



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Igor de Abreu Galvão

**AVALIAÇÃO TERMOFLUIDODINÂMICA DE UM
SISTEMA DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR PARA
CONDICIONAMENTO DE AR AERONÁUTICO**

Florianópolis
2020

Igor de Abreu Galvão

**AVALIAÇÃO TERMOFLUIDODINÂMICA DE UM
SISTEMA DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR PARA
CONDICIONAMENTO DE AR AERONÁUTICO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes,
Dr. Eng.

Florianópolis

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Galvão, Igor de Abreu
Avaliação Termofluidodinâmica de um Sistema de Compressão
Mecânica de Vapor para Condicionamento de Ar Aeronáutico /
Igor de Abreu Galvão ; orientador, Christian Johann Losso
Hermes, 2020.
127 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2020.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Condicionamento de Ar
Aeronáutico. 3. Compressão Mecânica de Vapor. 4.
Caracterização Experimental. 5. Modelagem Matemática. I.
Hermes, Christian Johann Losso . II. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

Igor de Abreu Galvão

**AVALIAÇÃO TERMOFLUIDODINÂMICA DE UM
SISTEMA DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR PARA
CONDICIONAMENTO DE AR AERONÁUTICO**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng. - Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Joinville

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Programa

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng.
Orientador

Florianópolis, 04 de Junho de 2020.

À família,
pelo incentivo, amor e compreensão.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pais e irmã, por todo apoio e compreensão.

Aos professores Cláudio Melo (*in memoriam*) e Christian Hermes, por terem me orientado desde a concepção até ao encaminhamento deste trabalho, compartilhando experiência e conhecimento que ajudaram no crescimento como engenheiro, pesquisador e profissional.

Aos engenheiros Rodrigo Pérsico, Fabio Saunier, Marcus Tullio Bressan e Marcelo Merzvinskas pelas cobranças e conselhos em assuntos relacionados ao projeto.

Aos amigos, Pedro Brüggemann (IC), Gabriel Podgaietsky (IC), Diego Rios (Téc.) e João Siqueira (Téc.), pela grande ajuda na realização deste projeto. Aos engenheiros, Guilherme Zanotelli, Diego Marchi, Caio Dallalba, Joel Boeng, Rodolfo Espíndola, Fernando Knabben, Felipe Loyola e Alexsandro Silveira e time de controles pelo apoio e descontração no laboratório. À Eng. Isabel Janke por toda parceria, incentivo e carinho.

À banca examinadora, pelos comentários e contribuição visando aprimorar o presente estudo, além do tempo cedido para comparecer na defesa do trabalho.

À Embraer pela oportunidade de realizar este projeto, pelo financiamento do trabalho e pelo incentivo de apresentá-lo em congressos.

À Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade de um curso de graduação e mestrado de alto nível. Também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela ajuda financeira durante o período do curso.

“Victory, however long and hard the road may be”

Winston Churchill

RESUMO

Aeronaves executivas, quando estão em solo ou em situações de pouso e decolagem, fazem uso da mesma tecnologia de condicionamento de ar adotada em veículos automotivos. Tal tecnologia não é otimizada para a aplicação aeronáutica, especialmente no que diz respeito a parâmetros tais como peso e eficiência. Nesse contexto, o presente trabalho teve como objetivo avaliar experimental e numericamente o desempenho termo-fluido-dinâmico de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor de um jato executivo a fim de propor melhorias. Para a avaliação termodinâmica do sistema de refrigeração, foram projetados e construídos dois túneis de vento calorimétricos com circuito fechado de ar, um deles para a unidade condensadora e o outro para as duas unidades evaporadoras (*cockpit* e cabine). O sistema de refrigeração foi modelado em regime permanente a fim de permitir a análise do efeito de possíveis modificações nos componentes sobre o coeficiente de performance (*COP*) do sistema. Modelos fluidodinâmicos foram também desenvolvidos com base nas impedâncias dos circuitos de ar tanto da unidade condensadora como das evaporadoras a fim de determinar seus respectivos pontos de operação. As previsões do modelo foram comparadas contra dados experimentais para a capacidade de refrigeração, potência de compressão e *COP*, com erros na banda de $\pm 10\%$. Verificou-se que o *COP* do sistema permaneceu abaixo de 2 em praticamente todas as análises, o que se deve tanto à baixa temperatura de evaporação (próxima de 0°C) como à baixa eficiência termodinâmica do sistema. Observou-se ainda que um aumento da vazão de ar no condensador pode elevar o *COP*, mas ao custo de ventiladores maiores ou que trabalhem em rotações mais elevadas. Por fim, a caracterização fluidodinâmica da unidade condensadora, feita em túnel de vento específico, mostrou que a substituição do ventilador e da *check valve* podem levar à redução de peso e ruído, sem deixar de atender à especificação de vazão de ar de renovação.

Palavras-chave: condicionamento de ar aeronáutico, compressão mecânica de vapor, caracterização experimental, modelagem matemática

ABSTRACT

Executive aircrafts, on the ground or during landing or taking off, do use the same air conditioning technology adopted in automotive vehicles. Such technology is not optimized for aeronautical applications, especially with regard to issues such as weight and efficiency. In this context, the present work is aimed at assessing both experimentally and numerically the thermo-fluid-dynamic behavior of a mechanical vapor compression system of an executive jet in order to come out with performance enhancements. In the thermodynamic front, two purpose-built closed-loop wind tunnel facilities were designed and constructed, one for the condenser unit and another for the two evaporator units (cockpit and cabin). The refrigeration system was modeled in steady-state regime to undertake the analysis of the effect of potential changes in the components on the system coefficient of performance (COP). Fluid-dynamic models were also devised based on the impedances of the air circuitry of the condensing unit and the evaporator units to determine their respective operating points. The model predictions were compared with experimental data for cooling capacity, compression power and COP, showing errors within the $\pm 10\%$ thresholds. It was noticed that the system COP remained below 2 for nearly all the conditions evaluated in this work, which is due not only to the low evaporation temperature (close to 0°C) but also to the low thermodynamic efficiency of the system. It was found that an increase in the condenser air flow rate can increase the COP, but at the cost of larger fans or higher speeds. Finally, the fluid dynamic characterization of the condensing unit, carried out by means of an open-loop wind-tunnel facility, revealed that replacing both the fan and the check valve can lead to noise and weight reduction, while complying with the air renovation regulations.

Keywords: aircraft air conditioning, vapor compression refrigeration, experimental characterization, mathematical modeling

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Centrífugas de refrigeração – Nova York, 1922	2
Figura 1.2 – Primeiro ônibus equipado com ar condicionado – Texas, 1946	2
Figura 1.3 – Douglas DC-6 em seu primeiro voo, 1946.....	3
Figura 1.4 – Ciclo de refrigeração OT-AD	4
Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração TXV-RD	5
Figura 1.6 – Diagramas T-s (a) e P-h (b) de um ciclo com válvula e <i>receiver</i>	5
Figura 2.1 – Representação da câmara de teste (adaptado de Gang <i>et al.</i> , 2006)..	10
Figura 2.2 – Aparato experimental utilizado para testes de sistemas com loop secundário (adaptado de Li <i>et al.</i> , 2014).....	12
Figura 2.3 – Aparato experimental para teste de condensador com separador no distribuidor (adaptado de Zheng <i>et al.</i> ,2014).....	13
Figura 2.4 – Aparato utilizado para os testes de AC (a), HP (b) e DHP (c) (adaptado de Ahn <i>et al.</i> , 2015).....	14
Figura 2.5 – Aparato utilizado para investigar a aplicação do R-1234yf (adaptado de Cho e Park, 2016)	15
Figura 2.6 – Diagrama esquemático da aplicação do sistema VCS em avião de reconhecimento (Kang <i>et al.</i> , 2012)	16
Figura 2.7 – Temperatura do ar na entrada e saída do evaporador e <i>COP</i> e potência entregue ao compressor em função da vazão de ar no condensador (Kang <i>et al.</i> , 2012).....	16
Figura 3.1 – Esquemático da unidade condensadora da aeronave em estudo	21
Figura 3.2 – Representação esquemática do VCS.....	22
Figura 3.3 – Foto da bancada calorimétrica montada no POLO.....	23
Figura 3.4 – Esquema de funcionamento do calorímetro	25
Figura 3.5 – Ramal superior do túnel do condensador.....	28
Figura 3.6 – Seção de testes do condensador	28
Figura 3.7 – Ramal inferior do túnel do condensador.....	29
Figura 3.8 – Ramal superior (<i>double deck</i>) do túnel dos evaporadores	30
Figura 3.9 – Seções de testes dos evaporadores	31
Figura 3.10 – Ramal inferior do túnel dos evaporadores.....	31

Figura 3.11 – Circuito de fluido refrigerante do VCS	32
Figura 3.12 – (a) termopares do lado do ar e (b) do lado do refrigerante	33
Figura 3.13 – Esquema de instalação do transdutor diferencial	34
Figura 3.14 – Quatro sondas instaladas no túnel dos evaporadores.....	36
Figura 3.15 – Curvas de impedância do condensador em função da vazão de ar ...	39
Figura 3.16 – Curvas de impedância dos evaporadores em função da vazão de ar	39
Figura 3.17 – Esquema do balanço de energia para obtenção do <i>UA</i> das seções de testes.....	41
Figura 3.18 – Curva de <i>UA</i> do túnel do condensador.....	41
Figura 3.19 – Diagramas P-h (superior) e T-s (inferior) para os dados experimentais da Tabela 4.6	48
Figura 4.1 – Circuito de fluido refrigerante do sistema	50
Figura 4.2 – Balanço de energia no compressor	51
Figura 4.3 – Representação geral do sistema	57
Figura 4.4 – Representação do sistema com as equações para o <i>E-bay</i>	60
Figura 4.5 – Curvas características do ventilador e sistema	61
Figura 4.6 – Unidade condensadora acoplada ao túnel de vento.....	62
Figura 4.7 – <i>Dampers</i> para controle de vazão de ar	63
Figura 4.8 – Posições das <i>check valves</i>	63
Figura 4.9 – Curvas de impedância das <i>check valves</i>	64
Figura 4.10 – Configurações das <i>check valves</i> : (a) com descarga livre e (b) com duto na entrada e saída	64
Figura 4.11 – Curvas características dos ventiladores	65
Figura 5.1 – Potência e capacidade de refrigeração em função da temperatura interna	68
Figura 5.2 – Variação das temperaturas de evaporação e condensação em função da temperatura interna	69
Figura 5.3 – Vazão mássica e potência do compressor em função da temperatura interna	69
Figura 5.4 – Variação do <i>COP</i> do ciclo em função da temperatura interna.....	70
Figura 5.5 – Eficiências termodinâmicas em função da temperatura interna	72
Figura 5.6 – Diferenças de temperatura nos trocadores de calor em função da temperatura interna	72

Figura 5.7 – Variação da capacidade de refrigeração em função da temperatura interna	73
Figura 5.8 – <i>COP</i> e <i>approach</i> em função da carga de fluido refrigerante	74
Figura 5.9 – Temperaturas de sub-resfriamento e superaquecimento em função da carga de refrigerante	75
Figura 5.10 – Capacidade de refrigeração em função da carga de fluido refrigerante	75
Figura 5.11 – Potência e capacidade de refrigeração em função da vazão de ar do condensador.....	77
Figura 5.12 – Temperatura de condensação e <i>COP</i> em função da vazão de ar do condensador.....	78
Figura 5.13 – Potência e capacidade de refrigeração em função da vazão total dos evaporadores	79
Figura 5.14 – Variação do <i>UA</i> do condensador em função da vazão de ar	80
Figura 5.15 – Variação dos <i>UAs</i> dos evaporadores em função da vazão de ar	81
Figura 5.16 – Validação do modelo para as pressões de sucção (esq.) e descarga (dir.).....	84
Figura 5.17 – Validação do modelo para a vazão de refrigerante (esq.) e potência consumida (dir.).....	85
Figura 5.18 – Validação do modelo para a capacidade de refrigeração (esq.) e <i>COP</i> do ciclo (dir.).....	85
Figura 5.19 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão de ar no condensador.....	86
Figura 5.20 – Temperatura de condensação e <i>COP</i> calculados em função da vazão no condensador.....	87
Figura 5.21 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão da cabine	88
Figura 5.22 – Temperatura de condensação e <i>COP</i> calculados em função da vazão na cabine.....	88
Figura 5.23 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão no <i>cockpit</i>	89
Figura 5.24 – Temperatura de condensação e <i>COP</i> calculados em função da vazão no <i>cockpit</i>	89

Figura 5.25 – Efeito do resfriamento dos eletrônicos no <i>COP</i> e na temperatura de sucção	90
Figura 5.26 – Efeito do resfriamento dos eletrônicos na capacidade de refrigeração e na potência.....	91
Figura 5.27 – Vazões de ar nos ramais em função da rotação do ventilador	93
Figura 5.28 – Variações do <i>COP</i> do ciclo e do <i>COP</i> do sistema para diferentes rotações	93
Figura 5.29 – Face de admissão das <i>check valves</i> : (a) atual e (b) modificada	96
Figura 5.30 – Curvas experimentais de impedância das <i>check valves</i>	96
Figura B.1 – Curvas características dos ventiladores e trocadores e pontos de operação reais e teóricos	107
Figura B.2 – Câmara de bocais do tipo “Inlet Chamber” (norma AMCA 210-99) ..	109
Figura B.3 – Câmara de bocais do tipo “Outlet Chamber” (norma AMCA 210-99)	109
Figura B.4 – Túnel de vento fluidodinâmico do POLO	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Especificações do aparato experimental.....	26
Tabela 3.2 – Vazões nominais de ar em cada evaporador.....	30
Tabela 3.3 – Vazões de ar na seção de testes do condensador	36
Tabela 3.4 – Resultados testes de fluxo de calor reverso do túnel do condensador	41
Tabela 3.5 – Resultados do teste de <i>UA</i> do túnel dos evaporadores	42
Tabela 3.6 – Exemplo de um teste processado	47
Tabela 4.1 – Variáveis experimentais e parâmetros regredidos	60
Tabela 4.2 – Efeito da abertura da linha de <i>Fresh air</i> e do <i>E-bay</i> sobre o ponto de operação	62
Tabela 4.3 – Dados experimentais e parâmetros regredidos.....	66
Tabela 5.1 – Condições experimentais para avaliação do efeito das temperaturas internas	67
Tabela 5.2 – Condições experimentais para avaliação do efeito da carga de refrigerante	74
Tabela 5.3 – Condições experimentais para avaliação do efeito da vazão no condensador.....	76
Tabela 5.4 – Condições experimentais para avaliação do efeito das vazões de ar nos evaporadores.....	78
Tabela 5.5 – Coeficientes regredidos	83
Tabela 5.6 – Variável de entrada e saída do modelo.....	83
Tabela A.1 – Incertezas <i>us</i> associadas às variáveis diretas.....	106
Tabela C.1 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/24°C – Teste 147.....	114
Tabela C.2 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/18°C – Teste 145.....	116
Tabela C.3 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/35 °C – Teste 144.....	118
Tabela C.4 – Vazão no condensador – Condição 40/24°C – Teste 139.....	120
Tabela C.5 – Vazão no condensador – Condição 40/24°C – Teste 143.....	122
Tabela C.6 – Vazão no evaporador – Condição 40/24°C – Teste 141	124
Tabela C.7 – Vazão no evaporador – Condição 40/24°C – Teste 146	126

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Sigla	Descrição
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i>
HVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
COP	Coeficiente de performance
HFC	Hidrofluorocarbonetos
OT - AD	<i>Orifice Tube – Accumulator Drier</i>
TXV - RD	<i>Thermal Expansion Valve – Receiver Drier</i>
VCS	<i>Vapor Cycle/Compression Systems</i>

Sub-índices

Abreviatura	Descrição
<i>a</i>	Ar
<i>c</i>	Condensador
<i>i</i>	Entrada
<i>e</i>	Evaporador
<i>lv</i>	Líquido - Vapor
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>o</i>	Saída
<i>t</i>	Total

LISTA DE SÍMBOLOS

Romanos

Símbolo	Unidade	Descrição
c_p	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Calor específico
C	[W K ⁻¹]	Taxa de capacidade térmica
D	[m]	Diâmetro
D_h	[m]	Diâmetro hidráulico
G	[kg m ⁻² s ⁻¹]	Fluxo mássico
h	[J kg ⁻¹]	Entalpia específica
k	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	Condutividade térmica
\dot{m}	[kg s ⁻¹]	Vazão mássica
p	[Pa]	Pressão
\dot{Q}	[W]	Taxa de transferência de calor
T	[K] ou [°C]	Temperatura
U	[W m ⁻² K ⁻¹]	Coefficiente global de transferência de calor
UA	[W K ⁻¹]	Condutância térmica global
V	[m s ⁻¹]	Velocidade
\dot{V}	[m ³ s ⁻¹]	Vazão volumétrica
\dot{W}	[W]	Potência

Gregos

Símbolo	Unidade	Descrição
α	[W K ⁻¹ m ⁻²]	Coefficiente de transferência de calor
η	[-]	Eficiência
ω	[-]	Umidade
ρ	[kg m ⁻³]	Massa específica
Δ	[-]	Varição

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contexto Histórico	1
1.2	Sistema de Condicionamento de Ar de Jatos Executivos.....	3
1.3	Motivação e Objetivos	5
1.4	Estrutura do Trabalho	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	Condicionamento de Ar Automotivo	7
2.2	VCS na Aeronáutica	15
2.3	Modelagem do Sistema VCS.....	17
2.4	Síntese da Literatura	18
3	TRABALHO EXPERIMENTAL	20
3.1	Sistema VCS em Estudo	20
3.2	Descrição do Aparato Experimental	23
3.3	Túnel de Vento do Condensador	26
3.4	Túnel de Vento dos Evaporadores	29
3.5	Circuito de Refrigeração	32
3.6	Instrumentação	33
3.6.1	Temperatura	33
3.6.2	Pressão	34
3.6.3	Vazão de Ar	35
3.6.4	Umidade Relativa	36
3.6.5	Potência	37
3.7	Aquisição de Dados.....	37
3.8	Validação Hidrodinâmica	38
3.9	Calibração Térmica.....	40

3.10	Processamento dos Dados.....	42
4	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	49
4.1	Modelo do Sistema.....	49
4.1.1	Submodelo do Compressor.....	50
4.1.2	Submodelo do Condensador.....	52
4.1.3	Submodelo dos Evaporadores.....	53
4.1.4	Dispositivo de Expansão.....	54
4.1.5	Transferência de Calor e Queda de Pressão nas Tubulações.....	55
4.1.6	Método de Solução.....	56
4.2	Modelagem Fluidodinâmica da Unidade Condensadora.....	57
4.2.1	Modelo Matemático.....	57
4.2.2	Regressão dos Parâmetros do Modelo.....	60
5	RESULTADOS.....	67
5.1	Avaliação Experimental.....	67
5.1.1	Efeito das Temperaturas Internas.....	67
5.1.2	Efeito da Carga de Refrigerante.....	73
5.1.3	Efeito das Vazões de Ar dos Trocadores de Calor.....	76
5.2	Análise Numérica.....	79
5.2.1	Regressão dos Parâmetros.....	79
5.2.2	Validação do Modelo.....	83
5.2.3	Análise de Sensibilidade.....	85
5.2.3.1	Vazão de Ar no Condensador.....	85
5.2.3.2	Vazão de Ar nos Evaporadores.....	87
5.2.3.3	Efeito do Resfriamento do Controlador.....	90
5.2.3.4	Rotação do Ventilador do Condensador.....	91
5.2.3.5	Substituição do Ventilador de 7-in pelo de 8-in.....	94
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	98

6.1	Conclusões.....	98
6.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	100
	REFERÊNCIAS.....	101
	APÊNDICE A.....	105
	APÊNDICE B.....	107
	APÊNDICE C.....	113

1 INTRODUÇÃO

A climatização, também chamada de condicionamento de ar, consiste na prática de aquecer, resfriar, umidificar, desumidificar, limpar e distribuir o ar no interior de um ambiente seja para conforto humano ou aplicação industrial ou militar, contemplando, assim, veículos terrestres e aeronaves de diferentes portes (Arora, 2012). Alguns dos sistemas de condicionamento de ar instalados em aeronaves modernas utilizam unidades de refrigeração a ar que operam segundo um ciclo Brayton reverso. Já em outras aeronaves, de menor porte, são aplicados sistemas de compressão mecânica de vapor baseados no ciclo de Evans-Perkins, muito semelhantes aos empregados nos sistemas automotivos, foco do presente trabalho.

1.1 Contexto Histórico

Em 1906, Willys Haviland Carrier desenvolveu o primeiro equipamento de condicionamento de ar do qual se tem registro. O grande mercado, na época, foi a indústria têxtil do sul dos Estados Unidos, embora tais sistemas passaram rapidamente a ser utilizados em prédios e instalações de indústrias de papel, produtos farmacêuticos, tabaco e estabelecimentos comerciais. Em 1915, foi fundada a Companhia de Engenharia Carrier que, em 1922, desenvolveu o “sistema centrífugo – compressor centrífugo e chiller”, com ampla aplicação, incluindo salas de cinemas, como se verifica na Figura 1.1. A partir de então, tanto a tecnologia de condicionamento de ar como suas aplicações (conforto térmico e conservação de alimentos) passaram por intensas transformações (Carrier, 2006).

Em 1930, por exemplo, os vagões da ferrovia B&O, que faziam o trajeto de Baltimore à Ohio, nos Estados Unidos, foram os primeiros veículos de passageiros a possuírem condicionadores de ar. Em 1931, um navio de 13.400 toneladas, criado para percorrer o trajeto da Itália ao Egito, tornou-se a primeira embarcação equipada com um condicionador de ar. Em 1946, em Santo Antonio, no Texas, foi lançado o primeiro ônibus urbano com ar condicionado. Em 1952, a empresa Carrier desenvolveu a primeira linha de produção em série de unidades centrais de condicionadores de ar para residências (Carrier, 2006).

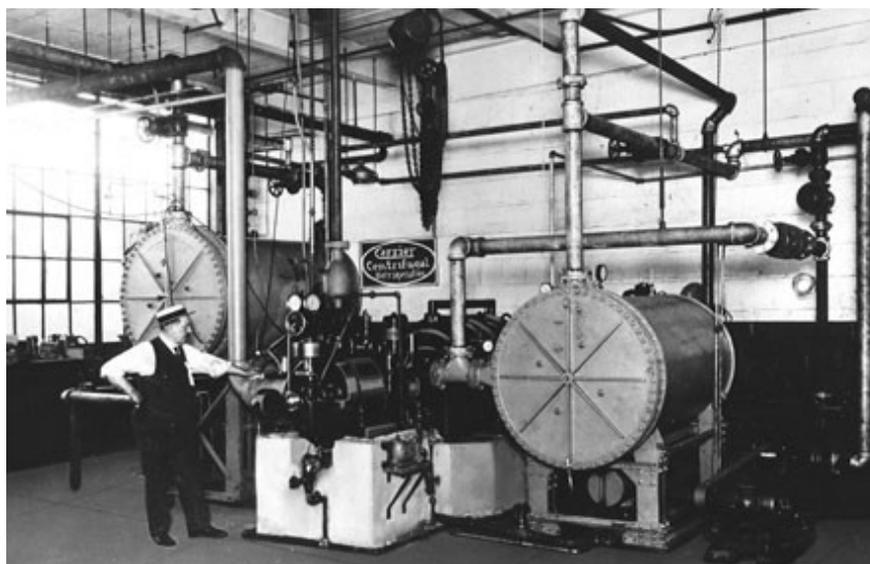


Figura 1.1 – Centrífugas de refrigeração – Nova York, 1922

(Fonte: Carrier, 2018)



Figura 1.2 – Primeiro ônibus equipado com ar condicionado – Texas, 1946

(Fonte: Carrier, 2018)

O primeiro carro a oferecer o ar condicionado como equipamento opcional foi o Packard, fabricado nos Estados Unidos em 1939. Já o primeiro veículo de montadora com ar condicionado foi o Pontiac 1954, produzido pela General Motors. Em 1959, o condicionamento de ar automotivo já estava consolidado no mercado estadunidense, quando o número de carros com o equipamento atingiu um milhão de unidades. No entanto, tal sistema custava um quarto do valor do veículo e não

era muito prático: ocupava todo o volume do porta-malas e não tinha regulagem de temperatura. Se esfriasse demais, desligá-lo era a única opção. Já no Brasil, a comercialização de automóveis com esse item começou na década de 1960 com o Willys Itamaraty, também chamado de “palácio sobre rodas”, uma produção de luxo da Ford focada numa restrita parcela da sociedade (Silva e Melo, 2016).

Na indústria aeronáutica a aplicação se iniciou, sobretudo, durante a Segunda Guerra Mundial, quando sistemas de climatização automotivos foram adaptados para aeronaves militares. Com o fim da guerra, a utilização se estendeu para aeronaves comerciais e executivas (McQuiston e Parker, 1994). Um dos primeiros modelos equipados com condicionador de ar foi o DC-6, produzido de 1948 a 1968 pela Douglas Aircraft Company, nos Estados Unidos, com capacidade para 56 passageiros e velocidade em cruzeiro de 496 km/h.



Figura 1.3 – Douglas DC-6 em seu primeiro voo, 1946
(Fonte: Barrier Aircraft Museum, 2018)

1.2 Sistema de Condicionamento de Ar de Jatos Executivos

Existem, essencialmente, duas arquiteturas de ciclos utilizadas em sistemas veiculares (Silva e Melo, 2016). Em ambas, o sistema de refrigeração convencional é constituído por quatro componentes principais: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Assim, o compressor e o dispositivo de expansão são responsáveis por estabelecer as duas pressões do ciclo: a de

evaporação e a de condensação. O evaporador e o condensador são os trocadores de calor responsáveis pelas trocas térmicas com o espaço refrigerado e o ambiente externo, respectivamente. No entanto, o que difere um ciclo do outro é o uso de componentes auxiliares acoplados ao condensador ou ao evaporador, bem como o tipo de equipamento usado como dispositivo de expansão. Na primeira arquitetura, chamada OT-AD (do inglês *Orifice Tube – Accumulator Drier*), utiliza-se um tubo de orifício, com restrição fixa, como dispositivo de expansão, bem como um acumulador de sucção na saída do evaporador para reter o líquido e liberar apenas o vapor para o compressor, como se observa na Figura 1.4.

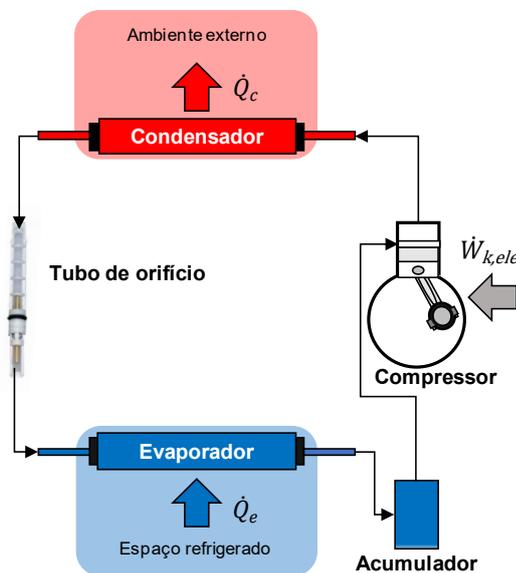


Figura 1.4 – Ciclo de refrigeração OT-AD

Na segunda arquitetura, a TXV-RT (do inglês *Thermal Expansion Valve – Receiver Drier*), utiliza-se uma válvula de expansão termostática como dispositivo de expansão juntamente com um *receiver* na saída do condensador para reter possíveis bolhas de vapor e liberar apenas a parcela líquida do refrigerante para a válvula de expansão. Tal sistema, representado na Figura 1.5, é utilizado em jatos executivos para climatização em solo ou em situações de pouso e decolagem, sendo chamado de VCS (do inglês, *Vapor Cycle System*). Primeiramente, o fluido refrigerante superaquecido em baixa pressão (1) é succionado pelo compressor e comprimido até o ponto (2), por meio do consumo de potência ($\dot{W}_{k,ele}$). Na sequência, o fluido se desloca até o condensador, onde libera calor para o ambiente externo (\dot{Q}_c) e sofre uma mudança de fase até atingir o estado (3), podendo estar na

condição de mistura bifásica ou líquido sub-resfriado. Em seguida, o líquido a alta pressão (4) escoa pelo dispositivo de expansão (4-5), tendo pressão e temperatura reduzidas e originando uma mistura bifásica de líquido e vapor no ponto (5). Ao adentrar o evaporador, o refrigerante líquido absorve calor do ambiente refrigerado (\dot{Q}_e) e passa à fase de vapor (1). Na Figura 1.6 são ilustrados os ciclos padrão empregando os diagramas T-s e P-h do sistema de refrigeração TXV-RD, considerando o R-134a como fluido refrigerante.

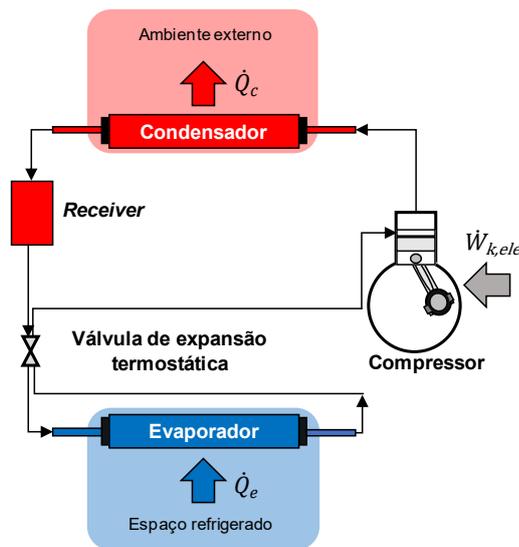


Figura 1.5 – Ciclo de refrigeração TXV-RD

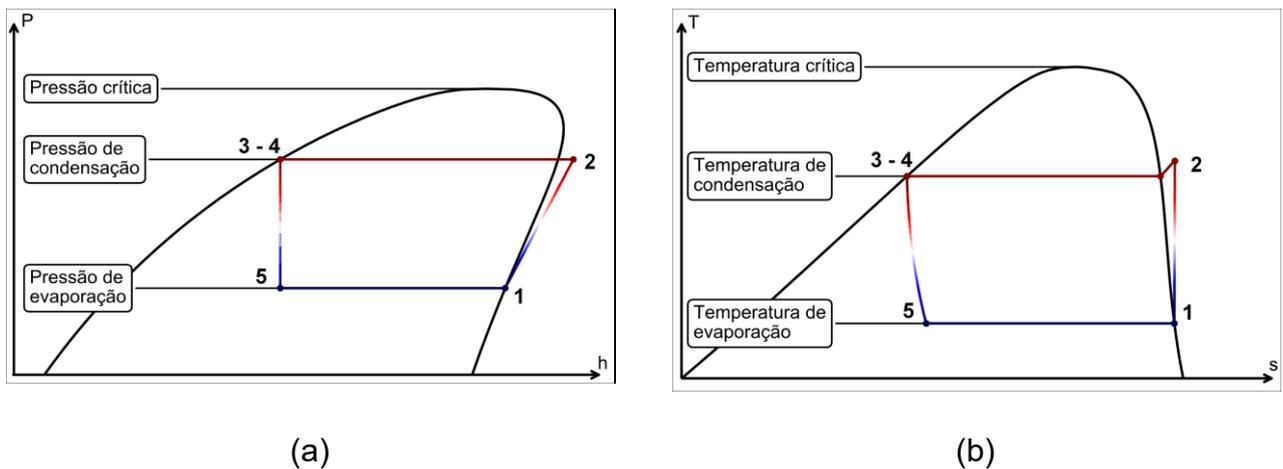


Figura 1.6 – Diagramas T-s (a) e P-h (b) de um ciclo com válvula e receiver

1.3 Motivação e Objetivos

Os sistemas de compressão mecânica de vapor aeronáuticos atuais são, essencialmente, adaptações de sistemas desenvolvidos originalmente para

aplicações veiculares. São raros os trabalhos com foco em VCS para aplicações aeronáuticas. Como consequência, os fabricantes têm dimensionado os seus produtos de forma muitas vezes empírica e sem as ferramentas apropriadas. Neste contexto, o objetivo principal do presente trabalho consiste em avaliar a solução atualmente adotada em aeronaves executivas por meio da análise termodinâmica do sistema de refrigeração e da avaliação do desempenho fluidodinâmico da unidade condensadora a fim de propor melhorias. Para atender tal objetivo, as seguintes metas foram traçadas:

- Analisar termodinamicamente o desempenho do sistema VCS sendo necessário projetar e construir dois túneis de vento;
- Simular termo-fluido-dinâmica o sistema VCS, desenvolvendo e validando um modelo matemático;
- Por meio da análise fluidodinâmica da unidade condensadora, obter parâmetros de fechamento do modelo;
- Realizar uma análise de sensibilidade a fim de identificar os parâmetros de maior impacto sobre o desempenho do sistema e, com isso, levantar oportunidades de melhoria.

1.4 Estrutura do Trabalho

O presente documento foi estruturado em seis capítulos. Neste capítulo introdutório é apresentado o contexto do trabalho, as motivações e os objetivos. No Capítulo 2 é mostrada uma revisão da literatura, onde são discutidos os principais estudos com foco em condicionamento de ar automotivo e aeronáutico, bem como a modelagem de sistemas de refrigeração e seus componentes. No terceiro capítulo, é detalhado o trabalho experimental, com uma descrição completa dos túneis de vento projetados e construídos ao longo do mestrado, bem como os procedimentos de testes do sistema de refrigeração. No quarto capítulo é discutido o modelo matemático termo-fluido-dinâmico que acopla o ciclo de refrigeração com o circuito de ar. No quinto capítulo são abordados os resultados, contemplando uma avaliação experimental do sistema, a regressão dos parâmetros e a validação do modelo, e uma análise de sensibilidade vislumbrando potenciais melhorias. No capítulo final são apresentadas as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica foi dividida em três partes. Inicialmente, são abordados alguns trabalhos com foco na aplicação de sistemas de compressão mecânica de vapor em automóveis. Em seguida, são descritos trabalhos relacionados aos VCS aeronáuticos. Por fim, são contemplados os estudos focados na modelagem de sistemas de refrigeração.

A revisão se inicia com os trabalhos relacionados aos automóveis, pois na literatura são escassos os trabalhos aeronáuticos. Assim, como o sistema em estudo é semelhante ao veicular, o intuito da revisão automotiva é contemplar os aparatos experimentais empregados. Na sequência a revisão aeronáutica endossa a motivação deste trabalho e a revisão da modelagem fundamenta a metodologia aplicada na simulação.

2.1 Condicionamento de Ar Automotivo

Sistemas modernos de condicionamento de ar automotivo incluem refrigeração, aquecimento e controle de umidade da cabine, degelo dos vidros e filtragem do ar. Tais sistemas aprimoram a segurança do passageiro, melhoram a atenção do motorista e a visibilidade. Além de proporcionar conforto e segurança, tais sistemas devem apresentar um baixo consumo de energia.

Kaynakli e Horuz (2003) avaliaram o desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo convencional, composto por um compressor do tipo *swash-plate* de 5,5 HP (~4 kW) operando com R-134a, um condensador e um evaporador tubo-aleta e uma válvula de expansão termostática com bulbo interno. O sistema foi montado num aparato experimental com um compressor acionado por um motor elétrico. Para permitir que o sistema funcionasse numa ampla faixa de operação, o compressor foi ligado e desligado com base na pressão de sucção. Definiu-se uma pressão limite para garantir que o condensado não congelasse no evaporador. Experimentos foram realizados para diferentes temperaturas ambiente e velocidades do compressor. Os autores notaram que a capacidade do sistema aumentava com a velocidade. Porém, como o aumento no consumo de energia era mais significativo, o

COP do sistema sempre tendia a diminuir. Ao variar a temperatura ambiente (de 14 para 20 °C), a de condensação (de 16 para 42 °C) e a de evaporação (de -16 a -4°C), a vazão de fluido refrigerante variou no máximo em 20%. Já ao manter a temperatura ambiente fixa e variar a frequência de 1750 para 3150 rpm, a vazão passou de 0,016 kg/s para 0,030 kg/s, tendo um acréscimo de 87,5%. Enquanto no condensador observou-se uma variação de pressão de 5 a 11 bar, no evaporador a pressão ficou entre 2,25 a 2,55 bar, uma vez que é controlada pelo compressor.

Joudi *et al.* (2003) apresentaram um modelo computacional com o objetivo de simular o desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo convencional, trabalhando com diferentes fluidos refrigerantes. O modelo levou em consideração a rotação do compressor, balanços de energia do lado do ar e do refrigerante e o cômputo da queda de pressão como das irreversibilidades do sistema. Como dados de entrada foram utilizados o deslocamento e a rotação do compressor, além das curvas de eficiência regredidas de dados de catálogo do fabricante. Cinco refrigerantes foram explorados, incluindo o R-12, R-134a, R-290, R-600a e uma mistura de propano (R-290) e isobutano (R-600a). As análises sugeriram que a mistura R-290/R-600a era a alternativa mais adequada para o R-12. Para a validação dos resultados numéricos, um túnel de vento aberto foi construído para acomodar o condensador do sistema. Em uma câmara isolada, com controle de temperatura e umidade, foi instalado outro túnel de vento aberto para comportar o evaporador da cabine. Entre a câmara e o túnel do condensador foi instalado o compressor, a válvula de expansão termostática e os demais componentes. Foram empregadas seis rotações (700, 1000, 1500, 2000, 2500 e 3000 rpm) em um compressor recíproco de 5 kW de capacidade nominal, enquanto quatro cargas térmicas foram emuladas na câmara do evaporador: 1000, 2000, 3000 e 3500 W. O sistema com a mistura R-290/R-600a apresentou um melhor desempenho que o R-12, sobretudo no que diz respeito ao tempo de abaixamento da temperatura. No entanto, os maiores *COP* foram obtidos com o R-290 e o R-134a.

