapor, podendo ser ainda denominado como ebulição e evaporação. Conforme Çengel e Ghajar (2012, p.582), “A evaporação ocorre na interface líquido-vapor, quando a pressão de vapor é menor do que a pressão de saturação do líquido a uma determinada temperatura. [...] A ebulição, por sua vez, ocorre na interface sólido-líquido, quando o líquido é colocado em contato com uma superfície mantida a uma temperatura suficientemente acima da temperatura de saturação do líquido”.

Parâmetros de desempenho de trocadores de calor, como a perda de pressão e a diferença de temperatura entre os fluidos de trabalho, são influenciados pelo padrão de escoamento. Dessa forma, sua determinação é importante para uma estimativa do coeficiente de transferência de calor em aplicações envolvendo vaporização.

Na Figura (3.6), mostra-se um processo típico de vaporização com os diferentes padrões encontrados para o escoamento bifásico em tubos horizontais.

Figura 3.6 – Regimes de escoamento encontrados na ebulição



Fonte: Adaptado de Bueno (2004).

Nas regiões em que o título de vapor é muito reduzido, o escoamento no regime de bolhas é usualmente encontrado. Ocorre o início da ebulição nucleada quando as primeiras bolhas aparecem na parede, caracterizado por bolhas discretas de vapor dispersas na fase líquida. O tamanho médio dessas bolhas é geralmente pequeno comparado com o diâmetro do tubo. Observa-se que as bolhas tendem a se concentrar na região superior do tubo. Conforme o aquecimento do líquido e com o aumento do título no regime em bolhas, as pequenas bolhas dão origem a bolhas maiores, semelhantes a pistões, que ocupam a porção superior do tubo, devido a efeitos do empuxo. O escoamento resultante é denominado escoamento pistonado (KANDLIKAR; SHOJI; DHIR, 1999).

Em escoamentos com vazões muito reduzidas e títulos razoavelmente altos, observa-se o regime estratificado liso. Nesse caso, o líquido escoar pela parte inferior do tubo e o vapor escoar na parte superior, existindo uma interface praticamente sem ondulações. À medida que as vazões de cada fase e/ou o título são aumentados no regime estratificado, a interface torna-se instável e ondulada, originando o escoamento conhecido como estratificado ondulado. O forte cisalhamento na interface e a formação e ruptura de ondas, pode arrastar gotículas de líquido para o interior do núcleo de vapor. Em vazões de líquido elevadas, a amplitude das ondas pode aumentar de tal forma que a ruptura poderá atingir o topo do tubo, formando grandes bolhas. Este tipo de regime é então conhecido como *slug* (padrão de escoamento intermitente). Devido à força de empuxo, tais bolhas tendem a escoar na porção superior do tubo, presas à sua superfície (KANDLIKAR; SHOJI; DHIR, 1999).

Depois de um tempo, o núcleo do escoamento consiste apenas em vapor e o líquido se limita somente ao espaço anular entre o núcleo de vapor e as paredes do tubo. Esta transição é

precedida pela mudança no padrão de escoamento para o padrão anular. Nesse regime, o filme líquido em contato com as paredes continua produzindo vapor por ebulição nucleada. Já na interface líquido–vapor, o vapor é também produzido por evaporação do líquido, processo chamado de ebulição convectiva. Ambos os processos contribuem para altos valores de coeficiente de transferência de calor. Quando há uma alta velocidade do fluido, desenvolve-se um núcleo contínuo de vapor contornado por uma película de líquido na parede do tubo. Esta película apresenta uma espessura pequena, que diminui gradualmente ao longo do tubo, por causa da forte evaporação na interface de líquido–vapor (KANDLIKAR; SHOJI; DHIR, 1999).

À medida que continua o aquecimento, a camada de líquido anular se torna mais fina e, em seguida, pontos secos começam a aparecer na superfície interna do tubo. Com isso, há uma queda abrupta do coeficiente de transferência de calor. Esse regime de transição continua até que a superfície interna do tubo esteja completamente seca. Qualquer líquido nesse momento está sob a forma de gotículas suspensas no núcleo do vapor (névoa), tendo-se o regime de escoamento disperso, até que todas as gotículas sejam vaporizadas. No fim do regime de escoamento disperso, tem-se o vapor saturado, que se torna superaquecido com qualquer transferência de calor adicional (KANDLIKAR; SHOJI; DHIR, 1999).

#### 3.2.3.3.1 *Coefficiente de transferência de calor para a vaporização*

Nota-se que o processo de vaporização de um fluido em tubos horizontais é bastante complexo e dependente das características do escoamento, geometria, tamanho de tubo, rugosidade, entre outros, o que dificulta o estabelecimento de correlações gerais para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

As correlações de Gungor e Winterton (1986) e Jung et al. (1989) avaliam o coeficiente de transferência de calor local. São baseadas na superposição de efeitos da ebulição nucleada e convectiva, onde o coeficiente de transferência de calor é calculado pela soma dos dois coeficientes. A forma básica da correlação usada pelos autores foi proposta por Chen (1966), conforme a Eq. (3.36), mostrando as duas contribuições principais na taxa de transferência de calor por ebulição.

$$h = h_l F + h_{en} S \quad (3.36)$$

onde  $h_{en}$  é o coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada,  $S$  é o fator de supressão de bolhas e  $F$  é o fator de intensificação.

Na correlação proposta por Gungor e Winterton (1986), o fator de supressão da ebulição nucleada e o fator de intensificação da ebulição convectiva foram obtidos através das Eq. (3.37) e (3.38).

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \times 10^{-6} F^2 Re_l^{1,17}} \quad (3.37)$$

$$F = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad (3.38)$$

onde  $Bo$  é o número de ebulição.

O número de ebulição é um dos parâmetros que regem a mudança de fase e é definido conforme a Eq. (3.39), sendo a relação entre o fluxo de calor por unidade de área de troca térmica na parede,  $q''$ , e o fluxo necessário para vaporizar completamente o fluido.

$$Bo = q'' / Gi_{lv} \quad (3.39)$$

Os fatores  $S$  e  $F$  devem ser multiplicados pelos fatores  $S1$  e  $F1$ , Eq. (3.40) e (3.41), se o número de Froude ( $Fr$ ), definido conforme Eq. (3.42), for menor que 0,05. O parâmetro adimensional  $Fr$  representa a relação entre as forças de inércia do fluido e a força gravitacional, sendo importante na mudança de fase.

$$S1 = (Fr^{0,5}) \quad (3.40)$$

$$F1 = Fr^{(0,1-2Fr)} \quad (3.41)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{int}} \quad (3.42)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade.

O coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada pode ser calculado utilizando-se a Eq. (3.43). Todas as propriedades são calculadas na temperatura de saturação.

$$h_{en} = 55 Pr^{0,12} (-\log_{10} Pr)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67} \quad (3.43)$$

onde  $M$  é a massa molar.

Na correlação proposta por Jung et al. (1989), o fator de supressão da ebulição nucleada pode ser encontrado pela Eq. (3.44) para  $X_{tt} \leq 1$  e pela Eq. (3.45) para  $1 < X_{tt} \leq 5$ . O fator de intensificação da ebulição convectiva pode ser obtido através da Eq. (3.46).

$$S = 4048 X_{tt}^{1,22} Bo^{1,33} \quad (3.44)$$

$$S = 2 - 0,1 X_{tt}^{-0,28} Bo^{-0,33} \quad (3.45)$$

$$F = 2,37 \left( 0,29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,85} \quad (3.46)$$

O coeficiente de transferência de calor da ebulição nucleada pode ser calculado utilizando-se a Eq. (3.47), onde  $D_b$  é o diâmetro da bolha, definido conforme a Eq (3.48), com um ângulo de contato  $\beta = 35^\circ$ .

$$h_{en} = 207 \frac{k_l}{D_b} \left( \frac{q D_b}{k_l T_o} \right)^{0,745} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,581} (Pr_l)^{0,533} \quad (3.47)$$

$$D_b = 0,0146\beta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (3.48)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial.

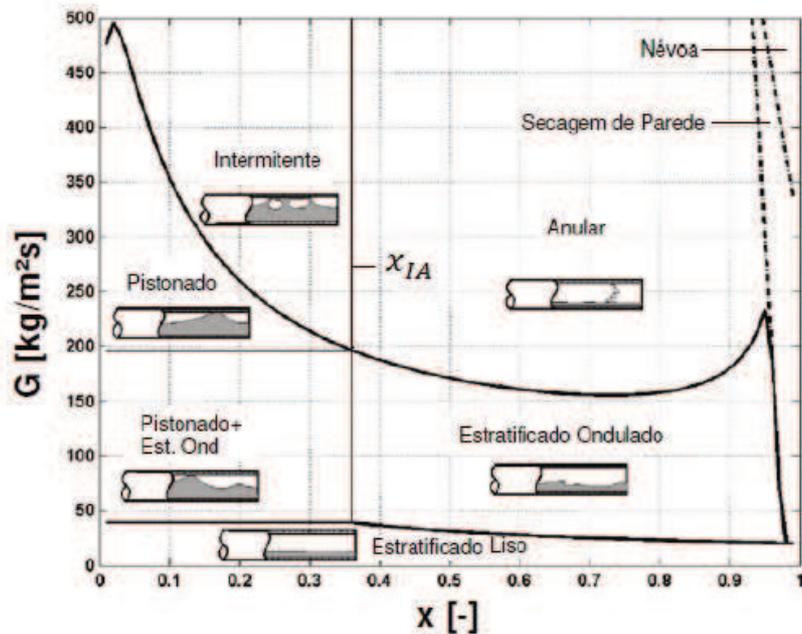
No trabalho realizado por Park e Hrnjak (2007), foi investigado o coeficiente de transferência de calor por ebulição para um tubo horizontal liso de 6,1 mm de diâmetro interno para CO<sub>2</sub>, R410A e R22. Constatou-se que a correlação de Gungor e Winterton (1986) apresenta uma boa concordância com os coeficientes de transferência de calor medidos para o refrigerante R-410A. Kim, Seo e Chung (2002) também observaram que a correlação de Gungor e Winterton (1986) poderia prever coeficientes de transferência de calor em baixas temperaturas de vaporização para o refrigerante. No estudo, os dados do coeficiente de transferência de calor foram obtidos nas temperaturas de vaporização de 5, -5 e -15°C em uma faixa de fluxo de calor de 5 a 15 kW/m<sup>2</sup> e faixa de velocidade mássica de 70–211 kg/(m<sup>2</sup> s).

Inúmeros métodos para a previsão e caracterização de padrões de escoamento em tubos horizontais foram propostos. Em sequência é apresentado o método de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a), que modificou o mapa de padrões de escoamento proposto por Kattan, Thome e Favrat (1998) para tubos horizontais, com a intenção de obter uma nova correlação para determinação do coeficiente de transferência de calor. Fundamentando-se nas informações obtidas por medições das frações de vazio, o padrão de escoamento estratificado ondulado foi dividido nas seguintes sub-regiões: estratificado ondulado, pistonado (bolhas alongadas) + estratificado ondulado e pistonado. Além disso, foi incluído também um padrão de escoamento de secagem de parede, correspondente a um padrão de transição entre anular e escoamento em névoa.

O mapa de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a), Figura (3.7), foi desenvolvido para escoamentos horizontais, para o refrigerante R-22, um tubo de 13,84 mm de diâmetro, temperatura de saturação de 5 °C, fluxo de calor de 2,1 kW/m<sup>2</sup> e

velocidade mássica de  $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ . As linhas pontilhadas correspondem às novas curvas do mapa.

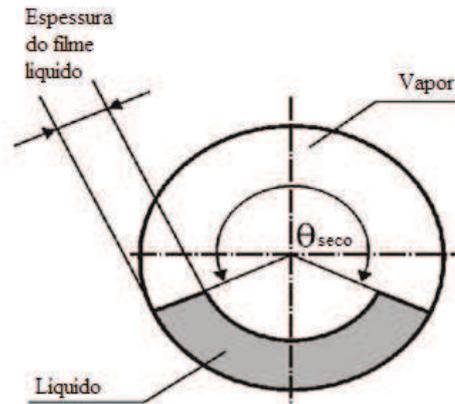
Figura 3.7 – Mapa de padrões de escoamento proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a)



Fonte: Adaptado de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a).

Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b) apresentaram um novo modelo de transferência de calor para os regimes de escoamento estratificado-ondulado, secagem e névoa. Também propuseram uma nova abordagem para determinar o ângulo seco,  $\theta_{\text{seco}}$ , que é a razão do perímetro do tubo em contato com líquido e vapor, Figura (3.8). Segundo os autores, essa modificação do modelo do ângulo seco melhora significativamente a previsão de transferência de calor no fluxo estratificado-ondulado. Um amplo banco de dados de transferência de calor por ebulição foi adquirido pelos autores para o R-22 e o R-410A para desenvolver e validar os novos métodos de previsão de transferência de calor.

Figura 3.8 – Escoamento anular com configuração parcialmente seca



Fonte: Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b).

Analogamente a metodologia adotada por Kattan, Thome e Favrat (1998), utilizou a adimensionalização das grandezas geométricas do escoamento, com base no diâmetro do tubo, conforme as Eq. (3.49) a (3.58). As Eq. (3.51) a (3.54) são para  $h_{LD} \leq 0,5$  e as Eq. (3.55) a (3.58) são para  $h_{LD} > 0,5$ , onde  $h_{LD}$  é a altura da fase líquida a partir do fundo do tubo.

$$h_{LD} = \frac{h_L}{D_{int}} \quad (3.49)$$

$$P_{iD} = \frac{P_i}{D_{int}} = 2[h_{LD}(1 - h_{LD})]^{0,5} \quad (3.50)$$

$$P_{LD} = \frac{P_L}{D_{int}} = \frac{\{8h_{LD}^{0,5} - 2[h_{LD}(1 - h_{LD})]^{0,5}\}}{3} \quad (3.51)$$

$$P_{VD} = \frac{P_V}{D_{int}} = \pi - P_{LD} \quad (3.52)$$

$$A_{LD} = \frac{A_L}{D_{int}^2} = \frac{\{12[h_{LD}(1 - h_{LD})]^{0,5} + 8(h_{LD})^{0,5}\}h_{LD}}{15} \quad (3.53)$$

$$A_{VD} = \frac{A_V}{D_{int}^2} = \frac{\pi}{4} - A_{LD} \quad (3.54)$$

$$P_{LD} = \frac{P_L}{D_{int}} = \pi - P_{VD} \quad (3.55)$$

$$P_{VD} = \frac{P_V}{D_{int}} = \frac{\{8(1 - h_{LD})^{0,5} - 2[h_{LD}(1 - h_{LD})]^{0,5}\}}{3} \quad (3.56)$$

$$A_{LD} = \frac{A_L}{D_{int}^2} = \frac{\pi}{4} - A_{VD} \quad (3.57)$$

$$A_{VD} = \frac{A_V}{D_{int}^2} = \frac{\{12[h_{LD}(1 - h_{LD})]^{0,5} + 8(1 - h_{LD})^{0,5}\}(1 - h_{LD})}{15} \quad (3.58)$$

onde  $P_L$  é o perímetro molhado,  $P_V$  é o perímetro complementar em contato com o vapor,  $A_L$  e  $A_V$  correspondem às áreas da seção da fase líquida e vapor e  $P_i$  é o comprimento da fase de interface.

Os termos adimensionalizados são função de  $\frac{h_L}{D_{int}}$ , determinado através de método iterativo a partir da Eq. (3.59).

$$X_{tt}^2 = \left[ \left( \frac{P_{VD} + P_{iD}}{\pi} \right)^{1/4} \left( \frac{\pi^2}{64A_{VD}^2} \right) \left( \frac{P_{VD} + P_{iD}}{A_{VD}} + \frac{P_{iD}}{A_{LD}} \right) - \frac{1}{\left( \frac{\xi_v G^2 x^2}{2D_{int} g \rho_v (\rho_l - \rho_v) \sin \varphi} \right)^{0,5}} \left( \frac{\pi}{P_{LD}} \right)^{1/4} \left( \frac{64A_{LD}^3}{\pi^2 P_{LD}} \right) \right] \quad (3.59)$$

onde  $\varphi$  é a inclinação do tubo com relação à horizontal e  $\xi_v$  é definida pela Eq. (3.60), sendo o fator de fricção.

$$\xi_v = \frac{0,3164\mu_v}{Gx D_{int}} \quad (3.60)$$

O ângulo estratificado,  $\theta_{strat}$ , pode ser determinado por método iterativo a partir das Eq. (3.61) e (3.62).

$$h_{LD} = 0,5 \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right) \quad (3.61)$$

$$P_{iD} = \sin \left( \frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \quad (3.62)$$

No método proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b), o ângulo seco do perímetro do tubo deve ser definido para cada regime de escoamento. Para a região de escoamento pistonado, entende-se que o escoamento seja semelhante ao intermitente e anular, onde há um filme contínuo de líquido na parte superior do perímetro do tubo, e o  $\theta_{seco}=0$ .

Para a região onde o escoamento é do tipo estratificado-ondulado,  $\theta_{seco}$  deve ser definido conforme a Eq. (3.63).

$$\theta_{seco} = \left[ \frac{(G_{wavy} - G)}{(G_{wavy} - G_{strat})} \right]^{0,61} \theta_{strat} \quad (3.63)$$

onde  $G_{wavy}$  é a velocidade mássica de transição da região de escoamento ondulado e  $G_{strat}$  é a velocidade mássica de transição da região de escoamento estratificado e são determinadas, respectivamente, pelas equações Eq. (3.64) e (3.65).

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D_{int} \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_{LD} - 1)^2]^{0,5}} \left[ \frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left( \frac{We}{Fr} \right)_l^{-1} + 1 \right] \right\}^{0,5} + 50 \quad (3.64)$$

onde  $We$  é o número de Weber, sendo a relação entre a inércia e a tensão superficial do fluido.

$$G_{strat} = \left\{ \left[ 0,34^{1/0,875} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (3.65)$$

Para a região de pistão-estratificada-ondulada, o ângulo  $\theta_{seco}$  deve ser calculado conforme a Eq. (3.66).

$$\theta_{seco} = \frac{x}{x_{IA}} \left[ \frac{(G_{wavy} - G)}{G_{wavy} - G_{strat}} \right]^{0,61} \quad (3.66)$$

onde  $x_{IA}$  é o título de transição da região intermitente e anular no gráfico da Figura (3.7) e é determinado pela Eq. (3.67).

$$x_{IA} = \left\{ \left[ 0,34^{1/0,875} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (3.67)$$

Segundo Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b), como as fases líquido e vapor estão em equilíbrio térmico durante a evaporação no escoamento em névoa, o coeficiente de transferência de calor pode ser comparado à equação do equilíbrio de Dougall e Rohsenow (1963) e Groeneveld (1973) (apud WOJTAN; URSENBACHER; THOME, 2005b), que propuseram que o número de Reynolds seja calculado conforme a Eq. (3.68) e o coeficiente de transferência de calor é calculado conforme a Eq. (3.69).

$$Re = \frac{G D_{int}}{\mu_v} \left[ x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1 - x) \right] \quad (3.68)$$

$$h_{mist} = 0,00117 Re^{0,79} Pr_v^{1,06} Y^{-1,83} \frac{k_v}{D_{int}} \quad (3.69)$$

onde  $Y$ , fator de multiplicação, é definido pela Eq. (3.70).

$$Y = 1 - 0,1 \left[ \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0,4} \quad (3.70)$$

O coeficiente de transferência de calor para o padrão de escoamento de secagem,  $h_{dryout}$ , é definido pela Eq. (3.71).

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{tp}(x_{di}) - h_{mist}(x_{de})] \quad (3.71)$$

onde  $h_{tp}$  é o coeficiente de transferência de calor de mudança de fase, calculado a partir da Eq. (3.72),  $x_{di}$  e  $x_{de}$  são, respectivamente, o título de início e fim do padrão de escoamento de secagem, calculados a partir das equações Eq. (3.78) e Eq. (3.79), respectivamente.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{seco} h_v + (2\pi - \theta_{seco}) h_{wet}}{2\pi} \quad (3.72)$$

onde  $h_v$  é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro seco, definido pela Eq. (3.73) e  $h_{wet}$  é o coeficiente de transferência de calor para o perímetro molhado, definido pela Eq. (3.74).

$$h_v = 0,023 Re_v^{0,8} Pr_v^{0,4} \frac{k_v}{D_{int}} \quad (3.73)$$

onde  $Re_v$  é o número de Reynolds da fase de vapor e  $Pr_v$  é número de Prandtl na fase de vapor.

$$h_{wet} = [(h_{cb})^3 + (h_{en})^3]^{1/3} \quad (3.74)$$

onde  $h_{cb}$  é o coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva, calculado pela Eq. (3.75) e  $h_{en}$  é calculado conforme Eq. (3.77).

$$h_{cb} = 0,0133 Re_\delta^{0,69} Pr_l^{0,4} \frac{k_L}{\delta} \quad (3.75)$$

onde  $Re_\delta$  é o número de Reynolds de filme líquido e  $\delta$  é a espessura do filme de líquido, conforme Eq. (3.76).

$$\delta = \frac{D_{int}}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 - \frac{2D^2 A_{LD}}{(2\pi - \theta_{seco})}} \quad (3.76)$$

$$h_{en} = 55 Pr^{0,12} (-\log Pr)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67} \quad (3.77)$$

$$x_{di} = 0,58 e^{[0,52 - 0,235 We_v^{0,17} Fr_v^{0,37} (\rho_v/\rho_l)^{0,25} (q''/q''_{crit})^{0,7}]} \quad (3.78)$$

onde  $q''_{crit}$  é o fluxo de calor crítico por unidade de área de troca térmica utilizado para adimensionalizar a expressão, calculado a partir da Eq. (3.80).

$$x_{de} = 0,61 e^{[0,57 - 5,8 \times 10^{-3} We_v^{0,38} Fr_v^{0,15} (\rho_v/\rho_l)^{-0,09} (q''/q''_{crit})^{0,27}]} \quad (3.79)$$

$$q''_{crit} = 0,131 \rho_v^{0,5} h_{lv} (g(\rho_l - \rho_v)\sigma)^{0,25} \quad (3.80)$$

onde  $We_v$  é o número de Weber da fase de vapor e  $Fr_v$  é o número de Froude da fase vapor.