Tian *et al.* (2005) construíram um aparato experimental para investigar a operação de um ar-condicionado automotivo e o efeito de *hunting*, causado por instabilidades que afetam o funcionamento da válvula de expansão termostática. O aparato era composto por duas câmaras para controle de temperatura e umidade do ar dos ambientes externo e interno. O sistema foi montado com um compressor do

tipo *swash plate* de cinco cilindros, com deslocamento variável de 10 a 156 cm³, um condensador microcanais com um *receiver* na saída, um evaporador tubo-aleta e dois dispositivos de expansão em paralelo: (i) uma válvula de expansão termostática com bulbo interno e (ii) uma válvula de expansão eletrônica cuja abertura foi mantida fixa. O refrigerante utilizado foi o R-134a. O compressor foi acionado por um motor de frequência variável. A pressão de condensação foi controlada por meio da variação da vazão de ar sobre o condensador. Os autores concluíram que o fluxo bifásico, em uma arquitetura com válvula de expansão termostática, seja na entrada do dispositivo de expansão ou na saída do evaporador é a condição necessária, mas não suficiente, para o efeito de *hunting*.

Liu *et al.* (2005) projetaram e construíram um sistema protótipo de condicionamento de ar automotivo operando com dióxido de carbono (R-744). Para tanto, utilizaram um compressor do tipo *swash plate* com deslocamento fixo de 27,3 cm³, um *gas cooler* e um evaporador do tipo tubo-aleta. Como dispositivo de expansão, adotaram uma válvula manual. No lado do ar, usaram duas câmaras para controle da temperatura e umidade, com um túnel de vento do tipo aberto em cada câmara. A capacidade de refrigeração do sistema foi calculada de duas maneiras: (i) por meio da vazão de refrigerante medida por um transdutor do tipo Coriolis e da medição de temperatura e pressão do refrigerante na entrada e saída de cada componente, e (ii) por meio da vazão de ar inferida na placa de bocal de cada túnel e a diferença de entalpia do ar nos trocadores de calor. Os resultados experimentais mostraram que o desempenho do sistema foi afetado significativamente pelo tipo de óleo lubrificante e a carga de refrigerante utilizada. Os autores concluíram que baixas vazões de ar nos trocadores de calor e um compressor de deslocamento fixo operando em alta velocidade deterioram significativamente o desempenho do sistema.

Gang *et al.* (2006) analisaram um sistema de condicionamento de ar automotivo acoplado ao motor do veículo. Para tanto, utilizaram uma câmara de teste onde o carro foi posicionado sobre um dinamômetro para medir a potência e monitorar a velocidade. Adicionalmente, a descarga do motor foi dutada e direcionada à parte externa da câmara e, sobre o veículo, foi instalado um dispositivo para simular a radiação solar, conforme a Figura 2.1. Um modelo foi desenvolvido para um compressor recíproco de deslocamento fixo de 120 cm³, um

evaporador e um condensador microcanais, uma válvula de expansão termostática, um motor, um radiador tubo-aleta e um trocador de calor duplo-tubo para o arrefecimento do óleo do motor. Para o compressor, a vazão foi calculada com base na eficiência volumétrica regredida a partir de dados de catálogo do fabricante. Assim, a potência do compressor foi calculada por meio da vazão mássica de refrigerante multiplicada pela diferença de entalpia entre descarga e sucção, dividida por uma eficiência mecânica do compressor. A válvula de expansão termostática manteve o superaquecimento na saída do evaporador em 5 °C durante a operação do sistema. A vazão na válvula foi calculada com base na equação do orifício assumindo um processo adiabático. Os trocadores de calor foram modelados com base no método da efetividade (ϵ -*NUT*) de Kays e London (1984). Ensaios para a validação do modelo foram realizados quando um erro máximo entre os dados experimentais e computacionais de 5% foi observado. Os autores concluíram que o sistema de arrefecimento do motor afeta consideravelmente o desempenho do ar condicionado. Por meio das simulações foi verificado que, à medida que o motor do veículo aquece, o desempenho do sistema de condicionamento de ar diminui, principalmente para baixas velocidades, onde se observou uma redução de até 10% no *COP*. Quando a velocidade do veículo mudou de 20 para 40 km/h, a capacidade de refrigeração aumentou 13% enquanto a potência do compressor foi elevada em 23%. Para velocidades acima de 40 km/h, a capacidade de refrigeração se manteve aproximadamente constante.

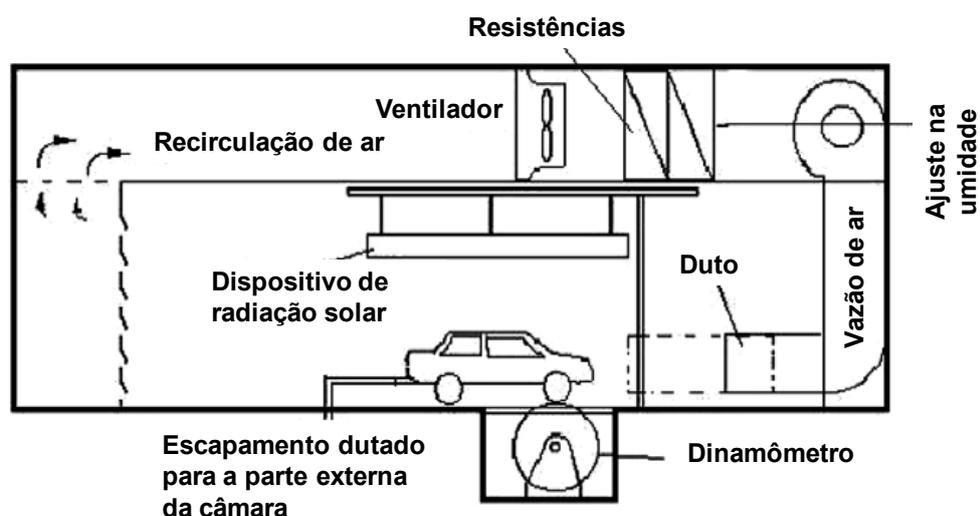


Figura 2.1 – Representação da câmara de teste (adaptado de Gang *et al.*, 2006)

Li *et al.* (2014) investigaram o desempenho de sistemas com fluido secundário usando R-152a e R-290 para condicionamento de ar automotivo. A aplicação de um sistema de refrigeração indireto com um *loop* secundário é aquela no qual um refrigerante inflamável é mantido confinado no compartimento do motor e um fluido secundário (com menor potencial de inflamabilidade) percorre a cabine, garantindo uma maior segurança aos passageiros. Tais sistemas de *loop* secundário foram comparados com um sistema de expansão direta de R-134a, adotado como referência. A quantidade de carga de refrigerante foi reduzida em 28% para o R-152a e 60% para o R-290, ambos de *loop* secundário. Como fluido secundário, em ambos os casos, utilizou-se uma solução aquosa de etileno glicol. Para uma temperatura ambiente de 35 °C, o coeficiente de desempenho (*COP*) do ciclo com R-152a foi aumentado em 5% para condições de condução em rodovia e em 10% para condições de marcha lenta do motor. Em relação ao R-290, o *COP* foi aumentado em 8% em condições de condução em rodovias e diminuído em 15% em condições de marcha lenta. Como aparato experimental foram empregados dois túneis de vento, como mostrado na Figura 2.2. Um é do tipo fechado, no qual foi montado o evaporador (4), e o outro é do tipo aberto, no qual foi instalado o condensador (2). O túnel de vento do condensador e o circuito psicrométrico do evaporador serviram para medir a vazão de ar e a taxa de transferência de calor para os respectivos trocadores de calor. Entre os túneis foi instalado o conjunto compressor (1) e motor elétrico (5) de acionamento, assim como o *receiver* (6) na saída do condensador e a válvula de expansão eletrônica (3).

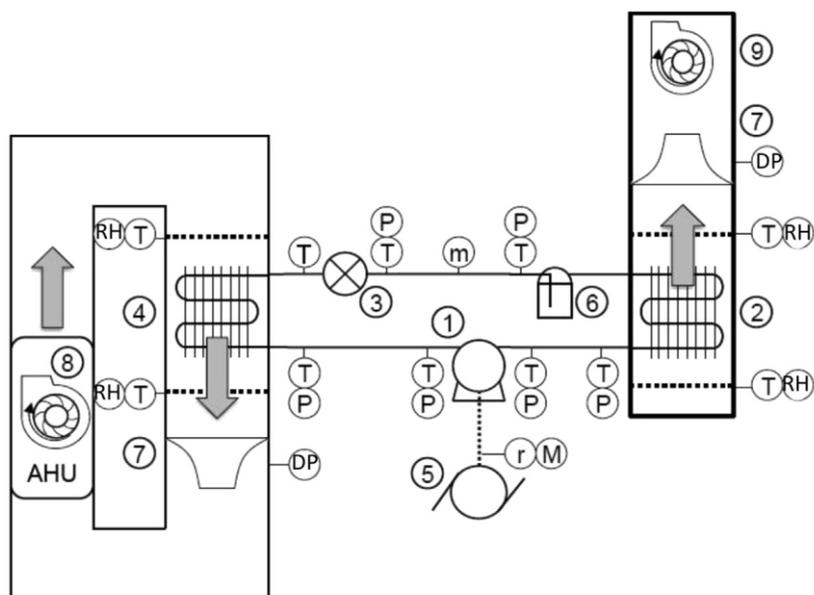


Figura 2.2 – Aparato experimental utilizado para testes de sistemas com loop secundário (adaptado de Li *et al.*, 2014)

Zheng *et al.* (2014) investigaram experimentalmente o desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo (AAC) montado tanto com um condensador de microcanais com separador de líquido-vapor (LSMC) no distribuidor, como com um condensador de microcanais de fluxo paralelo comum (PFMC). Os desempenhos dos dois sistemas foram comparados em condições normais de funcionamento segundo as condições IMACA – *International Mobile Air Conditioning Association* (IMACA, 2020), sendo testados em temperaturas externas de bulbo seco entre 29 e 41 °C, e temperaturas internas de bulbo seco e úmido fixadas em 27 °C e 19,5 °C, respectivamente. A capacidade de refrigeração e o *EER* (*Energy Efficiency Ratio*) do sistema LSMC foram respectivamente 5,2% e 3,7% maiores que os do sistema PFMC. Além disso, também foi investigado o desempenho termodinâmico dos dois sistemas em função da velocidade do ar na face do condensador (entre 1,5 e 4,5 m/s). Comparado com o sistema PFMC, a capacidade de refrigeração e o *EER* do sistema LSMC foram aumentados de 1,8% a 8,5% e 1,4% a 7,2%, respectivamente. Os experimentos foram realizados em duas câmaras como as mostradas na Figura 2.3. O ar condicionado do automóvel testado era composto por um compressor, um motor de acionamento do compressor, um condensador, um *receiver*, uma válvula de expansão termostática e um evaporador. Cada trocador foi instalado num túnel

de vento do tipo aberto, sendo que cada túnel foi alocado dentro de uma câmara para controle de temperatura e umidade do ar na entrada da seção de testes.

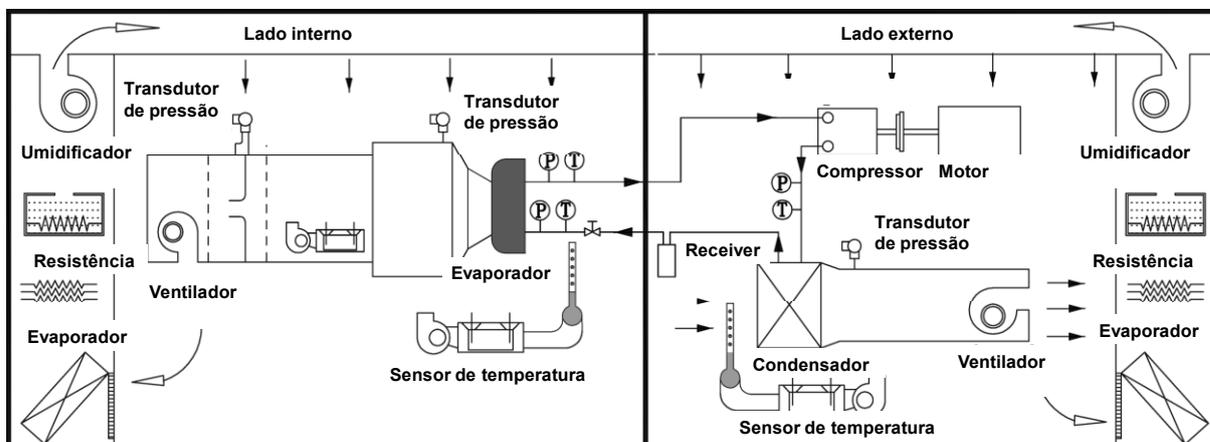


Figura 2.3 – Aparato experimental para teste de condensador com separador no distribuidor (adaptado de Zheng *et al.*, 2014)

Ahn *et al.* (2015) estudaram a aplicação de sistemas de ar-condicionado (AC) e aquecedores elétricos para desumidificar e aquecer a cabine de veículos elétricos. No estudo, uma bomba de calor (HP) e uma bomba de calor com dois evaporadores (DHP) combinadas com um aquecedor foram propostas como unidades de desumidificação e aquecimento. Os desempenhos dos sistemas AC, HP e DHP foram medidos e comparados por meio da variação da temperatura de bulbo úmido do ar interno e da velocidade do compressor. Os sistemas HP e DHP apresentaram desempenho superior ao do sistema AC convencional nas operações de desumidificação e aquecimento. Para uma temperatura de bulbo úmido do ar interno de 13 °C, o sistema DHP apresentou taxa de extração de umidade específica e COP 53% e 62% maiores, respectivamente, que o sistema HP. Para a realização dos testes, um aparato composto por duas câmaras isoladas foi construído: uma emulando o ambiente externo e outra o interno. Em cada câmara foi instalado um túnel de vento do tipo aberto. A vazão de ar era inferida através da medição da diferença de pressão no bocal, enquanto um banco de resistências elétricas era utilizado para o controle da umidade. No túnel externo, foram instalados apenas o condensador e o ventilador. Para a montagem do sistema com a bomba de calor (HP) mais um trocador (condensador interno) foi inserido e posicionado em frente ao evaporador. Adicionalmente, uma válvula de quatro vias foi utilizada na saída do

compressor, conforme a Figura 2.4b. Já na configuração DHP, a corrente de refrigerante ao sair do condensador interno era dividida em dois ramos: um para o evaporador e o outro para o condensador externo. O calor obtido com o ar externo e interno foi convertido em capacidade de aquecimento quando o fluido refrigerante retornou para a bomba de calor, conforme a Figura 2.4c

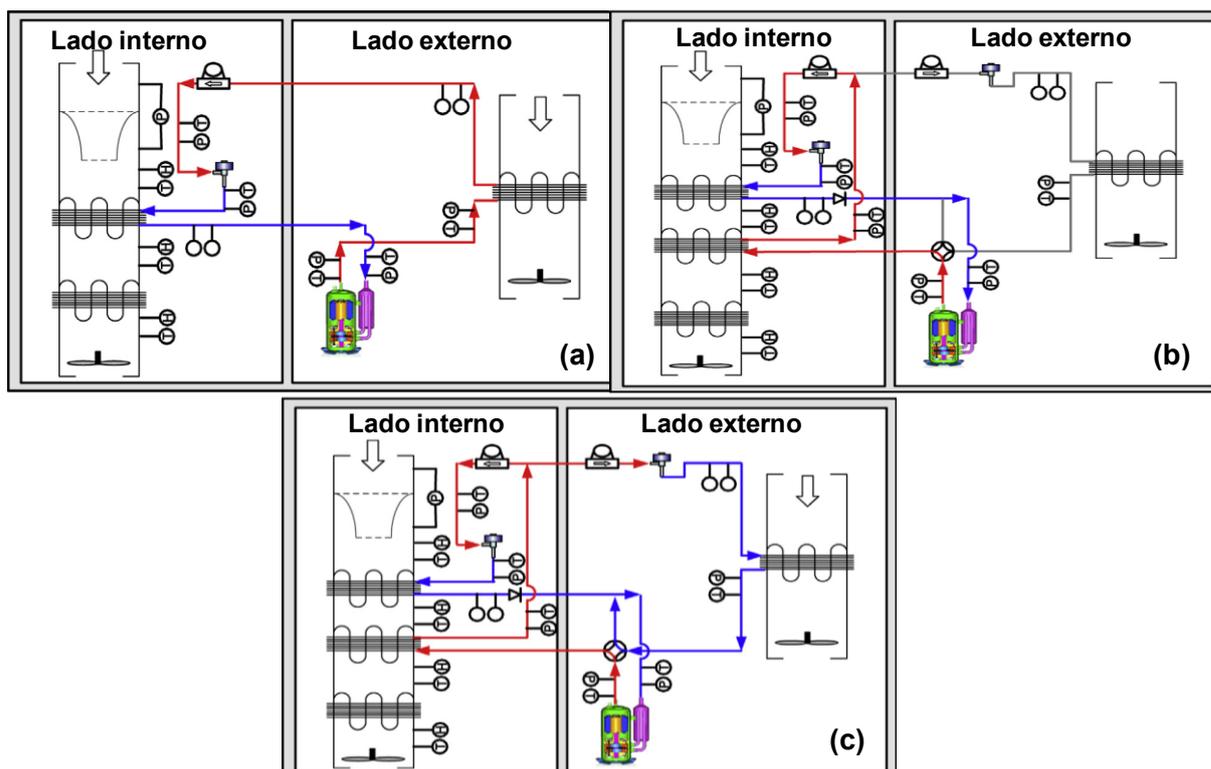


Figura 2.4 – Aparato utilizado para os testes de AC (a), HP (b) e DHP (c) (adaptado de Ahn *et al.*, 2015)

Cho e Park (2016) investigaram a aplicação do R-1234yf em um sistema de ar condicionado automotivo composto por um compressor *swash plate* de 5,3 kW de capacidade, um condensador e um evaporador do tipo microcanais e uma válvula de expansão do tipo *block*, como mostrado na Figura 2.5. O sistema com R-1234yf com um trocador de calor interno (iHX) foi comparado com um sistema sem o iHX e com um sistema utilizando R-134a. O sistema com R-1234yf teve uma capacidade de refrigeração de 4 a 7% menor e o *COP* de 3,6 a 4,5% menor em comparação com o sistema com R-134a. Com o iHX, o sistema com R-1234yf mostrou uma capacidade de refrigeração quase equivalente à do sistema com R-134a. O *COP* do sistema R-

1234yf com o iHX foi menor que o do sistema R-134a em 0,3 a 2,9% para uma velocidade de compressor de 800 a 1800 rpm. A eficiência da segunda lei do sistema com R-1234yf foi de 3,4 a 4,6% inferior à do sistema com R-134a em todas as velocidades do compressor. A eficiência da segunda lei do R-1234yf com o iHX foi aprimorada de 1,5 a 4,6% em comparação com o sistema R-1234yf sem o iHX.

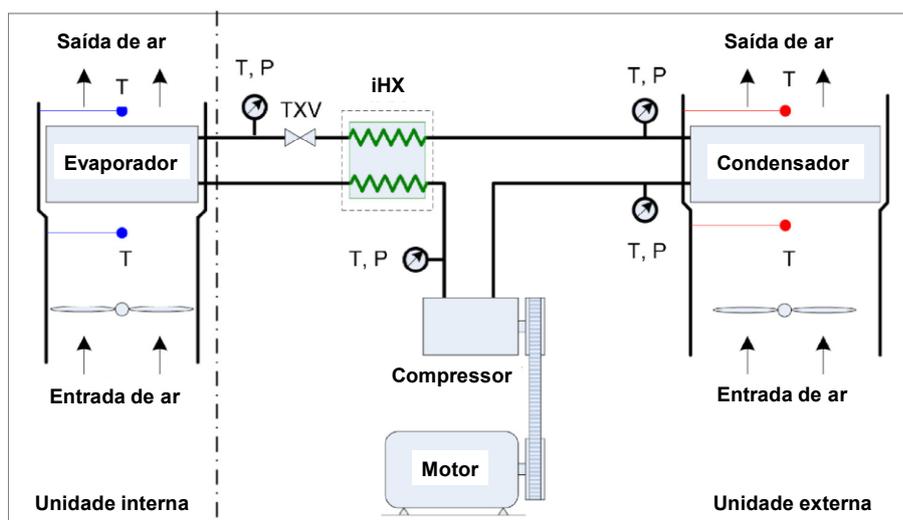


Figura 2.5 – Aparato utilizado para investigar a aplicação do R-1234yf (adaptado de Cho e Park, 2016)

2.2 VCS na Aeronáutica

Kang *et al.* (2012) avaliaram o desempenho e o efeito de um sistema VCS operando com o fluido refrigerante R-236fa acoplado a um sistema de circulação de ar em circuito fechado sobre os equipamentos eletrônicos (aviônicos) de um avião militar de reconhecimento. Assim, como o sistema é utilizado para controlar a carga térmica dos equipamentos, e por se tratar de um veículo aéreo não tripulado, o mesmo está sujeito à variações abruptas de temperatura em função da altitude e da velocidade do voo. Os ensaios foram conduzidos variando-se a rotação do compressor, a carga térmica, as vazões de ar sobre o evaporador e condensador e a temperatura do ar na entrada do condensador. O desempenho do sistema de refrigeração foi analisado de acordo com esses parâmetros operacionais e possíveis métodos de controle para condição estável do sistema de refrigeração foram sugeridos. Verificou-se que o aumento da vazão de ar proporcionou uma redução

significativa na pressão de condensação e na potência entregue ao compressor, enquanto um aumento na capacidade de troca de calor foi observado, aumentando o desempenho do sistema (COP). Para uma vazão superior a 900 kg/h, no entanto, a capacidade e o COP deixaram de variar, como se nota na Figura 2.7.

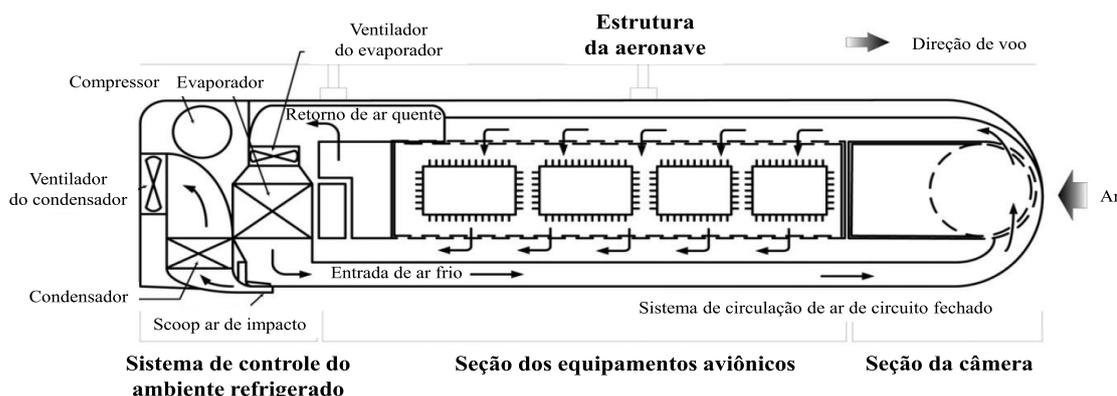


Figura 2.6 – Diagrama esquemático da aplicação do sistema VCS em avião de reconhecimento (Kang *et al.*, 2012)

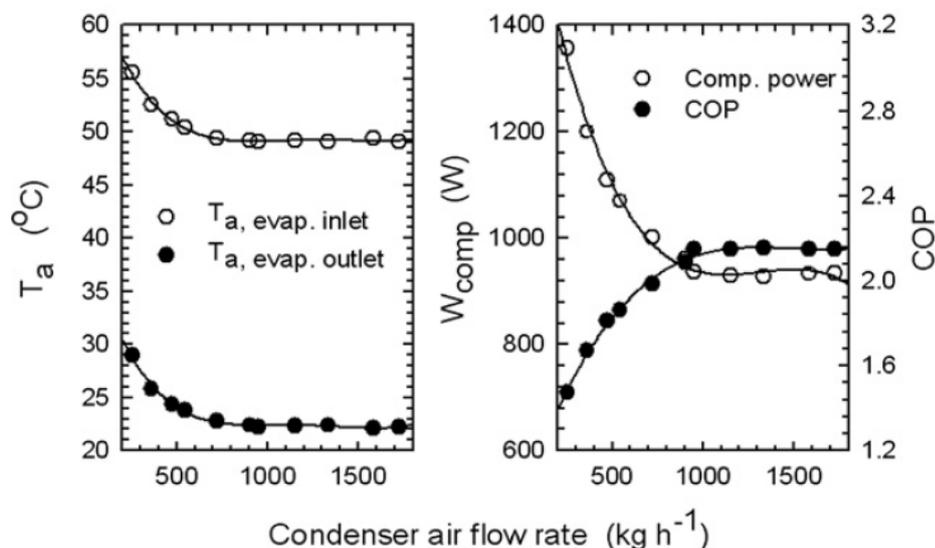


Figura 2.7 – Temperatura do ar na entrada e saída do evaporador e COP e potência entregue ao compressor em função da vazão de ar no condensador (Kang *et al.*, 2012)

Os outros dois estudos que contemplam VCS aplicados em aeronaves tiveram como foco a investigação de diferentes lógicas de controle para a capacidade de refrigeração. Michalack *et al.* (2014) afirmaram que aeronaves militares de alto desempenho provavelmente usarão VCS para gerenciar as

temperaturas de múltiplas cargas térmicas que variam no tempo. Assim, realizaram experimentos para comparar duas lógicas de controle em um VCS submetido a diferentes condições de operação e um perfil de voo hipotético. A primeira baseou-se no controle do superaquecimento na saída evaporador (método A). A segunda, por sua vez, baseou-se num ciclo alternativo (método B), na qual as válvulas de expansão foram moduladas para controlar diretamente a temperatura do evaporador. O método B ofereceu um melhor desempenho de controle de temperatura para o perfil examinado, com um *COP* ligeiramente maior que o do método A. Além disso, o método B não exigiu válvulas de controle de contrapressão. Segundo Wen *et al.* (2017), a estratégia convencional de controle da capacidade de troca de calor atuando no superaquecimento não consegue mantê-lo constante por causa da forte oscilação de temperatura em determinadas situações de voo. Assim, foi proposta uma estratégia de controle da pressão de evaporação ao se modular a abertura da válvula eletrônica de expansão (EEV). Um controlador PID duplo SISO (com uma única entrada e saída) com um compensador *feedforward* foi empregado para comparar o desempenho da estratégia de controle de capacidade convencional com base no superaquecimento com a estratégia desenvolvida. Os resultados experimentais mostraram que ambas as estratégias podem regular a capacidade satisfatoriamente, enquanto a nova estratégia poderia manter a pressão de evaporação estável.

2.3 Modelagem do Sistema VCS

A modelagem do sistema de refrigeração com todos os seus componentes pode ser feita através de diferentes abordagens. A metodologia adotada depende da aplicação, dos tipos de componentes envolvidos e do regime de trabalho. Na literatura é possível encontrar diversos trabalhos relacionados à simulação numérica de sistemas de refrigeração em regime permanente (Domanski e Didion, 1983; Stewart *et al.*; 2005; Jiang *et al.*, 2006; Gholap e Khan, 2007), dos quais se destacam os trabalhos de Gonçalves *et al.* (2009) e Hermes *et al.* (2009), que não só foram desenvolvidos no POLO mas que têm sido extensivamente empregados na análise numérica de sistemas de refrigeração.

Tais autores adotaram uma metodologia baseada nos princípios fundamentais da conservação da massa e da energia juntamente com informações empíricas para simular os sistemas de refrigeração com um custo computacional reduzido, já que as equações de conservação da massa local (igualdade entre as vazões mássicas de refrigerante que escoam no compressor e no dispositivo de expansão) e global (massa de refrigerante no sistema selado) são substituídas pelos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento nas saídas do evaporador e do condensador, respectivamente. Tal metodologia foi adotada no presente trabalho dada a vantagem de se ajustar automaticamente a carga de refrigerante e o dispositivo de expansão para condições de projeto definidas previamente, i.e., os graus de superaquecimento no evaporador e sub-resfriamento no condensador. Com isto, tanto o tempo computacional como possíveis problemas de convergência foram eliminados.

2.4 Síntese da Literatura

Diante do exposto, percebe-se que não há na literatura trabalhos que analisaram de modo sistemático o efeito do desempenho de cada componente sobre o consumo de energia e a capacidade de refrigeração de sistemas VCS para aplicação aeronáutica. Em geral, o trabalho de Kang *et al.* (2012) forneceu uma informação relevante sobre o limite de vazão de ar no condensador acima do qual não há mais impacto no *COP* do sistema, cuja explicação física é a saturação do fluido refrigerante, não havendo mais um aumento na troca de calor nem uma diminuição da potência consumida pelo compressor. Quanto aos estudos relacionados aos sistemas de condicionamento de ar automotivo, o sistema analisado por Kaynakli e Horuz (2003) é o mais semelhante ao VCS em estudo, levando-se em conta as pressões de trabalho, a capacidade do compressor e a vazão de fluido de refrigerante. Contudo, o compressor empregado é de velocidade variável, diferente do que se aplica neste trabalho. Além disso, não houve uma modelagem matemática do sistema.

Em relação ao aparato experimental, a maioria dos autores utilizaram túneis do tipo aberto instalados dentro de uma câmara climatizada. Quando os túneis não foram instalados em uma câmara climatizada, o túnel do condensador foi do tipo

aberto, como é o caso do trabalho de Li *et al.* (2014), onde se empregou um túnel do tipo fechado apenas para o evaporador. Ahn *et al.* (2015), por sua vez, realizaram testes em duas câmaras onde foram instalados túneis abertos para abrigar os trocadores de calor. No presente trabalho, não foi utilizada câmara climatizada, mas dois túneis de vento fechados para o controle de temperatura e umidade (no caso do evaporador) na entrada de cada trocador de calor. Para a simulação do sistema, não se encontrou uma modelagem que leva em conta tanto aspectos termodinâmicos do sistema VCS como fluidodinâmicos dos sistemas de circulação de ar.

Com base na revisão da literatura, o presente trabalho tem como objetivo caracterizar o sistema de refrigeração da aeronave por meio de ensaios em bancada calorimétrica especialmente projetada e construída para esta finalidade, similar ao encontrado nos trabalhos que contemplaram os sistemas automotivos. Adicionalmente, um modelo termo-fluido-dinâmico será desenvolvido e utilizado como ferramenta para uma análise de sensibilidade do sistema completo vislumbrando oportunidades de melhoria, abordagem semelhante ao trabalho de Kang *et al.* (2012), porém via simulação.

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

O presente capítulo apresenta o sistema em estudo e descreve o aparato construído no POLO para avaliar o desempenho termodinâmico do VCS, que consiste em dois túneis de vento que emulam os ambientes externo e interno à aeronave onde são alocados, respectivamente, o condensador e os evaporadores. Os túneis permitem controlar e monitorar a temperatura e a vazão da corrente de ar que escoam através dos trocadores de calor, de forma que as taxas de troca de calor no condensador e nos evaporadores podem ser quantificadas. Simultaneamente, as pressões de operação e a potência consumida pelo compressor são também registradas e monitoradas, permitindo que as características termodinâmicas de desempenho do sistema sejam determinadas para diferentes condições de operação – temperaturas internas, vazões e cargas de fluido refrigerante.

3.1 Sistema VCS em Estudo

O VCS utilizado na aeronave em estudo emprega dois evaporadores, um destinado ao *cockpit* (local onde fica o piloto) e outro de maior dimensão destinado à cabine (local onde se encontram os passageiros). O ciclo é composto por um compressor do tipo aberto com seis pistões operando entre 6 e 125 cilindradas por revolução e potência nominal de 5 HP (3,7 kW). O condensador é formado por 15 tubos na direção transversal ao escoamento de ar, 5 tubos na longitudinal e 225 aletas, com capacidade nominal de 40000 Btu/h para uma vazão de ar 1300 cfm (2210 m³/h). As aletas são de alumínio, enquanto os tubos são de cobre. Na saída do condensador há um *receiver* de 600 ml construído em alumínio. O ar é movimentado por um ventilador tubo-axial com 7” de diâmetro, que fornece uma vazão de 1400 cfm (2380 m³/h) e uma diferença de pressão de 3,5 pol H₂O (870 Pa) numa rotação de 11500 rpm. O sistema possui ainda dois evaporadores do tipo tubo-aleta que operam com ventiladores centrífugos acoplados. O conjunto do *cockpit* tem uma capacidade nominal de 10000 Btu/h (2,9 kW) com o ventilador operando em 5200 rpm e vazão de 300 cfm (510 m³/h). Já o conjunto da cabine tem uma capacidade nominal de 15.000 Btu/h (4,4 kW) com o ventilador a 4900 rpm

forneendo uma vazão de 450 cfm (765 m³/h). Na entrada de cada evaporador tem-se duas válvulas termostáticas atuando como dispositivos de expansão. O sistema opera com uma carga de 2,1 kg de refrigerante R-134a. Em relação à parte elétrica, os componentes são alimentados com uma tensão de 28 VDC e uma corrente total de 312,5 A. A Figura 3.1 mostra a unidade condensadora composta por grelhas, dutos, ventilador e condensador. É importante salientar que, no duto montado na entrada do condensador existem duas tomadas de ar. O ar que escoo pela saída superior é destinado ao arrefecimento dos eletrônicos (*E-bay*), enquanto o que sai pela lateral, alimenta a cabine, atendendo ao requisito de renovação de ar (*Fresh air*) de 131 cfm (223 m³/h).

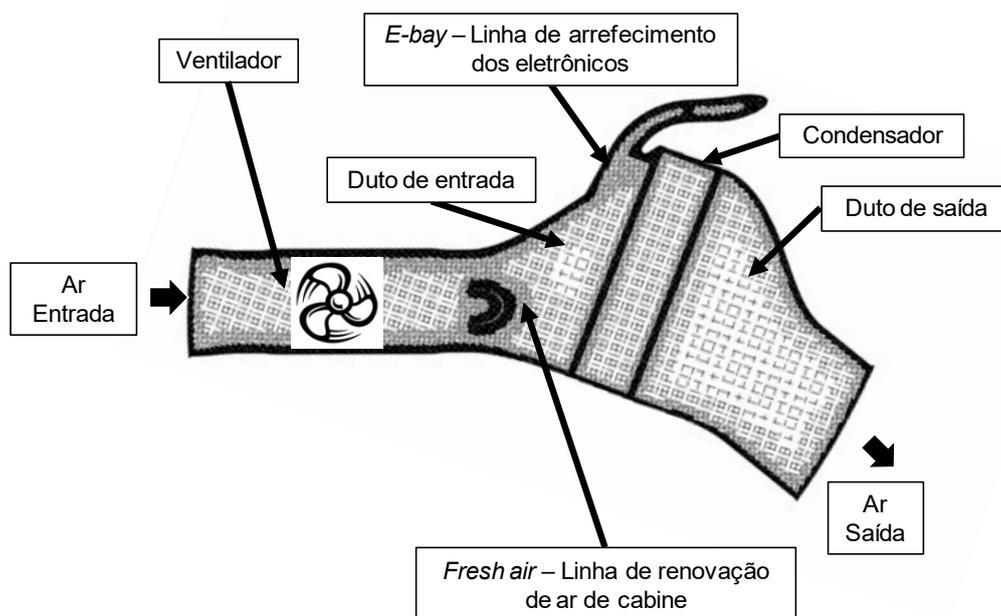


Figura 3.1 – Esquemático da unidade condensadora da aeronave em estudo

Na Figura 3.2 é ilustrado o esquema de funcionamento do sistema VCS. Pelo lado do fluido refrigerante, o R-134a superaquecido em baixa pressão, em torno de 28 psig (193 kPa), é succionado pelo compressor e levado até uma pressão próxima de 210 psig (1448 kPa). Na sequência, o refrigerante escoo pelo condensador onde libera calor para o ar externo. O ar ambiente é succionado através do lado direito da aeronave por meio do ventilador e, em seguida, passa por um difusor onde há aumento da área de seção transversal. Na sequência, o ar passa através do condensador onde há um aumento de temperatura, desloca-se através de um bocal no qual há a redução da área de seção transversal, sendo, então, descarregado

para a atmosfera pelo lado esquerdo da aeronave. O fluido refrigerante, por sua vez, deixa o condensador no estado de mistura bifásica ou de líquido sub-resfriado. Utiliza-se um reservatório (*receiver*) que libera apenas a parcela líquida, que se desloca para o evaporador da cabine (*ca*) e do *cockpit* (*ck*), os quais estão em paralelo. Antes de entrar nos evaporadores, o refrigerante passa pelas válvulas de expansão termostáticas onde ocorre uma redução de pressão e temperatura. Nos evaporadores, o líquido absorve o calor do ambiente refrigerado e retorna à fase de vapor, sendo posteriormente succionado pelo compressor. Cada evaporador tem um ventilador dedicado que faz a sucção do ar do ambiente interno e a descarga do ar refrigerado.

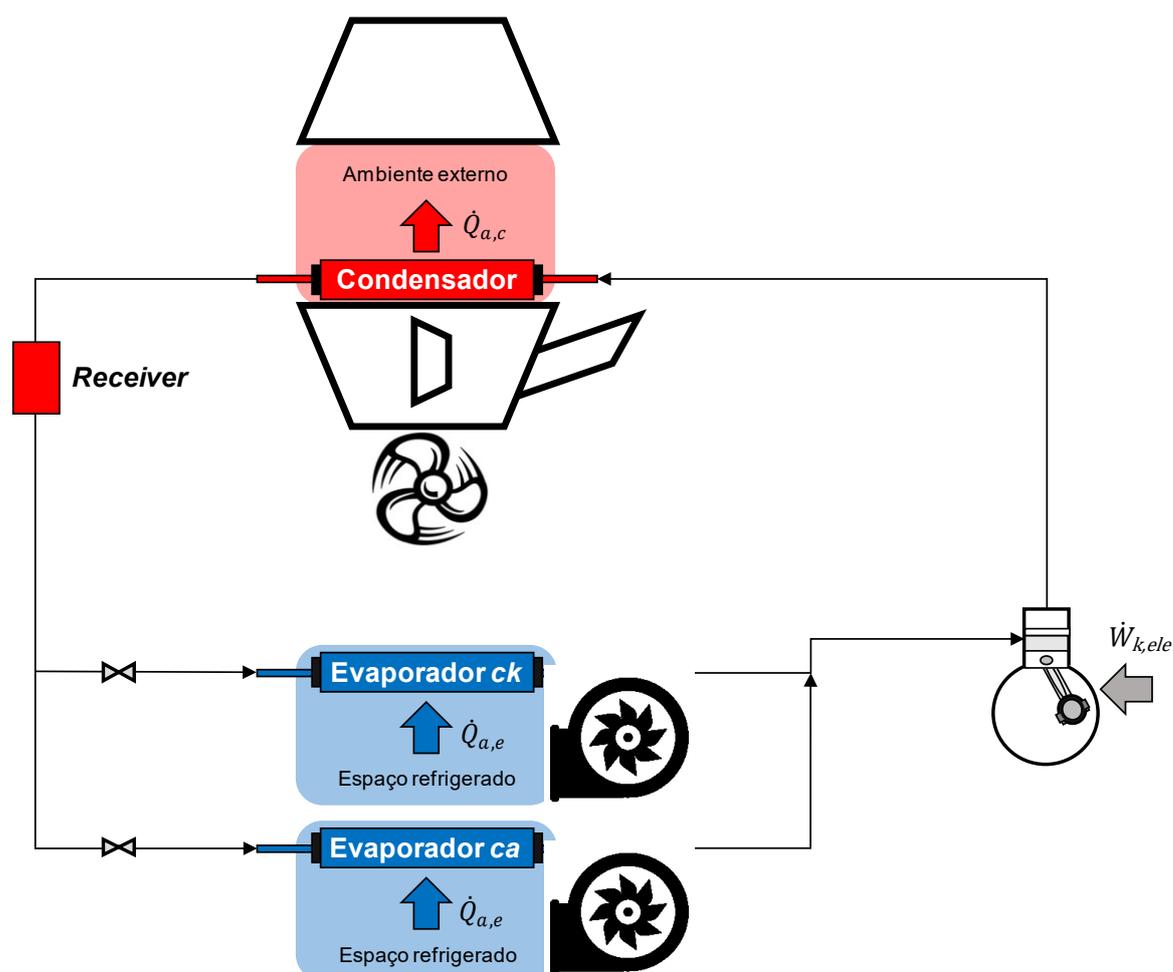


Figura 3.2 – Representação esquemática do VCS

3.2 Descrição do Aparato Experimental

O aparato desenvolvido no presente trabalho consiste em uma bancada calorimétrica composta por dois túneis de vento de circuito fechado de ar, um para o condensador e outro para os evaporadores (ver Figura 3.3). Este último possui duas seções de teste (*double deck*), permitindo o controle individual da vazão nos evaporadores da cabine e do *cockpit*. O compressor e os componentes eletrônicos foram instalados entre os túneis. A fim de manter o volume interno original do VCS, foram utilizadas as mesmas linhas de refrigerante (mangueiras que ligam um componente ao outro) empregadas no sistema da aeronave.



Figura 3.3 – Foto da bancada calorimétrica montada no POLO

Os túneis de vento foram projetados com base nas recomendações da norma ANSI/ASHRAE 41.2 (1987), a qual estabelece os procedimentos para a medição da vazão de ar, e da norma ANSI/ASHRAE 33 (2000), que é voltada à medição da taxa de transferência de calor nos trocadores de calor. Uma representação esquemática dos túneis é ilustrada Figura 3.4. Na parte superior, observa-se o túnel que comporta o condensador, enquanto na parte inferior pode-se observar o túnel dos evaporadores. A linha cheia vermelha indica o fluido refrigerante (R-134a) a alta pressão e a linha cheia azul representa o refrigerante a baixa pressão. O fluido refrigerante é inicialmente comprimido no compressor e então deslocado para o

condensador onde rejeita calor para o ar. Na sequência, o refrigerante sai do condensador no estado de líquido sub-resfriado e se dirige aos evaporadores da cabine e do *cockpit*, que estão em paralelo. Antes de entrar nos evaporadores, o refrigerante escoar através das válvulas de expansão termostáticas onde ocorre a redução da pressão e da temperatura. Nos evaporadores, o refrigerante bifásico absorve calor dos ambientes climatizados enquanto evapora, sendo, na sequência, succionado pelo compressor, fechando o ciclo.

Antes de iniciar um teste, os dois túneis devem estar em equilíbrio térmico com o ambiente. Em seguida, o VCS é acionado e a temperatura do ar no túnel dos evaporadores é reduzida. Para atingir a condição desejada, o banco de resistências é acionado para um ajuste fino da temperatura. No caso do condensador, é necessário resfriar o ar através do sistema de refrigeração auxiliar e depois reaquecê-lo através do banco de resistências. Em ambos os túneis, ventiladores auxiliares de rotação variável foram utilizados para controlar a vazão de ar.

Os túneis foram instrumentados com termopares, transdutores diferenciais de pressão e bocais para medição da vazão volumétrica de ar. Adicionalmente, no túnel dos evaporadores, foram instalados transdutores de umidade relativa para o cômputo da parcela latente da troca de calor. Medições de potência foram também realizadas para avaliar o consumo de energia do compressor. A Tabela 3.1 sumariza as especificações técnicas do sistema. No túnel do condensador, o calor rejeitado para a corrente de ar (~12 kW) é removido por meio de um sistema de refrigeração auxiliar, com capacidade máxima de 17,5 kW. As linhas pontilhadas vermelha e azul representam, respectivamente, as pressões de alta e de baixa do refrigerante (R-22) usado pelo sistema auxiliar de refrigeração. Após essa etapa de resfriamento, a temperatura do ar é ajustada por meio de um banco de resistências de 9 kW. Já no túnel dos evaporadores, o controle de temperatura do ar na entrada da seção de teste é realizado por outro banco de resistências, também com 9 kW de potência.

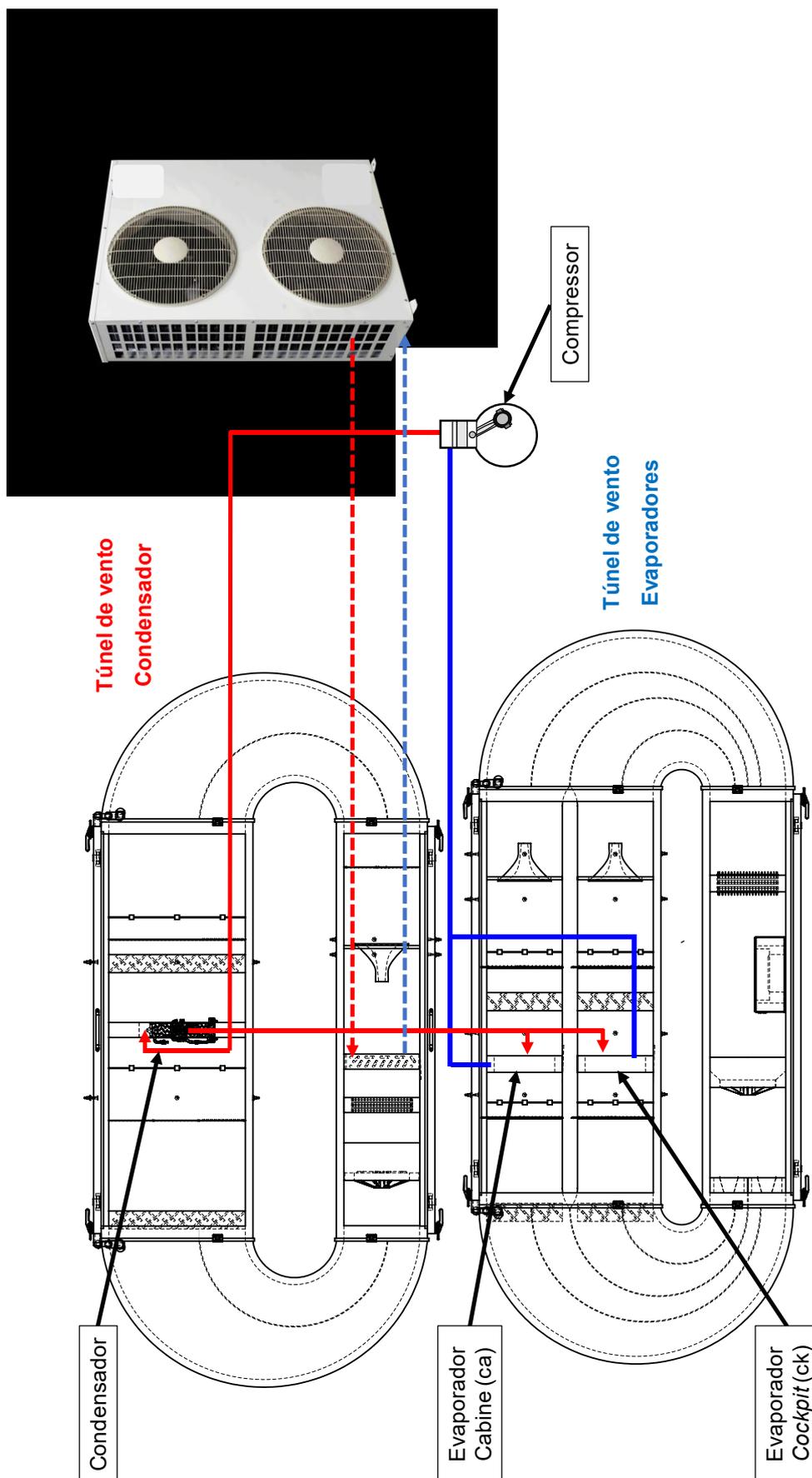


Figura 3.4 – Esquema de funcionamento do calorímetro

As condições de operação do sistema são especificadas para três cenários: (i) condição amena: ISA+15, (ii) nominal do fabricante: ISA+25, e (iii) condição de máxima capacidade: ISA+35. A Atmosfera Padrão Internacional ou ISA (*International Standard Atmosphere*) é um modelo atmosférico terrestre criado pela Organização de Aviação Civil Internacional para estudos na atmosfera em altitudes de até 32000 metros. As informações do modelo ISA, em geral, são: (i) o ar é um gás seco, (ii) a temperatura ao nível do mar é 15 °C, (iii) a pressão ao nível do mar é 760 mmHg (101,325 kPa) e (iv) o gradiente médio de temperatura é 0,65 °C para cada 100 metros. Com base nas informações da norma ISA, o aparato experimental deve comportar três condições ambientes: 30, 40 e 50 °C. Para as temperaturas internas da aeronave, são definidas três condições, seguindo a aplicação: 18, 24 e 35 °C.

Tabela 3.1 – Especificações do aparato experimental

Túnel dos Evaporadores
Temperaturas internas: de 15 a 40 °C (24 °C / 50% RH)
Impedância do lado do ar: 746,5 Pa
Ventilador auxiliar: vazão máxima de 7000 m ³ /h
Vazões de ar (<i>cockpit</i> / cabine): 300 / 450 cfm (~510 / ~765 m ³ /h)
Capacidades (<i>cockpit</i> / cabine): 10000 / 15000 Btu/h (~2,9 / ~4,4 kW)
Túnel do Condensador
Temperaturas internas: de 15 a 60 °C
Impedância do lado do ar: 1244,2 Pa
Ventilador auxiliar: vazão máxima de 7200 m ³ /h
Vazão de ar: 1400 cfm (2500 m ³ /h)
Capacidade do condensador: 40.000 Btu/h (~12 kW) (40 °C - ISA + 25 °C)
Capacidade do sistema de refrigeração auxiliar: 60.000 Btu/h (~17,5 kW)

3.3 Túnel de Vento do Condensador

O túnel do condensador é formado por quatro módulos: os ramais inferior e superior, e as duas curvas nas extremidades que conectam um ramal ao outro. As curvas fazem uso de pás fixas (*vanes*), instaladas internamente com a finalidade de organizar o escoamento e reduzir perda de carga. A estrutura foi construída em aço,

com perfil U e revestida por chapas de alumínio de 1 mm de espessura. A seção de testes localiza-se no ramal superior, ilustrado na Figura 3.5. Este possui 2800 mm de comprimento e uma seção transversal interna de 900 x 900 mm isolada com uma camada lã de rocha de 50 mm de espessura em todas as paredes, com exceção da porta, cuja espessura é de 100 mm. A Figura 3.6 mostra que, além do condensador, estão localizados no ramal superior dois homogeneizadores de temperatura e duas grelhas, que são empregadas para uniformizar o escoamento. Tanto na entrada como na saída da seção de testes foram instaladas duas malhas com nove termopares cada para a medição das temperaturas. Tomadas de pressão estática também foram montadas na entrada e na saída do condensador, como observado na Figura 3.6.

No ramal inferior, o ar passa por uma tela perfurada para organizar o escoamento e, na sequência, é direcionado a um bocal que proporciona uma diferença de pressão que é medida diretamente através de um sensor diferencial e utilizada no cálculo da vazão volumétrica através do procedimento descrito na norma ANSI/ASHRAE 41.2 (1987). Em seguida, o ar é resfriado no evaporador tubo-aleta do sistema de refrigeração auxiliar (unidade Elgin ESM 2500) e tem a sua temperatura ajustada através do banco de resistências moduladas por um controlador do tipo PID (proporcional-integral-derivativo), conforme mostrado na Figura 3.7. O ar é deslocado por um ventilador radial fabricado pela empresa Ziehl-Abegg, modelo RH35C-ZID.DC.CR, com 7 pás e diâmetro de 406 mm, que opera entre 300 e 2970 rpm, com vazão máxima de 7200 m³/h na condição de descarga livre. Para não transmitir vibração ao aparato, o ventilador foi instalado sobre coxins.

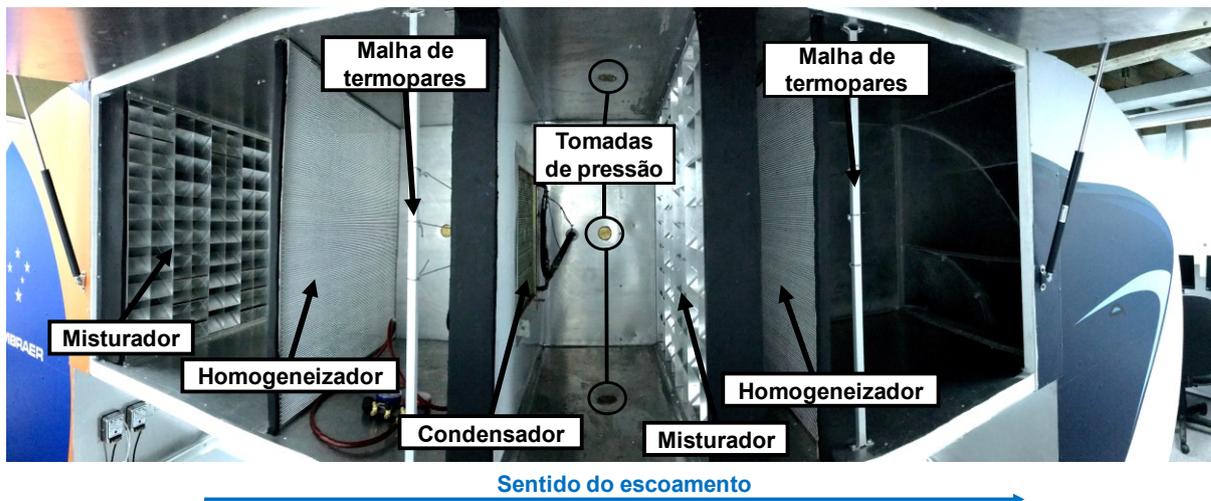


Figura 3.5 – Ramal superior do túnel do condensador



Figura 3.6 – Seção de testes do condensador



Figura 3.7 – Ramal inferior do túnel do condensador.

3.4 Túnel de Vento dos Evaporadores

A exemplo do túnel do condensador, o túnel de vento dos evaporadores é também formado por quatro módulos, com estrutura treliçada fabricada em aço, com perfil U, revestida por chapas em alumínio de 1,5 mm de espessura. As seções de testes se localizam no ramal superior, cada qual com seção transversal interna de 500 x 700 mm e 2800 mm de comprimento. As paredes possuem isolamento de lã de rocha de 50 mm de espessura, com exceção da porta e da parede que divide as seções, onde um isolamento de poliestireno expandido de 100 mm de espessura foi empregado. Além dos evaporadores, foram instalados no ramo superior dois homogeneizadores de temperatura bem como duas grelhas para uniformizar o escoamento tanto na entrada como na saída das seções de teste. Neste túnel, os bocais para medição de vazão foram posicionados no ramo superior, como pode ser visto na Figura 3.8. A vazão de ar também foi determinada através do procedimento descrito na norma ANSI/ASHRAE 41.2 (1987).

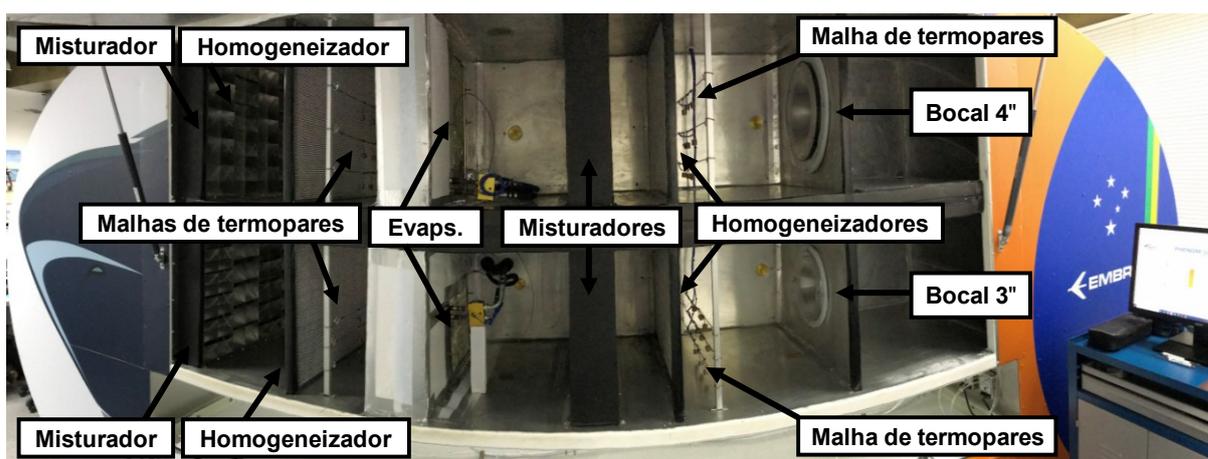


Figura 3.8 – Ramal superior (*double deck*) do túnel dos evaporadores

As medições de temperaturas na entrada e saída de cada seção de teste foram realizadas por uma malha com nove termopares, como ilustra a Figura 3.9. Na tentativa de reproduzir fielmente a configuração da aeronave, o evaporador da cabine foi instalado acima do evaporador do *cockpit* com um desnível de 300 mm. O ar é insuflado por um único ventilador auxiliar, embora cada evaporador possa operar com vazões diferentes (ver Tabela 3.2) através da ação de dois *dampers* em paralelo.

Tabela 3.2 – Vazões nominais de ar em cada evaporador

Velocidades	Vazão de ar [cfm]	
	<i>Cockpit</i>	Cabine
<i>Low</i>	100 (170 m ³ /h)	150 (255 m ³ /h)
<i>Medium</i>	200 (340 m ³ /h)	275 (467 m ³ /h)
<i>High</i>	300 (510 m ³ /h)	450 (765 m ³ /h)

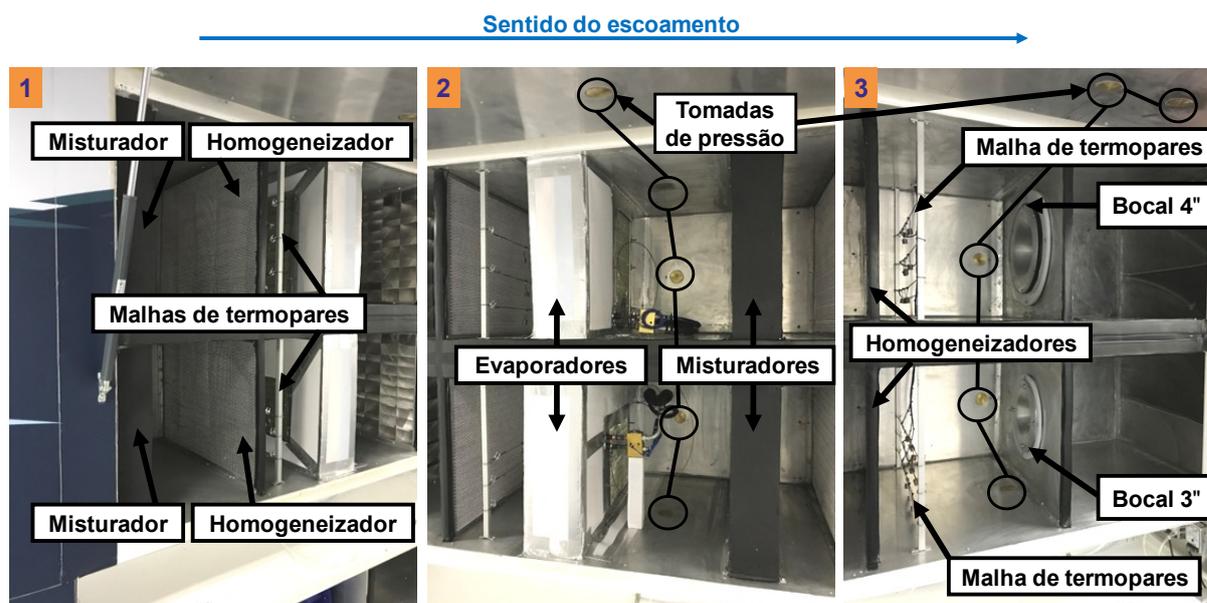
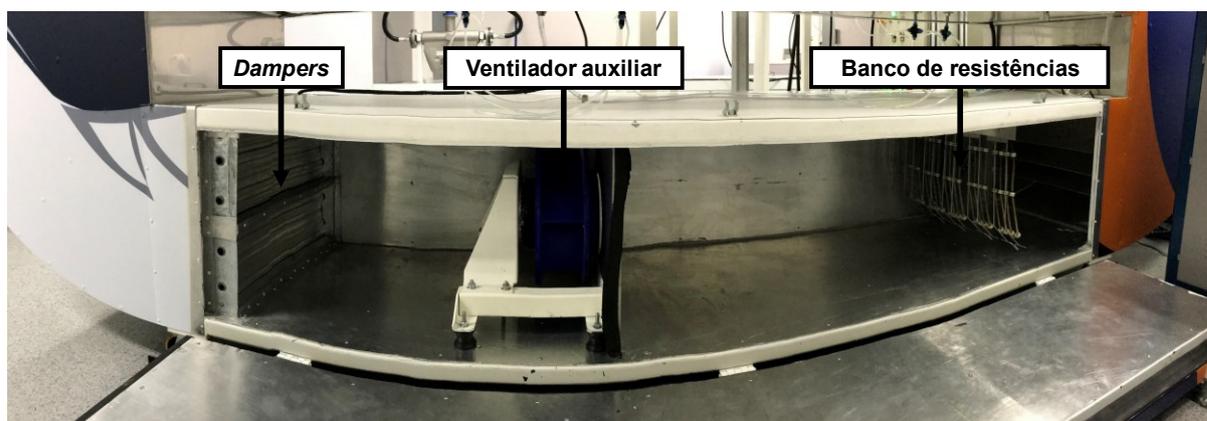


Figura 3.9 – Seções de testes dos evaporadores

Como os evaporadores removem calor do ar que circula no túnel, um banco de resistências de 9kW foi instalado no ramal inferior para promover o ajuste fino da temperatura na entrada das seções de testes, como mostra a Figura 3.10. Um ventilador auxiliar, modelo Ziehl-Abegg RH35C-ZID.DC.CR, também foi posicionado no ramal inferior, juntamente com os *dampers*. Assim, a rotação do ventilador auxiliar combinada com a abertura dos *dampers* permite a regulagem das vazões nas seções de teste.



← Sentido do escoamento

Figura 3.10 – Ramal inferior do túnel dos evaporadores

3.5 Circuito de Refrigeração

A instalação do VCS no calorímetro respeitou a maneira como ele é montado na aeronave, sendo mantida a disposição dos componentes, como mostra a Figura 3.11. Sete transdutores de pressão absoluta foram instalados ao longo do circuito para determinar as pressões de sucção e descarga do compressor, além das diferenças de pressão nos trocadores de calor. O sistema opera com uma carga nominal de 2080 g de R-134a e com aproximadamente 230 ml de óleo EMKARATE RL100E. Para alterar a massa de fluido refrigerante, foram instaladas válvulas de serviço tanto no lado de alta como no de baixa pressão. Termopares de contato foram instalados na superfície dos tubos de entrada e saída do compressor e do condensador, na saída do *receiver*, nas entradas das válvulas de expansão e na saída dos evaporadores.

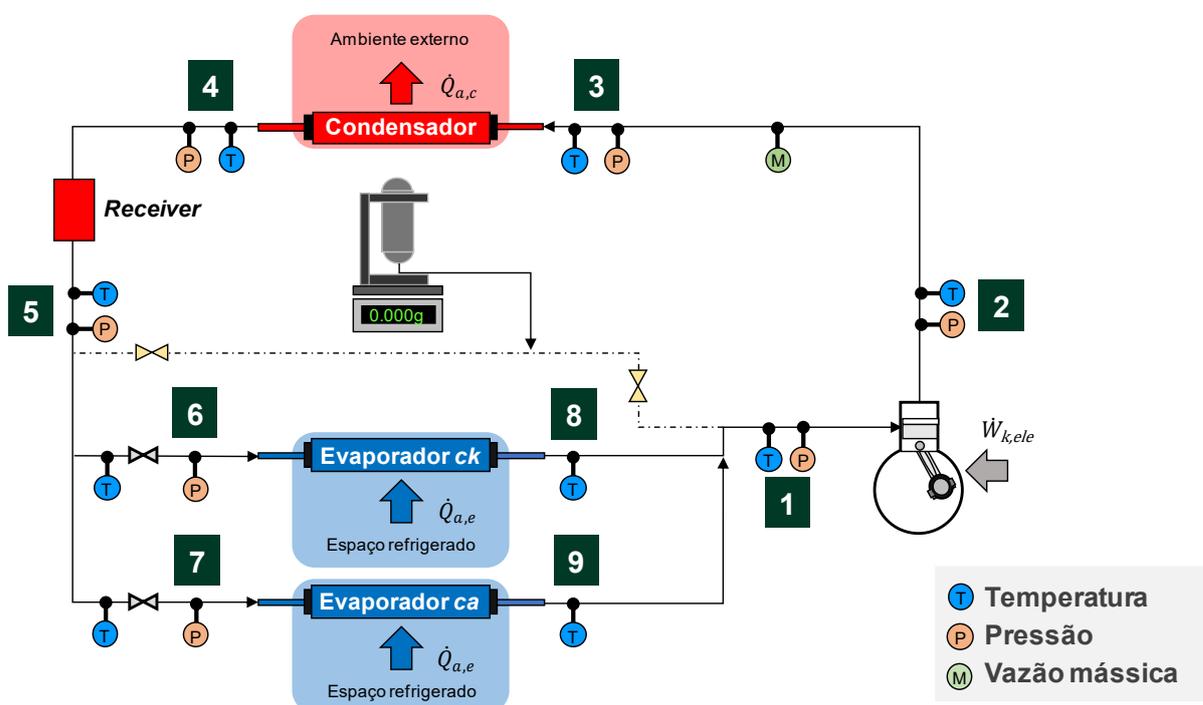


Figura 3.11 – Circuito de fluido refrigerante do VCS

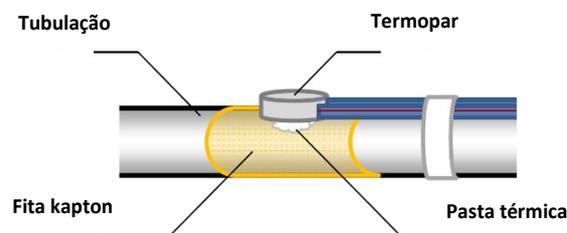
3.6 Instrumentação

3.6.1 Temperatura

Todas as temperaturas foram medidas por meio de termopares do tipo T, com incerteza de $\pm 0,2$ °C. Para conferir uma maior inércia térmica e reduzir flutuações de sinal na medição da temperatura do ar na entrada e saída dos trocadores de calor, as extremidades de cada termopar foram unidas com estanho entre si e inseridas em um pequeno cilindro de cobre de 10 mm de comprimento e 10 mm de diâmetro. Cinquenta e quatro termopares foram instalados com essa configuração, nove na entrada e nove na saída de cada seção de teste como ilustrado na Figura 3.12a. Para a medição das temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, os termopares foram instalados nas paredes dos tubos, um na entrada e outro na saída de cada trocador de calor, um na sucção e outro na descarga do compressor e o último na saída do *receiver*, totalizando nove termopares. Os sensores de temperatura foram fixados de forma superficial, ou seja, sobre a tubulação, conforme ilustrado na Figura 3.12b. Para evitar interferências elétricas sobre a medição de temperatura, foi aplicada uma camada de fita de poliamida (kapton) sobre a tubulação, antes de posicionar o sensor. Sobre a fita foi aplicada pasta térmica e, sobre a pasta térmica, foi então posicionado o sensor de temperatura, o qual foi fixado com fita isolante.



(a)



(b)

Figura 3.12 – (a) termopares do lado do ar e (b) do lado do refrigerante

3.6.2 Pressão

O diferencial de pressão estática no circuito de ar foi medido através de transdutores de pressão com capacitância variável e diafragmas ultrafinos de silício, conectados a anéis piezométricos, como mostrado na Figura 3.13. Estes transdutores são fabricados pela Dwyer e trabalham com sinal de saída de 0 a 4 mA para corrente contínua. A tensão de alimentação dos transdutores foi fornecida por uma fonte de corrente contínua de 24 V. A incerteza de medição declarada pelo fabricante é de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. Para captar a queda de pressão do lado do ar em cada trocador de calor, foram utilizados três transdutores do modelo 607-4, com faixa de medição de 0 a 500 Pa.

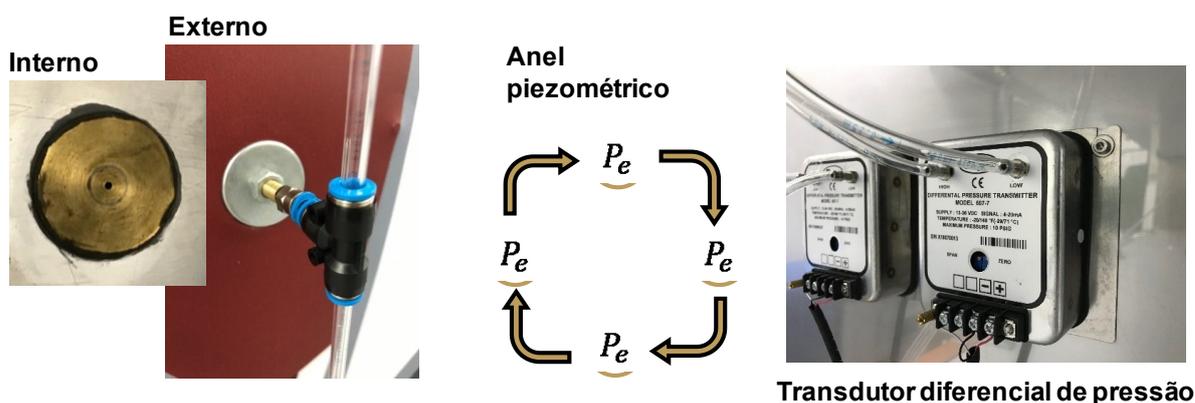


Figura 3.13 – Esquema de instalação do transdutor diferencial

A pressão do fluido refrigerante na entrada e na saída de cada trocador de calor, na sucção e descarga do compressor e na saída do *receiver* foi medida através de transdutores de pressão fabricados pela empresa Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo P3MB, alimentados por uma fonte de corrente contínua de 5 A. Foram empregados nove transdutores, quatro dedicados ao lado de alta pressão, com faixa de 0 a 50 bar, e cinco ao lado de baixa pressão, com faixa de 0 a 10 bar.

3.6.3 Vazão de Ar

A vazão volumétrica de ar, \dot{V} , foi calculada como uma função da diferença de pressão nos bocais, ΔP_n [Pa], seguindo o equacionamento apresentado pela norma ASHRAE 41.2 (1987):

$$\dot{V} = C_d A_n Y \sqrt{\frac{2\Delta P_n}{\rho_n}} \quad (3.1)$$

onde A_n é a área de passagem na garganta do bocal, em [m²], C_d é o coeficiente de descarga e Y é o coeficiente de expansão do bocal, dados por:

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re}} + \frac{134,6}{Re} \quad (3.2)$$

$$Y = 1 - 0,548(1 - \alpha) \quad (3.3)$$

O número de Reynolds, Re , e o parâmetro α são calculados por,

$$\alpha = \frac{\Delta P_n}{\rho_n R (T_n + 273,15)} \quad (3.4)$$

$$Re = \sqrt{2} \mu_n^{-1} C_d d_n Y \sqrt{\rho_n \Delta P_n} \quad (3.5)$$

onde d_n é o diâmetro da garganta do bocal, R é a constante do ar (287,1 J/kgK), e T_n e μ_n são, respectivamente, a temperatura e a viscosidade dinâmica do ar na entrada do bocal. A diferença de pressão foi medida através de sensores diferenciais também fabricados pela Dwyer, com incerteza de medição de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. A incerteza propagada de medição de vazão foi calculada em $\pm 5\%$, como mostra o Apêndice A. A Tabela 3.3 sumariza os bocais utilizados bem como as faixas de vazão e de velocidade em cada seção de teste.

Tabela 3.3 – Vazões de ar na seção de testes do condensador

Bocal	Área de bocal	Faixa de velocidade	Faixa de vazão
[-]	[m ²]	[m/s]	[m ³ /h]
7" (condensador)	0,02483	14,0 a 31,4	1252 a 2807
4" (cabine)	0,00811	14,0 a 23,9	409 a 700
3" (<i>cockpit</i>)	0,00456	14,0 a 26,4	230 a 433

3.6.4 Umidade Relativa

Na entrada e saída de cada evaporador foi instalado um transdutor de umidade fabricado pela Testo, modelo 6651, com incerteza de medição de $\pm 1,5\%$ numa faixa de 0 a 100% (ver Figura 3.14). As medições foram utilizadas no cômputo da parcela latente de transferência de calor nos evaporadores.