### 3.2.4 Coeficiente externo de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor do lado externo se caracteriza pelo escoamento do ar sobre os tubos e aletas dos trocadores de calor. Kays e London (1984) apresentaram em seu trabalho uma modelagem matemática para avaliar o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo, conforme Eq. (3.81), utilizada por Santos Junior; Riffel; Guimarães (2014) e Zigmantas (2006).

$$h_{ext} = \frac{J G_{ar} c_p}{Pr_{ar}^{2/3}} \quad (3.81)$$

onde  $J$  é o fator de Colburn,  $Pr_{ar}$  é o número de Prandtl para o ar,  $G_{ar}$  é a velocidade mássica do ar e  $c_p$  é o calor específico do ar a pressão constante.

Para o cálculo da velocidade mássica do ar utilizou-se a Eq. (3.82).

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{min}} \quad (3.82)$$

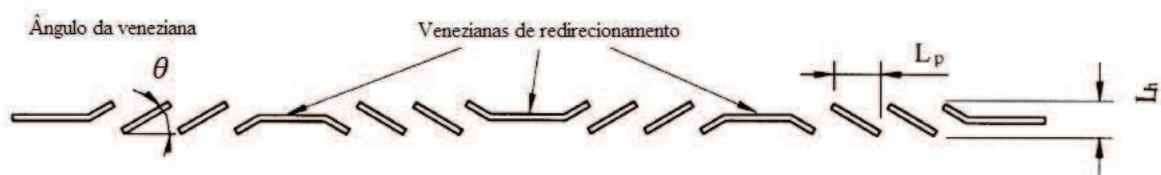
onde  $\dot{m}_{ar}$  é a taxa de massa do ar que atravessa o trocador de calor e  $A_{min}$  é a área mínima ao escoamento do ar nas fileiras de tubos.

Para o cálculo do fator de Colburn em condensadores que utilizam aletas com venezianas podem ser utilizadas as correlações de Wang et al. (1999), apresentadas no Quadro (3.2), que foram desenvolvidas com base em testes empíricos de 49 amostras de trocadores de calor com seis diferentes geometrias de venezianas. Essa correlação previu mais de 95,5 % dos resultados dentro de uma faixa de  $\pm 15$  % e com erro padrão de 5,7 %. A Figura (3.9) mostra os parâmetros geométricos específicos das venezianas.

Quadro 3.2 - Cálculo do fator de Colburn em condensadores que utilizam aletas com venezianas

Wang et al. (1999)	$J = 14,3117 Re_{DC}^{J1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J3} \left(\frac{F_p}{P_l}\right)^{J4} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1,724}$ $= \frac{Nu}{(Re_{DC} Pr^{1/3})}$	(3.83)
	$J1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{3,1} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right)$	(3.84)
	$J2 = -0,7344 + 2,1059 \left(\frac{N_{tubos}^{0,55}}{\ln(Re_{DC}) - 3,2}\right)$	(3.85)
	$J3 = 0,08485 \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-4,4} N_{tubos}^{-0,68}$	(3.86)
	$J4 = -0,1741 \ln(N_{tubos})$	(3.87)
	$J = 1,1373 Re_{DC}^{J5} \left(\frac{F_p}{P_l}\right)^{J6} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{J7} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{J8} (N_{tubos})^{0,3545}$	(3.88)
	$J5 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{0,52} (N_{tubos})^{-0,5} \ln\left(\frac{L_h}{L_p}\right)$	(3.89)
	$J6 = -0,4776 + 0,40774 \left(\frac{N_{tubos}^{0,7}}{\ln(Re_{DC}) - 4,4}\right)$	(3.90)
	$J7 = -0,58655 \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{2,3} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1,6} (N_{tubos})^{-0,65}$	(3.91)
	$J8 = 0,0841(\ln(Re_{DC}) - 3)$	(3.92)

Figura 3.9 - Parâmetros geométricos das venezianas das aletas



Fonte: Adaptado de Wang et al. (1999).

Para o evaporador, é necessário o uso de correlações para aletas com superfícies molhadas, pois durante a vaporização do refrigerante a temperatura do fluido encontra-se abaixo da temperatura de orvalho do ar, causando desumidificação. Wang, Lin e Lee (2000) propuseram um modelo para o cálculo da correlação de aletas com venezianas nessas condições. Em seu modelo é proposta uma razão entre o coeficiente de transferência de calor sensível para serpentinas molhadas e o coeficiente de transferência de massa,  $Le$ , conforme Eq. (3.93).

$$Le = \frac{h_{ext}}{h_d C_p} \quad (3.93)$$

onde  $h_d$  é o coeficiente de transferência de massa e  $C_p$  é a capacidade térmica. A razão  $Le$ , denominada n° de Lewis, deve ser obtida a partir da Eq. (3.94).

$$Le = 0,2702 Re_{Dc}^{0,1739} \left( 0,6 + 0,8493 \left( \frac{2\Gamma}{\mu_f} \right)^{-0,1652 \exp(F_p/Dc)} \left( \frac{F_p}{P_l} \right)^{0,1984} N_{tubos}^{-0,501} \right) \quad (3.94)$$

onde  $\Gamma$  é a razão entre a vazão mássica e uma unidade de largura do tubo,  $\mu_f$  é viscosidade dinâmica da água e  $N_{tubos}$  é o número de fileiras de tubos presentes nos trocadores de calor.

O coeficiente de transferência de calor é obtido a partir do fator de Colburn, conforme Eq. (3.81). A correlação para obter o fator de Colburn é dada pela Eq. (3.95).

$$J = 9,717 Re_{Dc}^{j1} \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{j2} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{j3} \ln \left( 3 - \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,07162} N_{tubos}^{-0,543} \quad (3.95)$$

onde os coeficientes  $j1$  a  $j3$  são obtidos a partir da Eq. (3.96), Eq. (3.97) e Eq. (3.99).

$$j1 = -0,023634 - 1,2475 \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{0,65} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{0,2} N_{tubos}^{-0,18} \quad (3.96)$$

$$j2 = 0,856 e^{(\tan\theta)} \quad (3.97)$$

onde  $\theta$  é o ângulo da veneziana, dado pela Eq. (3.98).

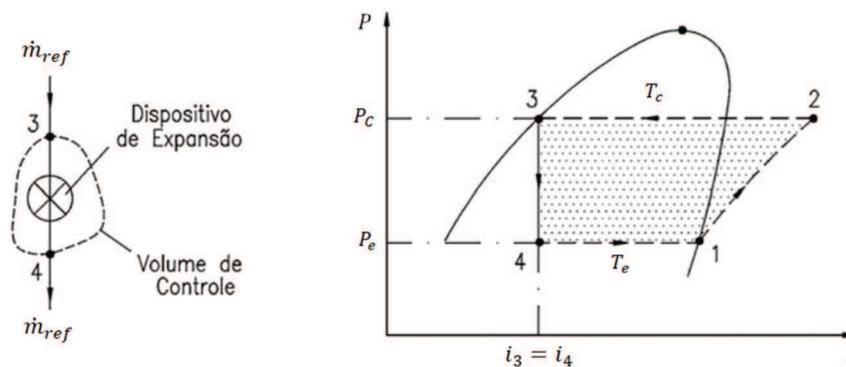
$$\tan\theta = \frac{L_h}{L_p} \quad (3.98)$$

$$j3 = 0,25 \ln(Re_{Dc}) \quad (3.99)$$

### 3.3 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Para promover a expansão do fluido refrigerante, ou seja, para provocar a queda da pressão de condensação até a pressão de vaporização, são utilizados dispositivos de expansão, Figura (3.10), tais como: tubos capilares, válvula de bóia, válvula de expansão de pressão constante, válvula de expansão eletrônica e válvula de expansão termostática. O tubo capilar e a válvula de expansão termostática são os dispositivos mais usados (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 3.10 - Processo no dispositivo de expansão em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Ao sair do condensador, o fluido refrigerante no estado de líquido subresfriado ou saturado entra no dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão, que ocasiona uma queda de pressão e temperatura.

No dispositivo de expansão, o processo teórico é adiabático. Neste caso, aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética, potencial e trabalho, chega-se na Eq. (3.100).

$$i_3 = i_4 \quad (3.100)$$

O título de vapor da mistura pode ser calculado a partir da entalpia específica no estado 4, conforme a Eq. (3.101).

$$i_4 = i_3 = i_l + x(i_v - i_l) \quad (3.101)$$

onde  $i_l$  é a entalpia específica do líquido saturado, na mesma pressão de  $i_4$ , e  $i_v$  é a entalpia específica do vapor saturado.

No caso de tubos capilares, os mesmos são usados em todos os sistemas de refrigeração pequenos, com capacidades na ordem de até 10 kW. O tubo capilar é um tubo de 1 a 6 m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,2 a 2 mm. O refrigerante líquido que entra no tubo capilar perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido (STOECKER; JONES, 1985).

Hermes, Melo e Knabben (2010) propuseram em seu trabalho uma solução algébrica para a determinação da vazão mássica que escoar através do comprimento do tubo capilar, considerando-se o mesmo adiabático.

O compressor e o dispositivo de expansão atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador (STOECKER; JONES, 1985). A vazão pelo tubo capilar aumenta com a pressão de condensação em virtude do aumento da diferença de pressão entre as extremidades do tubo.

### 3.4 MODELOS PARA PREVISÃO DE PERDA DE PRESSÃO

No ciclo de refrigeração, o fluido refrigerante é bombeado através dos trocadores de calor. A potência de bombeamento do fluido é proporcional à queda de pressão, que está associada ao atrito do fluido e a outras contribuições durante o escoamento. Além disso, a taxa de transferência de calor pode ser influenciada de forma significativa pela mudança de temperatura de saturação do fluido nos processos de condensação / ebulição caso haja uma grande queda de pressão associada ao escoamento (SHAH; SEKULIC, 2003).

Uma vez que esses processos refletem no desempenho do ciclo de refrigeração, apresentam-se a seguir as principais perdas de carga do sistema.

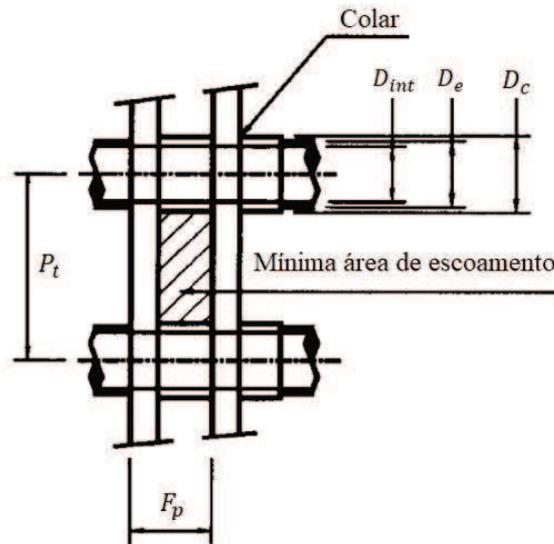
#### 3.4.1 Perda de pressão do lado do ar dos trocadores de calor

A perda de pressão no lado do ar dos trocadores de calor pode ser estimada através da Eq. (3.102), apresentada por Wang et. al (1999).

$$\Delta p = \frac{G_c^2 \rho_e}{2} \left[ \frac{f A_o \rho_m}{A_c \rho_l} + (1 + \sigma_c^2) \left( \frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) \right] \quad (3.102)$$

onde  $A_c$  é a mínima área de escoamento, Figura (3.11),  $A_o$  é a área total de superfície,  $\rho_e$  e  $\rho_s$  são as massas específicas do ar na entrada e na saída do trocador de calor,  $\rho_m$  é a massa específica média entre a entrada e a saída do ar,  $G_c$  é a velocidade mássica máxima do ar baseada na mínima área de escoamento e  $\sigma_c$  é a razão entre a mínima área de escoamento e a área de face do trocador.

Figura 3.11 - Vista ampliada da seção do trocador tubo-aleta



Fonte: Adaptado de Wang et al. (1999).

A correlação para o fator de atrito para trocadores de calor com somente uma fileira de tubos é dada pelas equações Eq. (3.103) a (3.107) (WANG et al., 1999).

$$f = 0,00317 Re_{DC}^{f1} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{f2} \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{f3} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{f4} \left(\ln\left(\frac{A_o}{A_t}\right)\right)^{-6,0483} \quad (3.103)$$

$$f1 = 0,1691 + 4,4118(P_t)^{-0,3} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-2} \left(\ln\frac{P_t}{P_t}\right) \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^3 \quad (3.104)$$

$$f2 = -2,6642 - 14,3809 \left(\frac{1}{\ln(Re_{DC})}\right) \quad (3.105)$$

$$f3 = -0,6816 \ln\left(\frac{F_p}{P_t}\right) \quad (3.106)$$

$$f4 = 6,4668 \left( \frac{F_p}{P_t} \right)^{1,7} \ln \left( \frac{A_o}{A_t} \right) \quad (3.107)$$

onde  $A_t$  é a área da superfície externa do tubo e  $f1$ ,  $f2$ ,  $f3$  e  $f4$  são parâmetros da correlação.

Wang, Lin e Lee (2000) propuseram uma correlação para o fator de atrito para trocadores de calor em condição de desumidificação, conforme as Eq. (3.108) a (3.112).

$$f = 2,814 Re_{Dc}^{f1} \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{f2} \left( \frac{P_l}{D_c} \right)^{f3} \left( \frac{P_l}{P_t} + 0,091 \right)^{f4} \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{1,958} N^{0,04674} \quad (3.108)$$

$$f1 = 1,223 - 2,857 \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{0,71} \left( \frac{P_l}{P_t} \right)^{-0,05} \quad (3.109)$$

$$f2 = 0,8079 \log_e(Re_{Dc}) \quad (3.110)$$

$$f3 = 0,8932 \log_e(Re_{Dc}) \quad (3.111)$$

$$f4 = -0,999 \log_e \left( \frac{2\Gamma}{\mu_f} \right) \quad (3.112)$$

### 3.4.2 Perda de pressão na região de escoamento bifásico

A perda de pressão total em escoamento bifásico é geralmente considerada como a soma de três componentes: aceleração, gravitacional e atrito. Há dois diferentes modelos para sua estimativa, denominados de modelo homogêneo e modelo de fases separadas.

O modelo homogêneo considera o escoamento bifásico como um escoamento que obedece às equações que descrevem um escoamento monofásico, considerando as propriedades médias das fases de líquido e vapor. A velocidade das fases é considerada igual. As componentes de aceleração e gravitacional da perda de pressão podem ser calculadas diretamente a partir de variáveis independentes. Para a componente do atrito é necessário uma correlação, considerando como escoamento monofásico e usando a viscosidade média.

No modelo de fases separadas, considera-se que as fases de vapor e líquido escoam cada qual com suas respectivas velocidades médias. Para calcular as componentes da aceleração e gravitacional, é necessária uma correlação para fração de vazio. Para tubos horizontais, a perda de pressão gravitacional é zero. A queda de pressão por atrito é calculada em função da queda de pressão de um escoamento monofásico multiplicado por um fator de correção, conhecido

como multiplicador bifásico. Esse modelo é mais preciso do que o homogêneo, mas são necessárias correlações empíricas.

Entre as correlações que determinam os multiplicadores bifásicos em escoamentos bifásicos por atrito com base no modelo de fases separadas estão as de Lockhart e Martinelli (1949), Friedel (1979) e Chisholm (1973). Além disso, Müller-Steinhagen e Heck (1986) propuseram uma correlação para a queda de pressão por atrito.

Lockhart e Martinelli (1949) foram os primeiros a propor um método para a previsão da perda de pressão baseada em multiplicadores bifásicos, definidos como a razão entre a perda de pressão por atrito para o escoamento bifásico e a perda de pressão para apenas uma das fases escoando em um tubo similar.

Já a correlação de Chisholm (1973) sugere a inclusão dos efeitos da velocidade mássica e das propriedades do fluido na determinação dos multiplicadores bifásicos. Para isso, o autor propôs uma correlação empírica baseada em seus próprios dados experimentais e no modelo proposto por Baroczy (1965) para o cálculo do multiplicador bifásico.

Friedel (1979) desenvolveu uma correlação baseada em um banco de dados composto de 25000 pontos experimentais incluindo resultados para escoamentos horizontais e verticais. O seu uso é recomendado quando a razão entre a viscosidade do líquido e a do vapor for inferior a 1000. Além das viscosidades de cada fase, o fator multiplicador leva em consideração variáveis como o título de vapor, as massas específicas e os fatores de atrito das fases, bem como o diâmetro interno.

Müller-Steinhagen e Heck (1986) propuseram um método estritamente empírico para a previsão do gradiente de pressão por atrito através de interpolações baseadas em dados experimentais entre a perda de pressão para os escoamentos monofásicos das fases de líquido e vapor. Utilizaram um banco de dados contendo 9313 medidas com 14 diferentes tipos de refrigerantes, tanto para escoamentos verticais quanto horizontais. Para esta correlação, os diâmetros internos variam de 5 a 395 mm e velocidades mássicas variando de 50 a 1038 kg/(m<sup>2</sup> s). Esta correlação trata a queda de pressão causada pela fase somente líquida e somente de vapor separadamente.

Turgut, Çoban e Asker (2015) investigaram as correlações de Lockhart e Martinelli (1949), Friedel (1979), Chisholm (1973) e Müller-Steinhagen e Heck (1986) durante a ebulição e para macro tubos, comparando-as com dados experimentais, a fim de avaliar a precisão de predição das mesmas. Foram comparados 1714 pontos de dados experimentais, para os refrigerantes R-22, R-407C, R-410A, R-744, R-717, R-404A e R-134a. Os resultados, mostrados na Tabela (3.1), referem-se a tubos lisos circulares com diâmetro entre 3,25 a 14

mm, para temperaturas de saturação entre -30 e 50 °C e fluxos de calor de 0 (adiabático) a 36,8 kW/m<sup>2</sup>.

Tabela 3.1 - Previsão dos modelos com os dados experimentais dentro de faixa de erro de  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$  para correlações de perda de pressão em escoamento bifásico

Correlação	$\pm 30\%$	$\pm 20\%$
Lockhart-Martinelli (1949)	43,1 %	31,7 %
Friedel (1979)	41,5 %	27,6 %
Chisholm (1973)	36,6 %	26,8 %
Muller-Steinhagen e Heck (1986)	61,7 %	41,7 %

Fonte: Adaptado de Turgut, Çoban e Asker (2015).

A correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) mostrou melhor desempenho, prevendo 61,7 % e 41,7 % de dados experimentais dentro de faixa de erro de  $\pm 30\%$  e  $\pm 20\%$ , respectivamente. Além disso, os autores também realizaram uma análise estatística para as correlações de queda de pressão durante a ebulição, cujo resumo dos resultados obtidos para o refrigerante R-410A está apresentado na Tabela (3.2). Nota-se que a correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) apresenta melhor desempenho em relação às outras correlações para o refrigerante em análise, com um desvio padrão de 5,6 % e desvio médio de 47,6 %.

Tabela 3.2 - Análise estatística para R-410A

Correlação	Desvio padrão [%]	Desvio médio [%]
Lockhart-Martinelli (1949)	17,7	178,7
Friedel (1979)	8,5	79,4
Chisholm (1973)	11,4	106,7
Muller-Steinhagen e Heck (1986)	5,6	47,6

Fonte: Adaptado de Turgut, Çoban e Asker (2015).

Filip, Baltaretu e Damian (2014) comparam resultados numéricos obtidos usando diferentes correlações de queda de pressão para escoamentos bifásicos, entre elas a de Müller-Steinhagen e Heck, com os resultados experimentais encontrados na literatura científica, para a condensação de R-600a e R-717 (Amônia = NH<sub>3</sub>) em tubos horizontais. Para o intervalo de 0,25-0,35 de título, os modelos mais adequados foram de Friedel (1979), Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Lockhart-Martinelli (1949).

Cavallini et al. (2005) compararam dados experimentais da queda de pressão para escoamentos bifásicos durante a condensação de R-134a e R-410A para mostrar a precisão dos

modelos. A correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) apresentou um desvio padrão de 22,6 % e desvio médio de 68,5 %.

A correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) prevê o gradiente de pressão, conforme a Eq. (3.113). O mesmo é então integrado para determinar a queda de pressão da entrada para a saída. Presume-se que o fluxo de calor seja constante ao longo do comprimento do tubo.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right) = \left\{\left(\frac{dP}{dz}\right)_l + 2 \left[\left(\frac{dP}{dz}\right)_v - \left(\frac{dP}{dz}\right)_l\right] x\right\} (1-x)^{1/3} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_v x^3 \quad (3.113)$$

onde  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$  e  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_v$  são os gradientes de pressão devido ao atrito para parte líquida e de vapor, conforme as Eq. (3.114) e (3.115).