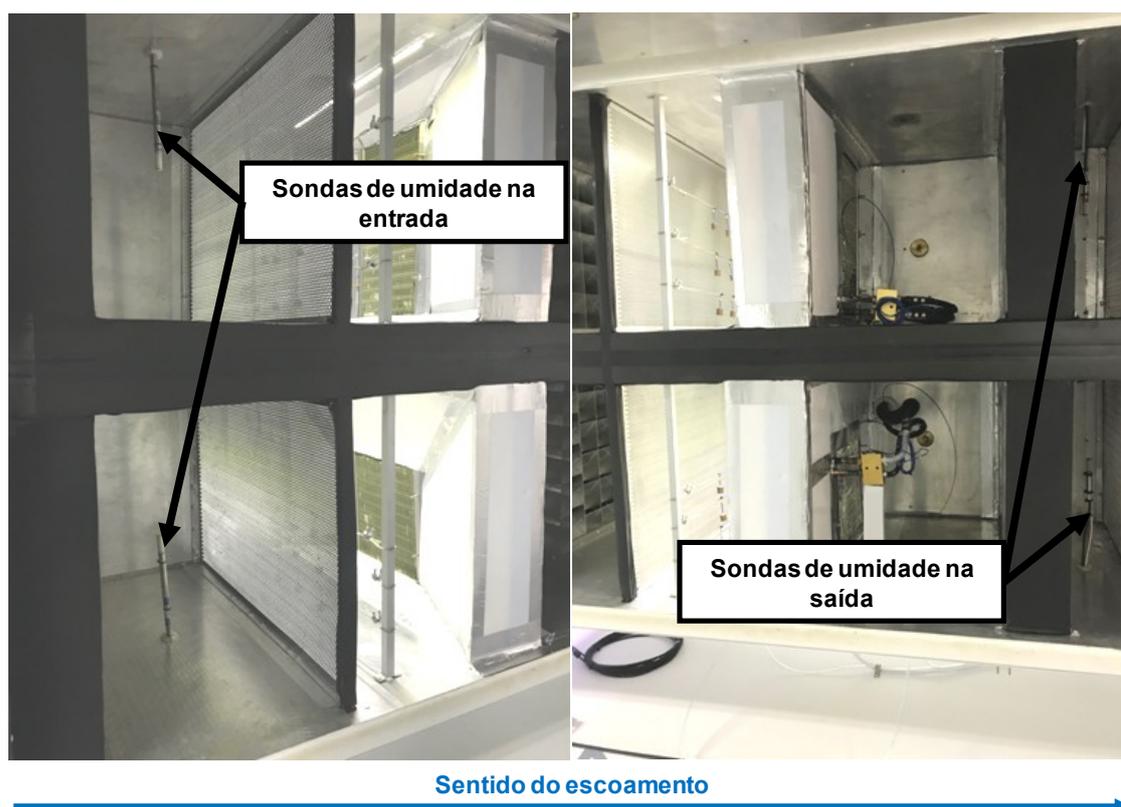


Figura 3.14 – Quatro sondas instaladas no túnel dos evaporadores

3.6.5 Potência

O sistema foi acionado com uma tensão de 28 VDC (V_{cc}). Assim, utilizando uma fonte TDK Lambda, a corrente (i) foi lida a cada minuto e uma média foi utilizada para o cômputo da potência do compressor, sendo referente ao valor consumido direto da fonte de alimentação ($\dot{W}_{k,ele} = iV_{cc}$), com incerteza de medição de $\pm 0,5\%$.

3.7 Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados é composto por um chassi Compact DAQ 9178 da National Instruments, compatível com o software Labview. O sistema possui oito placas com entradas de temperatura, tensão e corrente, e saídas de controle com sinais de corrente e tensão. Quatros módulos de entrada de temperatura NI-9214, que fazem as leituras e compensações dos termopares, foram empregados juntamente com dois módulos de leitura de tensão e dois de leitura de corrente do tipo NI-9207, cada um com oito canais, sendo responsáveis pela leitura dos sinais dos transdutores de pressão absoluta, pressão diferencial e umidade relativa.

À medida que os testes são executados, gráficos são produzidos e os sinais dos últimos dez minutos são gravados. Para cada variável medida, o programa computa o desvio padrão máximo das últimas 600 leituras e confere a condição de regime permanente. Tal condição e o tempo de amostragem foram definidos por meio de experimentos sucessivos com o objetivo de garantir que o regime permanente fosse identificado de forma correta. Os valores de desvio padrão máximo permitido em dez minutos de teste tem como base as seguintes equações:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.6)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (3.7)$$

onde \bar{x} a média da amostra, n o número de pontos coletados, x_i o ponto de avaliação e σ o desvio padrão. O critério adotado para verificar se a condição de regime permanente foi alcançada se baseia num ajuste linear de todos os pontos de medição durante um intervalo de 10 minutos. O teste é considerado estável quando o módulo da diferença entre o ponto inicial e o ponto final do intervalo for menor do que três vezes o desvio padrão, conforme as Equações (3.8) e (3.9).

$$f(t) = at + b \quad (3.8)$$

$$|f(t_{final}) - f(t_{inicial})| < 3\sigma \quad (3.9)$$

3.8 Validação Hidrodinâmica

Com a finalidade de verificar a qualidade das medições de vazão de ar e diferença de pressão, medições realizadas previamente com o condensador do VCS no túnel fluidodinâmico do POLO, descrito no Apêndice B, foram comparadas com medições realizadas no túnel do condensador. Como se pode observar na Figura 3.15, houve uma boa concordância entre as medições realizadas nos dois túneis, com diferenças dentro da banda de incerteza do VCS ($\pm 5\%$).

Para o túnel dos evaporadores, a validação foi feita contra dados fornecidos pelo fabricante dos trocadores de calor. As curvas de impedância de cada evaporador foram obtidas no túnel de vento dos evaporadores e representadas graficamente na Figura 3.16. Verifica-se que os dados do fabricante e os resultados obtidos no POLO possuem uma concordância também na faixa de incerteza de $\pm 5\%$, validando o aparato experimental sob o ponto de vista fluidodinâmico.

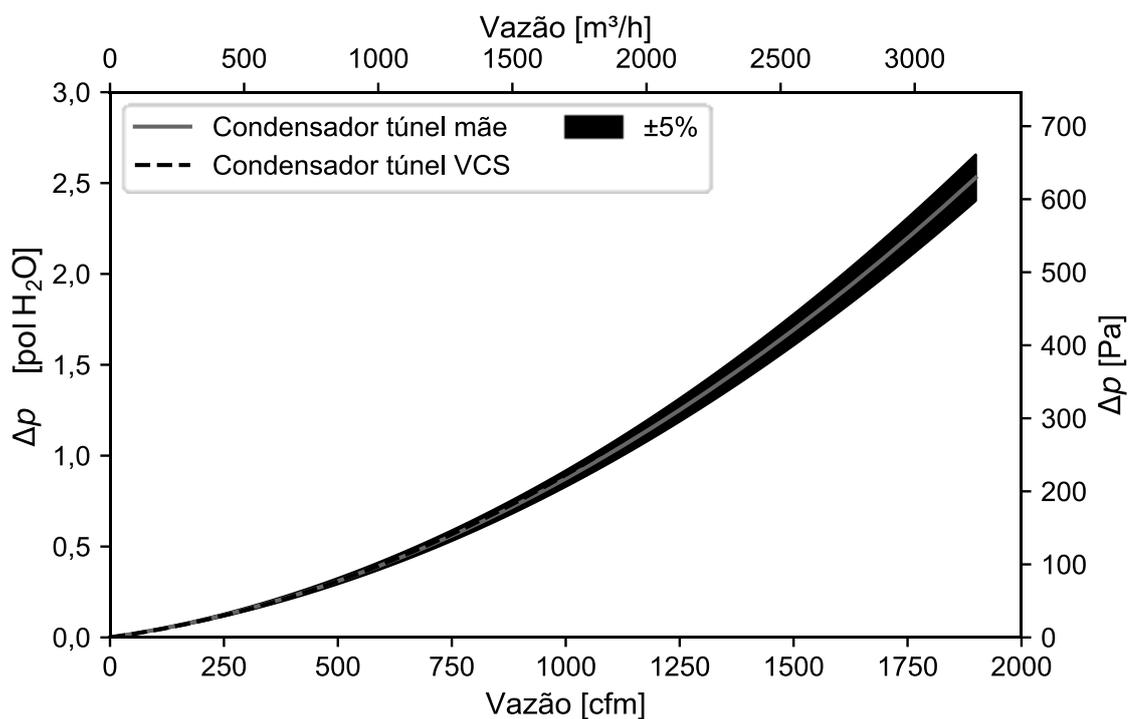


Figura 3.15 – Curvas de impedância do condensador em função da vazão de ar

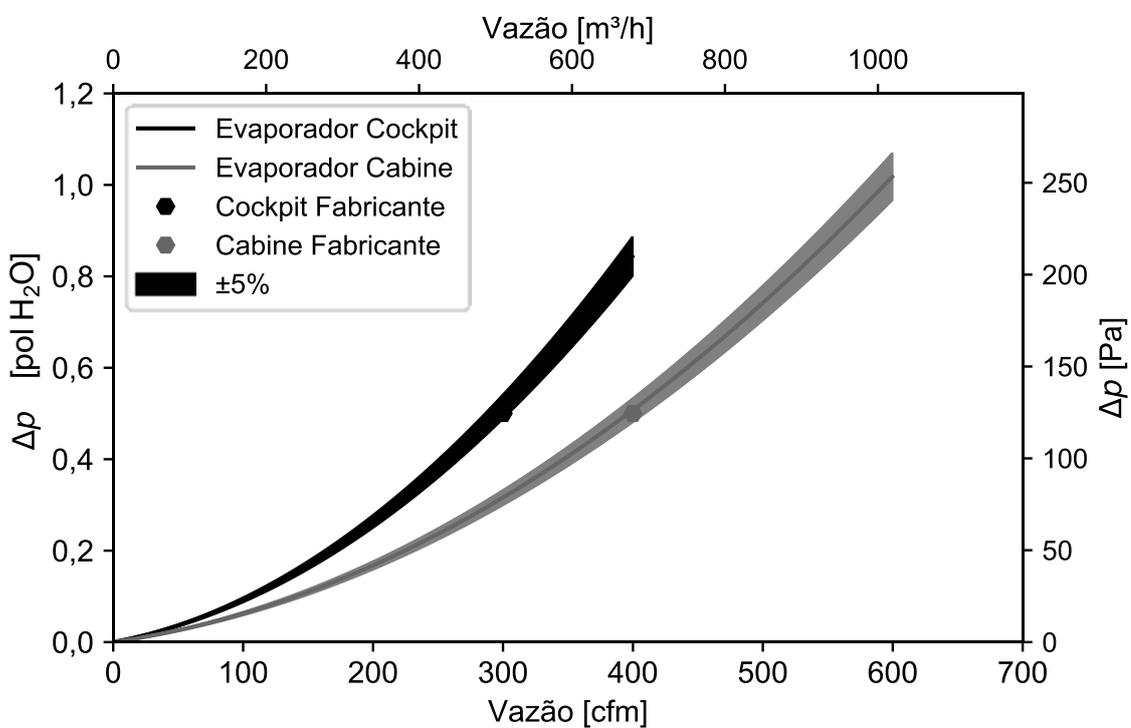


Figura 3.16 – Curvas de impedância dos evaporadores em função da vazão de ar

3.9 Calibração Térmica

Para atenuar a troca de calor entre a seção de testes e o ambiente externo, os túneis de vento foram construídos com paredes espessas preenchidas com material isolante. Entretanto, o isolamento térmico não impede totalmente a transferência de calor, o que pode levar a erros no cômputo das taxas de troca de calor no condensador e nos evaporadores. Assim, para uma determinação mais precisa das capacidades, as condutâncias térmicas globais (UA) das seções de testes foram determinadas a partir de testes de fluxo de calor reverso realizados em ambos os túneis de vento.

Para tanto, os testes foram realizados com o VCS desligado. Resistências foram colocadas no interior de cada seção de teste para dissipar uma potência pré-determinada, \dot{Q}_h , cujo valor foi medido através de um transdutor Yokogawa. O ventilador foi mantido ligado e os dados foram gravados quando a condição de regime permanente foi atingida. Através das malhas de termopares e do bocal foi possível determinar o estado do ar na entrada e saída da seção, bem como a vazão mássica de ar. Foram realizadas medições da temperatura externa aos túneis através de um sensor de temperatura PENTA III. A partir do balanço de energia esquematizado na Figura 3.17, tem-se a Eq. (3.10). Para o condensador foram realizados três testes com dissipação de 535, 1000 e 1480 W. Os resultados estão sumarizados na Tabela 3.4. Dada a relevância da resistência térmica de convecção natural externa, o UA foi considerado uma função do ΔT , expresso na forma de uma lei de potência, como mostra a Figura 3.18.

$$UA = \frac{\dot{m}c_p T_{in} + \dot{Q}_h - \dot{m}c_p T_{out}}{T_{int} - T_{ext}} \quad (3.10)$$

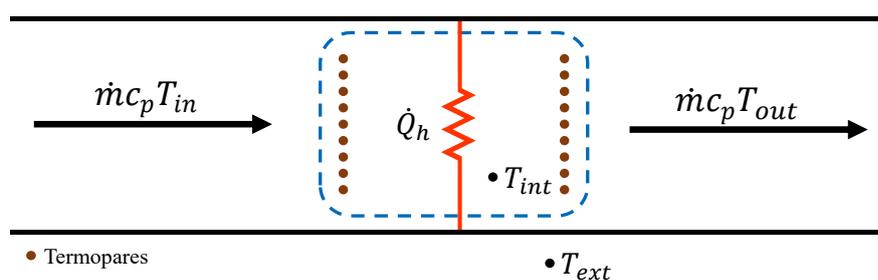


Figura 3.17 – Esquema do balanço de energia para obtenção do UA das seções de testes

Tabela 3.4 – Resultados testes de fluxo de calor reverso do túnel do condensador

Teste	\dot{Q}_h [W]	\dot{V} [cfm]	T_{int} [°C]	T_{ext} [°C]	ΔT [°C]	UA [W/K]
1	535	1322	45,9	24,8	21,0	10,2
2	1000	1321	49,3	21,1	28,2	11,6
3	1480	1324	55,5	21,4	34,0	13,7

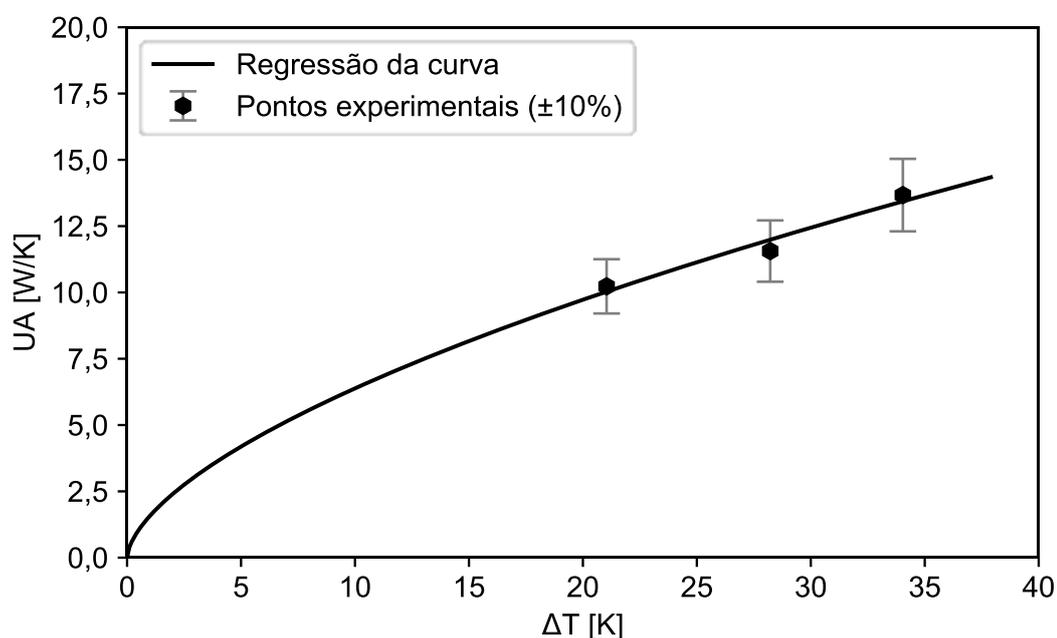


Figura 3.18 – Curva de UA do túnel do condensador

Os testes de determinação do UA do túnel do condensador apresentaram valores próximos entre si, com diferenças dentro da faixa de incerteza de $\pm 10\%$, como mostrado no Apêndice A. Isto, aliado ao fato da temperatura de evaporação ser fixa, permite considerar um UA constante para o túnel dos evaporadores. Assim,

apenas um experimento foi realizado para tal túnel e os resultados são mostrados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Resultados do teste de UA do túnel dos evaporadores

Seção	\dot{Q}_h [W]	\dot{V} [cfm]	T_{int} [°C]	T_{ext} [°C]	ΔT [°C]	UA [W/K]
Cabine	265	448	37,4	20	17,4	4,0
<i>Cockpit</i>	177	305	37,3	20	17,3	4,7

3.10 Processamento dos Dados

Dados brutos de temperatura, umidade, pressão e vazão são obtidos através da instrumentação descrita na seção anterior. Com base em tais informações, é possível calcular uma série de parâmetros indispensáveis à análise experimental do sistema. Por exemplo, com base nas medições de temperatura, podem-se determinar os graus de superaquecimento nos evaporadores da cabine e do *cockpit*, bem como o grau de superaquecimento na entrada do compressor, a partir das seguintes expressões:

$$SUP_{ca} = T_9 - T_{sat,9} \quad (3.11)$$

$$SUP_{ck} = T_8 - T_{sat,8} \quad (3.12)$$

$$SUP_k = T_1 - T_{sat,1} \quad (3.13)$$

onde T_9 é a temperatura do refrigerante na saída do evaporador da cabine, $T_{sat,9}$ é a temperatura de saturação do refrigerante para a pressão de saída do evaporador da cabine, T_8 é a temperatura do refrigerante na saída do evaporador do *cockpit*, $T_{sat,8}$ é a temperatura de saturação do refrigerante para a pressão de saída do evaporador do *cockpit*, T_1 é a temperatura do refrigerante na entrada do compressor, e $T_{sat,1}$ é a temperatura de saturação do refrigerante para a pressão de entrada do compressor. Adicionalmente, o grau de sub-resfriamento na saída do condensador e o *approach*,

parâmetro importante na determinação de carga do sistema, podem ser calculados por:

$$SUB = T_{sat,4} - T_4 \quad (3.14)$$

$$\Delta T_{app} = T_4 - T_{a,c,i} \quad (3.15)$$

onde $T_{sat,4}$ é a temperatura de saturação do fluido refrigerante para a pressão de saída do condensador, T_4 é a temperatura do refrigerante na saída do condensador, e $T_{a,c,i}$ é a temperatura do ar na face de entrada do condensador. As temperaturas de evaporação e condensação são obtidas com base nas pressões lidas na entrada e saída do compressor, tal que:

$$T_e = T_{sat}(p_1) \quad (3.16)$$

$$T_c = T_{sat}(p_2) \quad (3.17)$$

onde p_1 é a pressão de entrada do compressor e p_2 é a pressão de saída.

A potência elétrica de acionamento do compressor, como já foi exposto, é calculada com a corrente indicada na fonte, sendo a tensão mantida em 28 VDC, tal que:

$$\dot{W}_{k,ele} = iV_{cc} \quad (3.18)$$

A taxa de transferência de calor no condensador é determinada através do seguinte balanço de energia sensível no lado do ar:

$$\dot{Q}_{a,c} = \rho_a \dot{V}_a c_p (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (3.19)$$

Para os evaporadores, tanto o calor sensível como o latente estão presentes, de modo que a taxa de transferência de calor é determinada através do seguinte balanço de energia no lado do ar:

$$\dot{Q}_{a,e} = \rho_a \dot{V}_a (h_{a,i} - h_{a,o}) \quad (3.20)$$

Nessas equações, ρ_a é a densidade e c_p é o calor específico do ar, valores obtidos na temperatura média da seção em análise. O parâmetro \dot{V}_a é a vazão volumétrica medida nos bocais, $T_{a,i}$ e $T_{a,o}$ são, respectivamente, a temperatura do ar na face de entrada e saída do trocador, e $h_{a,i}$ e $h_{a,o}$ são, respectivamente, a entalpia do ar na face de entrada e saída do trocador, calculadas para a umidade relativa e temperaturas da seção na pressão atmosférica.

A vazão mássica de refrigerante foi determinada através do seguinte balanço de energia no condensador:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{a,c}}{h_3 - h_4} \quad (3.21)$$

onde $\dot{Q}_{a,c}$ é a taxa de troca de calor no condensador, h_3 e h_4 são as entalpias do refrigerante na entrada e na saída.

A eficiência de compressão, por sua vez, foi calculada através da seguinte expressão:

$$\eta_k = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{W}_{k,elet}} \quad (3.22)$$

Por fim, o *COP* do ciclo (onde não é contabilizada a potência dos ventiladores) foi determinado através da seguinte expressão:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{a,e}}{\dot{W}_{k,elet}} \quad (3.23)$$

onde $\dot{Q}_{a,e} = \dot{Q}_{a,ca} + \dot{Q}_{a,ck}$ é a capacidade de refrigeração do sistema. Uma base de comparação para o COP consiste no desempenho do sistema ideal, isto é, o refrigerador de Carnot. Neste caso, o coeficiente de performance de Carnot, COP_C , é definido da seguinte forma:

$$COP_C = \frac{T_f}{T_q - T_f} \quad (3.24)$$

onde T_q e T_f correspondem respectivamente às temperaturas dos reservatórios quente e frio, calculadas com base nas condições do ar na entrada do condensador e dos evaporadores, respectivamente. A comparação pode então ser feita a partir do conceito de eficiência de segunda lei:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_C} \quad (3.25)$$

Esta, por sua vez, pode ser decomposta em dois fatores, conforme a origem das irreversibilidades: externas e internas (Bejan *et al.*, 1996). Matematicamente, tem-se:

$$\eta_{II} = \eta_{int}\eta_{ext} \quad (3.26)$$

sendo que cada fator pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta_{ext} = \frac{COP_{int}}{COP_C} \quad (3.27)$$

$$\eta_{int} = \frac{COP}{COP_{int}} \quad (3.28)$$

onde COP_{int} corresponde ao coeficiente de performance de um sistema internamente reversível operando entre as temperaturas de condensação e evaporação, tal que:

$$COP_{int} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (3.29)$$

A equação anterior mostra que tanto a diminuição da temperatura de condensação como o aumento da temperatura de evaporação implica numa elevação do *COP* de um sistema internamente reversível.

A título de ilustração, a Tabela 3.6 apresenta os resultados experimentais obtidos para a condição ISA+25, onde o ar na entrada do condensador está a 40°C e na entrada do evaporador a 24°C. A Figura 3.19 sumariza os resultados na forma de diagramas P-h e T-s. Os resultados dos demais testes conduzidos com o VCS são apresentados no Apêndice C.

Na Figura 3.19 existem os pontos para cada medição de temperatura e pressão, como descrito na Figura 3.11. Assim, olhando para o diagrama T-s, na região de vapor superaquecido, o ponto vermelho de maior temperatura é a saída do compressor, na sequência é a entrada do condensador. Já na linha de saturação de líquido, o ponto de maior temperatura é a saída do condensador, depois se trata da saída do *receiver* e, então, existem dois pontos sobrepostos que correspondem à entrada da válvula de expansão de cada evaporador. Após a expansão, tem-se a entrada de cada evaporador, a linha de cada evaporação (*Cabine* e *Cockpit*) e, por último, três pontos sobrepostos que correspondem à saída de cada evaporador e à entrada do compressor.

Tabela 3.6 – Exemplo de um teste processado

Condição	Externa / Interna		40 /24	
	Carga de R-134a [g]		2107	
Compressor	Vazão mássica [kg/h]		156	
	Pressão de sucção [bar]		2,46	
	Pressão de descarga [bar]		17,58	
	Potência do compressor [kW]		3,64	
Temperatura [°C]	Condensação		61,8	
	Evaporação		0,1	
	Sub - resfriamento		16,2	
	Superaquecimento (cabine)		9,1	
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)		4,5	
	Superaquecimento (entrada comp.)		10,5	
	<i>Approach</i>		5	
Capacidades [Btu/h]	Condensador		29738	
	Cabine		13139	
	<i>Cockpit</i>		8818	
	Total de refrigeração		21957	
Diferença de pressão no refrigerante [bar]	Condensador		0,24	
	Cabine	Evaporador	0,74	
		Mangueiras	0,24	
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,48	
		Mangueiras	0,43	
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]	1341
<i>UA</i> [W/K]			576	
Δp_a [pol H ₂ O]			1,27	
Cabine		Vazão de ar [cfm]	445	
		<i>UA</i> [W/K]	303	
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,52	
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	296	
		<i>UA</i> [W/K]	228	
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,53	
<i>COP</i> do Ciclo			1,77	

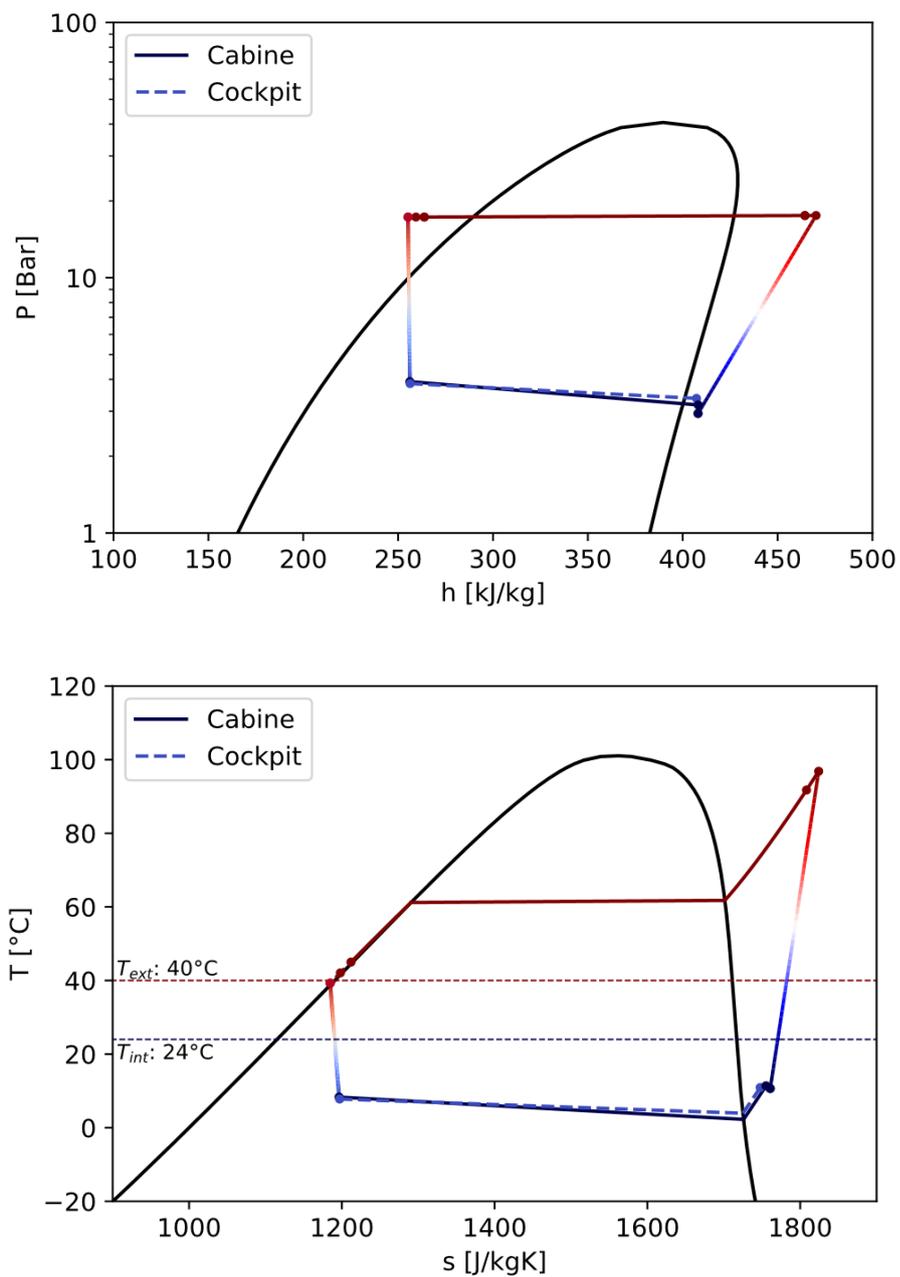


Figura 3.19 – Diagramas P-h (superior) e T-s (inferior) para os dados experimentais da Tabela 4.6

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 Modelo do Sistema

A simulação de ciclos termodinâmicos através de modelos matemáticos tem sido amplamente utilizada no projeto e desenvolvimento de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, já que consiste numa forma menos onerosa se comparada à construção de protótipos e à realização de ensaios experimentais. O modelo matemático desenvolvido no presente trabalho foi baseado nos trabalhos de Gonçalves *et al.* (2009) e Hermes *et al.* (2009), segundo os quais o sistema de refrigeração é dividido em quatro sub-modelos em regime permanente, um para cada um dos seguintes componentes: compressor, condensador, dispositivos de expansão e evaporadores. O modelo se baseia essencialmente nos princípios de conservação da massa e da energia aplicados localmente para cada componente. Adicionalmente, a primeira lei da termodinâmica é usada para verificar o balanço de energia no ciclo com um todo, tal que:

$$\dot{Q}_{a,e} + \dot{W}_{k,ele} + \dot{Q}_{vap} = \dot{Q}_{a,c} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_{liq} \quad (4.1)$$

onde $\dot{Q}_{a,e}$ corresponde ao calor absorvido pelo fluido refrigerante nos evaporadores (capacidade de refrigeração) e $\dot{Q}_{a,c}$ refere-se ao calor rejeitado ao ambiente externo pelo condensador. A potência fornecida ao compressor corresponde à $\dot{W}_{k,ele}$, enquanto \dot{Q}_k representa a parcela de calor transferida pelo compressor ao ambiente externo. Os termos \dot{Q}_{vap} e \dot{Q}_{liq} representam respectivamente as trocas de calor nas linhas de vapor (sucção do compressor) e de líquido (saída do condensador). Cada um dos submodelos do ciclo de refrigeração é apresentado a seguir, tendo como referência a Figura 4.1.

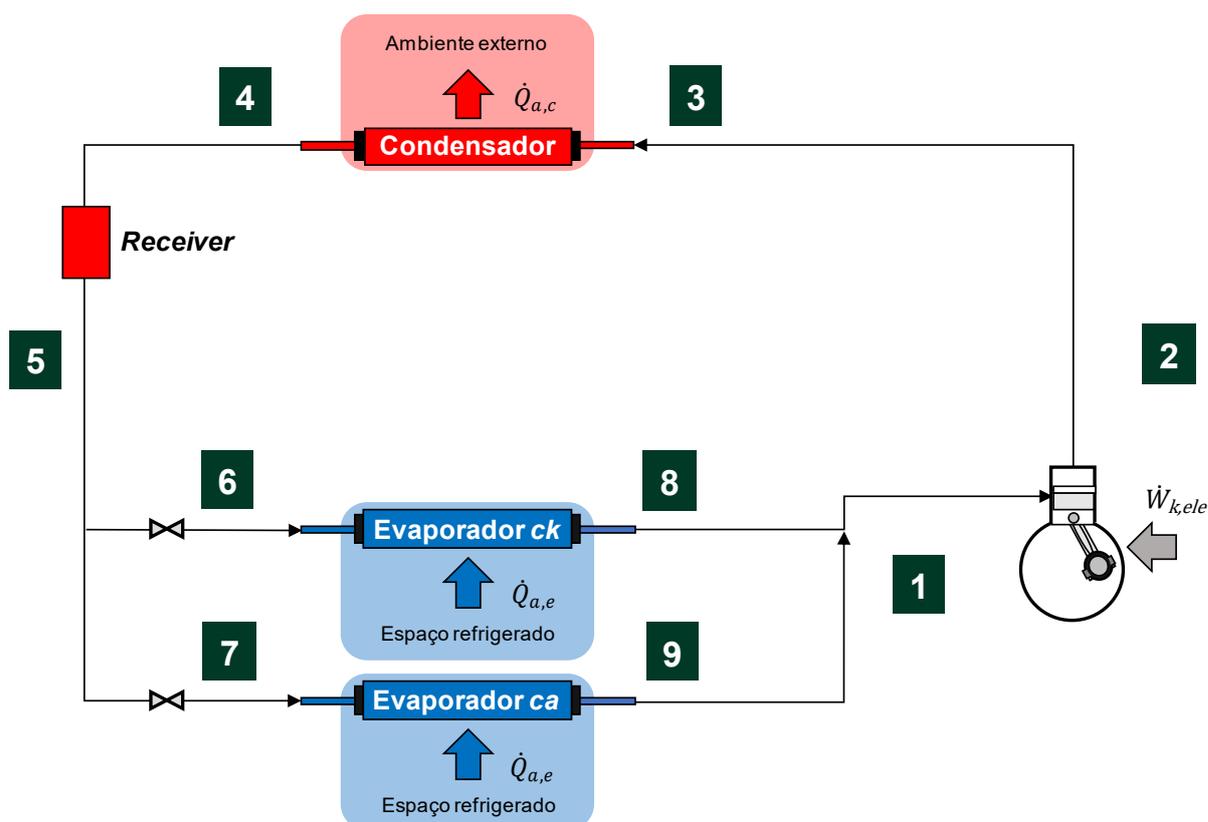


Figura 4.1 – Circuito de fluido refrigerante do sistema

4.1.1 Submodelo do Compressor

O compressor tem como objetivo gerar um diferencial de pressão entre o condensador e o evaporador de modo a promover a circulação do fluido refrigerante. O submodelo do compressor permite o cálculo da vazão mássica de refrigerante, da potência consumida no processo de compressão e da entalpia do refrigerante na descarga (i.e., fora da carcaça do compressor). A partir da potência calculada, determina-se o consumo de energia do refrigerador. A vazão mássica é necessária ao cálculo da capacidade de refrigeração, enquanto a entalpia na descarga é usada para determinar a condição do refrigerante na entrada do condensador. A vazão mássica de refrigerante e a potência consumida pelo compressor foram calculadas a partir das definições das eficiências volumétrica (η_v) e global (η_g), respectivamente, tal que:

$$\dot{W}_{k,ele} = \dot{m} \left(\frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_g} \right) \quad (4.2)$$

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \dot{V}_{comp}}{v_1} \quad (4.3)$$

onde \dot{V}_{comp} é o deslocamento volumétrico do compressor e $h_{2,s}$ é a entalpia na descarga do compressor calculada segundo um processo isentrópico. As eficiências volumétrica e global foram ajustadas empiricamente como funções das pressões de evaporação e condensação a partir de dados experimentais. Para determinar a entalpia na descarga, fez-se uso do seguinte um balanço de energia no compressor, como mostra a Figura 4.2:

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{W}_{k,ele} - \dot{Q}_k}{\dot{m}} \quad (4.4)$$

onde \dot{Q}_k é a taxa de transferência de calor entre o compressor e o ambiente, dada por:

$$\dot{Q}_k = UA_k(T_{2,s} - T_{amb}) \quad (4.5)$$

em que T_{amb} é a temperatura ambiente, $T_{2,s}$ é a temperatura do refrigerante na descarga obtida através de um processo isentrópico e UA_k é a condutância térmica da carcaça do compressor.

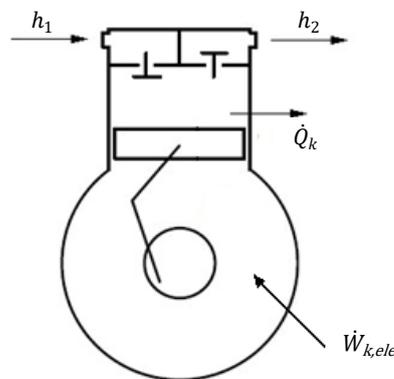


Figura 4.2 – Balanço de energia no compressor

4.1.2 Submodelo do Condensador

O condensador tem como função permitir a rejeição da energia absorvida pelo sistema, de forma a possibilitar a reutilização do fluido refrigerante no ciclo. O condensador é modelado através da equação de conservação de energia aplicada de forma global, tal que:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (4.6)$$

onde h_3 e h_4 correspondem à entalpia específica na entrada e na saída do condensador, respectivamente, e \dot{Q}_c é a taxa de transferência de calor para o ambiente externo, determinada através da solução das seguintes equações:

$$\dot{Q}_c = \rho_a \dot{V}_c c_p (T_{a,c,o} - T_{a,c,i}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_c = UA_c \frac{T_{a,c,o} - T_{a,c,i}}{\ln \frac{T_{a,c,o} - T_c}{T_{a,c,i} - T_c}} \quad (4.8)$$

onde UA_c corresponde à condutância térmica do condensador, ρ_a é a massa específica e c_p é o calor específico do ar seco, \dot{V}_c é a vazão volumétrica medida nos bocais, e $T_{a,c,i}$ e $T_{a,c,o}$ são, respectivamente, a temperatura do ar na face de entrada e saída do condensador (Incropera *et al.*, 2011). Os dados de entrada são a temperatura de entrada do ar ($T_{a,c,i}$) e a condutância térmica do condensador (UA_c). Como dado de saída é obtida a temperatura do ar ($T_{a,c,o}$) e a troca de calor (\dot{Q}_c). Além disso, o modelo fornece a entalpia do ponto 3 para o 4.