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = f_l \frac{2G^2(1-x)^2}{\rho_l d_i} \quad (3.114)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = f_v \frac{2G^2(1-x)^2}{\rho_v d_i} \quad (3.115)$$

onde  $f_l$  e  $f_v$  são os fatores de atrito, relativos aos escoamentos de fase líquida e vapor, respectivamente.

Vários outros estudos presentes na literatura identificaram a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) adequada para descrever a queda de pressão nos escoamentos bifásicos, entre eles, Grauso et al. (2014), Li e Wu (2010), Sun e Mishima (2009), Xu e Fang (2012) e Xu et al. (2012).

### 3.4.3 Perda de pressão nas tubulações entre os componentes

Nas tubulações do sistema de refrigeração, a determinação da perda de pressão pode ser definida conforme a Eq. (3.116) (STOECKER e JONES, 2002).

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (3.116)$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo,  $V$  é a velocidade do refrigerante e  $\rho$  é a massa específica do fluido refrigerante.

Haaland (1983) apresentou uma equação para determinação do coeficiente de atrito do fluido, obtido em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa da tubulação  $\varepsilon/D_i$ , conforme a Eq. (3.117).

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1,8 \log_{10} \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/D_i}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3.117)$$

As três tubulações principais de um sistema básico de refrigeração são a linha de sucção, linha de descarga e linha de líquido na saída do condensador. À medida que o refrigerante flui através das tubulações, há uma queda de pressão e altera-se a temperatura de saturação do refrigerante, afetando negativamente o desempenho do compressor.

A Tabela (3.3) compara as perdas de pressão relacionando-as com as temperaturas de saturação para vários refrigerantes comuns. Observa-se que os refrigerantes têm diferentes quedas de pressão para a mesma mudança de temperatura, onde o refrigerante desse estudo, R-410A, tem a maior queda de pressão para a mesma variação de temperatura de saturação.

Tabela 3.3 - Temperatura versus perda de pressão

Refrigerante	Queda de pressão na linha de sucção		Queda de pressão na linha de descarga		Queda de pressão na linha de líquido	
	[°C]	[kPa]	[°C]	[kPa]	[°C]	[kPa]
R-22	1,1	20,1	0,56	21,0	0,56	21,0
R-407C	1,1	20,1	0,56	22,8	0,56	24,1
R-410A	1,1	31,0	0,56	32,8	0,56	32,8
R-134a	1,1	13,3	0,56	15,2	0,56	15,2

Fonte: Adaptado de Daikin (2018).

### 3.5 DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

Em sistemas térmicos de forma geral, há uma conexão entre os componentes e uma dependência da eficiência dos mesmos com as condições de funcionamento dos demais. Para a operação do sistema de refrigeração como um todo, deve existir um acoplamento entre o funcionamento de cada um de seus componentes, onde a simulação global do ar condicionado consiste na solução simultânea dos modelos matemáticos para cada elemento. A seguir, apresentam-se características dos programas, metodologias de solução dos sistemas de equações, entre outras características dos trabalhos desenvolvidos por alguns autores para a simulação de sistemas de refrigeração.

Os dados de entrada para o programa desenvolvido por Zigmantas (2006) são os dados de geometria dos trocadores de calor, a velocidade e temperatura do ar na entrada do condensador, a temperatura, umidade relativa e velocidade mássica do ar na entrada do

evaporador, a rotação do compressor, estimativa inicial da temperatura de condensação, a pressão atmosférica do local da realização dos ensaios, estimativa inicial do superaquecimento da válvula de expansão e do subresfriamento do sistema.

Os dados de entrada do programa desenvolvido por Mendes (2012) foram vazão de ar dos ventiladores do condensador e evaporador, curva da capacidade por diferença unitária de temperatura em função da vazão de ar para o condensador e evaporador, perda de pressão no condensador e evaporador, volume deslocado do compressor, curvas da eficiência isentrópica e volumétrica do compressor em função da relação de pressão, pressão de mola para abertura máxima e mínima da válvula de expansão, curva para o coeficiente da válvula em função da temperatura de vaporização, temperatura interna da câmara e temperatura ambiente.

Inicialmente, obtiveram-se as informações necessárias através dos dados fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos selecionados, como parâmetros e curvas características de funcionamento. Para os trocadores de calor, foram obtidos os valores de capacidade por diferença unitária de temperatura. Para o compressor, a eficiência isentrópica foi obtida através de uma curva de representação típica da variação deste parâmetro para compressores alternativos em função da relação de pressão. Também foi obtida a equação que fornece a sua eficiência volumétrica real em função da relação de pressão, utilizando os dados de catálogo do equipamento selecionado, tais como capacidade frigorífica e volume deslocado.

Para o dispositivo de expansão, definiu-se a pressão de mola para abertura mínima e para abertura máxima. Encontrou-se uma equação para o coeficiente da válvula em função da temperatura de vaporização, através de dados de catálogo da capacidade frigorífica da válvula. Com isso, pode-se simular o superaquecimento para o sistema, restando apenas o subresfriamento, o qual foi calculado em função da diferença entre o fluido de arrefecimento (ar) e o fluido de trabalho (refrigerante) no condensador.

Os dados de saída do programa são pressão de condensação, pressão de vaporização, calor rejeitado no condensador, trabalho de compressão, capacidade frigorífica, potência elétrica, rendimento isentrópico, rendimento volumétrico, relação de pressão, vazão mássica de fluido refrigerante e COP. A temperatura de vaporização, temperatura de condensação, superaquecimento e subresfriamento são estimadas inicialmente e a partir de critérios de convergência, corrigiram-se esses valores no decorrer da simulação.

No trabalho desenvolvido por Brochier (2014), os dados de entrada foram frequência de rotação do compressor, temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido para as condições do ambiente interno e externo. Primeiramente, foram estimadas as temperaturas de saturação de vaporização, condensação e de entrada no condensador. Partindo-se das condições

iniciais, foram obtidas a vazão mássica no compressor e a potência elétrica. Utilizando-se a vazão mássica e a condição inicial de temperatura de condensação, calculou-se a capacidade do condensador.

A vazão mássica que flui através do tubo capilar foi calculada através da entalpia de saída do condensador e das temperaturas de condensação e vaporização. Foi realizado um processo iterativo, modificando-se a temperatura de condensação, até que a vazão mássica no capilar coincidissem com a vazão mássica obtida no compressor.

O evaporador foi calculado utilizando-se a temperatura de vaporização inicial e a vazão mássica. A temperatura de saturação de vaporização foi ajustada comparando-se a taxa de calor obtida no lado do refrigerante com o lado ar. Para a verificação da convergência, comparou-se o balanço de energia do lado do refrigerante com os dados de saída de cada modelo. Como dado de saída tem-se o rendimento global do sistema.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, será apresentada a metodologia utilizada para alcançar os objetivos propostos nesse trabalho, composta de cinco etapas principais: apresentação das características construtivas do sistema de condicionamento de ar estudado, modelamento matemático, determinação do fluxograma de simulação do sistema, verificação do modelo desenvolvido e análises realizadas.

### 4.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

Para o desenvolvimento do modelo matemático que representasse um sistema de refrigeração, baseou-se no equipamento utilizado no trabalho de Brochier (2014), que consiste em um equipamento condicionador de ar do tipo *split-hiwall* unitário com vazão variável de refrigerante. O mesmo opera segundo um ciclo de compressão de vapor de simples estágio e tem como fluido de trabalho o refrigerante R-410A.

O compressor empregado possui capacidade nominal de 2650 W, com variação admitida de  $\pm 5\%$  e COP de 3,9. A sua velocidade de operação pode variar dentro do intervalo de frequência de 18 a 120 Hz. Os trocadores de calor considerados são do tipo tubo-aleta, sendo os tubos constituídos de cobre e as aletas de alumínio. As características construtivas gerais encontram-se descritas na Tabela (4.1).

Tabela 4.1 - Características construtivas dos trocadores de calor

	Evaporador	Condensador
Diâmetro externo do tubo	7 mm	7 mm
Diâmetro interno do tubo	6,3 mm	6,3 mm
Número de tubos na face	12	22
Número de fileiras	2	1
Número de circuitos	2	2
Comprimento dos tubos	540 mm	836 mm
Espessura da aleta	0,1 mm	0,1 mm
Tipo de aleta	Plana com venezianas	Plana com venezianas
Número de aletas	340	658
Área da face	139,9 mm	397,3 mm

Para esse trabalho, o dispositivo de expansão não foi modelado. Para os cálculos, considerou-se uma expansão irreversível à entalpia constante, desde a pressão do condensador

até a pressão do evaporador. Justifica-se essa simplificação devido à diminuição do tempo de simulação computacional e ao fato de o dispositivo de expansão do equipamento modelado ser de orifício fixo e não ajustável, tendo uma menor influência no desempenho do ciclo.

#### 4.2 MODELAMENTO MATEMÁTICO

O modelo matemático para o sistema de condicionamento de ar foi baseado nas equações apresentadas no capítulo 3. A capacidade e a potência elétrica do compressor foram encontradas utilizando-se as Eq. (3.4) e Eq. (3.5), respectivamente. Deve-se lembrar de que o compressor não possui capacidade de refrigeração em si, mas comprime uma taxa de massa de refrigerante que permite esta capacidade no evaporador. A taxa de massa de refrigerante no ciclo foi obtida a partir do balanço de energia do compressor, mostrada na Eq. (3.6). Considerou-se também a perda de pressão na tubulação de sucção do compressor, por ser a mais significativa no desempenho do sistema de refrigeração, utilizando-se a Eq. (3.116).

O Quadro (4.1) mostra as correlações e equações utilizadas para definir o comportamento do sistema de refrigeração, tratando-se de transferência de calor e perda de carga nos trocadores de calor. As resistências térmicas de contato e incrustações foram desprezadas para a determinação do coeficiente global de transferência de calor.

Quadro 4.1 – Visão geral das equações e correlações utilizadas para os trocadores de calor

Região	Correlação
<i>Lado ar</i>	
- Coeficiente de transferência de calor (Condensador)	Wang et al. (1999)
- Coeficiente de transferência de calor (Evaporador)	Wang, Lin e Lee (2000)
- Perda de pressão (Evaporador)	Wang et al. (1999)
- Perda de pressão (Condensador)	Wang, Lin e Lee (2000)
- Eficiência da aleta	Schmidt (1949 apud WANG et al., 1999)
<i>Escoamento monofásico</i>	
- Coeficiente de transferência de calor	Gnielinski (1976)
- Perda de pressão	Haaland (1983)
<i>Escoamento bifásico (Evaporador)</i>	
- Coeficiente de transferência de calor	Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b)
- Perda de pressão	Müller-Steinhagen e Heck (1986)
<i>Escoamento bifásico (Condensador)</i>	
- Coeficiente de transferência de calor	Shah (1979)
- Perda de pressão	Müller-Steinhagen e Heck (1986)

O modelo matemático do evaporador dividiu o trocador de calor em duas regiões distintas para cada circuito de passagem do refrigerante, sendo vaporização (escoamento bifásico) e superaquecimento (escoamento monofásico). Para a região de superaquecimento, foi adotada a correlação proposta por Gnielinski (1976), conforme Eq. (3.29). Para a modelagem do processo de ebulição nesse estudo, considerou-se o mapa de padrão de escoamento de Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005a) e o método proposto por Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005b), apresentado na seção 3.2.3.3.1. Utilizou-se esse método devido às hipóteses adotadas para a sua elaboração, por ter utilizado um banco de dados para macrotubos, por ter sido desenvolvido para o fluido refrigerante R-410A e tubos horizontais.

O modelo de transferência de calor proposto para o condensador dividiu o trocador de calor em três regiões distintas para cada circuito de passagem do refrigerante: dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. Para o interior do tubo, nas regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento, foi utilizada a correlação para transferência de calor monofásica proposta por Gnielinski (1976), conforme descrita na Eq. (3.29). Para a região de condensação, escoamento bifásico, foi utilizada a correlação de Shah (1979), conforme Eq. (3.34).

A perda de pressão para o escoamento bifásico de ambos trocadores de calor foi obtida através do procedimento da biblioteca do *software* EES, a partir da correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986), conforme explicitado na seção 3.42.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado externo (lado do ar) dos trocadores de calor utilizaram-se para o condensador e evaporador, respectivamente, as correlações propostas por Wang et al. (1999) e Wang, Lin e Lee (2000), Quadro (3.2) e Eq. (3.93) à (3.99), por serem aplicadas às aletas com venezianas. Usam-se diferentes correlações, pois a temperatura do fluido encontra-se abaixo da temperatura de orvalho do ar durante a evaporação do refrigerante, causando desumidificação. Dessa forma, as aletas encontram-se molhadas nesse caso.

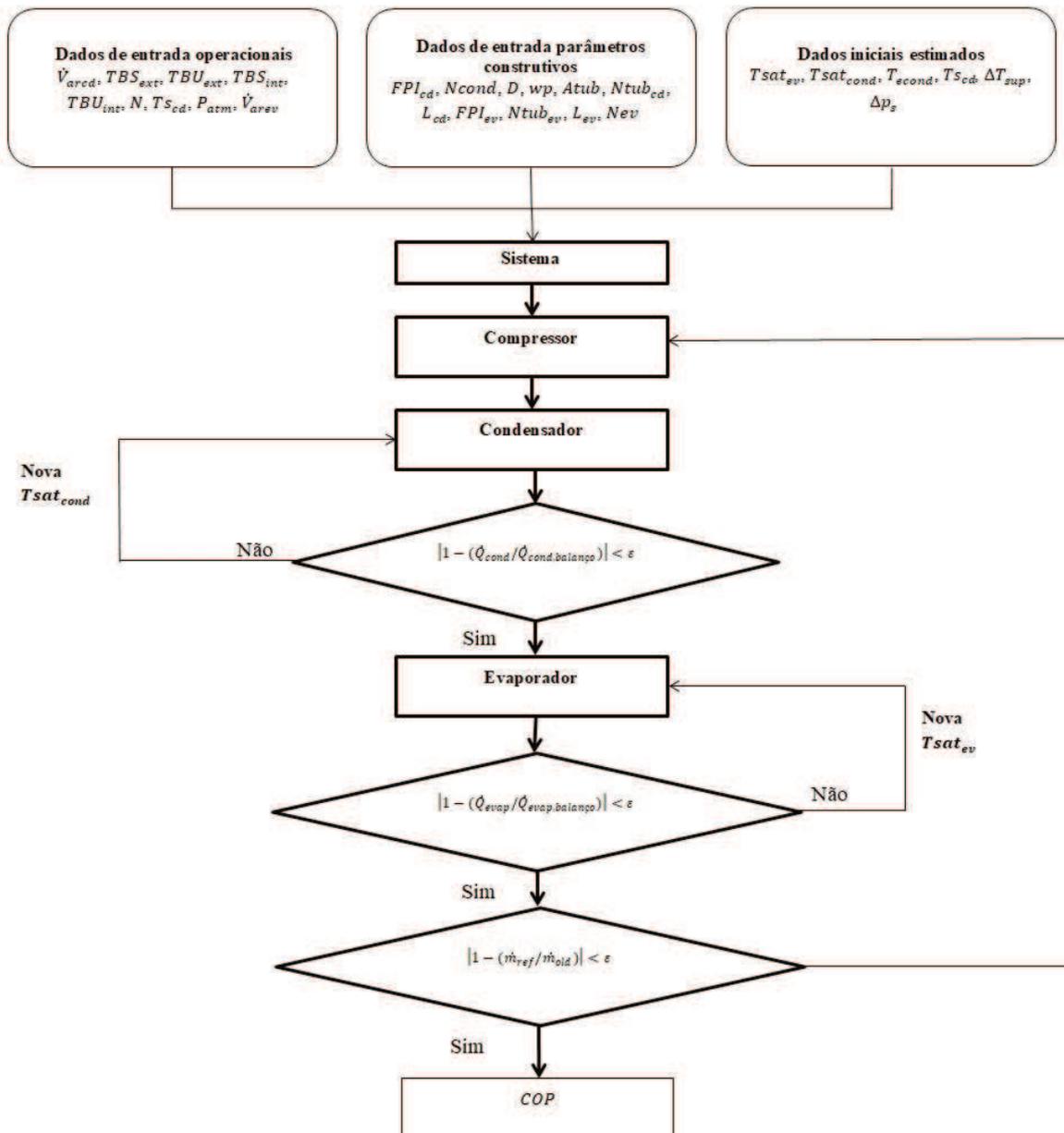
A perda de pressão do lado ar, Eq. (3.102), para o condensador foi estimada através do fator de atrito, conforme a Eq. (3.103), apresentada por Wang et. al (1999), e para o evaporador utilizou-se o modelo proposto por Wang, Lin e Lee (2000), Eq. (3.108).

#### 4.3 SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Para a simulação computacional do ciclo, utilizou-se o *software* EES, por necessidade de se dispor das propriedades para o refrigerante e por possuir funções para a avaliação dessas

propriedades, facilitando o trabalho de codificação e execução do modelo matemático. A solução corresponde à condição de equilíbrio do sistema de refrigeração, ou seja, é determinado o ponto em regime permanente para determinadas condições de operação. O processo de simulação, de forma simplificada, é apresentado na Figura (4.1). Um fluxograma de simulação mais completo está disposto no Apêndice A.

Figura 4.1 – Fluxograma do processo de simulação



As grandezas de entrada para simulação do sistema de refrigeração são vazão volumétrica de ar (ventilador) do condensador e evaporador ( $\dot{V}_{arcd}$  e  $\dot{V}_{arev}$ ), temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido na entrada do condensador ( $TBS_{ext}$  e  $TBU_{ext}$ ),

temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador ( $TBS_{int}$  e  $TBU_{int}$ ), frequência de rotação do compressor ( $N$ ) e pressão atmosférica ( $P_{atm}$ ).

Também são impostos como dados de entrada parâmetros construtivos dos trocadores de calor, como quantidade de aletas por polegada ( $FPI_{cd}$  e  $FPI_{ev}$ ), número de circuitos ( $N_{cond}$  e  $N_{ev}$ ), área da seção interna dos tubos ( $Atub$ ), espessura das paredes ( $wp$ ), comprimento ( $L_{cd}$  e  $L_{ev}$ ) e diâmetro dos tubos ( $D$ ), número de tubos na face do condensador e evaporador ( $Ntub_{cd}$  e  $Ntub_{ev}$ ). As temperaturas na entrada e saída do condensador ( $T_{econcd}$  e  $Ts_{cd}$ ), de saturação na vaporização ( $Tsat_{ev}$ ) e de saturação na condensação ( $Tsat_{cond}$ ) são estimadas inicialmente, além do superaquecimento ( $\Delta T_{sup}$ ) e da perda de pressão de sucção ( $\Delta p_s$ ) na entrada do compressor.

Primeiramente, determinou-se a capacidade e a potência elétrica do compressor, além da vazão mássica do refrigerante no ciclo. Calculou-se a temperatura de entrada do condensador e a vazão mássica por circuito nos trocadores de calor. Para o condensador, calcularam-se os coeficientes de convecção interno de dessuperaquecimento, mudança de fase e subresfriamento. Além disso, calcularam-se o coeficiente de convecção externa das aletas e a queda de pressão no lado ar do condensador.

Para determinação do calor rejeitado nas regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, utilizou-se a metodologia  $\varepsilon - NTU$ , descrita na seção 3.2.2. O comprimento necessário do tubo para a região de dessuperaquecimento foi determinado através de um processo iterativo, onde se alterou o próprio comprimento até que todo o calor necessário para que o fluido refrigerante atingisse a temperatura de condensação fosse trocado. Para isso, calculou-se o calor através da taxa de massa do refrigerante, do calor específico do refrigerante e da variação de temperatura entre a entrada do condensador e até a condição de vapor saturado para comparar com o valor obtido através do método  $\varepsilon - NTU$ .

Para a região de condensação, foi utilizado um processo semelhante ao descrito para a região de dessuperaquecimento, onde se alterou o comprimento do tubo até a condensação completa do refrigerante. Para isso, comparou-se o calor obtido através da metodologia  $\varepsilon - NTU$  e através da variação de entalpias na região de condensação.

Para a região de subresfriamento sobre o comprimento restante do tubo, sem que seja necessário um processo iterativo. Determinou-se também a queda de pressão em cada região e nas curvas das tubulações.

É feita uma verificação de convergência na saída do condensador, comparando-se o calor rejeitado no mesmo através de duas formas: encontrado através da soma dos calores

rejeitados nas três regiões do trocador de calor, calculados através do coeficiente global de transferência de calor e da metodologia  $\varepsilon - NTU$ , e através da variação de entalpia na entrada e saída do mesmo ( $\dot{Q}_{cond}$  e  $\dot{Q}_{cond,balanco}$ ). A partir disso, verifica-se a necessidade de reajuste da temperatura de saturação de condensação.

O evaporador é calculado utilizando-se a vazão mássica obtida do modelo do compressor e da entalpia de saída do condensador. São determinados primeiramente os coeficientes de transferência de calor para ebulição e para a região de superaquecimento. Para o lado externo do evaporador, calculou-se o coeficiente de transferência de calor sensível para aletas molhadas.

Utilizando-se a metodologia  $\varepsilon - NTU$ , calcula-se o calor absorvido no evaporador. O comprimento de tubo necessário para vaporizar o refrigerante foi determinado através de um método iterativo, comparando-se o calor trocado em um determinado comprimento de tubo com o calor necessário para concluir a mudança de fase desde a entrada no evaporador até a condição de vapor saturado. Utiliza-se para a região de superaquecimento o restante do comprimento de tubo.

A temperatura de saturação é ajustada comparando-se a taxa de calor obtida através da soma dos resultados encontrados para a região de superaquecimento e ebulição, calculados através do coeficiente global de transferência de calor e da metodologia  $\varepsilon - NTU$ , e através da variação de entalpia no evaporador ( $\dot{Q}_{evap}$  e  $\dot{Q}_{evap,balanco}$ ). Calcula-se a queda de pressão em cada região.