4.1.3 Submodelo dos Evaporadores

O evaporador tem como função absorver o calor proveniente do ambiente que se deseja resfriar, causando assim a mudança de fase de líquido para vapor. A conservação da energia mostra que:

$$\dot{Q}_{ca} = \dot{m}_{ca}(h_9 - h_7) \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{ck} = \dot{m}_{ck}(h_8 - h_6) \quad (4.10)$$

onde h_7 e h_9 são respectivamente as entalpias específicas na entrada e na saída do evaporador da cabine, e h_6 e h_8 são respectivamente as entalpias específicas na entrada e na saída do evaporador do *cockpit*. Os termos \dot{m}_{ca} e \dot{m}_{ck} correspondem às vazões mássicas de refrigerante nos evaporadores da cabine e do *cockpit*, respectivamente, enquanto \dot{Q}_{ca} e \dot{Q}_{ck} correspondem às taxas de transferência de calor nos evaporadores da cabine e do *cockpit*, respectivamente, cuja soma fornece a capacidade de capacidade de refrigeração total do sistema. As taxas de transferência de calor em cada um dos evaporadores são obtidas através das seguintes equações:

$$\dot{Q}_{sen} = UA_e \frac{T_{a,e,i} - T_{a,e,o}}{\ln \frac{T_e - T_{a,e,i}}{T_e - T_{a,e,o}}} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \rho_a \dot{V}_a h_{lv} (\omega_{a,e,i} - \omega_{a,e,o}) \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (4.13)$$

onde UA_e corresponde à condutância térmica de cada evaporador considerando apenas a parcela de calor sensível, \dot{Q}_{sen} . O parâmetro $\dot{Q}_{lat} = (1 - FCS)\dot{Q}_e$ se refere à parcela de calor latente, $T_{a,e,i}$ e $T_{a,e,o}$ são, respectivamente, a temperatura do ar na face de entrada e saída de cada evaporador e T_e é a temperatura de evaporação (definida com base na pressão média do refrigerante no trocador). Adicionalmente,

ρ_a é a massa específica do ar seco, \dot{V}_a é a vazão volumétrica medida nos bocais, h_{lv} é o calor latente de condensação do vapor d'água presente no ar, $\omega_{a,e,i}$ e $\omega_{a,e,o}$ são, respectivamente, a umidade absoluta do ar na face de entrada e saída de cada evaporador, calculadas para o nível do mar e FCS é o fator de calor sensível do trocador. Os dados de entrada são o UA_e , a temperatura de entrada do ar ($T_{a,e,i}$) e o FCS . Como dado de saída é obtida a temperatura de saída do ar ($T_{a,e,o}$) e a troca de calor (\dot{Q}_e).

4.1.4 Dispositivo de Expansão

A principal função do dispositivo de expansão é restringir o fluxo de refrigerante que sai do condensador reduzindo tanto pressão como temperatura. Dessa forma, o sistema de refrigeração fica dividido em uma região de alta pressão (condensador) e outra de baixa pressão (evaporadores). No VCS, a expansão é feita através de válvulas termostáticas que controlam automaticamente o grau de superaquecimento na saída de cada evaporador. Assumindo um escoamento isentálpico entre os pontos 5-6 e 5-7, tem-se:

$$h_{in} = h_{out} \quad (4.14)$$

A vazão mássica de refrigerante, por sua vez, pode ser calculada através da equação do orifício, obtida partir da equação de Bernoulli desprezando-se a parcela potencial gravitacional, tal que:

$$p_{in} + \frac{\rho u_{in}^2}{2} = p_{out} + \frac{\rho u_{out}^2}{2} \quad (4.15)$$

Da equação da continuidade, tem-se que $\rho_{in} u_{in} A_{in} = \rho_{out} u_{out} A_{out} = \dot{m}_{exp}$. Inserindo essa relação na equação anterior tem-se a vazão mássica ideal, que é então multiplicada por um coeficiente empírico para considerar as irreversibilidades (C_D). Explicitando \dot{m}_{exp} , obtém-se:

$$\dot{m}_{exp} = \frac{C_D}{\sqrt{1 - (A_{out}/A_{in})^2}} A_{out} \sqrt{2\rho_{in}(p_{in} - p_{out})} \quad (4.16)$$

onde C_D é o coeficiente de descarga, empregado devido às simplificações associadas ao uso da equação de Bernoulli, tais como os efeitos de compressibilidade, o diâmetro da *vena contracta* e o atrito. Na prática, a expressão anterior pode ainda ser simplificada fazendo uso do chamado coeficiente de escoamento K , de forma que as vazões mássicas em cada TXV podem ser determinadas através das seguintes equações.

$$\dot{m}_{ca} = K_{ca} \sqrt{2\rho_5(p_5 - p_7)} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{ck} = K_{ck} \sqrt{2\rho_5(p_4 - p_6)} \quad (4.18)$$

4.1.5 Transferência de Calor e Queda de Pressão nas Tubulações

Por fim, as quedas de pressão e taxas de transferências de calor nas mangueiras que formam as linhas de vapor, na sucção do compressor e entrada do condensador, e de líquido, na saída do condensador, foram calculadas através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{hose} = UA_{hose}(T_{hose} - T_{amb}) \quad (4.19)$$

$$\Delta p_{hose} = \frac{K_{hose} \dot{m}^{J_{hose}}}{\rho} \quad (4.20)$$

onde os valores de UA_{hose} , K_{hose} e J_{hose} foram obtidos empiricamente para cada trecho a partir dos dados experimentais. Devido à baixa variação da temperatura das mangueiras entre a entrada e saída de refrigerante é razoável utilizar o modelo de UA proposto na Eq. (4.19), que considera a temperatura da mangueira constante ao longo do seu comprimento.

4.1.6 Método de Solução

Para o fechamento do ciclo, é preciso determinar as pressões de evaporação e de condensação. Sendo assim, duas equações adicionais são requeridas. Uma delas é obtida igualando-se as vazões mássicas através do compressor e dos dispositivos de expansão. A outra provém do cômputo da carga de refrigerante imposta ao sistema, determinada através do somatório da massa de refrigerante existente em cada um dos componentes do ciclo. Matematicamente, tais equações podem ser escritas da seguinte forma:

$$\dot{m} = \dot{m}_{ca} + \dot{m}_{ck} \quad (4.21)$$

$$M = M_c + M_{ca} + M_{ck} + M_{hose} \quad (4.22)$$

No entanto, tais equações, implícitas para as pressões, são altamente não-lineares e podem causar instabilidades numéricas e problemas de convergência. A exemplo de Gonçalves *et al.* (2009), os graus de sub-resfriamento e superaquecimento nas saídas do condensador e evaporador, respectivamente, foram impostos. Dessa forma, as pressões desejadas podem ser calculadas da seguinte maneira:

$$T_{sat,ca}(p_{e,ca}) = T_9 - \Delta T_{ca} \quad (4.23)$$

$$T_{sat,ck}(p_{e,ck}) = T_8 - \Delta T_{ck} \quad (4.24)$$

$$T_{sat}(p_c) = T_4 + \Delta T_{sub} \quad (4.25)$$

onde ΔT_{ca} é o superaquecimento na saída do evaporador de cabine, ΔT_{ck} no evaporador de *cockpit* e ΔT_{sub} é o sub-resfriamento na saída do condensador. O modelo considera que as duas pressões nos evaporadores são iguais

Tal abordagem, além de simplificar consideravelmente o problema, aproxima a simulação da prática adotada no projeto de sistemas de refrigeração, em que o dispositivo de expansão e a carga de refrigerante são ajustados *a posteriori*, de forma a se obter as condições desejadas de superaquecimento e de sub-resfriamento. É importante enfatizar que a prescrição do sub-resfriamento elimina a necessidade do cômputo da vazão de refrigerante por meio das equações 4.17 e 4.18, as quais se tornam redundantes do ponto de vista de matemático. Assim, elas foram utilizadas com outra finalidade, a de obter os coeficientes de escoamento das válvulas.

4.2 Modelagem Fluidodinâmica da Unidade Condensadora

4.2.1 Modelo Matemático

Para a representação e análise da unidade condensadora foi proposto um modelo que acopla o lado do ar do condensador aos ramais de renovação de ar (*Fresh air*) e de arrefecimento dos eletrônicos (*E-bay*), como mostrado na Figura 4.3. Tal modelo tem o intuito de prever o efeito da queda de pressão desses ramais sobre a vazão de ar em circulação. É importante mencionar que na linha de renovação de ar de cabine existem duas *check valves* que impõem uma queda de pressão significativa.

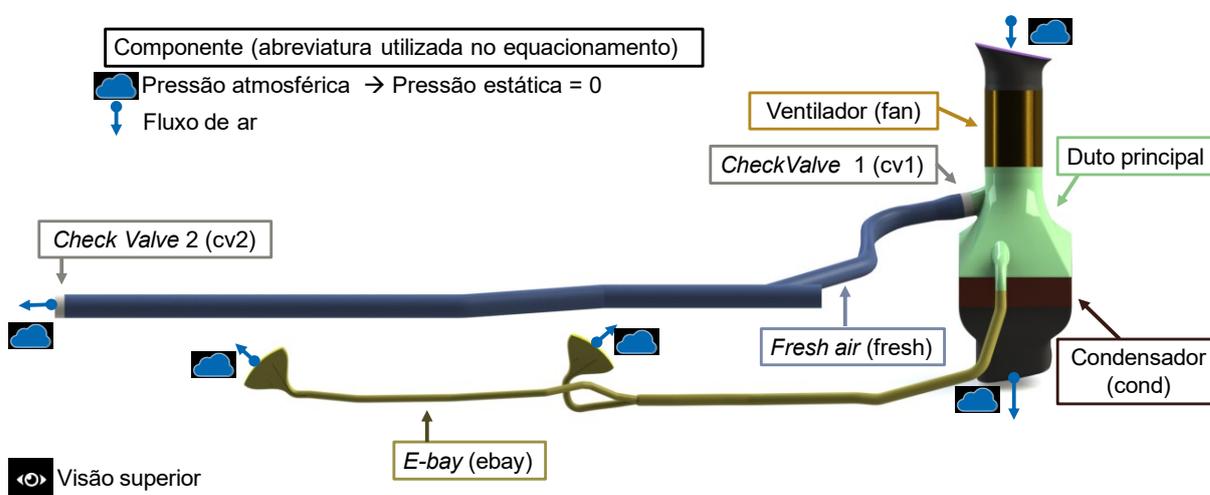


Figura 4.3 – Representação geral do sistema

Em geral, o modelo tem como base a equação da conservação da energia para escoamentos incompressíveis:

$$\frac{P_{e1}}{\rho} + \frac{\bar{u}_1^2}{2} + gz_1 - \left(\frac{P_{e2}}{\rho} + \frac{\bar{u}_2^2}{2} + gz_2 \right) = h_{lt} \quad (4.26)$$

Removendo os termos de energia potencial, tem-se:

$$\Delta P = P_{t1} - P_{t2} = \rho h_{lt} \quad (4.27)$$

onde a queda de pressão total, ΔP , foi modelada a partir de um coeficiente de impedância, k , regredido experimentalmente:

$$\Delta P = k \dot{V}^2 \quad (4.28)$$

No equacionamento do circuito de ar foram consideradas três linhas diferentes: (i) linha do condensador (principal), (ii) linha do *Fresh air* e (iii) linha do *E-bay*. De posse dos valores de pressão estática na entrada dos dutos, as linhas do *Fresh air* e do *E-bay* foram separadas em duas regiões, cada uma com um k específico. Para representar as *check valves* e o condensador foram usadas curvas de impedância ($\Delta P \times \dot{V}$), obtidas em túnel de vento.

Para as três linhas, a pressão inicial é igual ao ΔP do ventilador, visto que o escoamento na entrada do ventilador está estagnado ($P_d = 0$) e na pressão atmosférica ($P_e = 0$). Após o plano do ventilador, o escoamento adquire uma pressão total de $P_t = \Delta P_{fan}$. Para a saída das linhas, assumiu-se pressão atmosférica ($P_e = 0$) com a pressão dinâmica correspondente à do escoamento no final da linha. Assim, as equações decorrentes dessas hipóteses são descritas a seguir e mostradas na Figura 4.4.

Na entrada da unidade condensadora, a pressão de admissão é obtida através da curva característica do ventilador:

$$P_{fan} = \Delta P_{fan} \quad (4.29)$$

No *E-bay*, para o duto de entrada, entre o ventilador e o condensador, tem-se:

$$\Delta P_{fan} - P_{ebay,e} = k_{ebay,e} \dot{V}_{ebay}^2 \quad (4.30)$$

onde $P_{ebay,e}$ é a pressão na entrada do *E-bay*, $k_{ebay,e}$ é a impedância da admissão e \dot{V} a vazão de ar na linha. Para o duto de saída, após o condensador, tem-se:

$$P_{ebay,e} - P_d = k_{ebay,t} \dot{V}_{ebay}^2 \quad (4.31)$$

onde P_d é a pressão na saída do *E-bay* e $k_{ebay,t}$ a impedância total (entrada e linha). Fechando o equacionamento, tem-se que:

$$P_{fan} - P_d = \Delta P_{ebay,e} + \Delta P_{ebay,t} \quad (4.32)$$

$$\bar{u}_{ebay,s} = \frac{\dot{V}_{ebay}}{A_{ebay,s1} + A_{ebay,s2}} \quad (4.33)$$

onde $\bar{u}_{ebay,s}$ é a velocidade na saída do *E-bay* e $A_{ebay,s1}$ e $A_{ebay,s2}$ são as áreas de saída do ar, conforme Figura 4.4.

Em relação à linha de renovação de ar (*Fresh air*) o procedimento realizado foi o mesmo. Dessa forma, têm-se na Tabela 4.1 o resumo dos parâmetros do modelo (impedâncias) que são calibrados com as vazões e pressões obtidas experimentalmente.

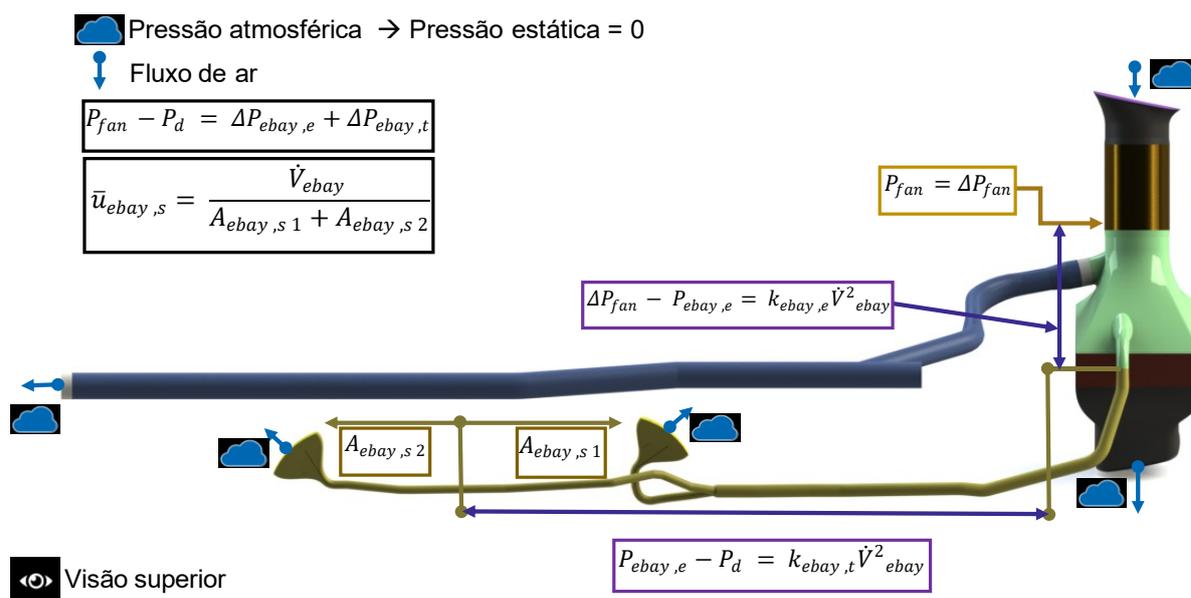


Figura 4.4 – Representação do sistema com as equações para o E-bay

Tabela 4.1 – Variáveis experimentais e parâmetros regredidos

Dados experimentais	Dados regredidos
\dot{V}_{fan}	$k_{cond,t}$
\dot{V}_{fresh}	$k_{fresh,e}$
\dot{V}_{Ebay}	$k_{fresh,t}$
$P_{e,fresh}$	$k_{Ebay,e}$
$P_{e,Ebay}$	$k_{Ebay,t}$

4.2.2 Regressão dos Parâmetros do Modelo

Neste trabalho, o ventilador do condensador do VCS foi acoplado ao túnel de vento descrito no Apêndice B e acionado com uma tensão contínua de 28 V. Em seguida, acionou-se o ventilador auxiliar mantendo-se o *damper* totalmente aberto, ajustando-se uma rotação de forma a criar uma diferença de pressão nula entre a descarga e a sucção do ventilador. Com isso, obteve-se o ponto de descarga livre, onde a vazão é máxima. Na sequência, a rotação do ventilador auxiliar e a abertura do *damper* foram moduladas para variar a pressão estática e gerar os demais pontos da curva. A curva característica do ventilador obtida em túnel é mostrada na Figura

4.5, onde adicionalmente são mostradas as curvas de impedâncias do sistema completo (contemplando as grelhas e dutos) e somente do condensador.

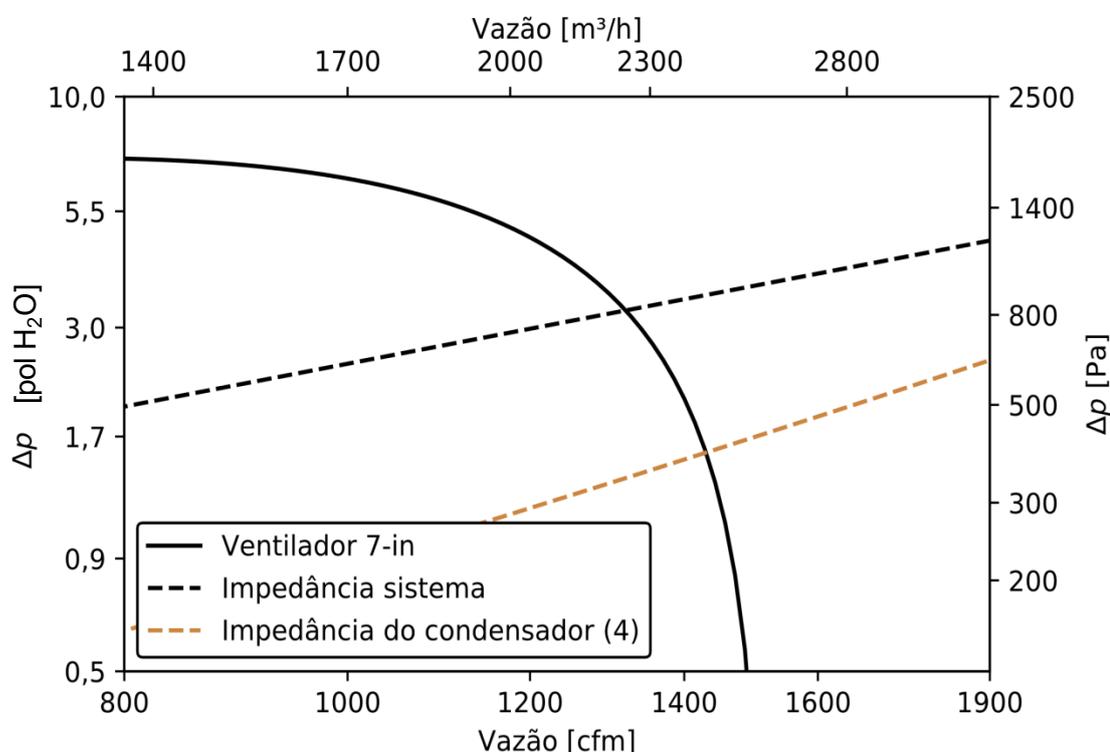


Figura 4.5 – Curvas características do ventilador e sistema

O acoplamento da unidade condensadora no túnel é mostrado na Figura 4.6. Foram medidas também as contribuições de cada componente sobre a impedância do sistema, como é ilustrado na Figura 4.6, onde o número 1 se refere ao ventilador do condensador, o 2 à grelha de entrada, o 3 à conexão de entrada, o 4 ao condensador, o 5 à conexão de saída e o 6 à grelha de saída. A maior queda de pressão, de aproximadamente 500 Pa, foi observada para a conexão de entrada (3).

Voltando à Figura 4.5, verifica-se que intersecção da curva do ventilador com a de impedância do sistema fornece o ponto teórico de operação, que está em torno de 870 Pa para uma vazão de 2210 m³/h. A Figura 4.5 também mostra a curva de impedância do condensador sem considerar as perdas impostas pelas tubulações na entrada e na saída, onde se nota uma vazão de 2430 m³/h e uma queda de pressão de 398 Pa. Os experimentos anteriores foram realizados com as aberturas tanto da *Fresh air* (ramal para a linha de renovação de ar) como do *E-bay* (ramal para o arrefecimento dos eletrônicos) totalmente fechadas. No entanto, testes foram realizados com essas aberturas parciais para simular condições reais de operação.

Para tanto, foram instalados *dampers* nas duas tomadas de ar, de forma a estabelecer as vazões de ar reais de operação.

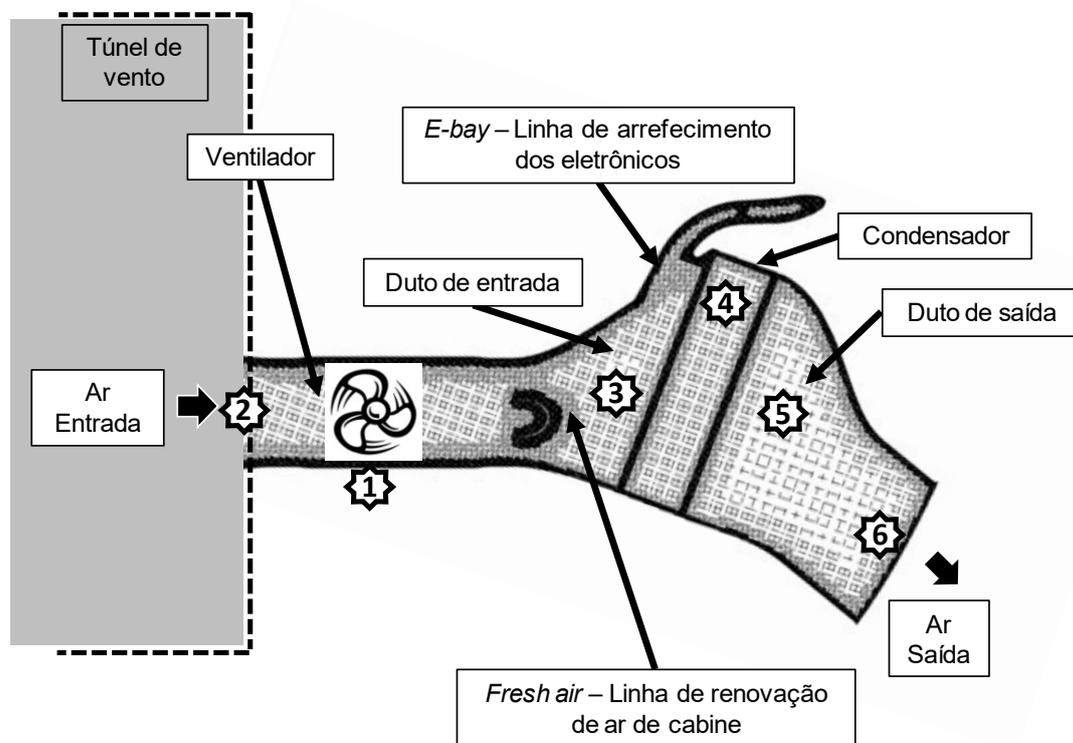


Figura 4.6 – Unidade condensadora acoplada ao túnel de vento

A Figura 4.7 mostra detalhes do esquema experimental empregado. Por meio da variação da abertura dos *dampers* foi possível mapear o efeito isolado de cada ramal sobre o ponto de vazão livre do sistema. Para a linha de renovação de ar, a vazão prescrita foi encontrada numa abertura de 50% e para o *E-bay*, numa abertura de 75%. Conforme a Tabela 4.2, os maiores incrementos de vazão no ponto de operação foram proporcionados pela variação da abertura do *damper* na linha de renovação de ar, sendo a influência do *E-bay* pouco significativa. No ponto de operação do sistema, levando-se em conta o efeito combinado das vazões prescritas, tem-se uma pressão 871 Pa e uma vazão de 2430 m³/h.

Tabela 4.2 – Efeito da abertura da linha de *Fresh air* e do *E-bay* sobre o ponto de operação

	Vazões em descarga livre [cfm]				
Damper (%)	0	25	50	75	100
<i>Scoop</i>	1371	1372	1408	1460	1492
<i>E-bay</i>	1362	1362	1364	1367	1368

Figura 4.10(a). Para a posição 1 a *check valve* foi dutada não apenas na face de admissão, mas também na parte posterior, conforme a Figura 4.10(b). Na Figura 4.9 são mostradas as curvas de impedância para cada caso.

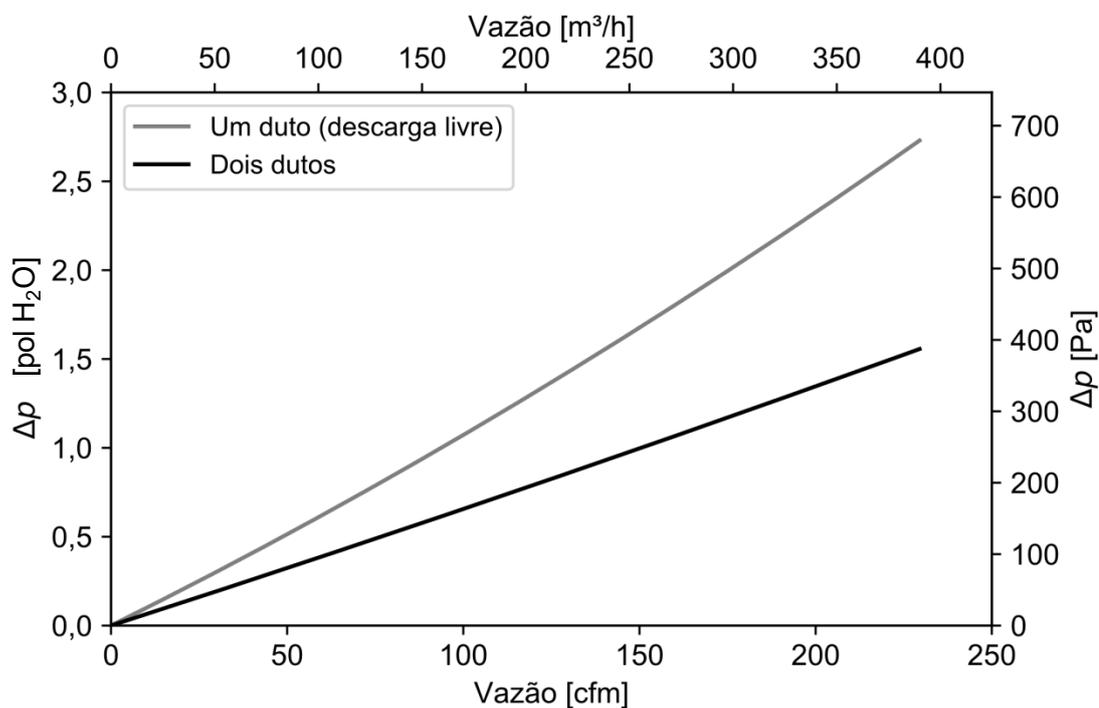


Figura 4.9 – Curvas de impedância das *check valves*



(a)



(b)

Figura 4.10 – Configurações das *check valves*: (a) com descarga livre e (b) com duto na entrada e saída

Para a curva de impedância do condensador foi executado o procedimento padrão, no qual se varia a vazão de ar, inferindo a diferença de pressão. Para os ventiladores, o procedimento adotado foi o mesmo, onde se altera o ΔP do ventilador auxiliar e se obtêm as vazões correspondentes, conforme indicado na Figura 4.11. Vale notar que foram obtidas as curvas características de dois ventiladores de diâmetros diferentes para a unidade condensadora, de 7-in e 8-in, esse último uma opção mais leve (0,4 kg a menos) e com duas velocidades de trabalho, *low* e *high*.

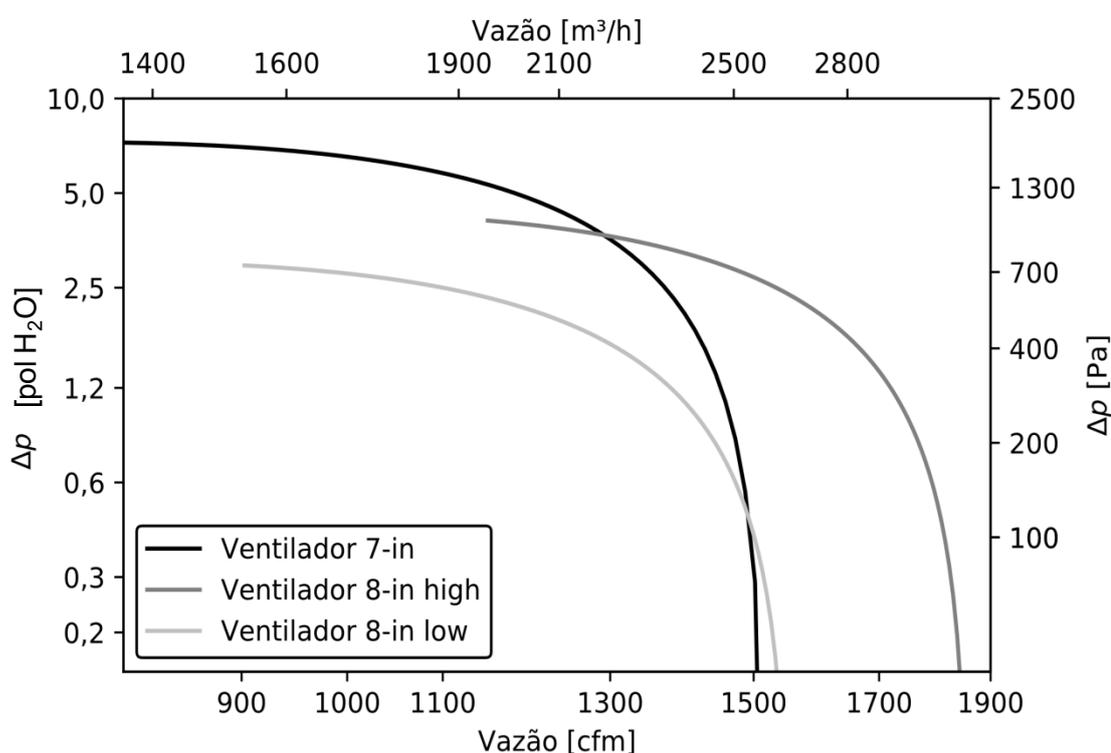


Figura 4.11 – Curvas características dos ventiladores

Os dados experimentais de pressão e vazão foram utilizados para determinar os coeficientes de queda de pressão do condensador, de admissão e do tubo do *E-bay* e *Fresh air* como mostra a Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Dados experimentais e parâmetros regredidos

Dados experimentais	Dados regredidos
$\dot{V}_{fan} = 1360 \text{ cfm}$	$k_{cond,t} = 1162$
$\dot{V}_{fresh} = 115 \text{ cfm}$	$k_{fresh,e} = 4340$
$\dot{V}_{ebay} = 24 \text{ cfm}$	$k_{fresh,t} = 51314$
$P_{e,fresh} = 660 \text{ Pa}$	$k_{ebay,e} = 1949000$
$P_{e,ebay} = 420 \text{ Pa}$	$k_{ebay,t} = 3897000$

Neste trabalho, o código foi implementado na plataforma EES – Engineering Equation Solver e resolvido através do método de Newton-Raphson para sistemas de equações não-lineares (Klein, 2009).

5 RESULTADOS

5.1 Avaliação Experimental

5.1.1 Efeito das Temperaturas Internas

A fim de avaliar o efeito da temperatura interna da cabine e do *cockpit* sobre o comportamento do VCS, foram realizados três ensaios nas condições ilustradas na Tabela 5.1. Os resultados das medições para capacidade de refrigeração, potência consumida pelo compressor e taxa de transferência de calor do condensador são mostrados na Figura 5.1, onde se verifica que a capacidade de refrigeração aumenta com a temperatura interna.

Tabela 5.1 – Condições experimentais para avaliação do efeito das temperaturas internas

Temperatura de entrada do ar [°C]		Vazão [cfm]			Carga
Condensador	Evaporadores	Condensador	Cabine	Cockpit	[g]
40	24,0	1316	450	299	2107
40	34,4	1354	442	297	2107
40	18,0	1333	456	297	2107

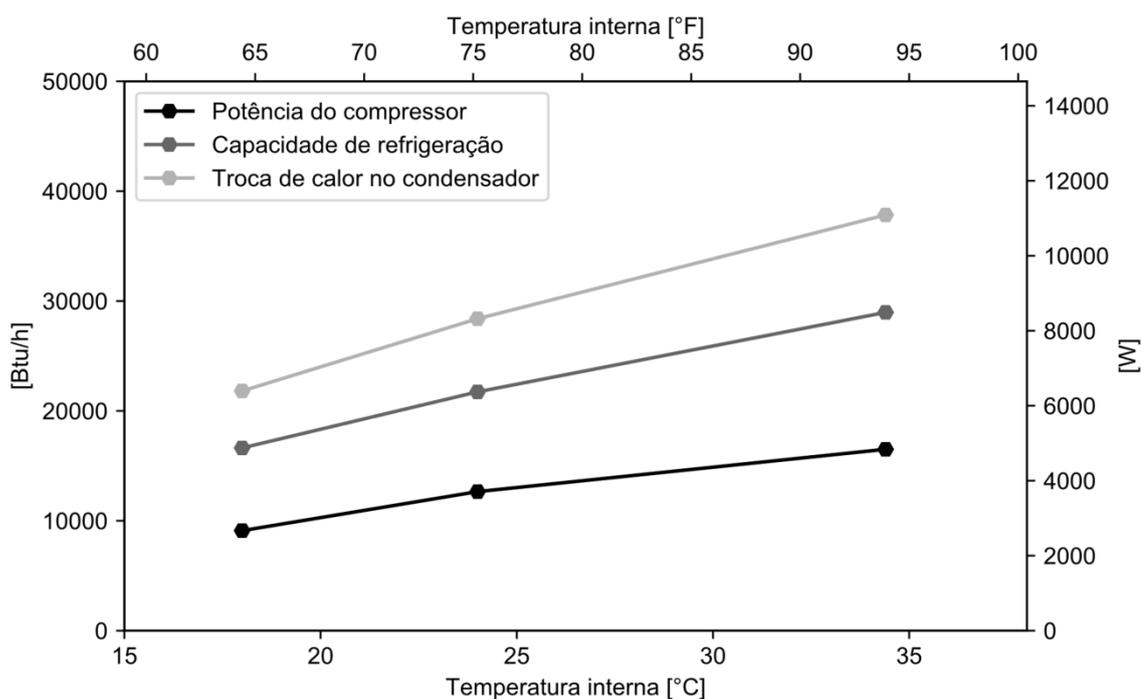


Figura 5.1 – Potência e capacidade de refrigeração em função da temperatura interna

Uma vez que o compressor é do tipo *swash plate*, o deslocamento é variável. Neste trabalho, o controle do deslocamento volumétrico do compressor busca manter a temperatura de evaporação constante (ver Figura 5.2), assim, a diferença de temperatura entre o ar e os evaporadores aumenta, elevando a taxa de troca de calor nesses componentes. Conseqüentemente, a temperatura de condensação também aumenta como se pode observar na Figura 5.2, a fim de elevar a taxa de rejeição de calor no condensador. A potência consumida pelo compressor também cresce, já que o aumento da temperatura de condensação leva a uma maior razão de pressões, o que requer um maior trabalho específico de compressão.

A Figura 5.3 ilustra o comportamento da vazão mássica de refrigerante em função do aumento da temperatura dos compartimentos internos. Observa-se que a vazão aumenta apesar da elevação na pressão de condensação, uma vez que o controlador do compressor eleva o deslocamento volumétrico a fim de manter a pressão de evaporação constante. Como esperado, a potência consumida aumenta com a vazão de refrigerante.

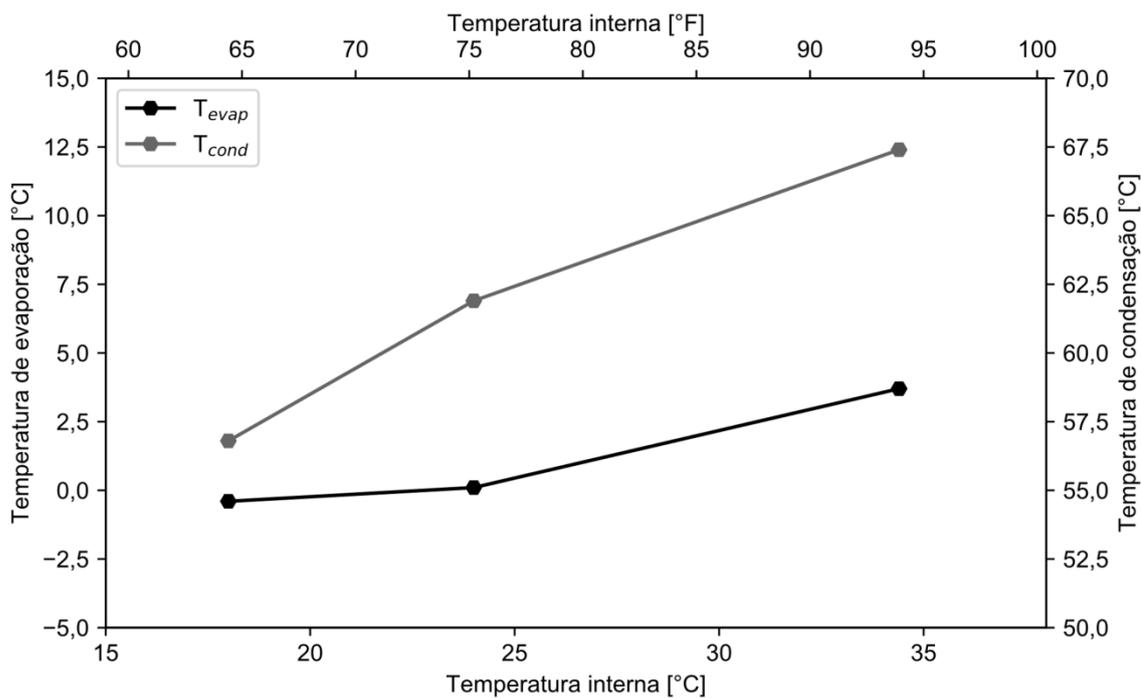


Figura 5.2 – Variação das temperaturas de evaporação e condensação em função da temperatura interna

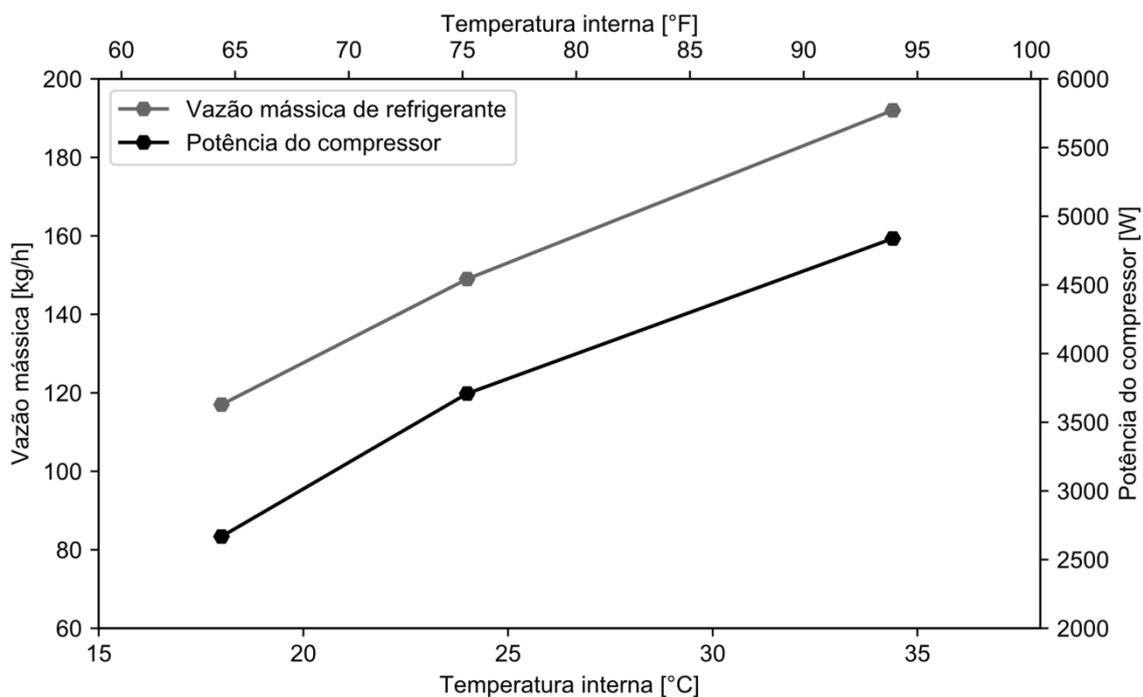


Figura 5.3 – Vazão mássica e potência do compressor em função da temperatura interna

A Figura 5.4 ilustra o efeito das temperaturas internas sobre o *COP* do ciclo, calculado através da Equação (3.23). Como tanto a capacidade de refrigeração como a potência consumida pelo compressor aumentam com as temperaturas internas da cabine e do *cockpit*, o *COP* praticamente não apresentou variação significativa, estando todos os pontos experimentais na banda de incertezas de medição, como se pode verificar na Figura 5.4. Enfatiza-se que este efeito se deve primordialmente ao fato de que a pressão de evaporação é controlada pelo compressor.

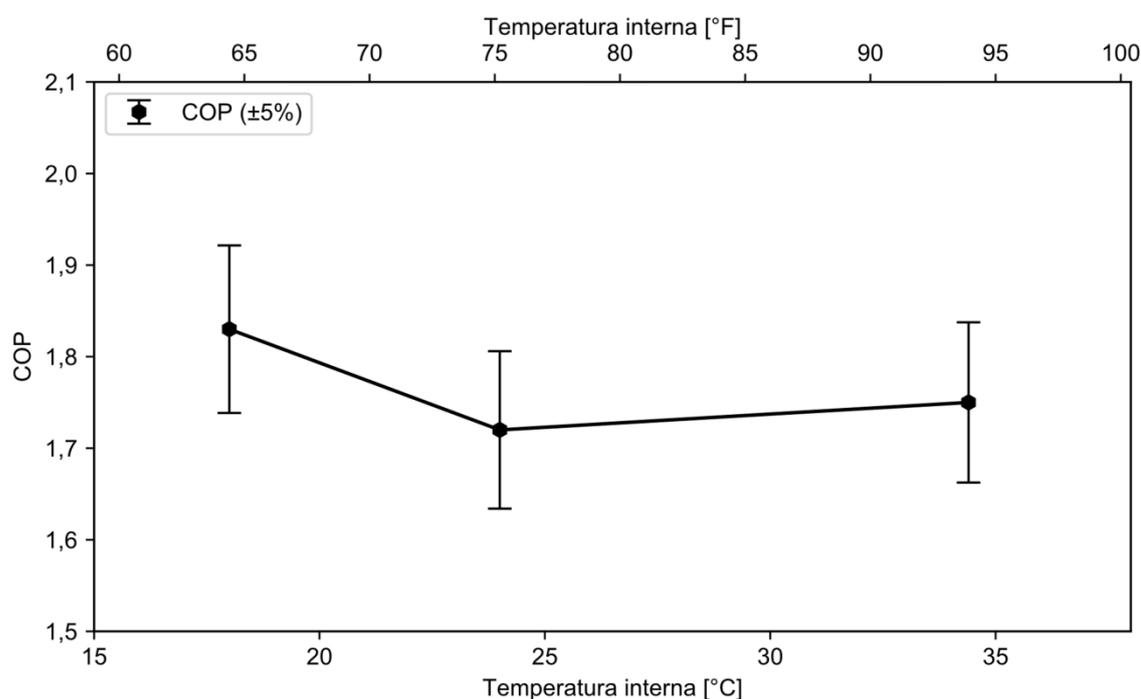


Figura 5.4 – Variação do *COP* do ciclo em função da temperatura interna

A Figura 5.5 explora as eficiências termodinâmicas do sistema (interna, externa e total) para diferentes temperaturas internas. Salienta-se que a eficiência interna leva em conta as perdas viscosas no escoamento de refrigerante através dos trocadores de calor e das mangueiras bem como a não idealidade do processo de compressão, enquanto a eficiência externa indica oportunidades de melhoria na transferência de calor com o ar tanto nos evaporadores como no condensador. Enquanto a eficiência interna praticamente não varia em consequência da baixa variação do *COP* com as temperaturas de cabine e *cockpit*, verifica-se que a eficiência externa do sistema decresce drasticamente com o aumento da

temperatura interna, reduzindo também a eficiência de refrigeração do sistema de 15% para 5% do COP de Carnot.

Uma vez que a temperatura de evaporação foi mantida constante através da atuação do controlador do compressor, a troca de calor nos evaporadores ocorre mediante uma maior diferença de temperatura, distanciando a temperatura de evaporação da temperatura do reservatório frio. Da mesma forma, com o aumento da temperatura de condensação, a diferença de temperatura entre o condensador e o ambiente também aumenta. Tais efeitos podem ser observados diretamente na Figura 5.6. A elevação do ΔT tanto nos evaporadores como no condensador afasta o COP de um refrigerador endorreversível do COP de Carnot, aumentando as perdas termodinâmicas externas ao ciclo, como se verifica na seguinte expressão:

$$COP_{int} = \frac{T_f - \Delta T_{evap}}{T_q - T_f + \Delta T_{cond} + \Delta T_{evap}} \quad (5.1)$$

onde $\Delta T_{evap} = T_f - T_{evap}$ e $\Delta T_{cond} = T_{cond} - T_q$.

Em termos práticos, verifica-se uma oportunidade de melhorar significativamente o desempenho do sistema através do aumento das condutâncias (UAs) dos evaporadores e do condensador, a fim de reduzir as diferenças de temperatura nesses componentes. Para um aumento do UA sem aumentar o até mesmo diminuindo a massa dos trocadores, a tecnologia micro canal é uma opção. Nesta mesma linha, acredita-se que o controle da temperatura de evaporação também favorece o aumento dessas diferenças de temperatura, levando o sistema a uma condição desfavorável de operação.

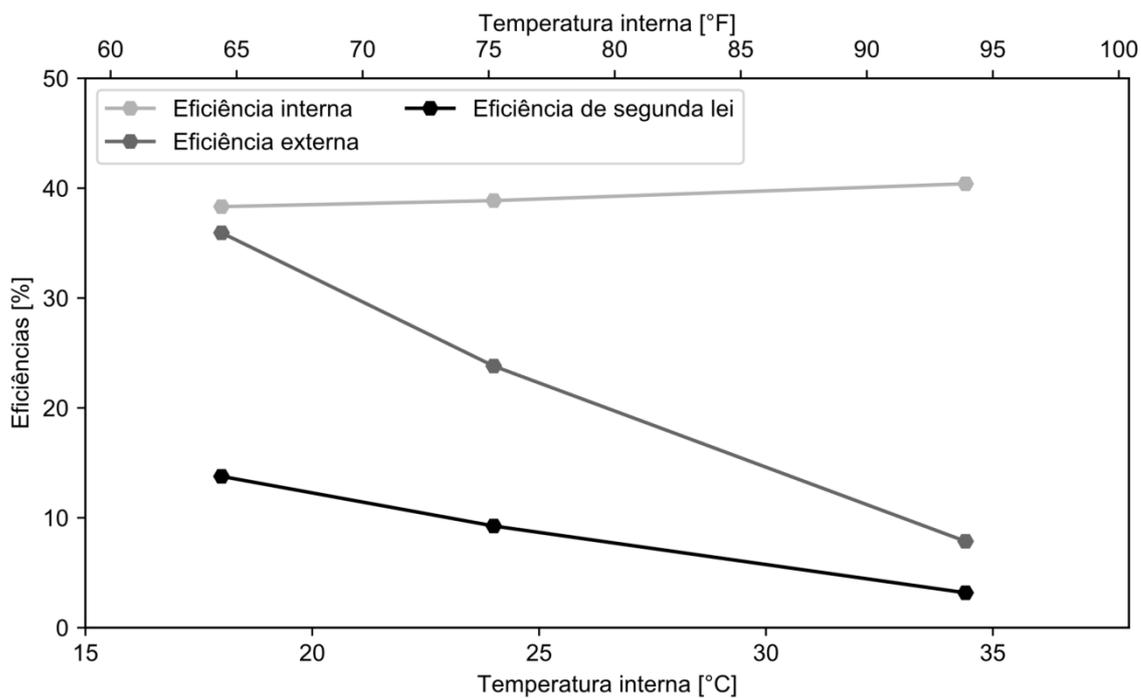


Figura 5.5 – Eficiências termodinâmicas em função da temperatura interna

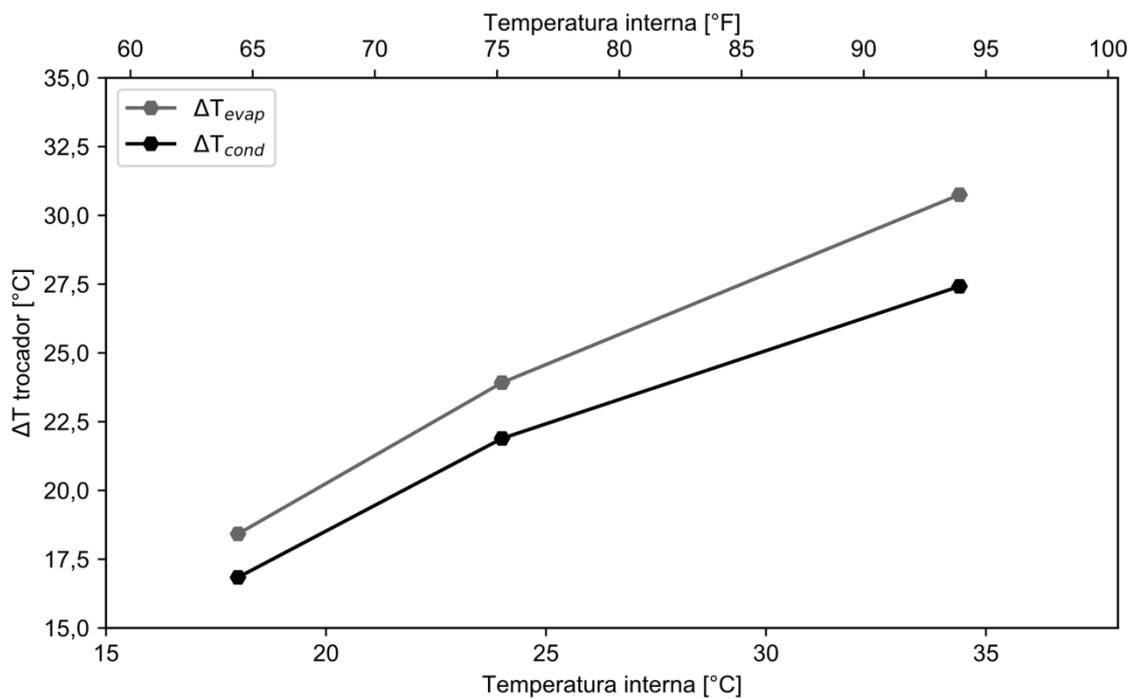


Figura 5.6 – Diferenças de temperatura nos trocadores de calor em função da temperatura interna

A Figura 5.7 sumariza os resultados de capacidade de refrigeração para diferentes condições de temperatura interna em termos de capacidade total. Vale salientar que a umidade relativa do ar na entrada do evaporador não foi controlada durante os testes realizados no POLO, onde os seguintes valores foram observados: 47% para uma temperatura interna de 18°C, 30% para 24°C e 19% para 35°C.

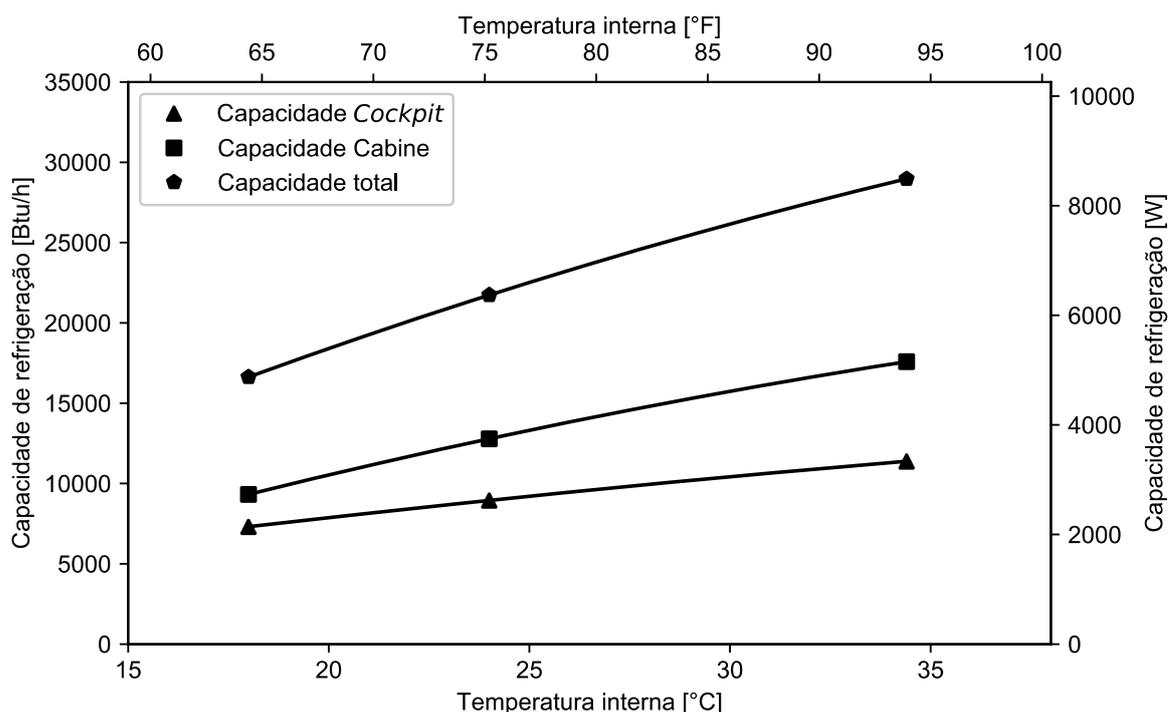


Figura 5.7 – Variação da capacidade de refrigeração em função da temperatura interna

5.1.2 Efeito da Carga de Refrigerante

A fim de avaliar o efeito da carga de fluido refrigerante sobre o comportamento do VCS, foram realizados seis ensaios nas condições ilustradas na Tabela 5.2. A Figura 5.8 sumariza os resultados em termos do *COP* e do *approach*, um parâmetro usualmente empregado pelos fabricantes de condicionadores de ar para ajuste de carga, definido como a diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do condensador e a do ar ambiente. Verifica-se a existência de um *COP* máximo para uma carga de fluido refrigerante em torno de 1,9 kg, onde o *approach* é de aproximadamente 10°C, com uma extensa região sub-ótima entre 1,75 e 2,0 kg. Adicionalmente, a Figura 5.9 ilustra o comportamento dos graus de sub-resfriamento

e de superaquecimento com a carga de refrigerante, onde se observa que o grau de sub-resfriamento continua aumentando linearmente para cargas acima de 2,0 kg, enquanto o grau de superaquecimento tende levemente a valores menores. Durante os testes, notou-se que a capacidade de refrigeração não apresentou variações fora da banda de incertezas, o que se deve ao controle tanto da temperatura de evaporação pelo compressor como dos graus de superaquecimento nos evaporadores através das válvulas termostáticas (ver Figura 5.10).

Tabela 5.2 – Condições experimentais para avaliação do efeito da carga de refrigerante

Temperatura de entrada do ar [°C]		Vazão de ar [cfm]			Carga [g]
Condensador	Evaporadores	Condensador	Cabine	Cockpit	
40	24	1322	440	294	1757
40	24	1311	442	295	1847
40	24	1284	445	296	1992
40	24	1316	450	299	2100
40	24	1317	449	299	2275
40	24	1317	449	299	2343

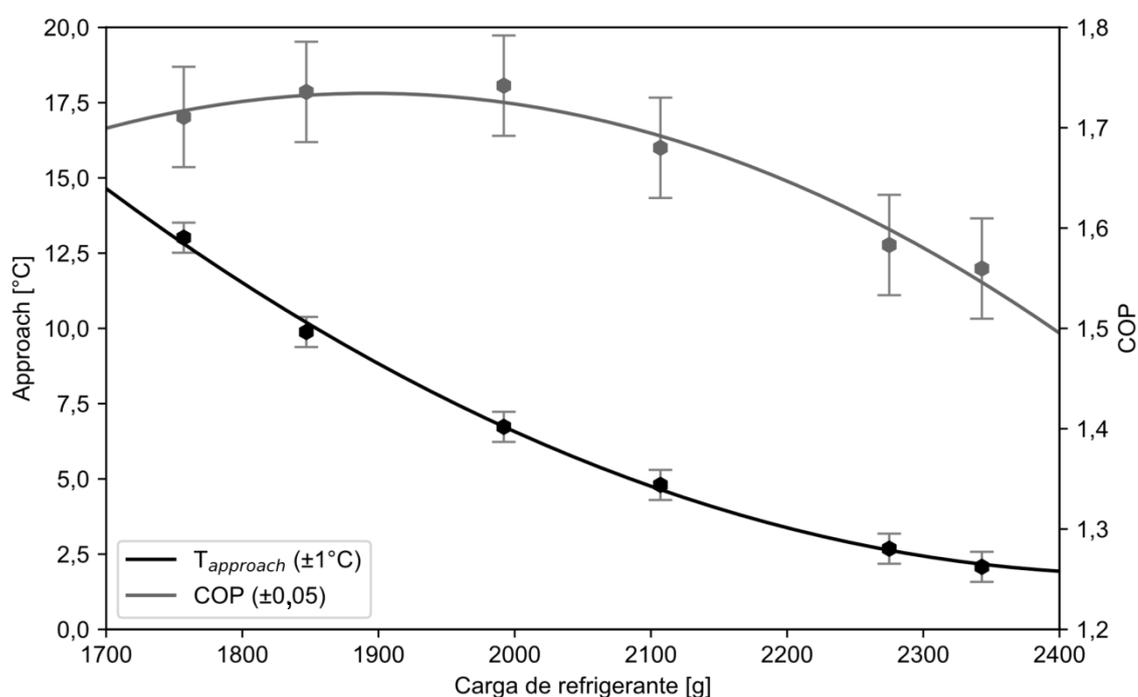


Figura 5.8 – COP e *approach* em função da carga de fluido refrigerante

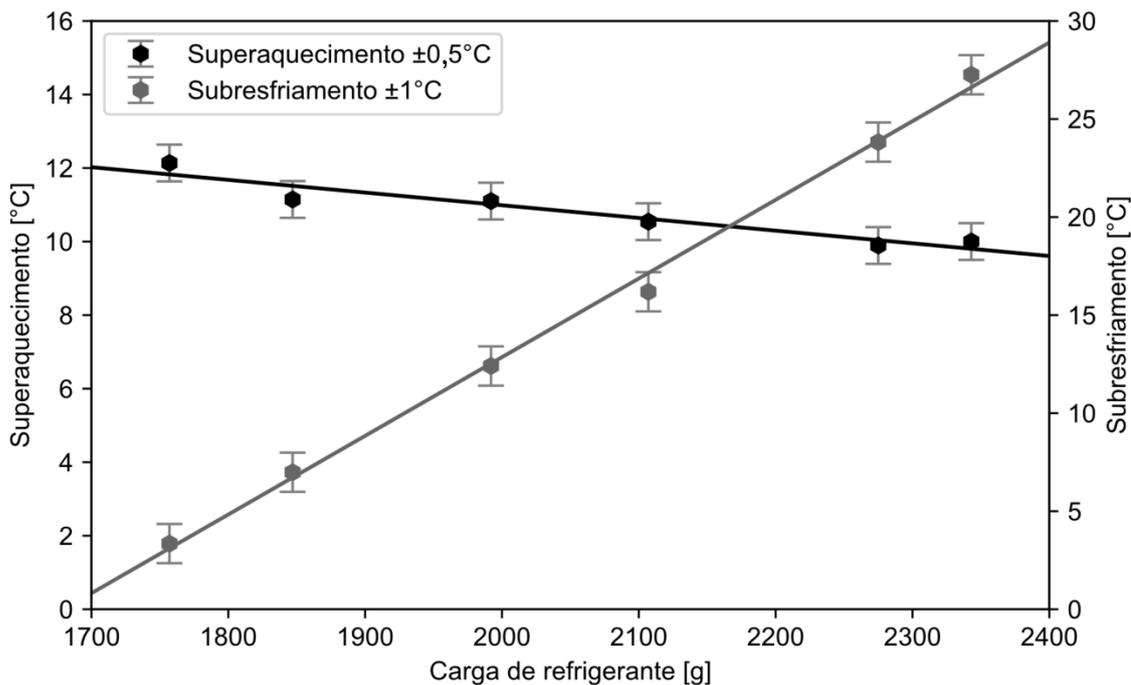


Figura 5.9 – Temperaturas de sub-resfriamento e superaquecimento em função da carga de refrigerante

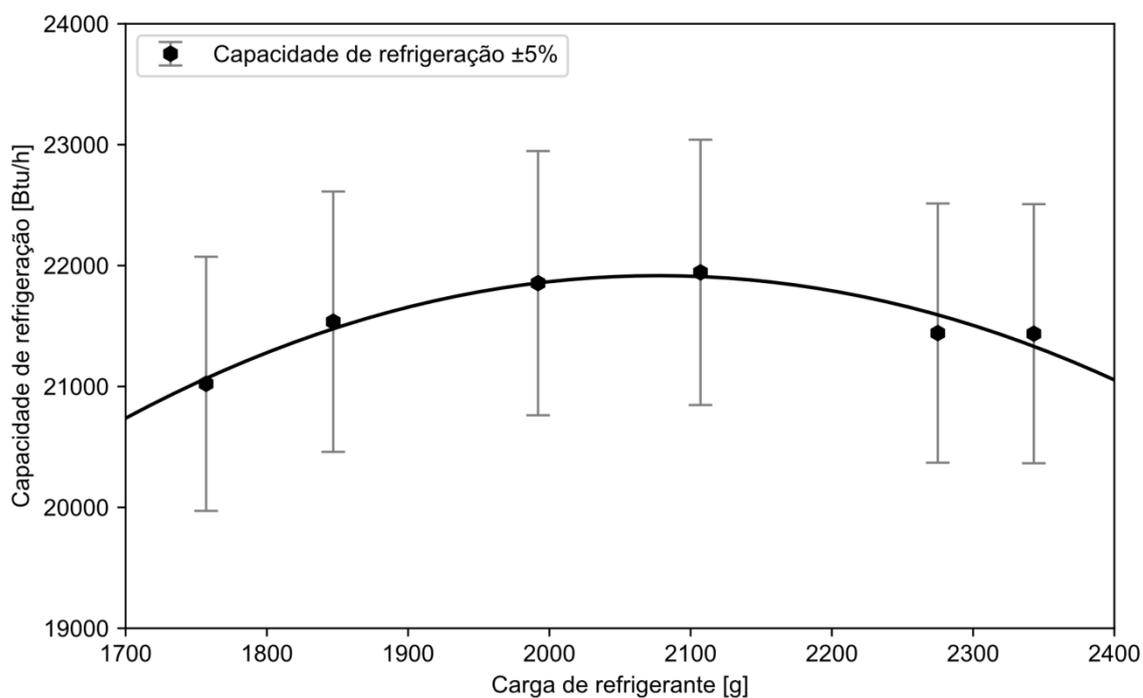


Figura 5.10 – Capacidade de refrigeração em função da carga de fluido refrigerante

Uma análise combinada dos resultados mostrados nas Figuras 5.9 e 5.10 sugere uma carga ótima entre 1,9 e 2,0 kg, onde o *COP* é máximo e a temperatura de evaporação está acima de 0°C. Em termos práticos, pode-se definir como critério de ajuste de carga um *approach* próximo de 10°C, mais fácil de ser implementado na linha de produção.

5.1.3 Efeito das Vazões de Ar dos Trocadores de Calor

A fim de avaliar o efeito da vazão de ar do condensador sobre o comportamento do VCS e, com isso, determinar a condutância térmica global do condensador, foram realizados três ensaios nas condições apresentadas na Tabela 5.3. Os resultados das medições de capacidade de refrigeração, potência consumida pelo compressor e taxa de transferência de calor no condensador são mostrados na Figura 5.11, onde é possível constatar que o aumento da vazão de ar no condensador tem pouco efeito na capacidade de refrigeração, uma vez que a temperatura de evaporação é controlada pelo compressor. No entanto, o aumento da vazão de ar permite que o sistema trabalhe a uma temperatura de condensação mais baixa, reduzindo a potência consumida pelo compressor e, conseqüentemente, aumentando o *COP* do sistema (ver Figura 5.12). Vale ressaltar que o consumo do ventilador não é contabilizado no *COP*.

Tabela 5.3 – Condições experimentais para avaliação do efeito da vazão no condensador

Temperatura de entrada do ar [°C]		Vazão de ar [cfm]			Carga [g]
Condensador	Evaporadores	Condensador	Cabine	Cockpit	
40	24	1316	450	300	2107
40	24	1114	450	300	2107
40	24	804	450	300	2107

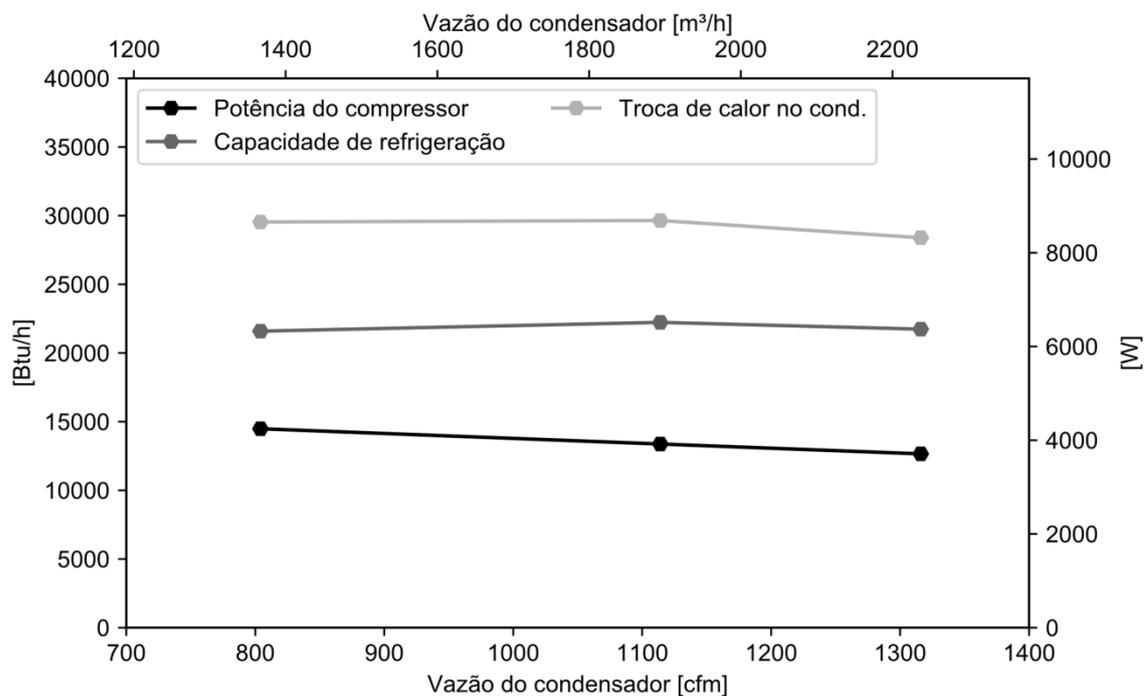


Figura 5.11 – Potência e capacidade de refrigeração em função da vazão de ar do condensador

Similarmente, a fim de avaliar o efeito das vazões de ar nos evaporadores sobre o comportamento do VCS e, com isso, determinar a condutância dos mesmos, foram realizados três experimentos nas condições listadas na Tabela 5.4. Os resultados das medições de capacidade de refrigeração, potência consumida pelo compressor e taxa de transferência de calor no condensador são mostrados na Figura 5.13, onde se verifica um aumento significativo na capacidade de refrigeração com a vazão de ar nos evaporadores. Contudo, como a temperatura de evaporação é mantida pelo compressor, o aumento da vazão de ar proporciona um aumento na temperatura de condensação e, conseqüentemente, na potência consumida pelo compressor. Como consequência, o *COP* do ciclo (não é considerada a potência consumida pelos ventiladores) passa por um máximo na faixa entre 400 cfm (~680 m^3/h) e 500 cfm (~850 m^3/h).

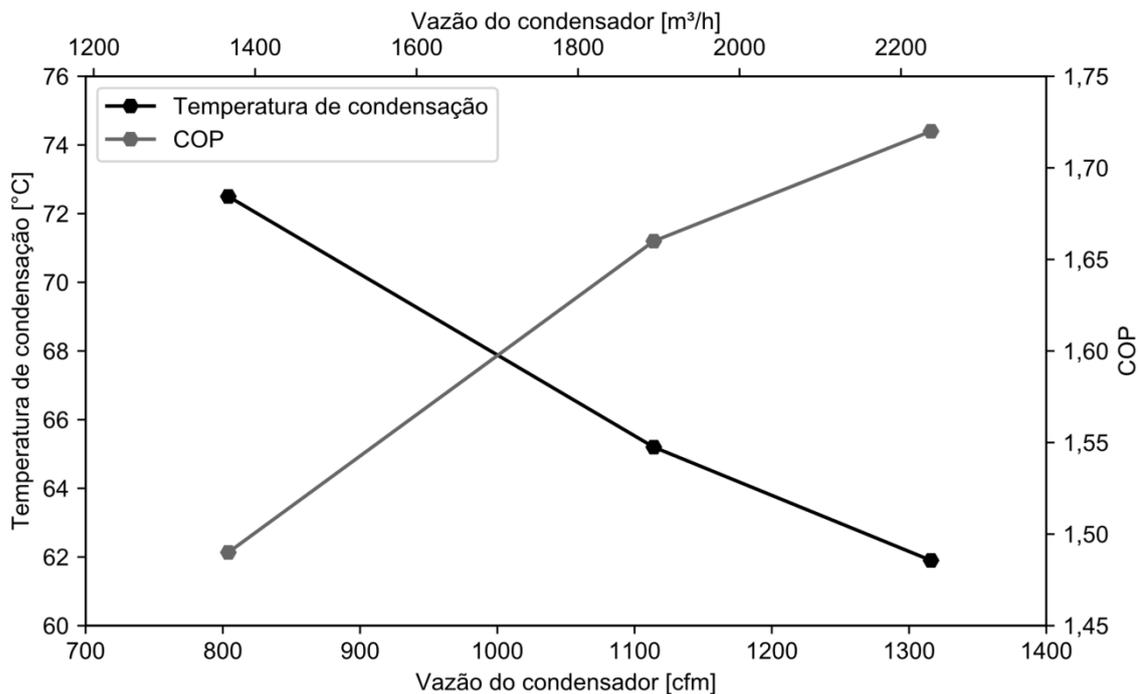


Figura 5.12 – Temperatura de condensação e *COP* em função da vazão de ar do condensador

Tabela 5.4 – Condições experimentais para avaliação do efeito das vazões de ar nos evaporadores

Temperatura de entrada [°C]		Vazão [cfm]			Carga
Condensador	Evaporadores	Condensador	Cabine	Cockpit	[g]
40	24	1300	450	299	2107
40	24	1300	273	203	2107
40	24	1300	146	100	2107

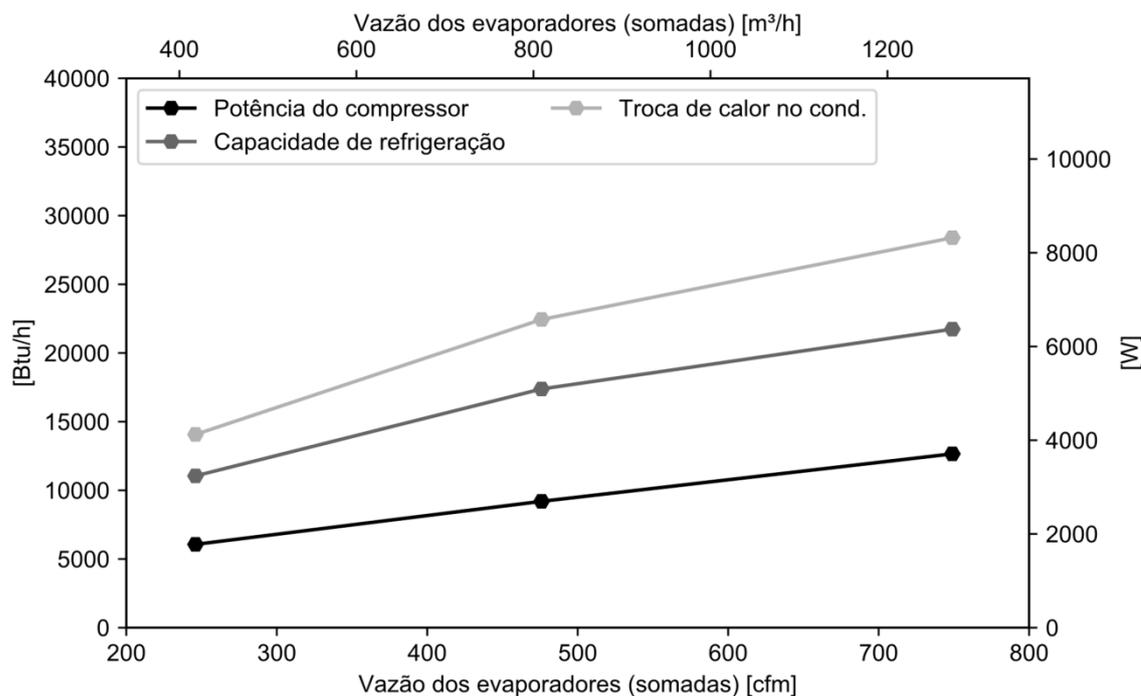


Figura 5.13 – Potência e capacidade de refrigeração em função da vazão total dos evaporadores

5.2 Análise Numérica

A análise numérica exige, de antemão, a calibração dos parâmetros empíricos do modelo do sistema de refrigeração, tais como as condutâncias (UA) dos trocadores de calor e as eficiências do compressor, que são obtidas a partir dos dados experimentais. Após esta etapa, é feita a validação do modelo através da comparação de suas previsões com os resultados experimentais obtidos em bancada calorimétrica. Assim, podem-se realizar análises de sensibilidade dos parâmetros termodinâmicos de desempenho em relação às curvas características dos componentes.