A convergência da vazão mássica do refrigerante do ciclo é feita comparando-se a vazão encontrada na saída do compressor com a mesma do ciclo simulado anteriormente ( $\dot{m}_{ref}$  e  $\dot{m}_{old}$ ). Determinam-se as potências dos ventiladores dos trocadores de calor. Por fim, calcula-se o COP do sistema.

#### 4.4 VERIFICAÇÃO DO MODELO

Para validação do modelo e dos resultados obtidos pelo programa, foram utilizados dados experimentais obtidos por Soares (2013) em um calorímetro psicrométrico do Laboratório de Engenharia de Produto da Midea Carrier, disponibilizados na Tabela (4.2). O equipamento usado para obtenção dos dados foi um sistema *split-hiwall*, com capacidade nominal de 2640 W (9000 Btu/h), operando em modo refrigeração, potência nominal de 800

W, a plena carga, e um COP de 3,3. Para todas as condições de teste, considerou-se uma frequência de rotação do compressor de 52 Hz.

Tabela 4.2 - Resultados obtidos em calorímetro psicométrico para verificação do modelo

Teste	Condição de Teste			Resultados Experimentais			Resultados Simulados		
	Amb. Interno		Amb. Externo	Capacidade total	Potência total	$COP$	Capacidade total	Potência total	$COP$
	$TBS_{int}$ [°C]	$TBU_{int}$ [°C]	$TBS_{ext}$ [°C]	[W]	[W]	[-]	[W]	[W]	[-]
1	26,7	16,9	40,0	1984,1	865,4	2,3	2265	867,4	2,6
2	26,7	16,9	35,0	2275,9	799,8	2,8	2386	774,4	3,1
3	26,7	17,0	29,9	2523,6	730,0	3,5	2533	675,1	3,7
4	26,7	16,9	25,0	2777,7	663,4	4,2	2569	589,0	4,4
5	26,7	19,5	40,4	2089,9	873,9	2,4	2405	870,0	2,8
6	26,7	19,5	35,0	2425,2	812,6	2,9	2519	782,4	3,2
7	26,7	19,5	29,9	2767,8	740,7	3,7	2742	689,8	3,9
8	26,7	19,5	25,3	3000,2	674,9	4,4	2935	615,0	4,8
9	26,7	22,0	40,0	2486,7	891,3	2,8	2568	916,1	2,8
10	26,7	22,0	34,9	2809,4	823,1	3,4	2826	867,3	3,3
11	26,7	22,1	30,2	3037,9	749,4	4,0	3016	768,7	3,9
12	26,7	22,0	25,0	3374,4	671,1	5,0	3285	646,9	5,1

No caso dos resultados experimentais, a capacidade total foi obtida através dos valores de  $TBS_{int}$ ,  $TBU_{int}$  e vazão volumétrica de ar medida no evaporador. A potência total foi medida na entrada do equipamento e representa o somatório da potência consumida pelo compressor, motor do ventilador da unidade interna, motor do ventilador da unidade externa e demais periféricos (motor do defletor horizontal, *display* e placas eletrônicas) (SOARES, 2013).

Os testes de 1 a 4 foram realizados com  $TBU_{int}$  de 17 °C (abaixo da nominal) e os testes de 9 a 12 foram realizados com  $TBU_{int}$  de 22 °C (acima da nominal). O teste 6 mostra os resultados obtidos com o equipamento operando nas condições nominais. Para cada grupo de testes com a mesma  $TBU$ , a temperatura ambiente foi variada de 25 a 40 °C com intervalo de 5 °C.

Para a verificação do sistema de simulação desenvolvido, os dados obtidos a partir das simulações considerando-se as mesmas condições impostas nos testes foram comparados com os valores medidos no calorímetro psicométrico, para verificar se o modelo descreve de forma adequada o comportamento real do ar condicionado em análise.

A partir das comparações, foram ajustados os valores de potência e vazão mássica do compressor com fatores de multiplicação de 1,05 e 0,9, respectivamente. Os valores dos coeficientes de transferência de calor na região de ebulição e condensação foram ajustados com

um fator de multiplicação de 0,7, assim como os coeficientes de transferência de calor do lado externo dos trocadores de calor. Os resultados simulados após os ajustes também são mostrados na Tabela (4.2).

Tais ajustes são necessários, pois as correlações indicadas pelos diferentes autores são as mais genéricas possíveis, nem sempre representando a realidade física do modelo simulado. Além disso, os próprios dados coletados através das medidas do calorímetro psicrométrico apresentam incertezas de medição, próprias dos medidores.

Os resultados gerados pelos programas mostraram boa aderência, cujas diferenças percentuais para a capacidade total e potência total estão mostrados na Tabela (4.3). Os maiores erros, de 15,1 % e 14,2 % para a capacidade total, ocorreram para uma  $TBS_{ext}$  próxima de 40 °C, sendo a mesma pouco representativa no decorrer de um ano. Quantitativamente, à parte dessa temperatura de ambiente externo, o modelo está bem representado, com diferenças inferiores a 7,5 % e 11,2 % para a capacidade total e potência total, respectivamente, em relação aos valores experimentais. Sendo assim, considerou-se a metodologia confiável na aplicação para predição de desempenho do equipamento de ar condicionado em estudo. Nota-se que as maiores diferenças percentuais da capacidade, correspondem as menores diferenças da potência.

Tabela 4.3 - Diferenças percentuais para a capacidade total e potência total do equipamento

Teste	Diferenças percentuais	
	Capacidade total [%]	Potência total [%]
1	14,2	0,2
2	4,8	-3,2
3	0,4	-7,5
4	-7,5	-11,2
5	15,1	-0,4
6	3,9	-3,7
7	-0,9	-6,9
8	-2,2	-8,9
9	3,3	2,8
10	0,6	5,4
11	-0,7	2,6
12	-2,6	-3,6

#### 4.4.1 Diferentes frequências de rotação

Também se verificou a validação do modelo obtido para diferentes frequências de rotação do compressor. Para isso, utilizaram-se novamente dados experimentais obtidos por Soares (2013), obtendo-se resultados para a capacidade total, potência total e COP na condição nominal, conforme Tabela (4.4). Os resultados simulados foram obtidos nas mesmas condições impostas nos testes e foram considerados os mesmos ajustes apresentados na seção 4.4.

Tabela 4.4 - Resultados obtidos em calorímetro psicométrico para verificação do modelo em diferentes frequências de rotação do compressor

Frequência [Hz]	Condição de Teste			Resultados Experimentais			Resultados Simulados		
	Amb. Interno		Amb. Externo	Capacidade total	Potência total	COP [-]	Capacidade total	Potência total	COP [-]
	$TBS_{int}$ [°C]	$TBU_{int}$ [°C]	$TBS_{ext}$ [°C]	[W]	[W]		[W]	[W]	
40	26,68	19,42	35,01	1957,71	580,28	3,37	2265	496,3	4,27
44	26,75	19,47	35,03	2135,02	650,55	3,28	2369	575,5	3,88
48	26,72	19,27	35,03	2274,23	722,4	3,15	2429	657,9	3,52
52	26,72	19,48	35,02	2425,16	812,6	2,98	2519	782,4	3,22
56	26,74	19,44	35,2	2576,68	877,9	2,86	2577	830,2	2,98
60	26,76	19,55	34,91	2788,28	974,85	2,86	2653	919,6	2,78

As diferenças percentuais para os valores de capacidade total e potência gerados pelos programas para as diferentes frequências de rotação do compressor são mostrados na Tabela (4.5).

Tabela 4.5 - Diferenças percentuais para a capacidade total e potência total do equipamento

Frequência [Hz]	Diferenças percentuais	
	Capacidade total [%]	Potência total [%]
40	15,70	-14,78
44	10,96	-11,54
48	6,81	-8,93
52	3,87	-3,72
56	0,01	-5,43
60	-4,85	-5,67

## 4.5 ANÁLISES REALIZADAS

Para verificar a influência dos parâmetros construtivos e operacionais no desempenho do equipamento de ar condicionado, em diferentes condições de operação, foi primeiramente simulado o equipamento com as suas características originais, cujos resultados foram considerados como valores de referência nas análises realizadas.

Posteriormente, foram propostos seis diferentes equipamentos modificados, alterando-se aspectos físicos e de operação do projeto do equipamento original. Essas modificações foram realizadas de tal forma que o COP e a capacidade frigorífica apresentassem os mesmos valores da construção original quando operando nas condições nominais, para que seja possível realizar análises comparativas nas demais condições de operação.

Foram obtidos valores para o COP, capacidade frigorífica, potência elétrica, entre outros parâmetros termodinâmicos importantes que influenciam no desempenho do sistema. Desta forma, além dos resultados para as condições nominais, teve-se um mapeamento do comportamento dos componentes fora das condições obtidas em catálogo, muitas vezes requeridas pelo sistema.

### 4.5.1 Modificações realizadas

As primeiras modificações realizadas foram na área de superfície de troca de calor, variável de interesse na análise dos parâmetros construtivos e operacionais no desempenho do aparelho de ar condicionado, que influencia na taxa de transferência de calor entre o ar e o fluido refrigerante. Uma forma de variar esse parâmetro é através da modificação do número de aletas presente nos trocadores de calor, compensando-se essa alteração através da modificação da vazão de ar dos ventiladores.

Dessa forma, consideraram-se duas novas concepções de equipamentos com um menor número de aletas no condensador e no evaporador, considerando-se 625 (33 a menos) e 318 aletas (22 a menos), respectivamente. Com a diminuição do número de aletas, houve uma redução na área de troca de calor para ambos os equipamentos e, conseqüentemente, na capacidade de refrigeração.

A diminuição da área influenciou também na potência dos ventiladores dos trocadores de calor, que reduziu devido à diminuição da queda de pressão do lado do ar devido a menor restrição de passagem do fluxo de ar. Porém, esse efeito foi pouco significativo no trabalho total dos sistemas. O aumento da área de passagem do ar diminuiu a sua velocidade e reduziu

o coeficiente de transferência de calor externo, determinante na condutância térmica. Conseqüentemente, houve uma redução no produto  $UA$  e no desempenho do sistema. Para compensar essa perda, aumentou-se a vazão de ar dos ventiladores do evaporador e do condensador em 10 % e 5 %, respectivamente, a fim de obterem-se os mesmos valores de coeficiente de performance e da capacidade frigorífica da construção original na condição nominal.

O número de circuitos do condensador também é uma variável de interesse na análise dos parâmetros construtivos e operacionais no desempenho do aparelho de ar condicionado, que influencia principalmente na perda de pressão do escoamento interno dos tubos e na velocidade do fluido refrigerante. O mesmo está diretamente relacionado à exigência de potência do compressor para manter o escoamento do fluido. Por isso, realizaram-se análises considerando-se 1 e 3 circuitos no condensador, a fim de comparar com a construção original, que possui 2 circuitos. A diminuição ou aumento da capacidade do condensador devido à redução ou elevação do número de circuitos foi compensado com a modificação de um segundo parâmetro operacional ou construtivo do trocador de calor, os quais são mencionados a seguir.

Primeiramente, tratando-se do equipamento com 1 circuito no condensador, tem-se uma maior velocidade de escoamento do fluido refrigerante e, conseqüentemente, um coeficiente de transferência de calor mais elevado. Para compensar esse aumento, considerou-se apenas 90 % da vazão de ar do ventilador. Dessa forma, forçou-se a redução da troca de calor no lado do ar, através da diminuição do coeficiente de transferência de calor do mesmo.

Já para o caso do equipamento com 3 circuitos no condensador, tem-se uma menor velocidade de escoamento do fluido refrigerante e, conseqüentemente, um coeficiente de transferência de calor mais baixo. Por isso, elevou-se o número de tubos do trocador de calor de 22 para 27. Dessa forma, a diminuição da capacidade do condensador devido ao aumento do número de circuitos foi compensada com o aumento do número de tubos, elevando-se a área de troca de calor tanto para o ar quanto para o fluido refrigerante.

Da mesma forma que se realizou o estudo para o condensador, também foi avaliada a influência do número de circuitos do evaporador no desempenho do aparelho de ar condicionado. Realizaram-se análises considerando-se 1 e 4 circuitos no trocador de calor, a fim de comparar com a construção original, que possui 2 circuitos. O estudo com 3 circuitos apresentou alterações pouco significativas em relação ao equipamento original, optando-se por não apresentar os resultados nesse trabalho.

Para o caso da diminuição do número de circuitos, houve o aumento da capacidade frigorífica ocasionada pela elevação da velocidade e vazão mássica do fluido refrigerante, que

consequentemente influenciou no coeficiente de transferência de calor do mesmo. A fim de obterem-se os mesmos valores de COP e capacidade frigorífica da construção original na condição nominal de operação, diminuiu-se a vazão de ar do ventilador em 25 %. Dessa forma, compensou-se a melhora do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante, prejudicando-se a troca de calor no lado do ar.

Já para o caso do equipamento com 4 circuitos, onde houve a redução da velocidade e vazão mássica do fluido refrigerante, obteve-se uma menor capacidade frigorífica. Para compensar essa perda, aumentou-se para 19 o número de tubos na face no evaporador, incrementando a área de troca de calor.

Por fim, através da análise das consequências das alterações dos parâmetros do equipamento, chegaram-se às modificações estudadas, mostradas no Quadro (4.2). Estipulou-se um código para cada modificação a fim de facilitar a identificação dos resultados gráficos posteriormente.

Quadro 4.2 - Modificações realizadas para as análises da influência dos parâmetros físicos e operacionais no desempenho do equipamento de ar condicionado

Modificações realizadas		Código de identificação
Variação da área de troca de calor	10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador	EV110%VA_318A
	5 % de aumento da vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador	CON105%VA_625A
Variação do número de circuitos do condensador	10 % de redução da vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador	CON90%VA_1C
	Aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador	CON27T_3C
Variação do número de circuitos do evaporador	25 % de redução da vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador	EV75%VA_1C
	Aumento para 19 tubos na face e 4 circuitos no evaporador	EV19T_4C

#### 4.5.2 Condições de simulação

Para as análises realizadas, os sistemas foram simulados nas condições descritas na Tabela (4.6). As condições do ambiente interno (lado do evaporador) foram constantes para todas as simulações. Já as condições do ambiente externo (lado do condensador) foram

diferentes para cada simulação, onde a  $TBU_{ext}$  não é observada, pois o condensador troca apenas calor sensível com relação ao ar. Considerou-se uma frequência de rotação do compressor de 52 Hz.

Tabela 4.6 - Condições de temperatura do ar nas simulações

Condição	Ambiente		Sala	
	$TBS_{ext}$ [°C]	$TBU_{ext}$ [°C]	$TBS_{int}$ [°C]	$TBU_{int}$ [°C]
1	35	-		
2	32	-		
3	29	-		
4	27	-	24	17
5	25	-		
6	23	-		
7	21	-		

Como já foi mostrado no Capítulo 2, através dos dados de frequência de ocorrência de diferentes temperaturas para algumas localidades brasileiras, nota-se que o equipamento passa a maior parte do tempo operando em temperaturas mais amenas em diversas cidades. Por isso, a fim de verificar se os equipamentos modificados apresentavam as mesmas diferenças em relação à construção original em frequências mais baixas, os mesmos também foram simulados utilizando-se uma frequência de rotação 30 % inferior, de 36,4 Hz. Para esse caso, consideraram-se as mesmas modificações apresentadas no Quadro (4.2) e as mesmas condições de temperatura do ar da Tabela (4.6).

#### 4.5.3 Consumo anual de energia

Como última etapa, foi realizado um estudo avaliando-se a diferença de consumo e custo de energia anual do aparelho de ar condicionado com a configuração original em comparação àqueles equipamentos cujas modificações geraram diferença no resultado do COP integrado. Para essa análise, escolheram-se as cidades de Porto Alegre e Recife. Considerou-se a tarifa residencial da distribuidora CEEE-D de R\$ 0,86 / kWh para Porto Alegre e a tarifa residencial da Celpe de R\$ 0,73 / kWh para Recife.

Para determinar as horas de funcionamento em cada temperatura do ambiente externo utilizadas nas simulações para as localidades elegidas, foram utilizados arquivos climáticos disponibilizados pelo Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, vinculado à Universidade Federal de Santa Catarina. Os dados considerados são mostrados na Tabela (4.7).

Tabela 4.7 - Frequência de ocorrência das temperatura do ambiente externo nas simulações nas cidades selecionas

$TBS_{ext}$ [°C]		21	23	25	27	29	32	35
Porto Alegre	Quantidade de horas de ocorrência [h]	1201	1065	706	540	386	224	85
Recife		652	1667	2206	2360	1659	172	0

Os dados utilizados são do Ano Climático de Referência (*Test Reference Year – TRY*), cuja metodologia é baseada na eliminação de anos cujos dados contêm temperaturas médias mensais extremas (altas ou baixas) até que se obtenha apenas um ano de dados médios.

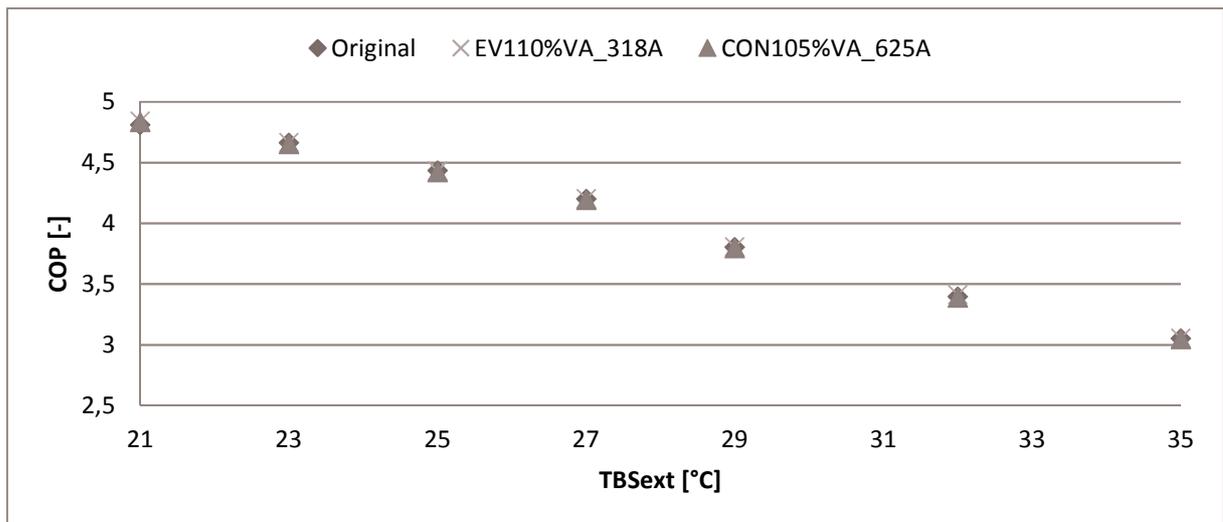
## 5 RESULTADOS

A seguir são apresentados e discutidos os resultados obtidos através das simulações descritas na metodologia.

### 5.1 VARIAÇÃO DA ÁREA DE TROCA DE CALOR

Os resultados obtidos para o COP em diferentes condições de temperatura de ambiente externo dos equipamentos com alteração na área de troca de calor podem ser vistos na Figura (5.1), em comparação ao equipamento com as características originais.

Figura 5.1 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador



Nota-se que o COP mantém-se basicamente igual ao da construção original mesmo com a diminuição da temperatura externa para os dois equipamentos modificados apresentados. Isso ocorre porque a diminuição da área de troca de calor foi compensada pelo aumento do coeficiente de transferência de calor externo dos trocadores de calor, devido à elevação da vazão de ar dos ventiladores. Com isso, a condutância térmica ( $UA$ ) mantém-se praticamente constante, assim como as condições de temperatura nos trocadores de calor, conforme as Figuras (5.2) e (5.3).

Figura 5.2 - Comparação da condutância térmica total do (a) evaporador e (b) condensador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador

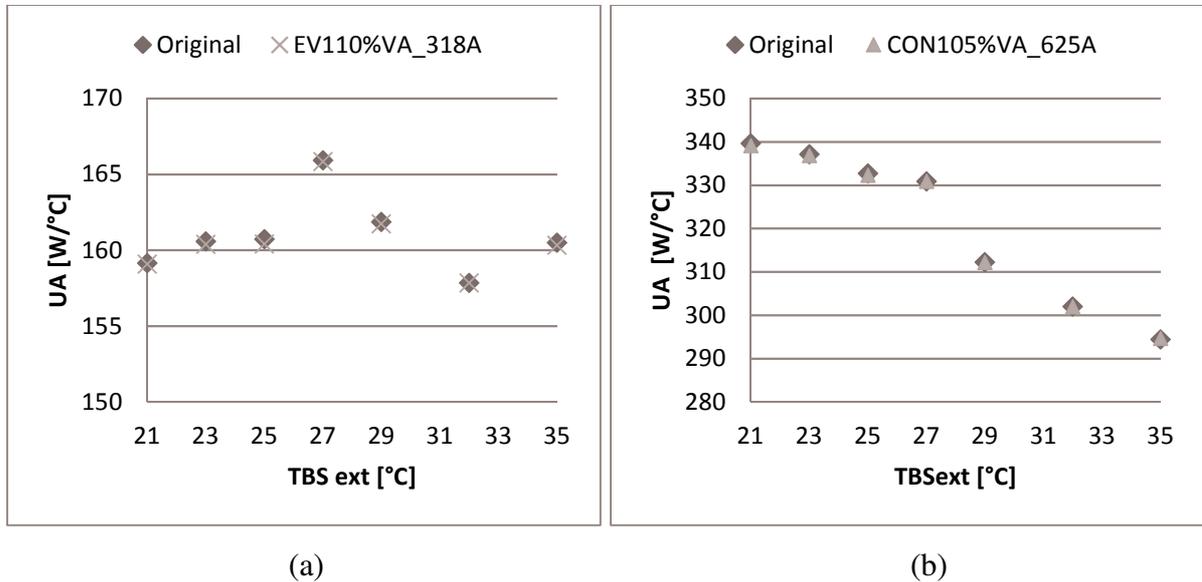
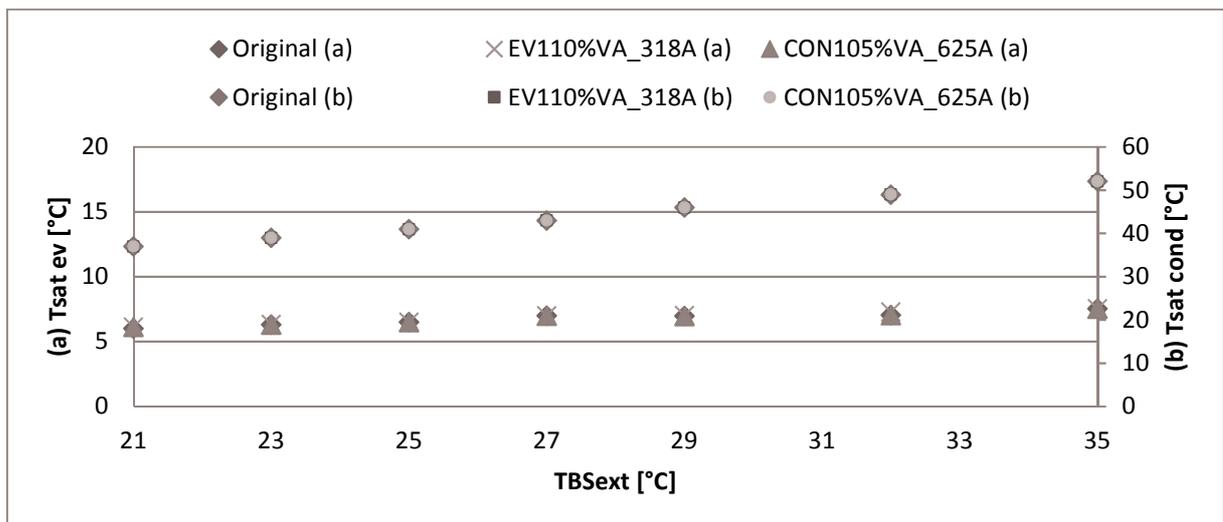


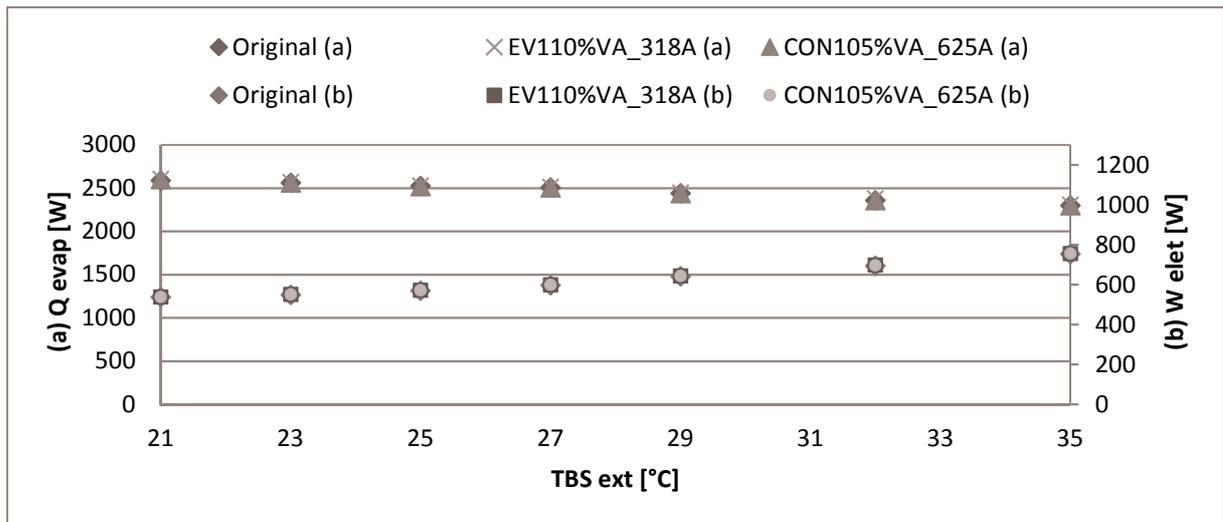
Figura 5.3 - Comparação das temperaturas de (a) vaporização e (b) condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador



Como as alterações realizadas não influenciaram no consumo do compressor, as pressões nos trocadores de calor mantêm-se semelhantes as da construção original para os casos dos dois equipamentos modificados. Além disso, os coeficientes de transferência de calor externos e as áreas de troca de calor são parâmetros que não são afetados com a mudança da

temperatura do ambiente externo, não havendo alteração na capacidade frigorífica entre as diferentes concepções de equipamento com a diminuição da  $TBS_{ext}$ . Esse comportamento pode ser observado na Figura (5.4).

Figura 5.4 - Comparação da (a) capacidade frigorífica e da (b) potência elétrica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e para o equipamento com 5 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 aletas no condensador



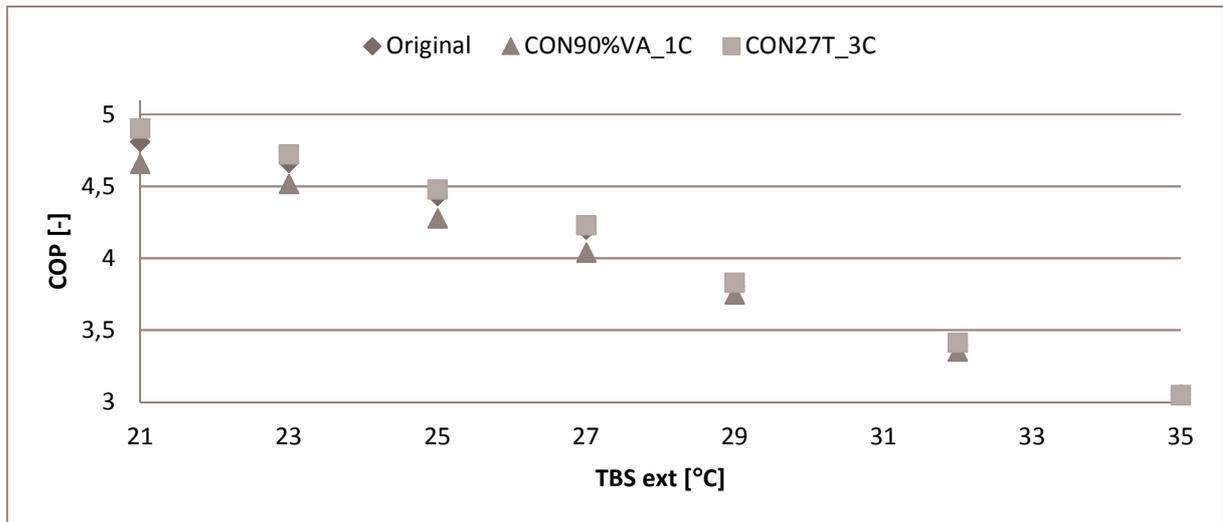
Nota-se que há uma elevação da capacidade frigorífica com a diminuição da temperatura externa. Isso ocorre devido ao aumento da diferença de temperatura do refrigerante e do ar externo na pressão de saturação de condensação, que eleva a capacidade de rejeição de calor. Com isso, os sistemas rejeitam maior quantidade de calor e buscam um novo ponto de equilíbrio, reduzindo-se a pressão de descarga do compressor. Com menor diferencial de pressão entre a entrada e saída do mesmo, a potência elétrica do sistema diminui.

## 5.2 VARIAÇÃO DO NÚMERO DE CIRCUITOS DO CONDENSADOR

Os resultados obtidos para o COP em diferentes condições de temperatura de ambiente externo dos equipamentos com alteração no número de circuitos do condensador podem ser vistos na Figura (5.5), em comparação ao equipamento com as características originais. Nota-se que o equipamento com 1 circuito apresenta um desempenho inferior para temperaturas externas mais baixas, resultando em um COP até 3,8 % menor para outras condições de

temperaturas. Ao contrário, verificou-se que o coeficiente de performance para o equipamento com 3 circuitos chega a ser até 1,9 % superior à construção original.

Figura 5.5 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador



De forma geral, esse comportamento ocorre porque se tem uma maior perda de pressão no trocador de calor com a diminuição do número de circuitos no condensador, Figura (5.6), uma vez que a mesma é diretamente proporcional ao comprimento da tubulação e a velocidade do escoamento do fluido refrigerante.

O aumento de perda de pressão gera variações que forçam o compressor a aumentar a sua pressão de descarga,  $P_{desc}$ , Figura (5.7), e sua temperatura de descarga. Dessa forma, o equipamento com 1 circuito troca mais calor no condensador em relação aos outros equipamentos estudados devido à necessidade de dissipar maior quantidade de energia do compressor, conforme Figura (5.8), apresentando uma capacidade de rejeição de calor superior, Figura (5.9).

Figura 5.6 - Comparação da perda de pressão no condensador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador

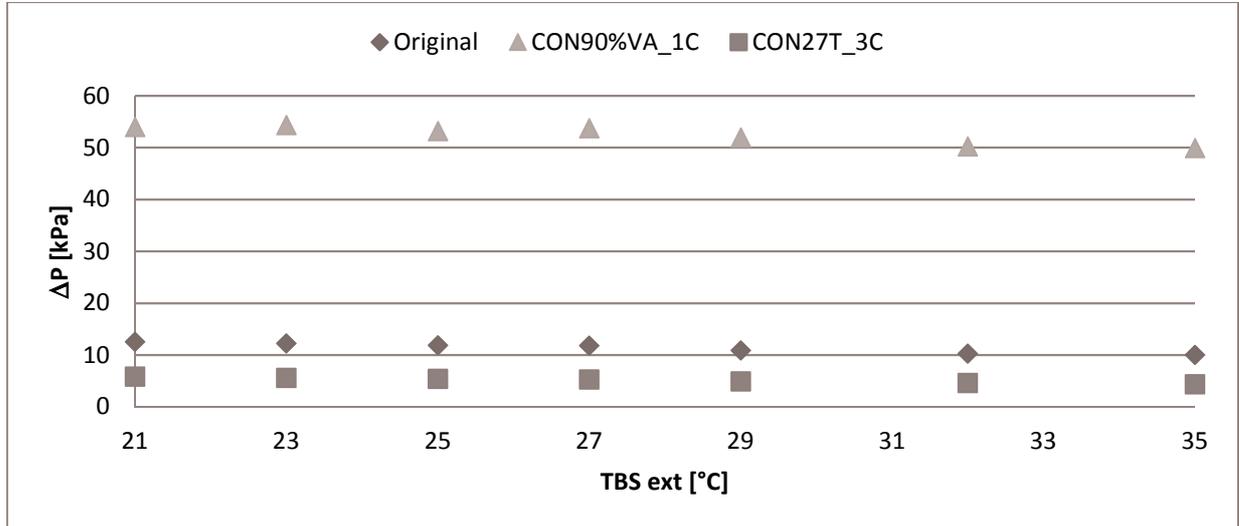


Figura 5.7 - Comparação da pressão de descarga em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador

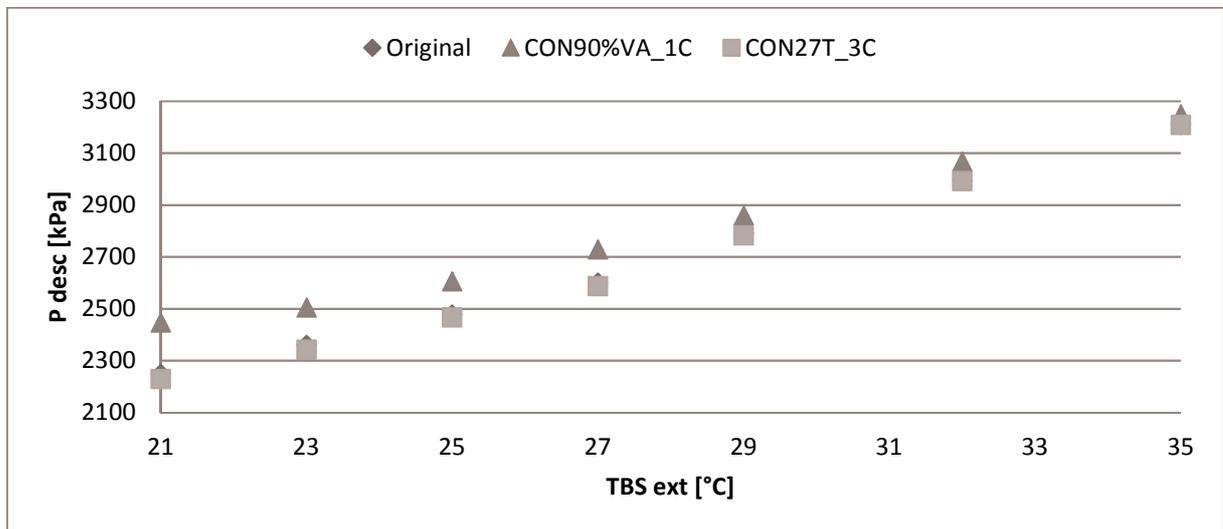


Figura 5.8 - Comparação da potência elétrica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador

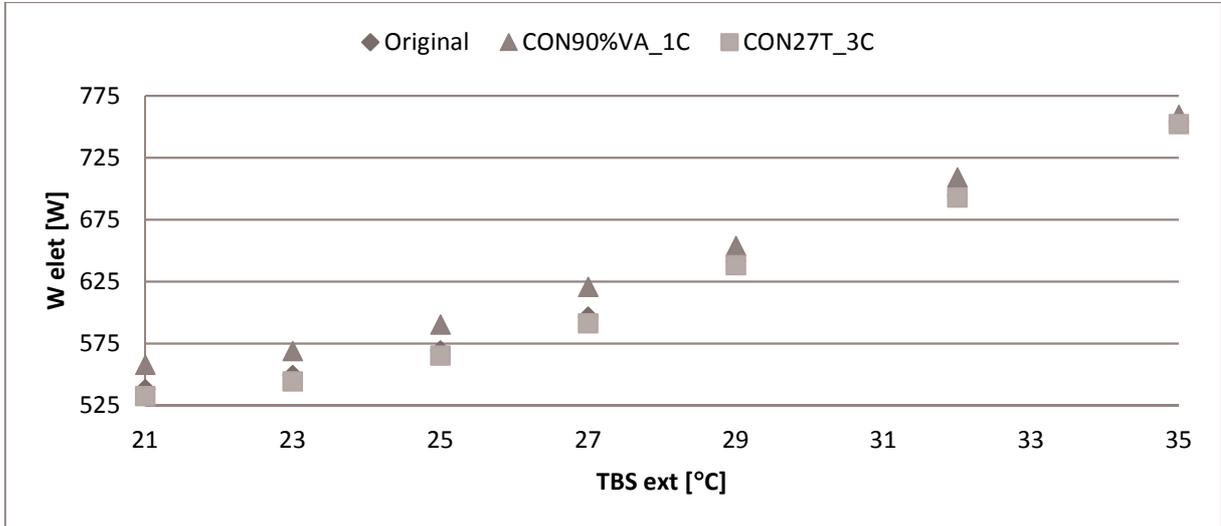
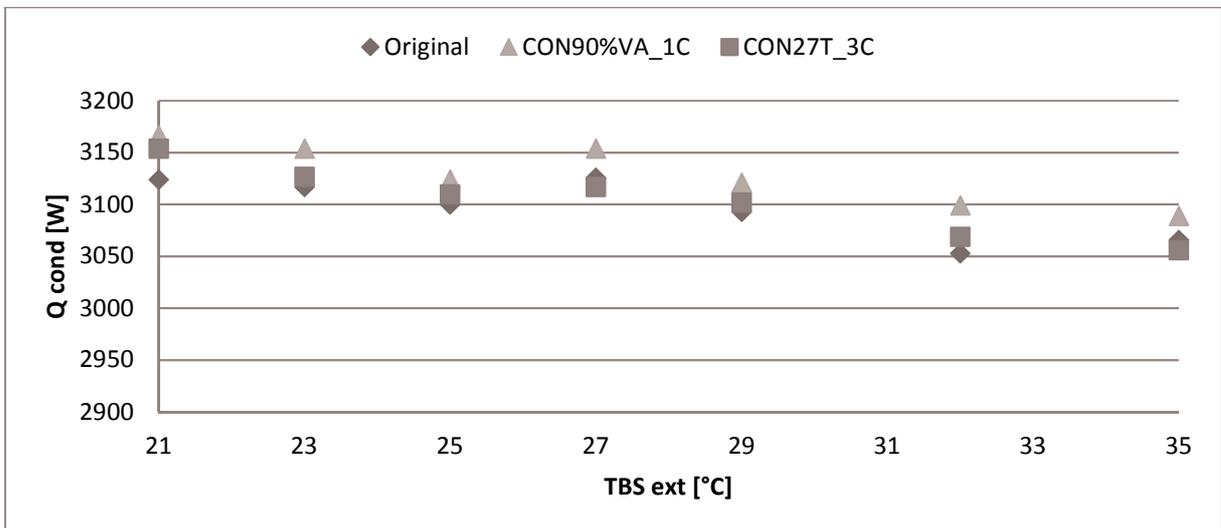


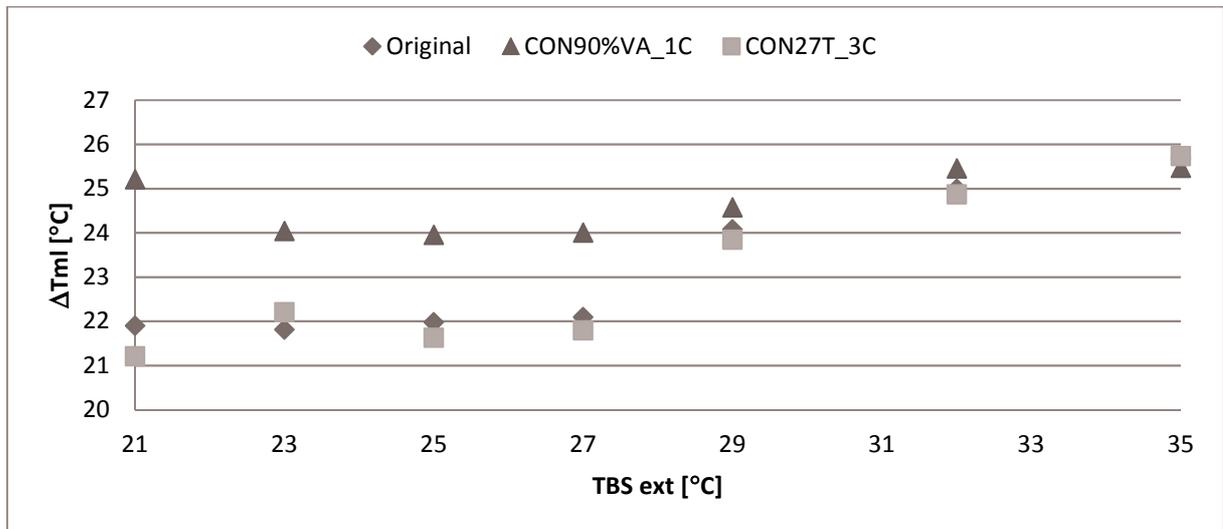
Figura 5.9 - Comparação da capacidade de rejeição de calor em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador



Nota-se que a redução da pressão de descarga do compressor do equipamento com 1 circuito se torna menos expressiva em relação as outras configurações com a diminuição da temperatura externa. Isso pode ser explicado através da análise da diferença de temperatura média logarítmica das regiões dos condensadores, Figura (5.10). Com a variação do número de circuitos, na condição nominal, tem-se uma diferença de temperatura média logarítmica no condensador similar à original. Na medida em que se diminui a temperatura externa, tendo-se

alterações na condição de trabalho, essa variação de temperatura é superior para o equipamento de 1 circuito e inferior para o equipamento de 3 circuitos. Um dos fatores que provoca esse comportamento é a maior perda de carga com 1 circuito, que eleva a temperatura média de condensação e ocasiona maior consumo do compressor.

Figura 5.10 - Comparação da temperatura média logarítmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador



Mesmo com diferentes valores de perda de pressão no condensador, as condições de temperatura no evaporador dos equipamentos modificados mantêm-se praticamente iguais às da construção original, Figura (5.11). Isso demonstra que a condição de saída do condensador não sofreu mudança significativa para o caso de 1 e 3 circuitos, onde o maior impacto da perda de carga ocorreu na entrada do mesmo.

A variação da temperatura de condensação pode ser justificada através da condutância térmica de condensação dos equipamentos modificados em relação à construção original com a diminuição da temperatura externa, conforme Figura (5.12). Com a diminuição do número de circuitos, aumenta-se a perda de pressão e conseqüentemente diminui-se a taxa de massa, Figura (5.13), gerando uma redução no coeficiente de transferência de calor. Com isso, tem-se uma condutância térmica de condensação menor, o que provoca uma necessidade de maior diferença de temperatura para garantir a capacidade de rejeição de calor, sendo também responsável pelo aumento de pressão de descarga do compressor.