5.2.1 Regressão dos Parâmetros

Para convecção forçada, os valores de UA dos trocadores são uma função da vazão de ar. Sendo assim, para determinar a curva de UA tanto do condensador como dos evaporadores foram utilizados os dados experimentais em que há variação de vazão de ar, sendo três testes para o condensador e três testes para os

evaporadores, mostrados respectivamente nas Figuras 5.14 e 5.15. As seguintes funções, de base semi-empírica, foram utilizadas:

$$UA_{cond} = 9,59\dot{V}_{cond}^{0,56} \quad (5.2)$$

$$UA_{ca} = 4,32\dot{V}_{ca}^{0,70} \quad (5.3)$$

onde a unidade de UA é W/K e de \dot{V} é cfm .

Verifica-se que tanto para o condensador como para o evaporador da cabine, os ajustes representaram os dados experimentais de forma bastante satisfatória, com erros dentro da faixa de incerteza de medição. No caso do condensador, observa-se uma lei de potência com o expoente de 0,56, indicando que se trata de um escoamento mais próximo do laminar. No caso do evaporador da cabine, o ajuste segue uma lei de potência com expoente de 0,70, mais comum em escoamentos turbulentos.

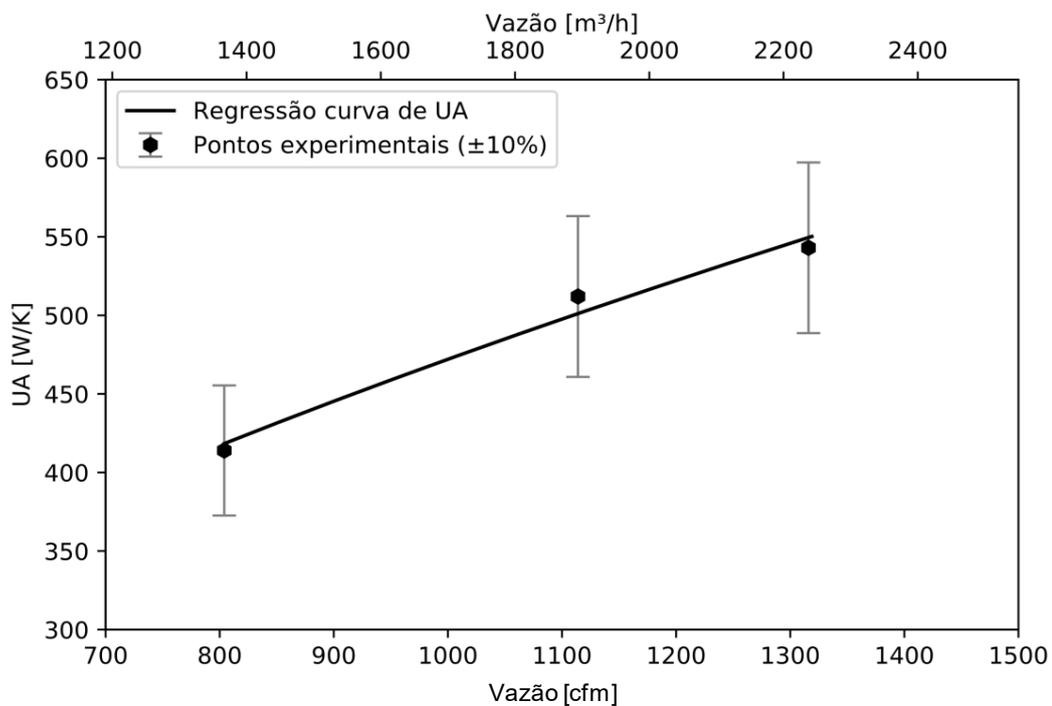


Figura 5.14 – Variação do UA do condensador em função da vazão de ar

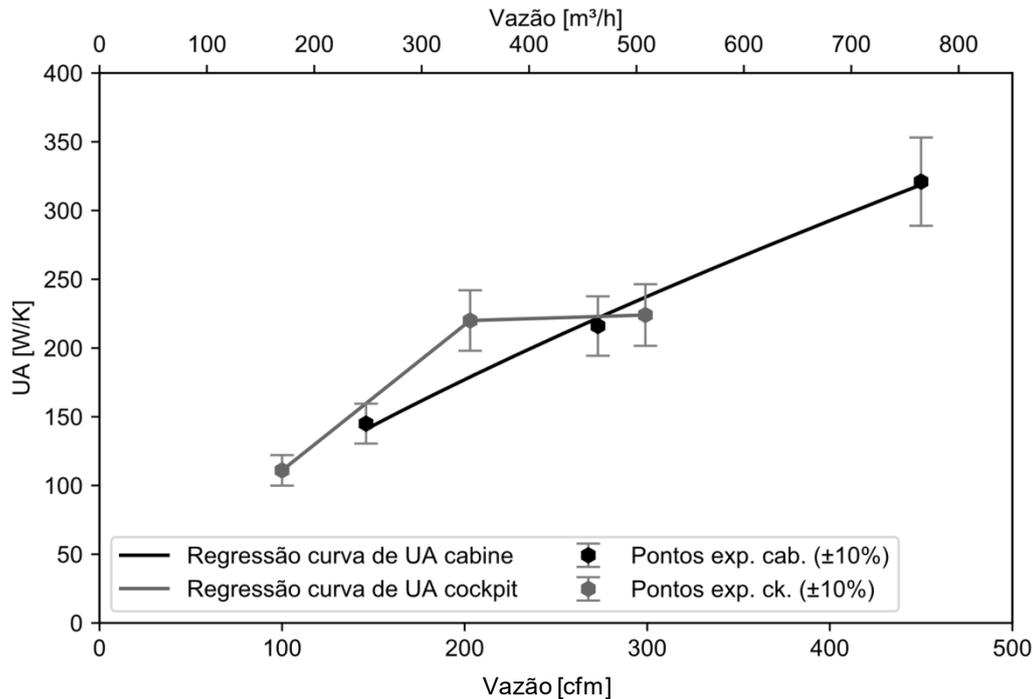


Figura 5.15 – Variação dos UA s dos evaporadores em função da vazão de ar

No caso do evaporador do *cockpit*, nota-se que os valores têm um comportamento assintótico para vazões acima de 200 cfm ($\sim 340 \text{ m}^3/\text{h}$), indicando um evaporador possivelmente superdimensionado e com oportunidades para melhorias de projeto. Dessa forma, optou-se por utilizar duas curvas, uma para valores inferiores de vazão e outra, considerada constante, para valores acima de 200 cfm ($\sim 340 \text{ m}^3/\text{h}$):

$$UA_{ck} = 1,09\dot{V}_{ck} \text{ se } \dot{V}_{ck} < 200 \quad (5.4)$$

$$UA_{ck} = 222 \text{ se } \dot{V}_{ck} \geq 200 \quad (5.5)$$

onde a unidade de UA é W/K e de \dot{V} é cfm.

As condutâncias e os coeficientes de queda de pressão das mangueiras foram regredidos com dados obtidos em sete testes com diferentes condições de temperatura interna e vazão de ar, levando o sistema a operar com diferentes vazões de fluido refrigerante, potência do compressor, capacidade de refrigeração e pressões. Em três trechos de mangueiras foram observadas trocas de calor significativas: (i) entre a descarga do compressor e a entrada do condensador, onde

foi realizado um ajuste do UA em função da vazão mássica; (ii) entre a saída do condensador e a entrada do evaporador da cabine, onde novamente foi realizado um ajuste do UA em função da vazão mássica; e (iii) entre a saída do condensador e a entrada do evaporador do *cockpit*, onde o UA se manteve constante e dentro da margem de incerteza. As correlações regredidas são mostradas a seguir:

$$UA_{k \rightarrow c} = 25,73\dot{m} + 2,34 \quad (5.6)$$

$$UA_{c \rightarrow ca} = 74,7\dot{m} + 6,72 \quad (5.7)$$

$$UA_{c \rightarrow ck} = 6,8 \quad (5.8)$$

onde a unidade de UA é W/K e de \dot{m} é kg/h.

Quedas de pressão expressivas foram observadas no trecho das mangueiras entre a saída dos evaporadores e sucção do compressor. Através dos dados experimentais foi possível regredir os coeficientes da curva que representa a queda de pressão desses trechos, de modo que:

$$\Delta p_{ca \rightarrow k} = \frac{1,21e09\dot{m}_{ca}^{2,23}}{\rho_{ca \rightarrow k}} \quad (5.9)$$

$$\Delta p_{ck \rightarrow k} = \frac{3,7e08\dot{m}_{ck}^{1,75}}{\rho_{ck \rightarrow k}} \quad (5.10)$$

onde a unidade de Δp é Pa, de \dot{m} é kg/s e de ρ é kg/m³.

O VCS possui um controlador eletrônico fixado junto à entrada do compressor, que é resfriado pelo vapor frio que escoar na linha de sucção. Com isso, o volume específico do refrigerante aumenta, onerando a performance do compressor. A fim de captar este efeito, o UA desse trecho de mangueira foi regredido como uma função da temperatura de sucção do compressor:

$$UA_{ctrl} = 6,65 - 0,19T_{suc} \quad (5.11)$$

onde a unidade de UA é W/K e de T é °C.

Por fim, com base no modelo do compressor apresentado na Seção 4.1.1, foram desenvolvidas funções para o cálculo da vazão mássica, da potência consumida e do UA do compressor. Tais funções têm como entrada as pressões de trabalho e a temperatura de sucção e são mostradas a seguir:

$$\dot{m} = \frac{P_1}{T_1} \left[a_{01} + \frac{a_{02}}{P_1} + \frac{a_{03}}{P_2} + \left[a_{11} + \frac{a_{12}}{P_1} + \frac{a_{13}}{P_2} \right] \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{a_2} \right] \quad (5.12)$$

$$\dot{W}_{k,ele} = \dot{m} \left[b_{01} + \frac{b_{02}}{P_1} + \frac{b_{03}}{P_2} + T_1 \left[b_{11} + \frac{b_{12}}{P_1} + \frac{b_{13}}{P_2} \right] \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{b_2} \right] \quad (5.13)$$

$$UA_k = c_0 + c_1 P_{suc}^{c_2} \quad (5.14)$$

Tabela 5.5 – Coeficientes regredidos

a_{01}	-0,000287	b_{01}	208625	c_0	-18
a_{02}	-486,5	b_{02}	-4,213e09	c_1	0,3027
a_{03}	-98662	b_{03}	-3,037e10	c_2	0,3664
a_{11}	0,002043	b_{11}	-352,2		
a_{12}	86494	b_{12}	-2,273e07		
a_{13}	18617	b_{13}	-5,349e07		
a_2	-0,9305	b_2	-0,1775		

Tabela 5.6 – Variável de entrada e saída do modelo

Componente	Entrada	Saída
Compressor	Coeficientes regredidos; $T_1; P_1; P_2$	$\dot{m}; \dot{W}_{k,ele}$
Condensador	$T_{a,c,i}; UA_c$	$T_{a,c,o}; \dot{Q}_c$
Evaporadores	$T_{a,e,i}; UA_e; FCS$	$T_{a,e,o}; \dot{Q}_e$

5.2.2 Validação do Modelo

Com o intuito de avaliar a confiabilidade e a capacidade do modelo de prever variações de temperatura interna e vazão de ar nos trocadores de calor, foram

realizadas sete simulações com as mesmas condições dos experimentos, que estão sumarizadas no APÊNDICE C. Através dos dados de entrada, o modelo determina as pressões de sucção e descarga, a vazão mássica de refrigerante, a potência de compressão, a capacidade de refrigeração e o *COP* do ciclo, parâmetros estes que foram comparados com os valores obtidos experimentalmente. Como se pode observar nas Figuras 5.16 a 5.18, o modelo conseguiu prever tais parâmetros com erros dentro de uma banda de $\pm 10\%$. Vale notar que para o *COP* um ponto ficou fora da banda, uma vez que a incerteza de medição é $\pm 5\%$. Assim o erro propagado ficou fora da banda de $\pm 10\%$.

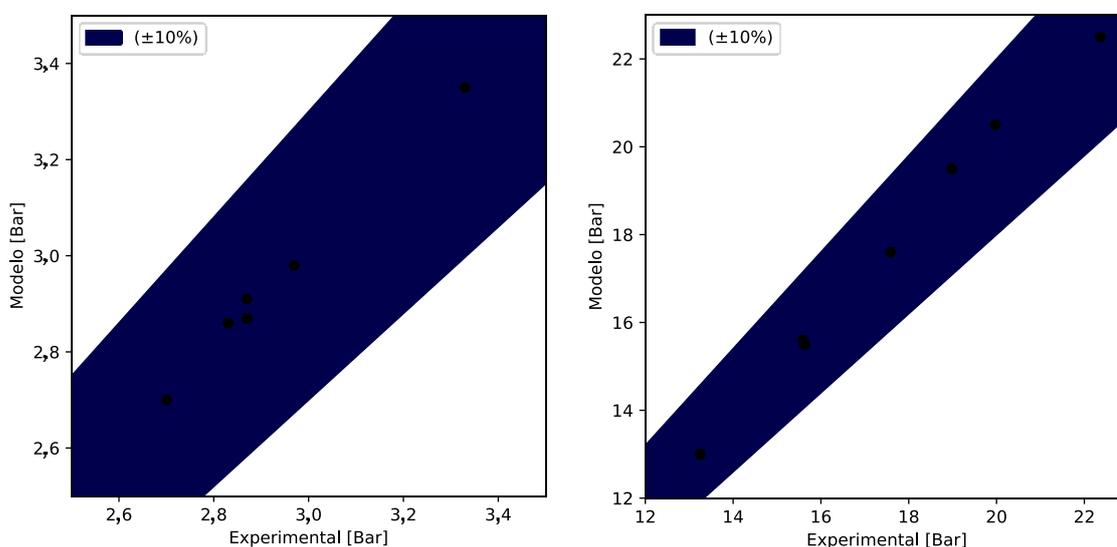


Figura 5.16 – Validação do modelo para as pressões de sucção (esq.) e descarga (dir.)

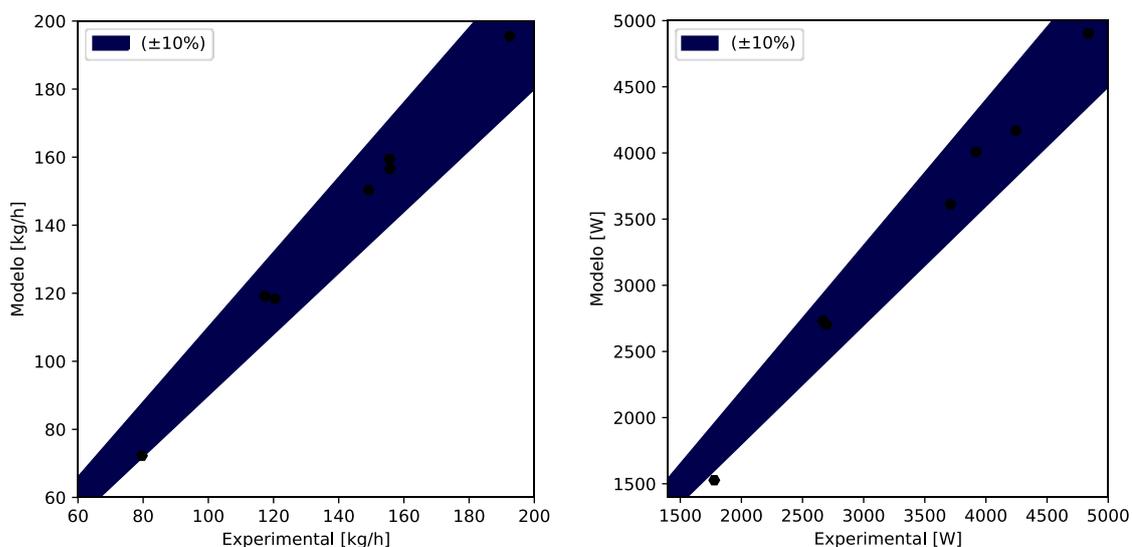


Figura 5.17 – Validação do modelo para a vazão de refrigerante (esq.) e potência consumida (dir.)

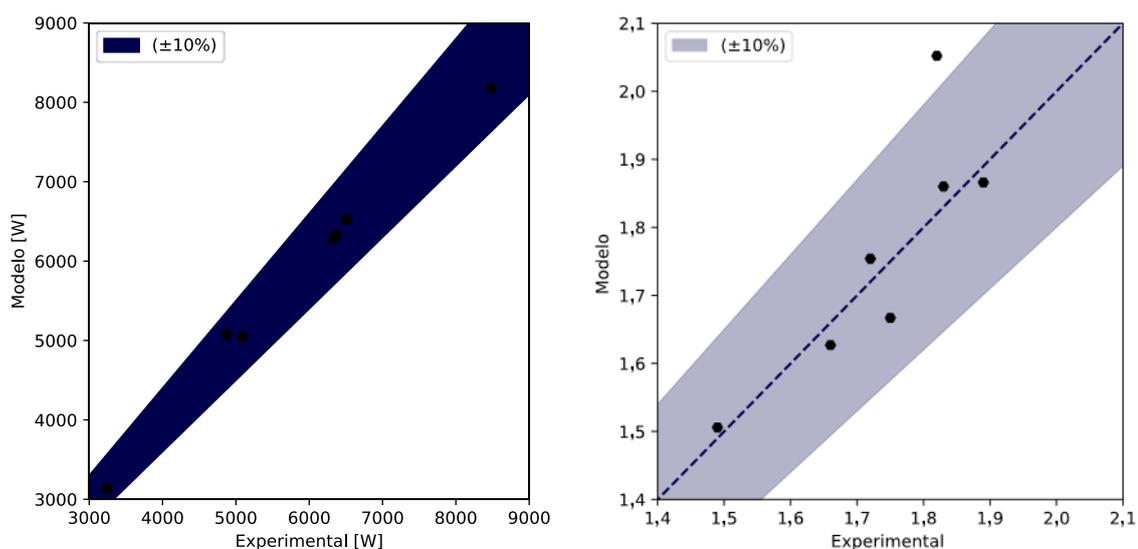


Figura 5.18 – Validação do modelo para a capacidade de refrigeração (esq.) e *COP* do ciclo (dir.)

5.2.3 Análise de Sensibilidade

5.2.3.1 Vazão de Ar no Condensador

A vazão de ar no condensador tem efeito principalmente na diminuição da potência consumida pelo compressor, mantendo uma capacidade de refrigeração estável. Com o modelo, é possível alterar a vazão de ar e avaliar o seu impacto sobre o desempenho do sistema. A Figura 5.19 mostra que, para as vazões até

1300 cfm ($\sim 2210 \text{ m}^3/\text{h}$), o modelo manteve uma concordância com os resultados experimentais. Para valores maiores foi possível extrapolar as tendências e perceber que o aumento da vazão se torna cada vez menos impactante, chegando-se perto de um platô em torno de 1600 cfm ($\sim 2720 \text{ m}^3/\text{h}$).

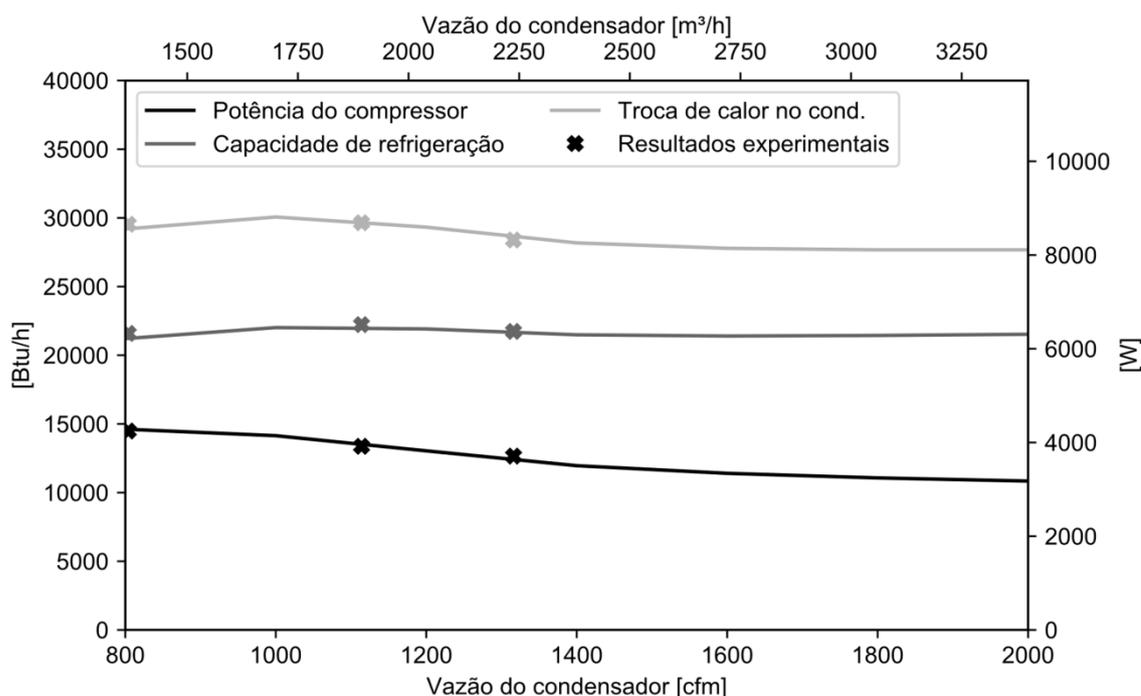


Figura 5.19 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão de ar no condensador

A Figura 5.20 ilustra o fenômeno desencadeado pelo aumento da vazão no condensador. Com o aumento da vazão, o UA do condensador também aumenta. Logo, a diferença de temperatura necessária para a troca de calor no condensador e a temperatura de condensação diminuem. Com a redução da temperatura de condensação, o trabalho realizado pelo compressor diminui e, assim, o COP aumenta. Esse fenômeno ocorre enquanto o aumento de vazão provocar mudanças apreciáveis no UA do condensador. Ainda na Figura 5.20, é possível observar que um aumento de vazão até 1600 cfm ($\sim 2720 \text{ m}^3/\text{h}$) permitiria um aumento significativo no COP do ciclo, mas ao custo de ventiladores mais robustos ou que atuassem em maiores rotações (que poderiam diminuir o COP devido ao aumento da potência de bombeamento). Ainda assim, o aumento do COP do ciclo indica que há espaço para melhorias no condensador.

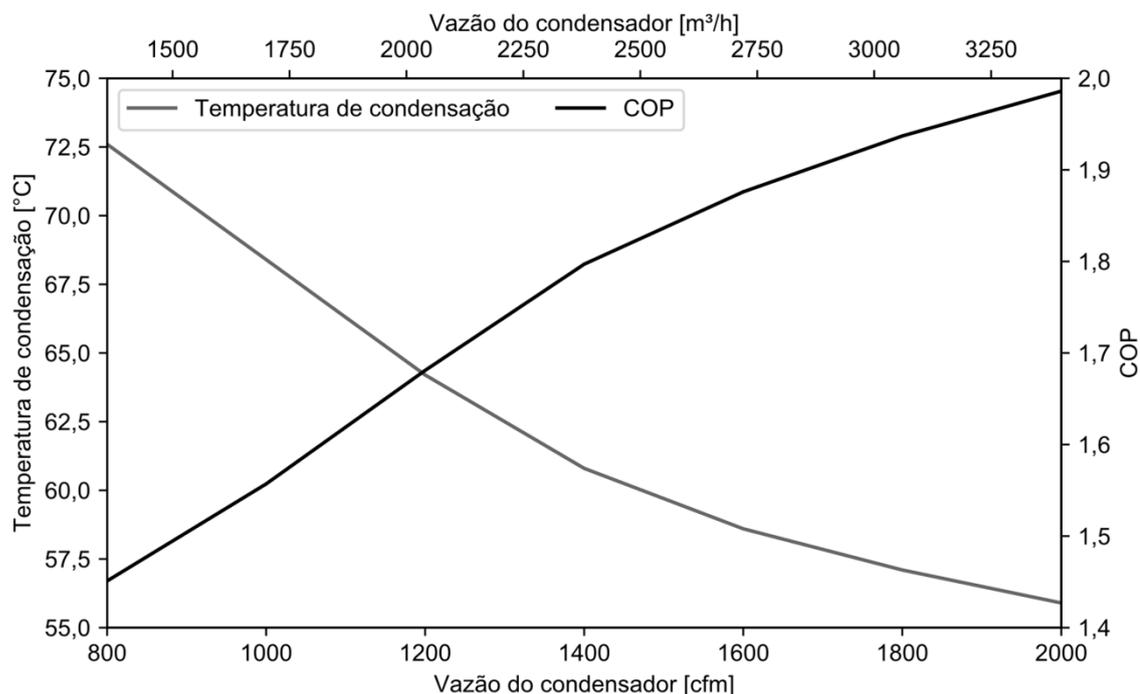


Figura 5.20 – Temperatura de condensação e *COP* calculados em função da vazão no condensador

5.2.3.2 Vazão de Ar nos Evaporadores

A vazão de ar no evaporador da cabine tem efeito direto sobre o aumento da capacidade de refrigeração, que por sua vez leva ao aumento da potência do compressor, como se pode verificar na Figura 5.21. Levando em conta que a vazão nominal do evaporador da cabine é de 450 cfm ($\sim 765 \text{ m}^3/\text{h}$), observa-se que, para vazões maiores, a variação da capacidade de refrigeração e da potência consumida já não é tão acentuada. O *COP*, por sua vez, decresce com o aumento da vazão para uma temperatura de evaporação fixa, como ilustra a Figura 5.22, o que não permite ao sistema operar com menores diferenças de temperatura nos evaporadores. Assim, mudanças na vazão ou *UA* do evaporador da cabine podem representar ganhos ao sistema, mas que são mitigados pelo controle da temperatura de evaporação.

O efeito da vazão sobre o evaporador do *cockpit* é similar ao observado para a cabine, com a diferença que o *UA* satura para um valor de 200 cfm (abaixo da vazão nominal de 300 cfm). Isso não implica que maiores valores de *UA* não representariam uma mudança no sistema, mas que menores rotações no ventilador do *cockpit* podem ser consideradas. Analogamente ao observado para a cabine, o

aumento de vazão associado a uma evaporação fixa promove um aumento de capacidade de refrigeração ao custo de mais trabalho do compressor (ver Figura 5.23), com decréscimo do *COP* (ver Figura 5.24).

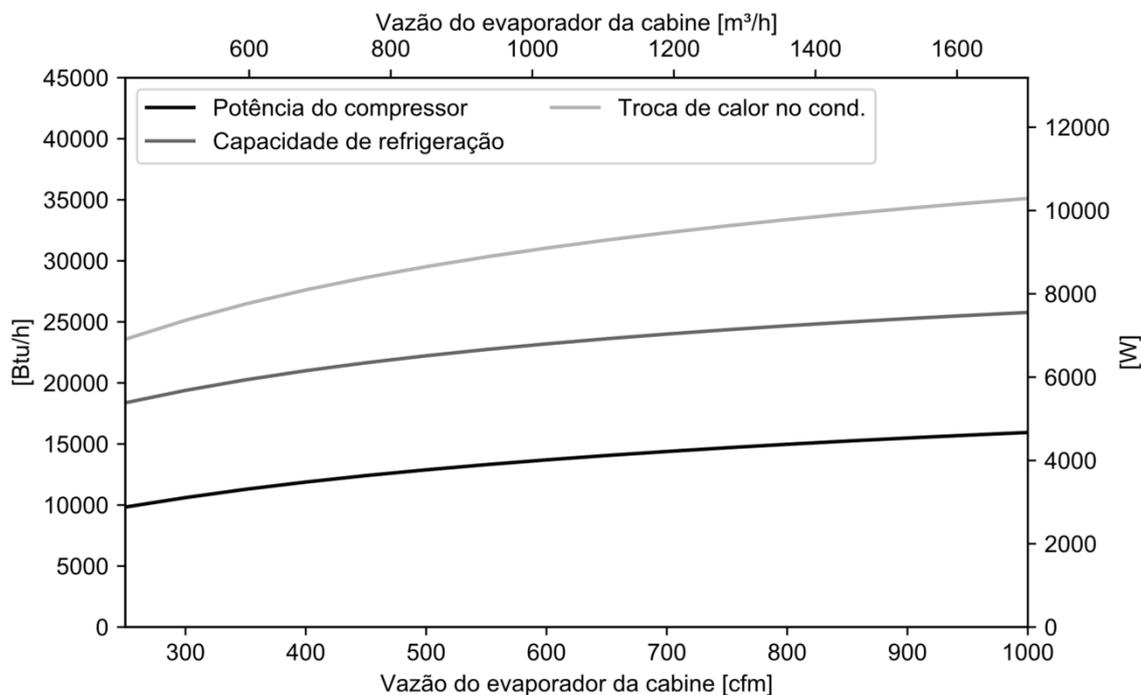


Figura 5.21 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão da cabine

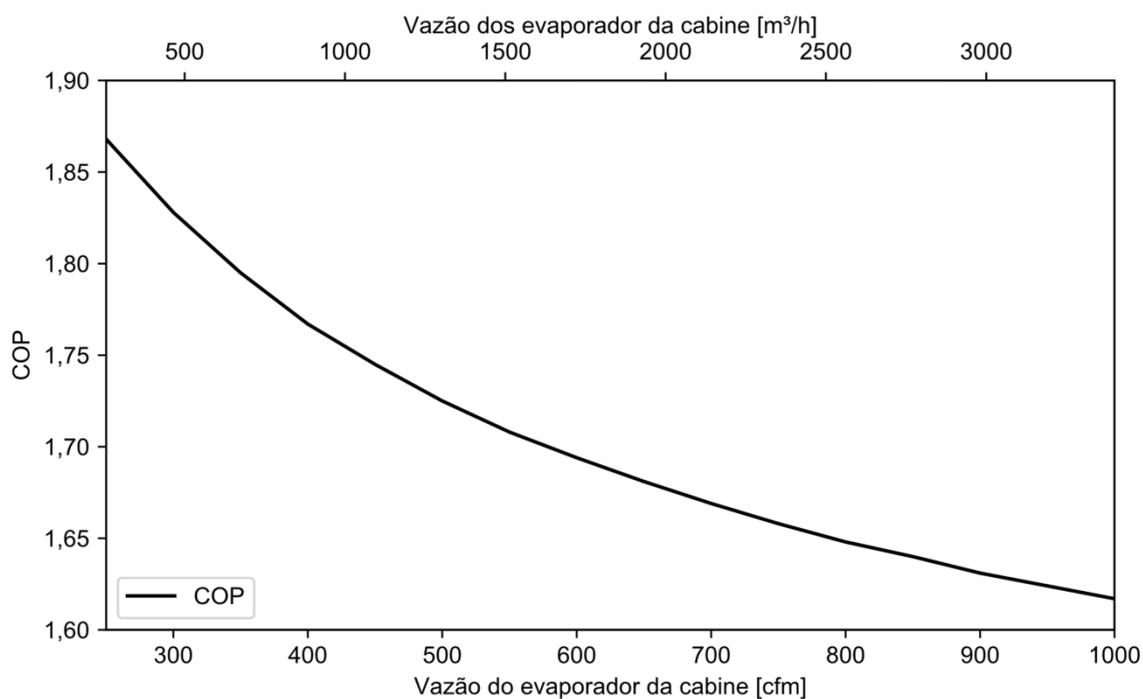


Figura 5.22 – Temperatura de condensação e *COP* calculados em função da vazão na cabine

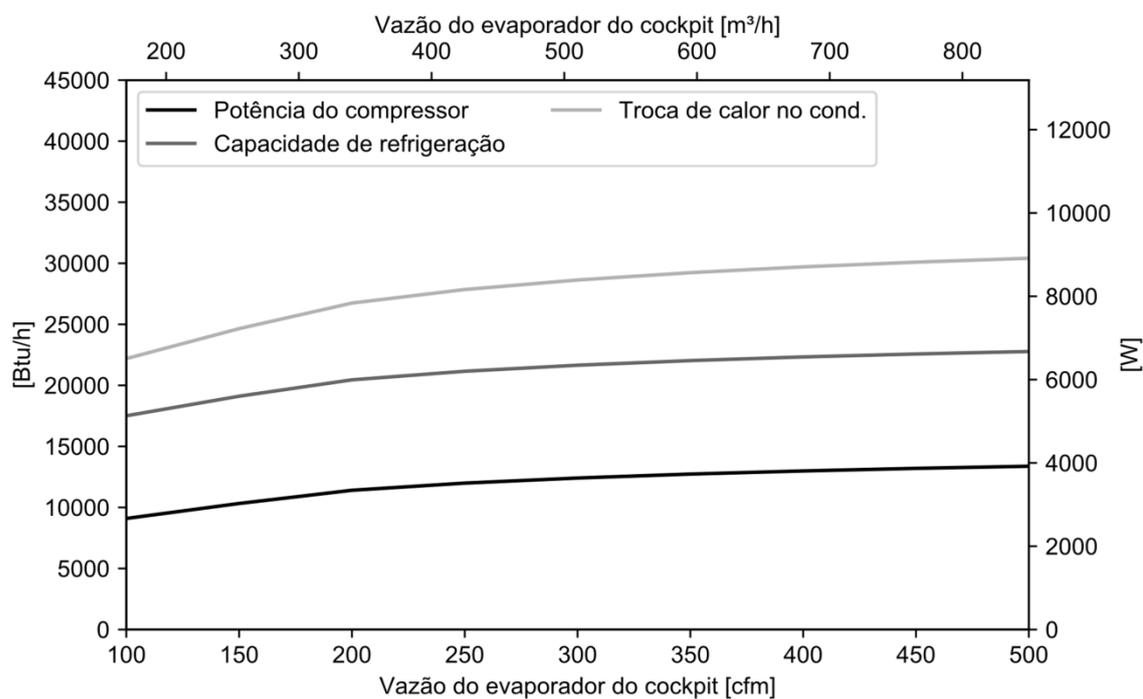


Figura 5.23 – Potência e trocas de calor calculados em função da vazão no *cockpit*

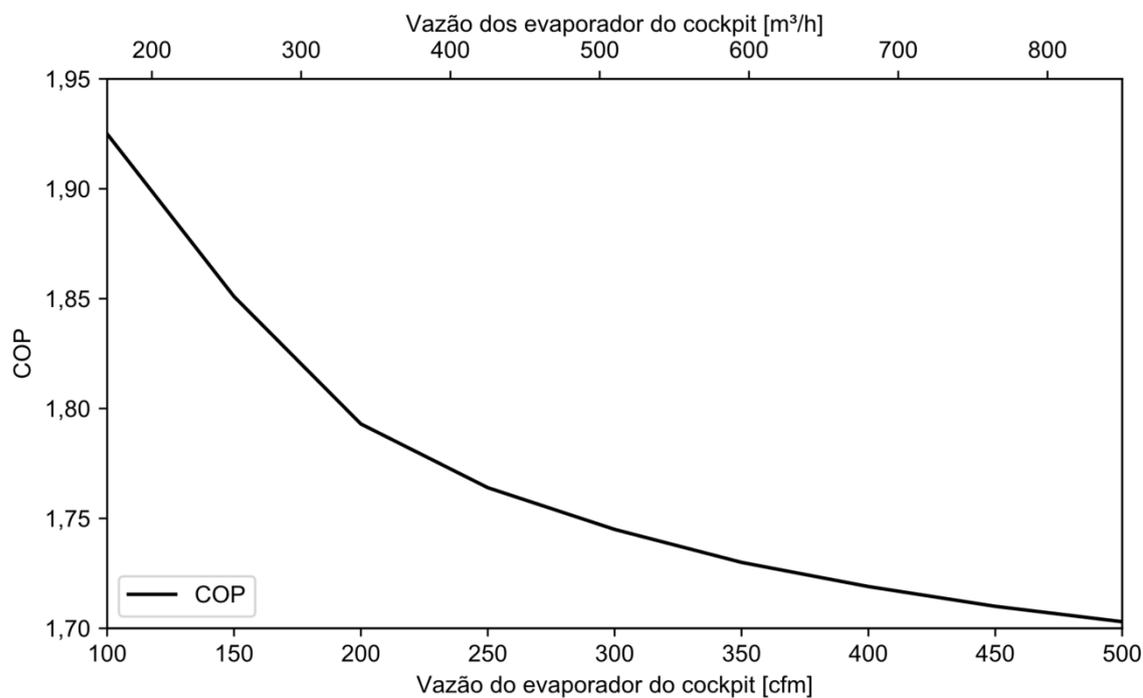


Figura 5.24 – Temperatura de condensação e *COP* calculados em função da vazão no *cockpit*

5.2.3.3 Efeito do Resfriamento do Controlador

Tendo em vista a modelagem realizada para o sistema, que abrange o resfriamento do controlador do compressor através da linha de sucção, é possível anular o seu efeito e avaliar o impacto desse dispositivo, tal que a temperatura de sucção do compressor seja reduzida em 7,6 °C e o *COP* aumentado de 1,74 para 1,83, como mostra a Figura 5.25. Trata-se de uma variação sutil, mas que pode ser de difícil implementação, dada a necessidade de resfriamento do controlador. A retirada dos eletrônicos impacta tanto na capacidade de refrigeração quanto na potência do compressor como mostra a Figura 5.26.