Figura 5.11 - Comparação das temperaturas de vaporização e condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador

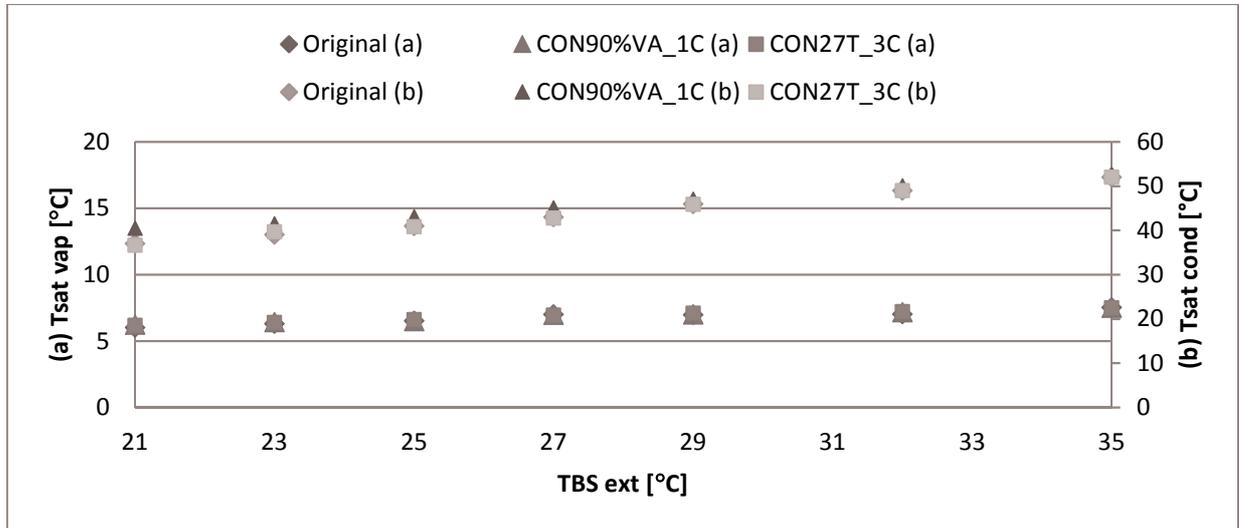


Figura 5.12 - Comparação da condutância térmica de condensação em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador

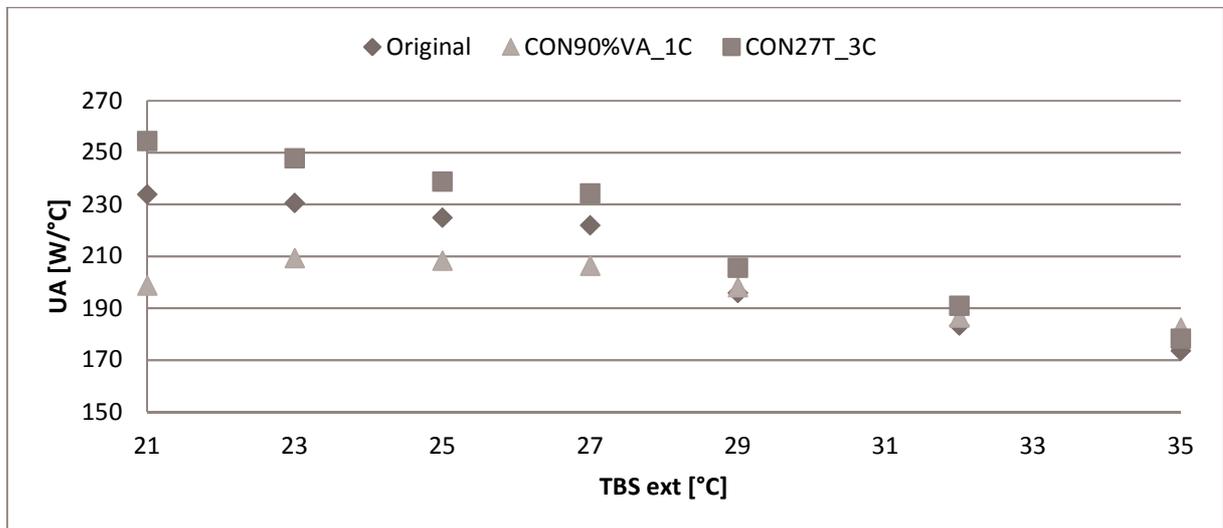
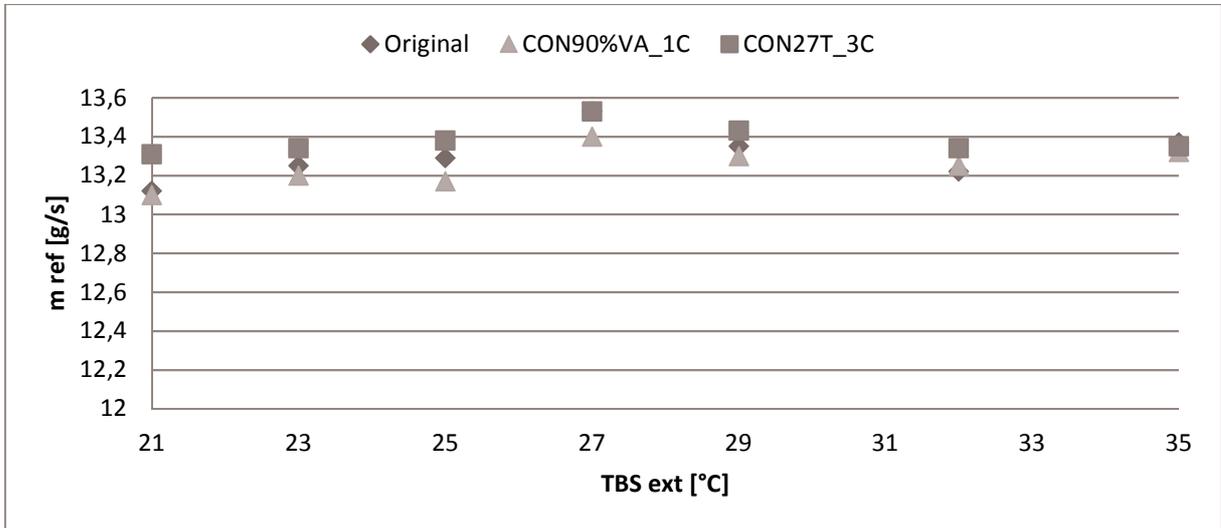


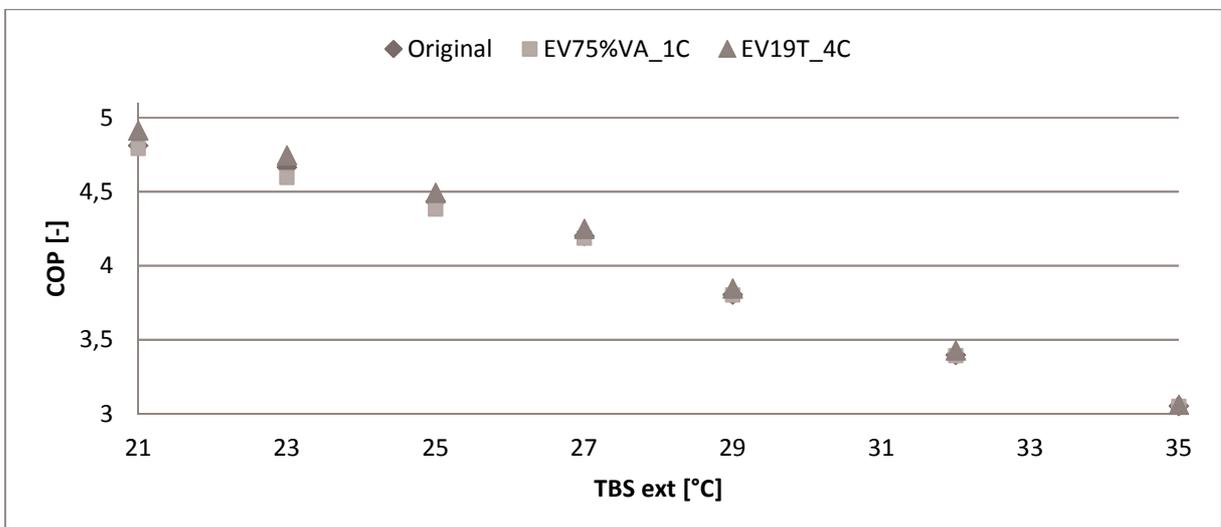
Figura 5.13 - Comparação da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 10 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador e para o equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador



### 5.3 VARIAÇÃO DO NÚMERO DE CIRCUITOS DO EVAPORADOR

Os resultados obtidos para o COP em diferentes condições de temperatura de ambiente externo dos equipamentos com alteração no número de circuitos do evaporador podem ser vistos na Figura (5.14), em comparação ao equipamento com as características originais.

Figura 5.14 - Comparação do COP em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



Percebe-se que o equipamento com 1 circuito no evaporador apresenta um desempenho um pouco inferior para temperaturas externas mais baixas, resultando em um coeficiente de performance até 1,5 % menor para outras condições de temperaturas. Ao contrário, verificou-se que o COP para o equipamento com 4 circuitos chega a ser até 2,1 % superior ao da construção original, respectivamente.

De forma geral, da mesma forma que na análise do condensador, esse comportamento ocorre porque se tem uma maior perda de pressão no trocador de calor com a diminuição do número de circuitos, conforme Figura (5.15). Com isso, tem-se uma menor pressão de sucção do compressor, mostrado na Figura (5.16).

Figura 5.15 - Comparação da perda de pressão no evaporador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador

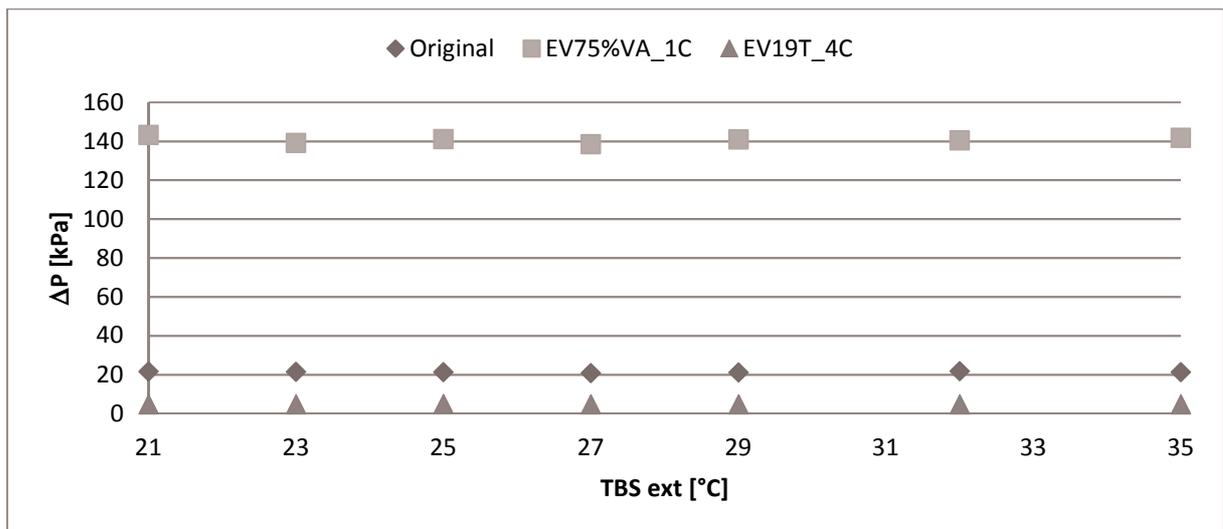
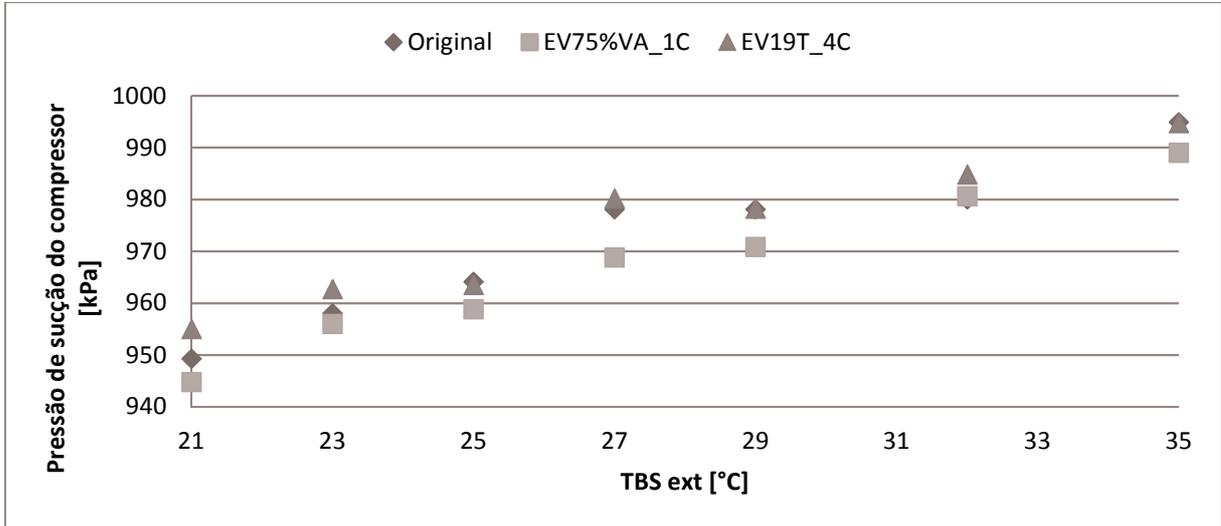
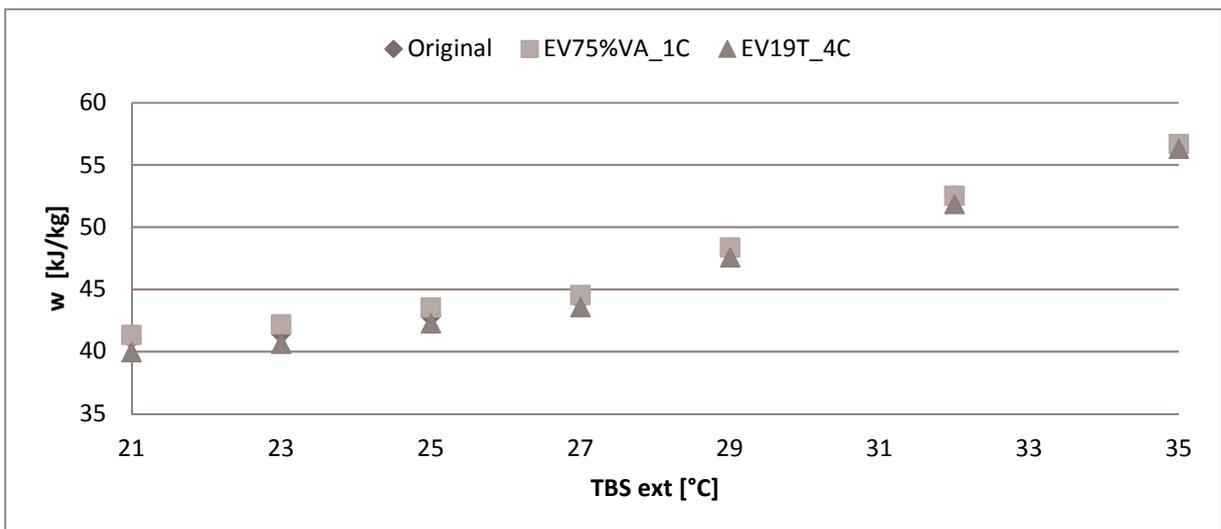


Figura 5.16 - Comparação da pressão de sucção do compressor em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



Ao reduzir a pressão na entrada do compressor, o volume específico do refrigerante aumenta, assim como a razão de compressão, elevando o trabalho de compressão por unidade de massa de refrigerante necessário,  $w$ , conforme Figura (5.17).

Figura 5.17 - Comparação do trabalho específico em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



A perda de pressão para o caso de 1 circuito, como já visto, é expressivamente maior, com uma média de 140,7 kPa contra os 20,3 kPa para o caso da construção original. Nesse caso,

a perda de pressão faz com que o fluido refrigerante entre no evaporador com uma temperatura mais elevada e saia com uma mais baixa, ao contrário dos equipamentos com maior número de circuitos que apresentam uma temperatura de vaporização mais constante, comportamento mostrado nas Figuras (5.18) e (5.19).

Figura 5.18 - Comparação da temperatura de entrada do evaporador em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador

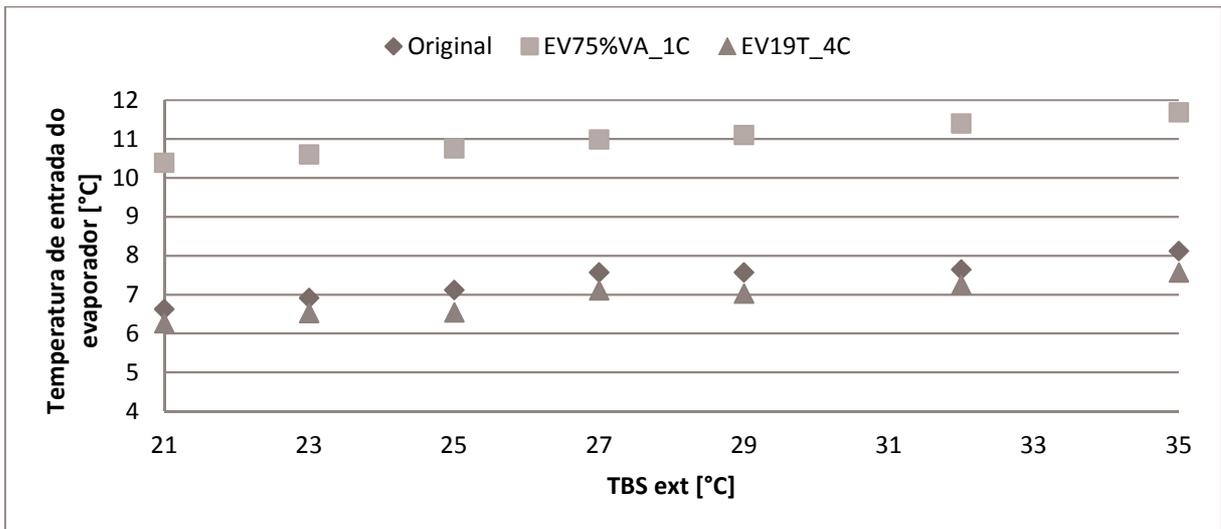
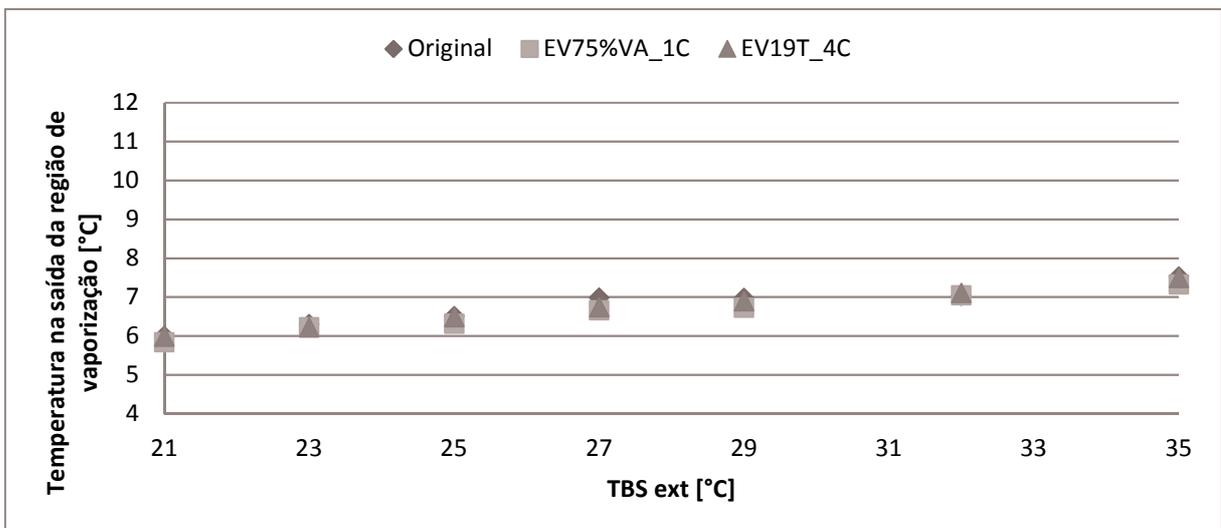
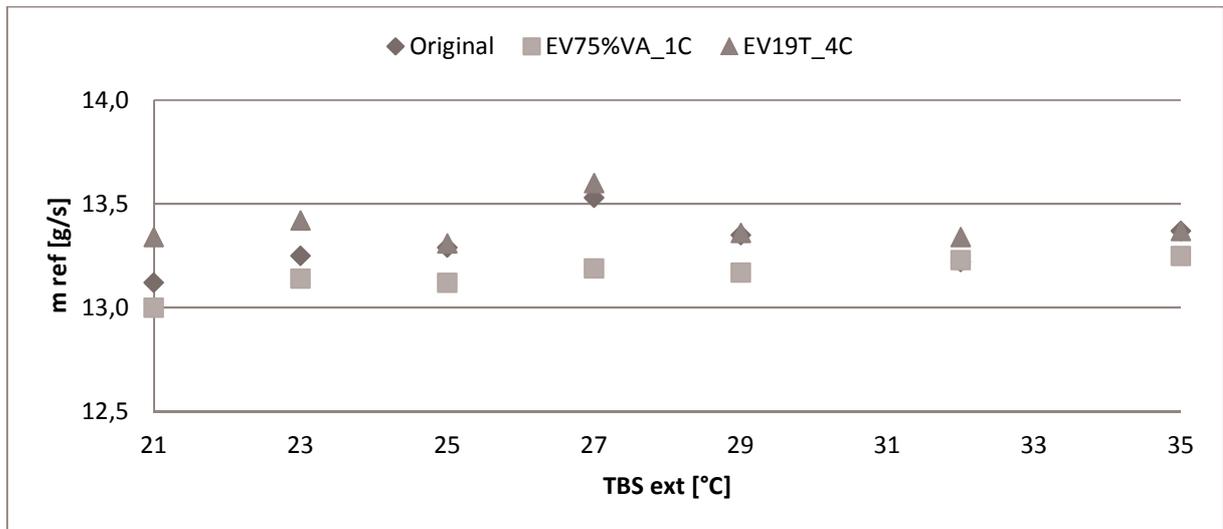


Figura 5.19 - Comparação da temperatura na saída da região de vaporização em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



O sistema com 1 circuito apresenta uma temperatura média de vaporização do refrigerante mais alta, aproximando-se da temperatura do ar e diminuindo a transferência de calor. Além disso, o refrigerante entra na sucção do compressor à uma temperatura menor, reduzindo a taxa de massa, Figura (5.20).

Figura 5.20 - Comparação da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



Apesar de o equipamento apresentar uma condutância térmica maior em relação aos outros equipamentos, Figura (5.21), não é suficiente para compensar a diminuição do  $\Delta T_{ml}$ , Figura (5.22), resultando em uma capacidade frigorífica mais baixa, Figura (5.23).

Figura 5.21 - Comparação da condutância térmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador

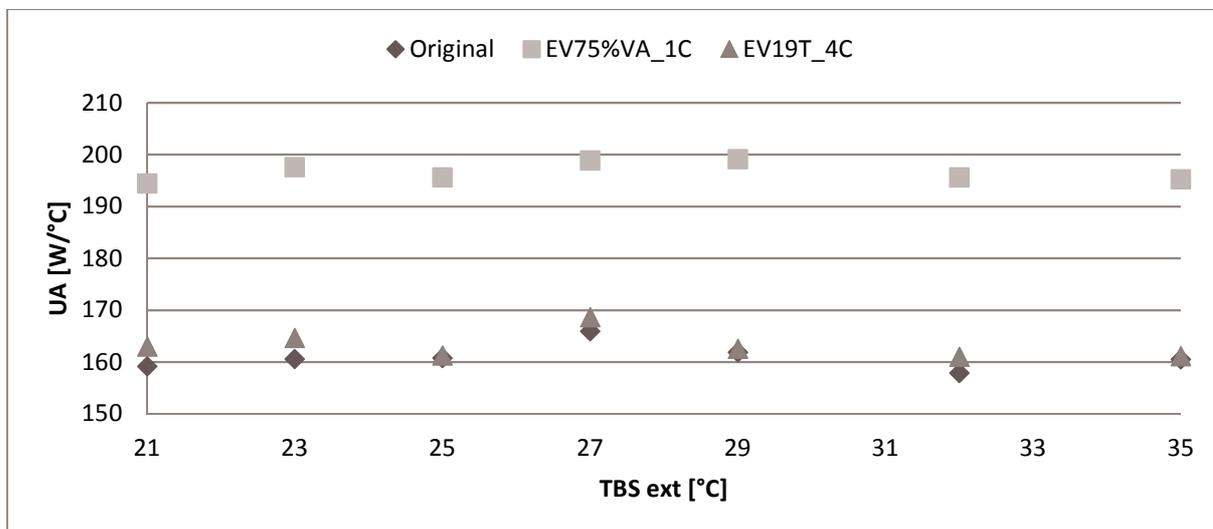


Figura 5.22 - Comparação da diferença de temperatura média logarítmica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador

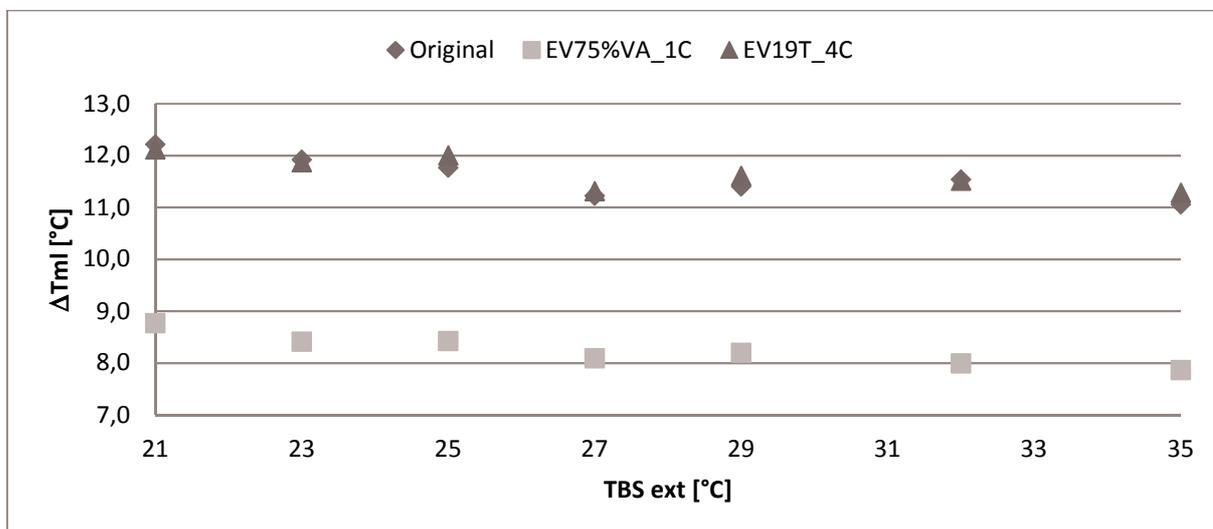
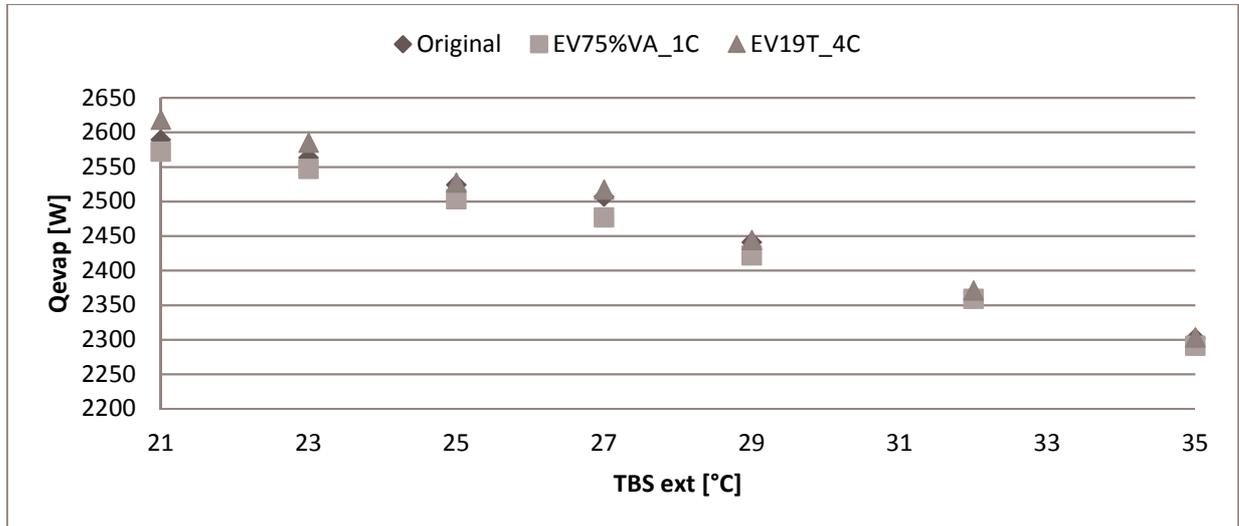


Figura 5.23 - Comparação da capacidade frigorífica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original, para o equipamento com 25 % de redução de vazão de ar no ventilador e 1 circuito no evaporador e para o equipamento com aumento para 19 tubos na face e 3 circuitos no evaporador



#### 5.4 REDUÇÃO DA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DO COMPRESSOR

Nos condicionadores de ar com compressor de rotação variável, o termostato controla a sua rotação através de um inversor de frequência, proporcionando uma redução na frequência de ciclagem do compressor. Com isso, há uma diminuição na taxa de massa e, conseqüentemente, na potência elétrica e capacidade frigorífica, conforme pode ser observado nas Figuras (5.24) e (5.25). Os dados apresentados são do equipamento com as características originais.

Apesar de haver a diminuição da rotação em 30 %, percebe-se que a taxa de massa não reduziu na mesma proporção. Isso ocorre porque as condições de pressão do refrigerante são favorecidas pela grande área disponível para o refrigerante.

Também, nota-se que ao reduzir a frequência de rotação do compressor, há uma diminuição da capacidade frigorífica e um aumento do COP. Em uma condição mais amena de operação, a carga térmica tende a ser menor, sendo interessante que o equipamento tenha condições de reduzir a capacidade. Para a temperatura de 21 °C, por exemplo, reduziu-se em 13,7 % a capacidade frigorífica e o COP aumentou significativamente, elevando-se 41,1 % em relação ao valor com a frequência de rotação maior.

Figura 5.24 - Comparação da potência elétrica e da taxa de massa em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original nas frequências de 52 Hz e 36,4 Hz

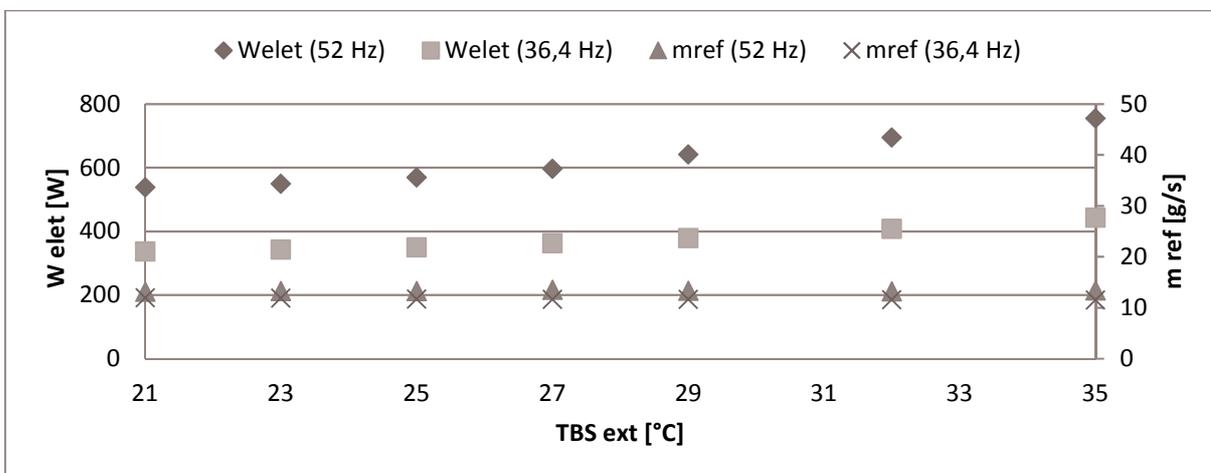
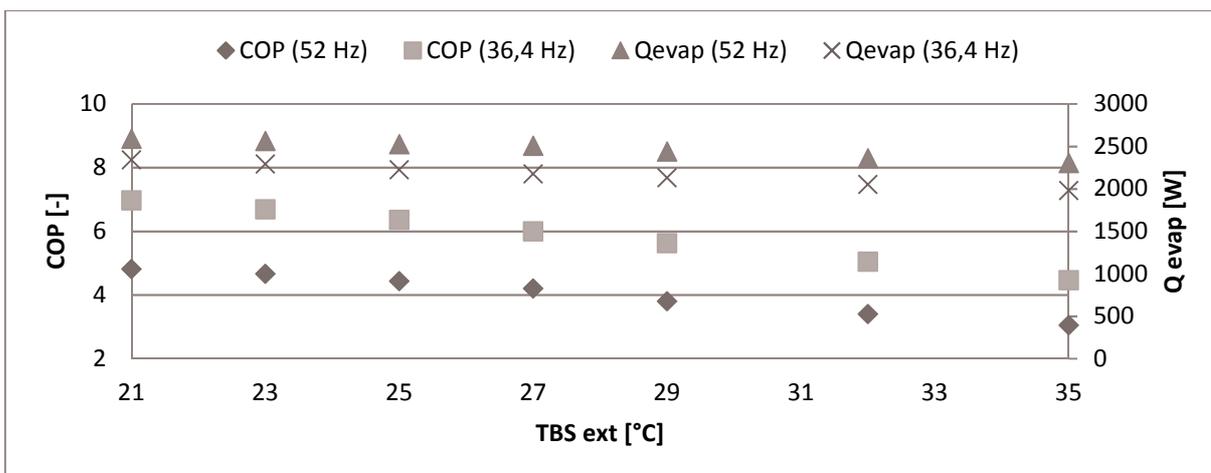
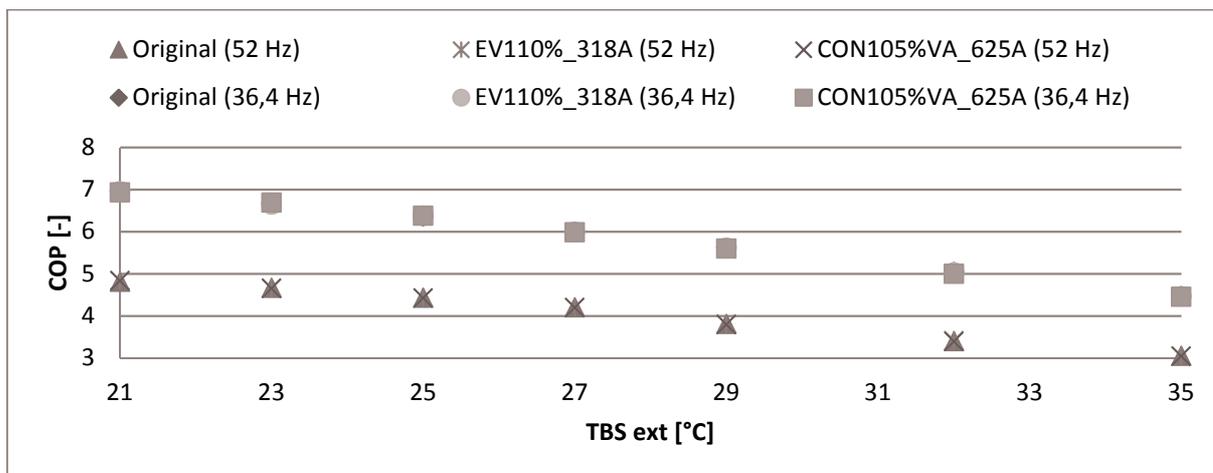


Figura 5.25 - Comparação do COP e da capacidade frigorífica em função da variação da temperatura do ambiente externo para a construção original nas frequências de 52 Hz e 36,4 Hz



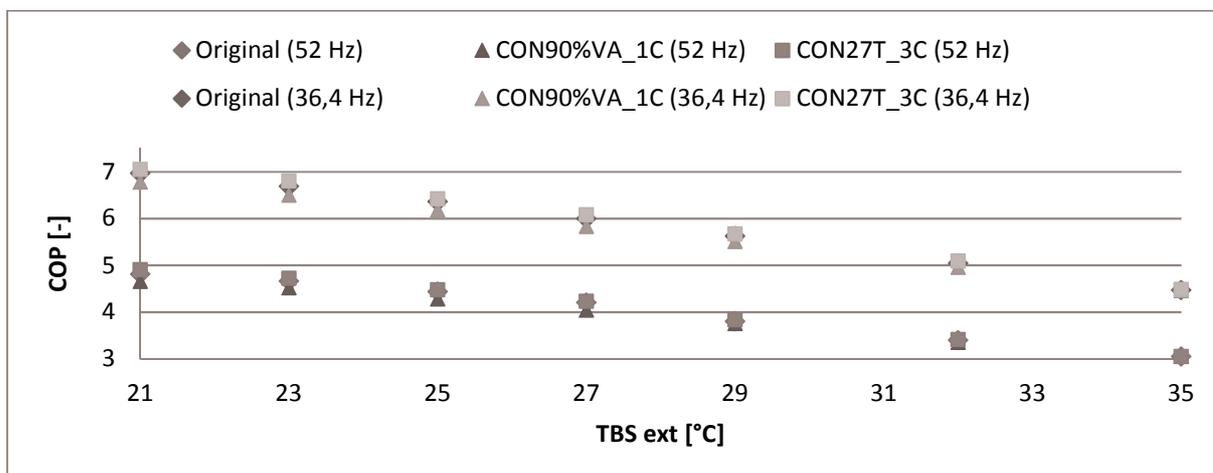
As simulações com a frequência de rotação do compressor reduzida também foram realizadas para os equipamentos modificados. Para os casos cujas modificações foram 10 % de aumento de vazão de ar no ventilador e diminuição para 318 aletas no evaporador e 5 % de aumento da vazão de ar no ventilador e diminuição para 625 no condensador, Figura (5.26), observou-se que o COP também se manteve semelhante ao da construção original com a diminuição da temperatura externa. Dessa forma, as vantagens e desvantagens mantiveram o mesmo comportamento que nas simulações realizadas com a frequência de 52 Hz.

Figura 5.26 - Comparação do COP dos equipamentos com modificação da área de troca de calor em relação à construção original



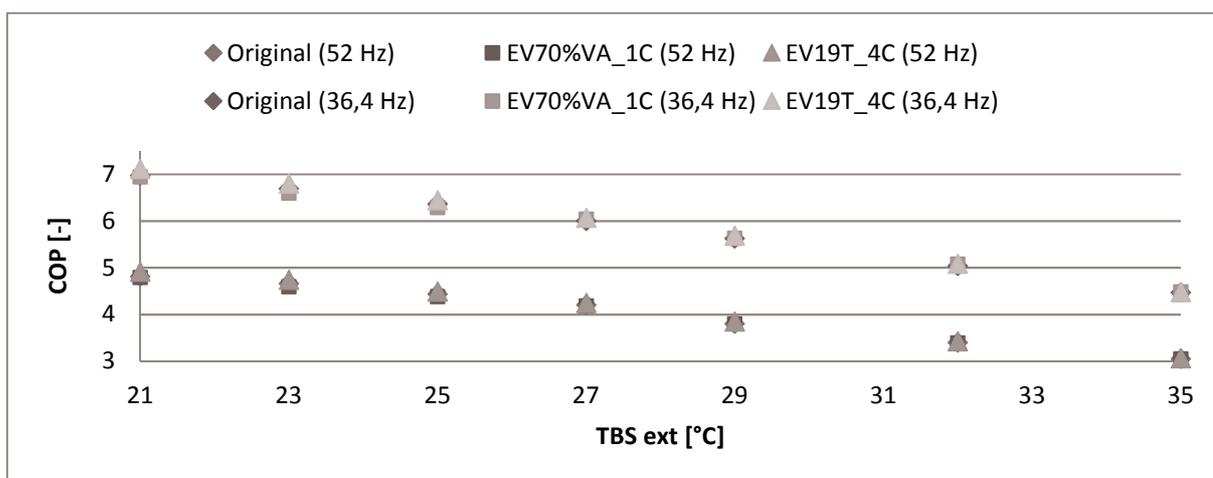
Da mesma forma que as simulações com os equipamentos com alteração na área de troca de calor, os equipamentos cujo número de circuitos no condensador foi alterado também apresentaram comportamento semelhante às simulações com frequência de rotação mais alta, conforme mostra a Figura (5.27). Para o caso do equipamento com 10 % de redução da vazão de ar no ventilador e 1 circuito no condensador em relação à construção original, mantiveram-se as mesmas desvantagens que causaram uma redução do COP em relação à construção original com a diminuição da temperatura externa. Para o caso do equipamento com aumento para 27 tubos na face e 3 circuitos no condensador, as mesmas vantagens que resultaram no aumento do COP se mantiveram também para a frequência mais baixa.

Figura 5.27 - Comparação do COP dos equipamento com alteração do número de circuitos em relação à construção original



Os resultados das simulações com frequência de rotação mais baixa para a variação do número de circuitos no evaporador estão mostrados nas Figuras (5.28). Para o caso de 1 circuito, manteve-se a redução do COP para o equipamento modificado em relação à construção original com a redução da temperatura externa. Para o caso do equipamento com 4 circuitos, foram mantidas as mesmas vantagens que causaram a elevação do COP.

Figura 5.28 - Comparação do COP dos equipamentos com alteração do número de circuitos do evaporador em relação à construção original



## 5.5 CONSUMO DE ENERGIA ANUAL

Avaliou-se a diferença de consumo de energia anual, para as cidades de Porto Alegre e Recife, do equipamento original e dos equipamentos modificados que deram alterações no valor de COP integrado, que foram os que tiveram alteração do número de circuitos dos trocadores de calor. O consumo anual de energia dos equipamentos é mostrado nas Figuras (5.29) e (5.30) e calculado com base no número de horas para as duas cidade apresentadas na Tabela (4.7).

Figura 5.29 - Consumo de energia anual do equipamento operando na cidade de Porto Alegre para cada temperatura externa avaliada

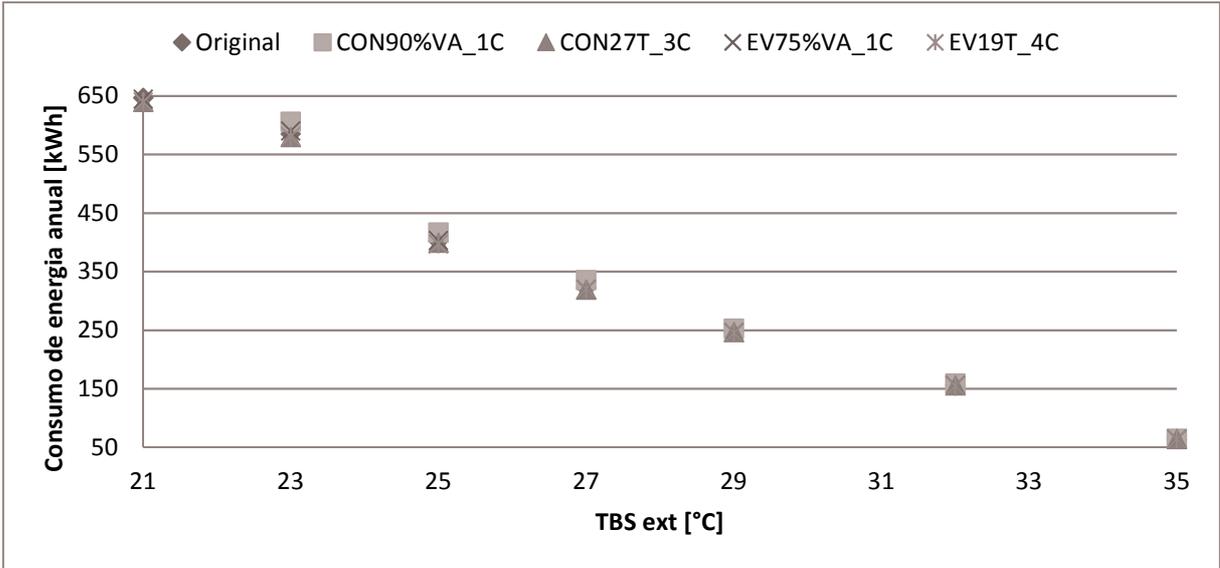
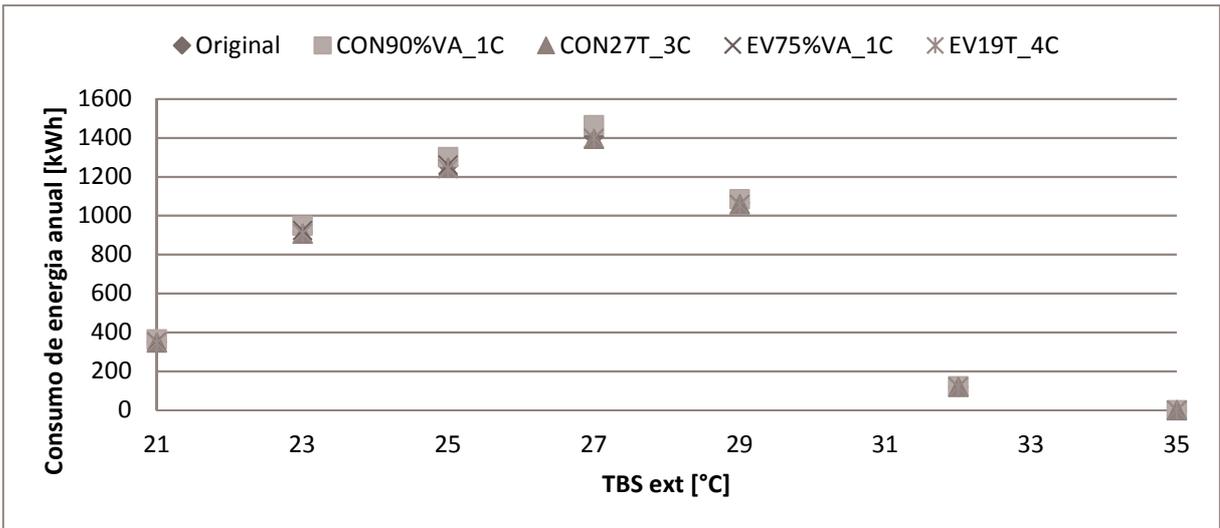


Figura 5.30 - Consumo de energia anual do equipamento operando na cidade de Recife para cada temperatura externa avaliada



Na Tabela (5.1), mostra-se a comparação do custo anual de energia para o equipamento original em comparação aos equipamentos modificados para as duas localidades avaliadas. Para o equipamento com redução de 10 % da vazão do ventilador e 1 circuito no condensador, tem-se um aumento do custo anual de 3,29 % e 3,31 % para as cidade de Porto Alegre e Recife, respectivamente. Para as outras modificações, as diferenças foram insignificantes.

Tabela 5.1 - Comparação do custo anual de energia para o equipamento original em comparação aos equipamentos modificados

Equipamento	Consumo anual total [kWh]		Custo anual		Diferença percentual em relação ao equipamento original [%]	
	Porto Alegre	Recife	Porto Alegre	Recife	Porto Alegre	Recife
Original	2423,27	5115,16	R\$2.084,02	R\$3.734,07	-	-
CON90%VA_1C	2502,95	5284,308	R\$2.152,54	R\$3.857,54	3,29	3,31
CON27T_3C	2403,09	5074,79	R\$2.066,66	R\$3.704,60	-0,83	-0,79
EV75%VA_1C	2422,87	5106,75	R\$2.083,67	R\$3.727,93	-0,02	-0,16
EV19T_4C	2401,74	5068,59	R\$2.065,50	R\$3.700,07	-0,89	-0,91

## 6 CONCLUSÃO

Para o desenvolvimento desse trabalho, modelou-se matematicamente um condicionador de ar do tipo *split-hiwall* com vazão variável de refrigerante, utilizando-se o *software* EES. O modelo foi ajustado de forma a se aproximar o máximo possível da amostra física, com base em dados obtidos em testes realizados em um calorímetro psicrométrico.

O modelo matemático, desenvolvido para uma simulação em regime permanente, permitiu analisar a influência de diferentes parâmetros construtivos e operacional no COP do sistema em função da temperatura ambiente. Os parâmetros analisados foram: vazão de ar dos ventiladores, número de aletas, número de circuitos e número de tubos dos trocadores de calor.

Constatou-se que quando as modificações realizadas no equipamento influenciavam apenas os valores de coeficiente global de transferência de calor e da área de troca de calor, como as alterações da vazão de ar do ventilador e no número de aletas dos trocadores de calor, não havia mudanças no COP em relação à construção original com a variação de temperatura externa. Isso ocorreu, pois as alterações causadas nos parâmetros termodinâmicos do equipamento devido a uma das mudanças foram compensadas pelas da outra, resultando numa condutância térmica semelhante a do equipamento original. Esse comportamento se manteve com as alterações de  $TBS_{ext}$ , uma vez que as condições do ambiente externo não afetam os coeficientes de transferência de calor do lado ar e nem as áreas de troca de calor. Além disso, essas modificações não causaram alteração no consumo do compressor entre os equipamentos, e, conseqüentemente, nem nas pressões dos trocadores de calor.

Verificou-se que o parâmetro que mais influenciou no COP integrado foi a circuitagem do sistema. Tanto para os equipamentos com modificação do número de circuitos do evaporador como para os com alteração no condensador, houve uma queda de desempenho de até 3,8 % em relação à construção original para os equipamentos com menos circuitos. A diferença de comportamento ocorreu devido, principalmente, ao aumento de perda de pressão, que gerou variações significativas no comportamento do compressor e prejudicou as trocas de calor no evaporador e condensador, dependentes das temperaturas e pressões do sistema.

À primeira vista, os equipamentos com menos circuitos poderiam ser interpretados como mais vantajosos quando analisados somente na condição nominal, já que possuem um menor custo de fabricação em comparação a mais circuitos e uma menor potência do ventilador. Porém, mostrou-se que em outras condições de temperaturas externas, há a redução do desempenho dos equipamentos. Ao contrário, as modificações que obtiveram maiores valores de COP com a diminuição da temperatura externa foram considerando-se 3 circuitos no

condensador e 4 circuitos no evaporador, que obtiveram um valor até 1,9 % e 2,1 % maior que à construção original, respectivamente.

Referindo-se às simulações realizadas com a frequência de rotação do compressor de 36,4 Hz, teve-se como vantagem principal a diminuição da capacidade térmica e o aumento expressivo no COP do equipamento, chegando a um incremento de 48,4 % em relação à condição nominal. Numa situação em que há uma temperatura mais amena, onde a carga térmica tende a ser menor, o equipamento ainda terá uma capacidade frigorífica razoável e irá consumir praticamente metade de energia em comparação à condição nominal, tendo um ótimo desempenho.

De forma geral, as modificações não demonstraram ter um efeito tão pronunciado na modificação de projeto original em função das diferenças de temperatura externa. Porém, percebeu-se durante a realização do estudo das modificações do equipamento de ar condicionado, na tentativa de gerar os valores de COP e capacidade frigorífica iguais aos da construção original, que variações nos parâmetros de projeto alteram significativamente o COP, tanto na condição nominal, quanto nas outras condições. Dessa forma, fica claro o potencial para os aparelhos de ar condicionado terem uma melhora considerável de desempenho.

Com a comparação do custo anual de energia para o equipamento original em comparação aos equipamentos modificados para as cidades de Porto Alegre e Recife, constatou-se que, para o equipamento com redução de 10 % da vazão do ventilador e 1 circuito no condensador, tem-se um aumento do custo anual de 3,29 % e 3,31 % para as cidades, respectivamente. Para as outras modificações, as diferenças foram insignificantes.

O intuito do trabalho foi demonstrar, primeiramente, que a condição de projeto nem sempre é a mais representativa para avaliar-se o desempenho do equipamento, até porque ocorre em uma parcela de tempo pouco expressiva em um ano completo. Também, tendo-se os resultados das simulações em função das diferentes temperaturas ambientes e sabendo-se das frequências de ocorrência das temperaturas na localidade de operação do equipamento de ar condicionado, conforme exemplificado na seção 2.2.1, podem ser atribuídos diferentes pesos para cada faixa de temperatura, a fim de poder avaliar a melhor concepção de projeto e operação para obter um valor mais alto de desempenho. Dessa forma, buscou-se permitir avaliações que podem contribuir na tomada de decisões no que diz respeito a parâmetros térmicos de operação e projeto.

## **7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Para trabalhos futuros sugere-se aprimorar o modelo matemático do sistema de ar condicionado para capturar mais efeitos que ocorrem em sistemas reais, como, por exemplo, vazamentos e perdas de calor nas linhas de tubulação.

Também se propõe buscar um equacionamento mais genérico e menos empírico para o compressor, a fim de representar melhor o equipamento quando operando em outras frequências de rotação que não a nominal.

Sugere-se realizar um estudo de otimização de parâmetros construtivos do ar condicionado, como, por exemplo, o número de circuitos nos trocadores de calor, dado a importância observada no trabalho.

## REFERÊNCIAS

- AHRI Standard 210/240. **Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air Source Heat Pump Equipment**. 2008.
- AHRI Standard 340/360. **Performance Rating of Commercial and Industrial Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment**. 2015.
- AHRI Standard 540. **Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units**. 2015.
- AHRI Standard 550/590. **Performance Rating Of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle**. 2012.
- AHRI Standard 1230. **Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment**. 2010.
- ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Ashrae Handbook**. Fundamentals. Atlanta: W. Stephen Comstock, 2001.
- BAROCZY, C. J. A systematic correlation for two-phase pressure drop. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v. 62, n. 44, p. 232–249, 1965.
- BOISSIEUX, X.; HEIKAL, M. R.; JOHNS, R. A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation. **International Journal of Refrigeration**, Brighton, v. 23, n. 5, p. 345 – 352, 2000.
- BROCHIER, F. O. B.. **Otimização de um condicionador de ar do tipo split com vazão variável de refrigerante**. 2014. 60 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, 2014.
- BUENO, S. S. Modelagem do escoamento ao longo de evaporadores de serpentina com tubos aletados. 2004. 127 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista, São Paulo, 2004.
- CAVALLINI, A.; COL, D. D.; DORETTI, L.; MATKOVIC, M.; ROSSETTO, L.; ZILIO, C. Condensation heat transfer and pressure gradient inside multiport minichannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 26, p. 45-55, 2005.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. Nova Iorque: McGraw-Hill Education, 2011.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. Nova Iorque: McGraw-Hill Education, 2012.
- CHEN, J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 5, p. 322–329, 1966.

- CHISHOLM, D. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 16, p. 347-348, 1973.
- COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; FIGUEIREDO, C. O. Design and optimization of minichannel parallel flow condensers. **Seventh International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: From Microscale Phenomena to Industrial Application**, 2009.
- CUEVAS, C.; FONSECA, N. Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones de operación. **Revista chilena de Ingeniería**, v. 24, n. 4, p. 728-739, 2016.
- DAIKIN. **Refrigerant Piping Design Guide**. Application Guide AG 31-011, 2018.
- DITTUS, F.W.; BOELTER, L.M.K. Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. **Publications in Engineering**, University of California: Berkeley, v. 2, 1930.
- DOBSON, M. K.; CHATO, J. C. Condensation in Smooth Horizontal Tubes. **Journal of Heat Transfer**, Pennsylvania, v. 120, p. 193-213, 1998.
- DOMANSKI, P. A.; YASHAR, D.; KIM, M. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 820–827, 2005.
- EL HAJAL, J.; THOME, J. R.; CAVALLINI, A. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 3349–3363, 2003.
- FARSI, H.; AZZOUZ, K.; LEDUCQ, D.; MACCHI, H.; GUILPART, J. An optimized design of the refrigerating systems using a small channel heat exchanger. **ASME 2014 – 2nd International Conference of Microchannels and Minichannels**, Nova Iorque, 2004.
- FILIP, A.; BALTARETU, F.; DAMIAN, R. M. Comparison of two-phase pressure drop models for condensing flows in horizontal tubes. **Mathematical Modelling in Civil Engineering**, v. 10, n. 4, 2014.
- FONSECA JÚNIOR, J. N. **Análise do efeito do superaquecimento sobre o desempenho de compressores alternativos aplicados a bomba de calor**. 2012. 145 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.
- FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, In: EUROPEAN TWO-PHASE FLOW GROUP MEETING, Ispra, Italy, Paper E2, 1979.
- GNIELINSKI, V. **International Chemical Engineering**, v. 16, p. 359, 1976.
- GRAUSO, S.; MASTRULLO, R.; MAURO, A.W.; VANOLI, G.P. Two-phase adiabatic frictional pressure gradients for R410A and CO<sub>2</sub> in a macro channel: Experiments and a simplified predictive method for annular flow from low to medium reduced pressures. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 52, p. 79-87, 2014.

GUNGOR, K. E.; WINTERTON, R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 29, p. 351-358, 1986.

HAALAND, S. E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. **Journal of Fluids Engineering**, v. 105, p. 89-90, 1983.

HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. Algebraic solution of capillary tube flows. Part I: Adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 449-457, 2010.

HOSSAIN, M. A.; ONAKA, Y.; MIYARA, A. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, 1341-1357, 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. LTC, 2014.

INMET - Instituto Nacional de Meteorologia. **Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep>>. Acesso em: 11 jul. 2018.

JABARDO, J. M. S.; MAMANI, W. G.; IANELLA, M. R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p.1157-1172, 2002.

JUNG, D.; MCLINDEN, M.; RADERMACHER, R.; DIDION, D. A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures. **Internacional Journal of Heat Mass Transfer**, v. 32, n. 9, p. 1751-1764, 1989.

JUNG, D.; SONG, K.; CHO, Y.; KIM, S. Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, n. 1, p. 4-11, 2003.

KAERN, M. R.; BRIX, W.; ELMEGAARD, B.; LARSEN, L. F. S. Performance of residential air-conditioning systems with flow maldistribution in fin-and-tube evaporators. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 696-706, 2011.

KANDLIKAR, S. G.; SHOJI, M.; DHIR, V. **Handbook of Phase Change: Boiling and Condensation**. USA: Taylor & Francis, 1999.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes. Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, p. 156-165, 1998.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. Nova Iorque: McGraw-Hill Education, 1984.

KIM, Y.; SEO, K.; CHUNG, J. T. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 716-730, 2002.

LABORATÓRIO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES. **Arquivos climáticos 2018**. Disponível em: <<http://www.labee.ufsc.br/downloads/arquivos-climaticos/inmet2018>>. Acesso em: 18 fev. 2019.

LAUAR, T. A. R. **Modelagem Matemática de condensadores tubo aletado**. 2011. 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte-Minas Gerais, 2011.

LI, W; WU, Z. A general correlation for adiabatic two-phase pressure drop in micro/ mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 13, p. 2732-2739, 2010.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two component flow in pipes. **Chemical Engineering Proceedings**, v. 45, p. 39-48, 1949.

MAMANI, W. G. **Simulação de sistemas frigoríficos automotivos**. 1997. 133 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo, São Carlos, 1997.

McKINLEY, T. L.; ALLEYNE, A. G. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 1253–1264, 2008.

MENDES, T. **Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**. 2012. 179 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 2012.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes. **Chemical Engineering and Processing**, v. 20, p. 291-308, 1986.

PARK, C. Y.; HRNJAK, P. S. CO<sub>2</sub> and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 166-178, 2007.

PETUKHOV, B. S. **Advances in Heat Transfer**. Nova Iorque: Academy Press, 1970.

PIMENTA, P. H. N. **Modelo distribuído aplicado à análise de evaporadores do tipo tubo aletado**. 2015. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, São Paulo, 2015.

POTTKER, G.; HRNJAK, P. Effect of Condenser Subcooling of the Performance of Vapor Compression Systems: Experimental and Numerical Investigation. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, 2012, West Lafayette. **Anais eletrônicos...** West Lafayette: School of Mechanical Engineering - Purdue University, 2012. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1328/>>. Acesso em: 10 de jun. 2018.

SANTOS JUNIOR, J. A.; RIFFEL, D. B.; GUIMARÃES, G. Simulação para análise de trocadores de calor de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA – CONEM, 8., 2014, Minas Gerais. **Anais eletrônicos...** Disponível em: <[https://www.researchgate.net/publication/290394844\\_SIMULACAO\\_PARA\\_ANALISE\\_D](https://www.researchgate.net/publication/290394844_SIMULACAO_PARA_ANALISE_D)>

E\_TROCADORES\_DE\_CALOR\_DE\_UM\_SISTEMA\_DE\_REFRIGERACAO\_POR\_COM\_PRESSAO\_DE\_VAPOR>. Acesso em: 01 jan. 2018.

SENCAN; A. et al. Thermodynamic analysis of subcooling and superheating effects of alternative refrigerants for vapour compression refrigeration cycles. **International Journal of Energy Research**, v. 30, p. 323-347, 2006.

SHAH, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of Heat Mass Transfer**, Great Britain, v. 22, p. 547-556, 1979.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

SILVA, M. N. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

SINGH, V.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. A heat exchanger model for air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with arbitrary fin sheet. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 1724-1735, 2009.

SOARES, S. L. P. **Estudo comparativo do consumo de energia entre sistemas de condicionamento de ar com velocidade fixa e variável**. 2013. 103 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, 2013.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and Air Conditioning**. Nova Iorque: McGraw-Hill Education, 1985.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.

SUN, L.; MISHIMA, K. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, n. 1, p. 47-54, 2009.

TEBCHIRANI, T. L. **Análise termodinâmica experimental de um sistema de ar condicionado split utilizando um trocador de calor linha de sucção/linha de líquido**. 2011. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, Paraná, 2011.

TURGUT, O. E.; ÇOBAN, M. T.; ASKER, M. Comparison of flow boiling pressure drop correlations for smooth macro-tubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 37, p. 487-506, 2015.

VALVERDE, M. S. **Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado**. 2016. 267 f. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) - Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília, Brasília, 2016.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Ed. Eletrobrás, Centrais Elétricas Brasileira, 2005.

WANG, C. C.; LEE, C. J.; CHANG, C. T.; LIN, S. P. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 1945-1956, 1999.

WANG, C. C.; LIN, Y. T.; LEE, C. J. Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 3443-3452, 2000.

WINKLER, J. M.. **Development of a component based simulation tool for the steady state and transient analysis of vapor compression systems**. 2009. 220 f. Tese (Doutorado em Philosophy) - Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, Maryland, 2009.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2955-2969, 2005a.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2970–2985, 2005b.

XAVIER, A. S. **Influência do perfil climatológico brasileiro no desempenho energético de condicionador de ar com tecnologia vrf em condições de carga parcial para edificação comercial**. 2016. 153 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, 2016.

XU, Y.; FANG, X.; SU, X.; ZHOU, Z.; CHEN, W. Evaluation of frictional pressure drop correlations for two-phase flow in pipes. **Nuclear Engineering and Design**, v. 253, p. 86-97, 2012.

XU, Y.; FANG, X. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes. **International Journal of Refrigeration**, 2012.

YANG, S.; ORDONEZ, J. C.; VARGAS, J. V. C. Constructal vapor compression refrigeration (VCR) systems design. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 115, p. 754–768, 2017.

ZIGMANTAS, P. V. M. **Simulação de sistemas de simples estágios de refrigeração por compressão de vapor**. 2006.140 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Pará, Belém-Pará, 2006.

APÊNDICE A – FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE SIMULAÇÃO