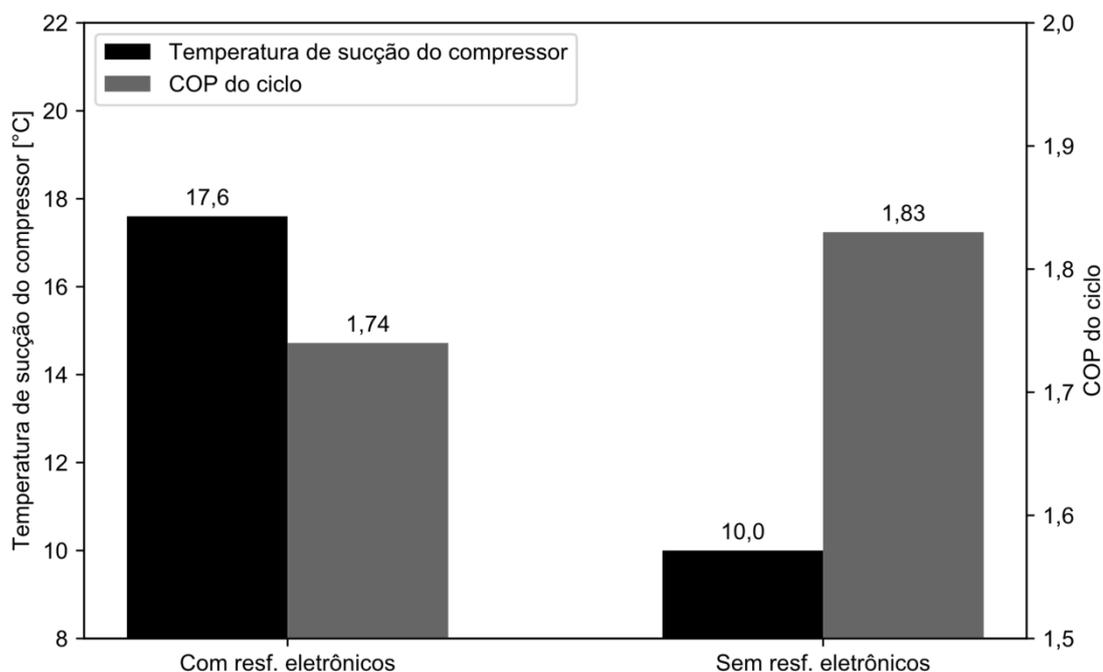


Figura 5.25 – Efeito do resfriamento dos eletrônicos no *COP* e na temperatura de sucção

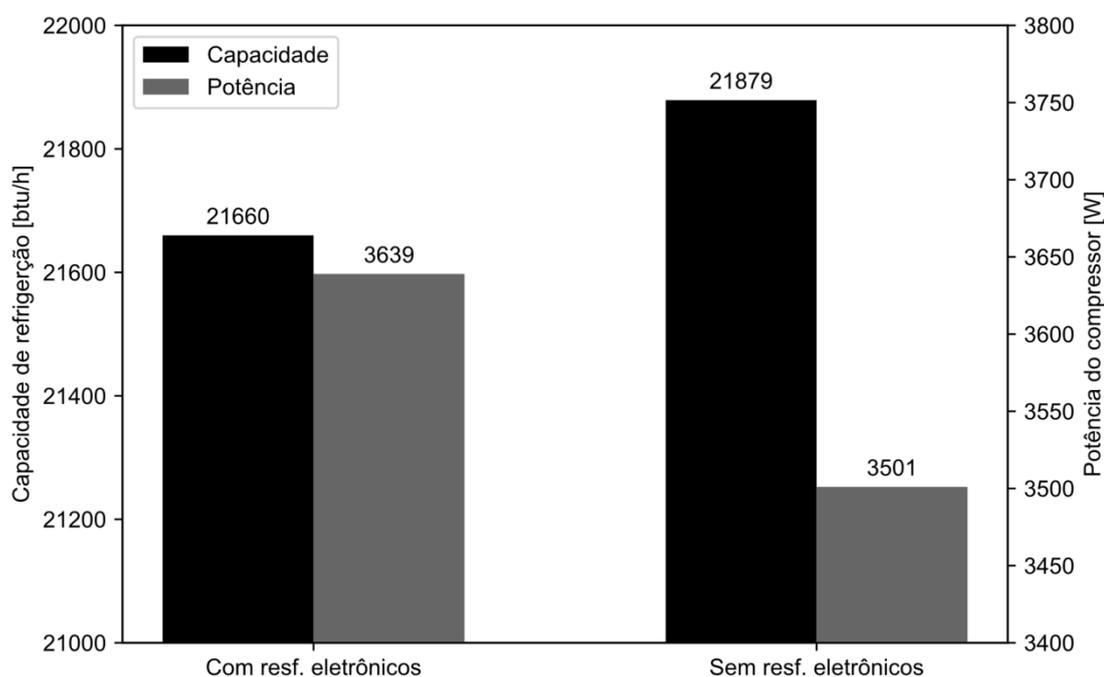


Figura 5.26 – Efeito do resfriamento dos eletrônicos na capacidade de refrigeração e na potência

5.2.3.4 Rotação do Ventilador do Condensador

Através da integração entre o modelo fluidodinâmico e térmico, apresentado em seções anteriores, é possível avaliar como as modificações podem impactar em todo o sistema. Nesse caso, verifica-se o custo, em termos de potência de bombeamento, para se aumentar a vazão de ar no condensador variando a rotação do ventilador atual. O modelo permite também avaliar a vazão de ar em diferentes ramais, permitindo assim verificar a viabilidade de possíveis mudanças.

Como a curva do ventilador é obtida para uma rotação de referência, faz-se necessário empregar as chamadas “Leis dos Ventiladores” caso haja interesse em avaliar o desempenho em outra rotação. As leis dos ventiladores derivam de relações de similaridade entre ventiladores de dimensões diferentes. Para o caso da primeira lei dos ventiladores, toma-se um mesmo diâmetro, mas velocidades de rotação diferentes, tal que a vazão volumétrica pode ser expressa a partir da seguinte relação:

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (5.15)$$

Por sua vez, a maneira como a pressão e a potência são influenciadas pela rotação é dada pelas seguintes equações:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (5.16)$$

$$W_2 = W_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (5.17)$$

A faixa de rotação para as quais as simulações foram realizadas vai de 10.000 até 14.000 rpm, levando-se em conta a rotação nominal de 11.500 rpm. Na Figura 5.27, observa-se que a vazão na linha de renovação de ar (*Fresh air*) é mais afetada pela variação da rotação do ventilador do que a vazão do condensador. Isso ocorre em função da diferença no formato das curvas de queda de pressão do sistema, em especial da *check valve*. Na Figura 5.28 fica evidente a diferença entre o *COP* do ciclo e o *COP* do sistema. Os ventiladores exercem forte influência na potência consumida pelo sistema, de modo que um aumento de vazão através de uma maior rotação do ventilador do condensador pode não ser apropriado para uma melhoria de desempenho.

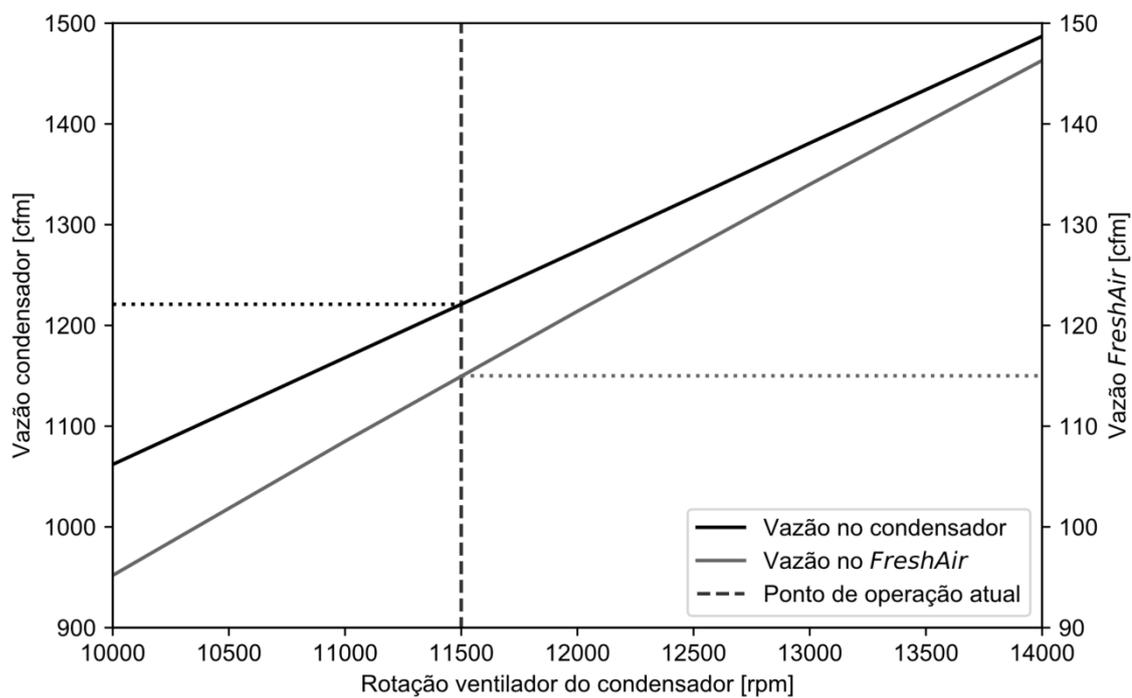


Figura 5.27 – Vazões de ar nos ramais em função da rotação do ventilador

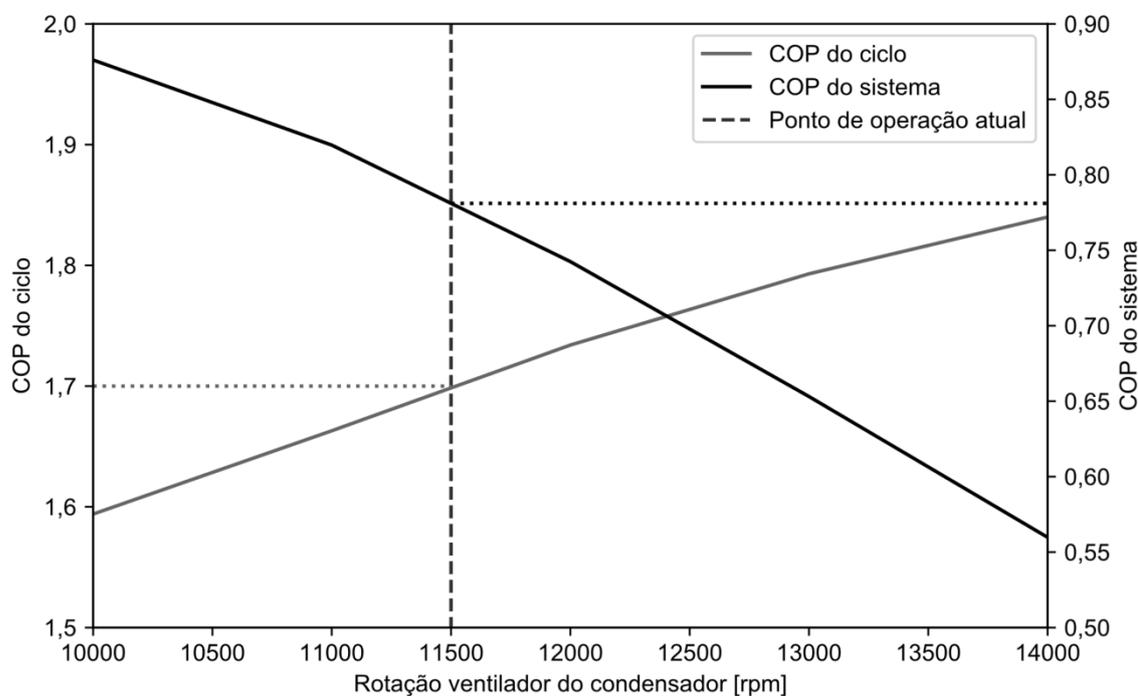


Figura 5.28 – Variações do COP do ciclo e do COP do sistema para diferentes rotações

5.2.3.5 Substituição do Ventilador de 7-in pelo de 8-in

A troca do ventilador de 7-in pelo de 8-in não afeta apenas a vazão de ar através do condensador, mas também a vazão de ar limpo para a cabine, estabelecida por norma em 131 cfm (~223 m³/h). Assim, os parâmetros com maior impacto sobre a vazão de ar na linha de renovação foram avaliados. A equação governante para o escoamento nessa linha é dada pelo seguinte balanço de quantidade de movimento:

$$\Delta P_{fan} - P_{d,fresh s} = \Delta P_{d,fresh e} + \Delta P_{d,fresh t} + \Delta P_{cv1} + \Delta P_{cv2} \quad (5.18)$$

onde,

$$P_{d,fresh s} = \frac{\rho \dot{V}^2}{2A^2} \quad (5.19)$$

$$\Delta P_{d,fresh e} = k_{fresh e} \dot{V}^2 \quad (5.20)$$

$$\Delta P_{d,fresh t} = k_{fresh t} \dot{V}^2 \quad (5.21)$$

Assim,

$$\Delta P_{fan} = \left(\frac{\rho}{2A^2} + k_{fresh e} + k_{fresh t} \right) \dot{V}^2 + \Delta P_{cv1} + \Delta P_{cv2} \quad (5.22)$$

Do ponto de vista prático, os três termos $\frac{\rho}{2A^2}$, $k_{fresh e}$ e $k_{fresh t}$ ou não podem ser modificados ou sua alteração teria pouco efeito. A área de saída da linha de renovação de ar, por questões de adequação a aeronave, é de difícil alteração. De maneira análoga, o coeficiente $k_{fresh t}$ não pode ser reduzido por restrições da aeronave, visto que o espaço físico disponível é limitado. O coeficiente $k_{fresh e}$, por sua vez, representa a queda de pressão na admissão da linha e indica que um valor

menor corresponde a uma melhor captação de ar na entrada, onde uma queda de pressão de 12,4 Pa é observada, pouco significativa quando comparada com a impedância total na linha (671,8 Pa).

Dessa forma, os parâmetros entre parênteses na Equação (5.22) podem ser considerados constantes para essa análise. As impedâncias das *check valves* foram consideradas como $k_{cv's}\dot{V}^2$ para facilitar a análise de efeitos e a é uma constante.

$$\Delta P_{fan} = a\dot{V}^2 + k_{cv's}\dot{V}^2 \quad (5.23)$$

Então, para aumentar a vazão existem duas opções principais: aumentar ΔP_{fan} ou reduzir $k_{cv's}$. Para aumentar o valor de ΔP_{fan} deve-se substituir o ventilador por um que forneça um maior diferencial de pressão, e para alterar o coeficiente $k_{cv's}$, devem-se realizar alterações geométricas nas *check valves* com o intuito de diminuir a inclinação da sua curva de impedância.

Para o ventilador existem três opções: utilizar o ventilador original de 7-in (11.500 rpm), adotar o ventilador 8-in na configuração *low* (5700 rpm) ou usar o ventilador 8-in na configuração *high* (6850 rpm). Inicialmente, pode-se descartar o ventilador de 8-in *low*, pois o diferencial de pressão fornecido por ele é inferior ao dos outros dois em qualquer vazão. Comparando o ventilador 7-in com o 8-in *high* no ponto de encontro da curva em 1310 cfm (2226 m³/h), nota-se que para valores inferiores de vazão o ventilador 7-in oferece um ΔP maior e para valores superiores o ventilador de 8-in *high* oferece uma maior contra pressão. Como o ponto de operação do sistema todo é próximo de 1360 cfm (2311 m³/h), o ventilador que oferece ΔP maior é o 8-in *high*. Com o intuito de diminuir a impedância das *check valves*, mudanças geométricas foram propostas (ver Figura 5.29).



Figura 5.29 – Face de admissão das *check valves*: (a) atual e (b) modificada

A curva de impedância foi obtida no túnel de vento na configuração dutada inferior e posteriormente. Esse resultado foi comparado com a curva de impedância da *check valve baseline* travada na posição aberta e dutada da mesma maneira, como mostrado na Figura 5.30. Verifica-se um abaixamento na curva de impedância após as modificações.

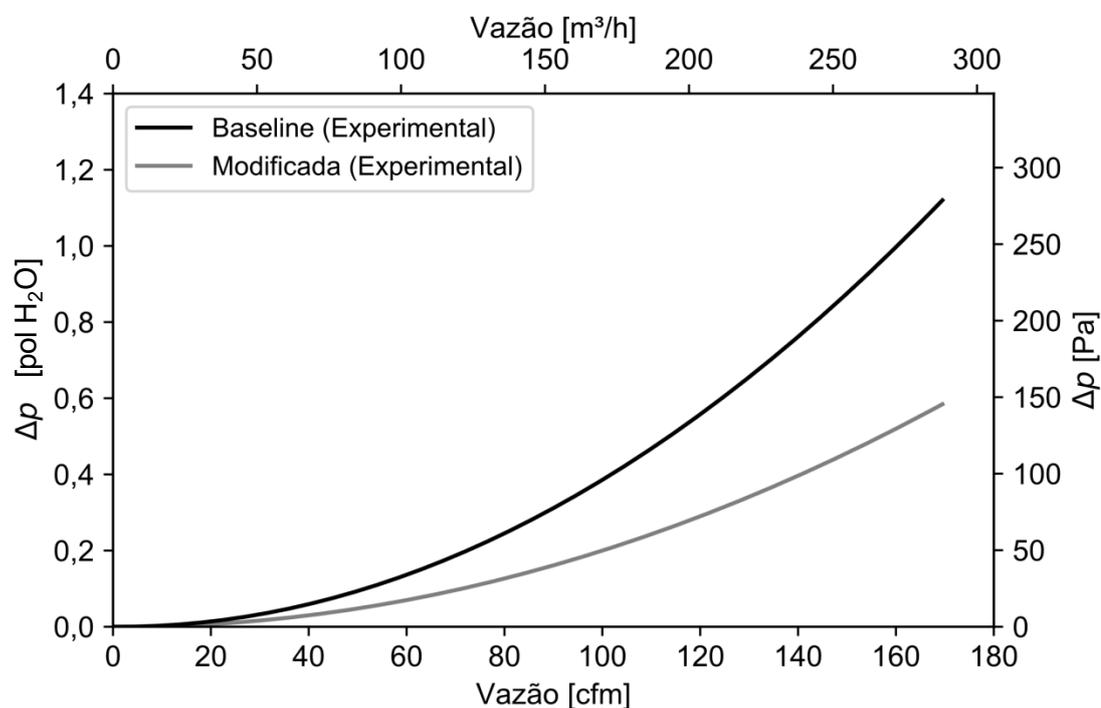


Figura 5.30 – Curvas experimentais de impedância das *check valves*

Com o ventilador 8-in selecionado e a curva de impedância da nova *check valve*, foi possível alimentar o modelo e obter as novas vazões para a linha do *Fresh*

air. A avaliação da influência do ventilador, da *check valve* e dos efeitos combinados para uma altitude de 10000 pés (3048 m) foi realizada. Com a troca do ventilador original (7-in) para o de 8" no modo *high* a vazão de ar subiu de 115 para 120 cfm (~195 para 204 m³/h). Já ao manter o ventilador original (7-in) e substituir as *check valves* originais pelas de geometria otimizada, a vazão de ar foi de 115 para 130 cfm (~195 para 221 m³/h). Ao substituir tanto o ventilador como as *check valves* originais, a vazão de ar foi de 115 para 137 cfm (~195 para 233 m³/h). Com essas duas modificações, portanto, foi possível atingir a vazão requerida e determinada por norma na linha de renovação de ar (131 cfm ~223 m³/h).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Conclusões

O presente trabalho descreveu a caracterização experimental e avaliação numérica de um sistema de condicionamento de ar por compressão mecânica de vapor para aeronaves executivas. Com o intuito de avaliar experimentalmente o sistema, dois túneis de vento de circuito fechado de ar foram projetados e construídos no POLO, um para o condensador e o outro para os dois evaporadores (cabine e *cockpit*). Através deles foi possível emular o ambiente externo (condensador) e o ambiente interno (evaporadores), controlando as vazões e temperaturas do ar na entrada dos trocadores. O aparato foi devidamente instrumentado com sensores de temperatura, umidade, pressão e vazão, tornando possível o mapeamento dos principais parâmetros que afetam o desempenho termodinâmico do sistema.

Para aprofundar a análise, um modelo computacional foi desenvolvido com base na metodologia desenvolvida por Gonçalves *et al.* (2009). Resultados experimentais obtidos através dos túneis de vento foram utilizados não só para regredir os parâmetros empíricos necessários ao modelo, como também para verificar se as suas previsões para as pressões de sucção e descarga, a vazão mássica de refrigerante, a potência de compressão, a capacidade de refrigeração e o *COP* do ciclo eram confiáveis. Observou-se que o modelo foi capaz de prever satisfatoriamente os dados experimentais com erros dentro de uma banda de $\pm 10\%$.

Verificou-se que o *COP* do sistema permaneceu abaixo de 2 em praticamente todas as análises, o que foi associado tanto à baixa temperatura de evaporação (próxima de 0 °C) como à baixa eficiência termodinâmica (interna) do sistema. Dessa forma, trabalhar com temperaturas de evaporação maiores e substituir o compressor por uma tecnologia mais moderna podem acarretar uma elevação no desempenho.

A fim de aumentar a temperatura de evaporação e reduzir a diferença de temperatura com o ar, deve-se intensificar a transferência de calor nos evaporadores, especialmente no da cabine. O mesmo deve ser feito no

condensador. Como consequência, tem-se uma maior eficiência termodinâmica (externa), elevando o *COP* do ciclo.

Notou-se que, com o aumento da vazão de ar no condensador, pode-se reduzir a potência consumida pelo compressor, mantendo a capacidade de refrigeração no patamar desejado. Observou-se que um aumento de vazão até 1600 cfm levaria a um aumento significativo do *COP*, mas ao custo de ventiladores maiores ou que trabalhassem em rotações mais elevadas. Como os ventiladores afetam fortemente a potência total do sistema, um aumento de vazão através de uma maior rotação do ventilador do condensador pode não ser benéfico. Todavia, o aumento do *COP* do ciclo indicou que há espaço para melhorias no condensador.

A análise revelou que o aumento na vazão de ar ou a otimização da geometria do evaporador da cabine também podem contribuir para a melhoria de performance do sistema. Contudo, tal melhoria seria mitigada pelo controle da temperatura de evaporação pelo compressor. Analogamente, o aumento da vazão de ar no evaporador do *cockpit*, associado a uma evaporação fixa, aumenta a capacidade de refrigeração, mas ao custo de mais trabalho do compressor e diminuição do *COP*.

Adicionalmente, verificou-se um *COP* máximo para uma carga de fluido refrigerante em torno de 1,9 kg, com um *approach* de aproximadamente 10°C. Para cargas acima de 2,0 kg, observou-se um aumento significativo da temperatura de condensação e valores abaixo de 0°C para a evaporação, o que pode levar a formação de gelo. Deve-se ressaltar que, devido à atuação do compressor para controlar a evaporação e ao controle do superaquecimento dos evaporadores pelas válvulas termostáticas, a capacidade de refrigeração pouco variou em função da carga de refrigerante.

Em relação à unidade condensadora, testes foram realizados num túnel de vento fluidodinâmico para caracterizar tanto o ventilador como o sistema de circulação de ar. Modificações geométricas foram sugeridas para a *check valve*. Tais ajustes diminuíram em 40% a impedância da mesma e a combinação dos efeitos do novo ventilador e da nova *check valve* ofereceram um sistema operando com maior vazão (~4%), menor ruído (devido a menor rotação de 11.500 rpm para 6850 rpm), mais leve (0,4 kg), e que atende ao requisito de vazão na linha de renovação de ar (131 cfm ~223m³/h). Por fim, com os modelos desenvolvidos e os túneis construídos

é possível não só identificar oportunidades de aumento de desempenho e/ou redução de peso, mas também propor modificações de projeto que levem a tais melhorias.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Seguem algumas sugestões para tornar o trabalho mais abrangente e preencher algumas das lacunas deixadas:

- Definir um novo compressor que tenha o motor integrado, sem necessidade de acoplamento por polia e correia.
- Reprojetar os trocadores de calor com base no novo compressor, tendo como preferência a tecnologia microcanais.
- Na unidade condensadora, eliminar as tomadas de ar secundárias do duto de admissão, de forma que seja possível reduzir o ventilador do condensador. Adicionalmente, utilizar um segundo ventilador, de pequeno porte, dedicado ao arrefecimento de eletrônicos e renovação de ar de cabine;
- Avaliar o uso de válvulas de expansão eletrônica, visando reduzir o peso e aumentar a desempenho do sistema;
- Trazer para o estudo toda a linha de dutos de distribuição de ar, buscando reduzir as estratificações de temperatura na cabine da aeronave.

REFERÊNCIAS

- Ahn, J. H., Kang, H., Lee, H. S., Kim, Y., **Performance characteristics of a dual-evaporator heat pump system for effective dehumidifying and heating of a cabin in electric vehicles**, Applied Thermal Engineering, Vol. 146, p. 29-37, 2015.
- Arora, R. C., **Refrigeration and air conditioning**, PHI Learning, New Delhi, IN, 2012.
- ASHRAE 33, **Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta-GA, USA, 2000.
- ASHRAE 41.2, **Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta-GA, USA, 1987.
- Barlow, J.B., Rea, W.H., Pope, A., **Low-Speed Wind Tunnel Testing**, 3^a ed., John Wiley & Sons, New York, USA, 1999.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., **Thermal Design & Optimization**, John Wiley & Sons, New York, USA, 1996.
- Bell J.H., & Mehta, R.D., **Boundary-Layer Predictions for Small Low-Speed Contractions**, AIAA J., Vol. 27, p. 372 ,1989.
- Bell J.H., & Mehta, R.D., **Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels**, CR 177488, Contract NASA-NCC2-294, 1988.
- Boeng, J., **Uma Metodologia para Seleção do Par Tubo Capilar – Carga de Refrigerante que Maximiza o Desempenho de Refrigeradores Domésticos**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2012

CARRIER®, **A História da Carrier**, Carrier Corporation, New York, USA, 2018.

CARRIER®, **More efficient, compact, and corrosion resistant technology for air cooled chiller applications**, Carrier Corporation, New York, USA, 2006.

Cattafesta, L., Bahr, C., Mathew, J., **Fundamentals of Wind-Tunnel Design**, Department of Mechanical and Aerospace Engineering. University of Florida, 2010.

Cho, H., Park, C., **Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R-1234yf at various compressor speeds**, Applied Thermal Engineering, Vol. 101, p. 30-37, 2016.

Domanski P.A., **Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution**, ASHRAE Transactions Vol. 97 p. 793-802, 1991.

Domanski, P. A. & Hermes, C. J. L., **An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180° return bends**. Applied Thermal Engineering, 5, 28(7), p. 793-800, 2008.

Gang, Q. Z., Chen, J. P., Chen, Z. J., **Analysis and simulation of mobile air conditioning system coupled with engine cooling system**, Energy Conversion and Management, Vol. 48, p.1176-1184, 2007.

Gonçalves J. M., Melo C., Hermes C. J., **A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators**, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, p. 1622-1630, 2009.

Hermes, C. J. L., Silva Jr, W. L. & Castro, F. A. G.. **Thermal-hydraulic design of fan-supplied tube-fin condensers for refrigeration cassettes aimed at minimum entropy generation**. Applied Thermal Engineering, 4, Volume 36, p. 307-313, 2012.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P. & Bergman, T. L., **Fundamentals of heat and mass transfer**. s.l.:John Wiley & Sons, 2011.

- ISO GUM, **Avaliação de dados de Medição - Guia para a expressão de incerteza de medição**, 1ª edição brasileira, 2008.
- Joudi, K. A., Mohammed, A. S. K., Aljanabi, M. K., **Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants**, Energy Conversion and Management, Vol. 44, p.2959-2976, 2003.
- Kang, H., Heo, J., Kim, Y., **Performance characteristics of a vapor compression cooling cycle adopting a closed-loop air-circulation system for avionic reconnaissance equipment**, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, p. 785-794, 2017.
- Kaynakli, Ö., Horuz, I., **An experimental analysis of automotive air conditioning system**, International Committee Heat Mass Transfer, Vol. 30, No 2, p. 273-278, 2003.
- Kays, W. M. & London, A. L., **Compact Heat Exchangers**. 3ª ed. Nova Iorque (Nova Iorque): McGraw-Hill, 1984.
- Klein, S.A., **Engineering Equation Solver**. Professional Version 8.413-3D, F-Chart software, Madison-WI, 2009.
- Li, G., Eisele, M., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., **Experimental investigation of energy and exergy performance of secondary loop automotive air-conditioning systems using low-GWP (global warming potential) refrigerants**, Applied Thermal Engineering, Vol. 68, p. 819-831, 2014.
- Lindgren, B., **Flow Facility Design and Experimental Studies of Wall-Bounded Turbulent Shear-Flows**, December, 2002.
- Liu, H., Chen, J., Chen, Z., **Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner**, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, p. 1293-1301, 2005.
- Michalak, T., Emo, S., Ervin, J., **Control strategy for aircraft vapor compression system operation**, International Journal of Refrigeration, Vol. 48, 2014.

- Muncey, J.J., Pote, D.M., **Design and Construction of Wind Tunnel Models**, Advisory Group for Aeronautical Research and Development. Report 20, 1956.
- Silva, D.L., Melo, C., **A PERSPECTIVE ON R&D&I ACTIVITIES IN THE BRAZILIAN MOBILE AIR CONDITIONING MARKET**, 16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Vitória –ES, Brazil, 2016.
- Tamura, T., Yakumaru, Y., Nishiwaki, F., **Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant**, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, p. 1302-1307, 2005.
- Tian, C., Dou, C., Yang, X., Li, X., **Instability of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. Part 1. Experimental investigation**, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, p. 1102-1110, 2005.
- Wen, T., Zhan, H., Zhang, D., Lu, L., **Development of evaporation pressure-capacity control strategy for aircraft vapor cycle system**, International Journal of Refrigeration, Vol. 83, p. 14-22, 2017.
- Zheng, W., Chen, Y., Hua, N., Tianming, Z., Yulie, G., **Comparative performance of an automotive air conditioning system using micro-channel condenser with and without liquid-vapor separation**, Applied Thermal Engineering, Vol. 61, p. 1646-1649, 2014.

APÊNDICE A

I. CÔMPUTO DE INCERTEZAS

Neste apêndice, uma análise da incerteza de medição dos experimentos realizados com o sistema VCS em túnel de vento é apresentada. Tal análise teve como referência o método utilizado por Boeng (2012), com base no GUM (JCGM, 2008). Assim, as variáveis foram divididas entre as medidas diretamente e indiretamente.

As variáveis medidas diretamente são aquelas obtidas por um instrumento de medição, como as pressões, as temperaturas e as potências do compressor. A incerteza de medição de uma determinada variável y é composta por duas partes: (i) incerteza padrão do sistema de medição (u_s) e (ii) incerteza associada aos dados coletados durante o ensaio (u_o). A equação empregada para o cálculo da incerteza combinada (u_c) é apresenta a seguir:

$$u_c(y) = \sqrt{u_s^2 + u_o^2} \quad (\text{A.1})$$

Caso os parâmetros sejam invariáveis com o tempo, a incerteza padrão da média de n pontos, u_o , é calculada por meio do desvio padrão da média das n amostras:

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.2})$$

Caso contrário, u_o é o próprio desvio padrão.

Já as variáveis medidas indiretamente são aquelas derivadas de duas ou mais medições experimentais, como as trocas de calor no trocador, os UAs e o COP . Uma vez que não correlação entre as grandezas medidas para determinar a

variável desejada, o cálculo da incerteza combinada propagada, $u_c(y)$, é definido por:

$$u_c(y) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (\text{A.3})$$

onde y é a variável medida indiretamente, x_i são as variáveis utilizadas no cálculo de y e $u(x_i)$ são as incertezas calculadas individualmente por meio da Eq. (A.1). Por fim, a incerteza expandida, U , é calculada por meio da multiplicação da incerteza combinada pelo fator de Student, k_{st} , sendo considerado 2,32 para 95% de probabilidade:

$$U = k_{st} u_c(y) \quad (\text{A.4})$$

As variáveis medidas diretamente foram as temperaturas, do ar e do fluido refrigerante, a queda de pressão e a umidade relativa do ar

Tabela A.1 – Incertezas u_s associadas às variáveis diretas

$\Delta T [^{\circ}C]$	$\Delta p [Pa]$	$\Delta \phi [\%]$
$\pm 0,1$	$\pm 2,5$	$\pm 1,5$

Já as variáveis medidas indiretamente foram a potência do compressor, a vazão de ar, a capacidade de refrigeração (pelo lado do ar) e o *COP*.

Tabela A.2 – Incertezas expandidas (valores máximos) para as principais variáveis

$\Delta W_k [\%]$	$\Delta \dot{V} [\%]$	$\Delta \dot{Q} [\%]$	$\Delta COP [\%]$
$\pm 0,5$	± 5	± 5	± 5

APÊNDICE B

I. TÚNEIS DE VENTO

Em um sistema de refrigeração, o evaporador e o condensador podem trabalhar sob convecção natural ou forçada. Se for sob convecção forçada, a movimentação do ar é, normalmente, realizada por um ventilador. Em um sistema de ventilação formado por ventiladores, dutos, trocadores de calor e acessórios, a pressão estática do ventilador e a queda de pressão imposta são dependentes da vazão de ar. A Figura B.1 ilustra curvas típicas de pressão estática (Δp) em função da vazão de ar para um e dois ventiladores em paralelo e de queda de pressão (Δp) em função da vazão de ar para uma unidade condensadora. No caso do ventilador, quanto maior a pressão estática menor será a vazão de ar disponibilizada por ele. Por outro lado, quando se trata de um trocador de calor ou de qualquer outro acessório (grelhas, dutos, etc.), quanto maior a vazão de ar, maior a queda de pressão (impedância). A intersecção da linha tracejada com a do ventilador representa o ponto real de operação, sendo igual ou levemente diferente do ponto teórico, que é a intersecção da linha cheia inclinada com a curva do ventilador.

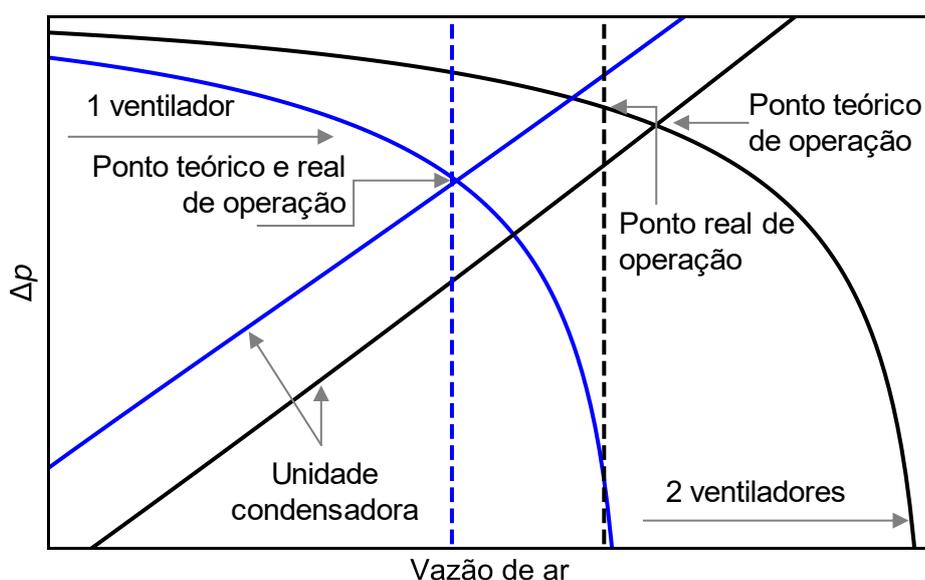


Figura B.1 – Curvas características dos ventiladores e trocadores e pontos de operação reais e teóricos

Essa variação de ponto teórico e real de operação se justifica pelo comportamento do ventilador quando é acoplado ao sistema, tendo um desempenho que pode ser diferente em razão dos efeitos de montagem. A partir das especificações de vazão de ar e da pressão estática é realizada a seleção de um ventilador. Para um trocador de calor a vazão necessária é definida durante o seu dimensionamento térmico, pois para uma determinada capacidade de calor a ser absorvida no evaporador ou dissipada no condensador, pode-se obter um valor de vazão de ar mínimo necessário para que essa quantidade de calor seja efetivamente trocada. Já a pressão estática necessária ao ventilador é obtida a partir da impedância total imposta a ele, pois o valor da primeira deve ser igual ou superior ao valor da segunda, no ponto de vazão de ar dimensionado para o trocador de calor. Por sua vez, a impedância total é resultado das perdas provocadas pelo trocador de calor, por recirculações formadas pelo arranjo de montagem, entre outros. Para a estimativa dessa impedância total, normalmente considera-se apenas àquela imposta pelo trocador de calor, que é geralmente obtida por meio de *softwares* de simulação dentro dos quais estão introduzidas correlações para queda de pressão. Outra forma de especificar um ventilador é através de curvas de pressão em função da vazão de ar sobre o trocador de calor e do ventilador. Quando estas curvas estão disponíveis é possível representá-las em um mesmo gráfico e por consequência obter o ponto teórico de operação, que é a intersecção entre as duas curvas (curva característica do ventilador e impedância do trocador). Se a vazão de ar no ponto teórico de operação for igual ou superior à vazão de ar necessária ao trocador de calor, considera-se o ventilador adequado.

Um aparato experimental que permite ensaios de ventiladores, trocadores de calor e conjuntos completos (trocador + ventilador + acessórios) é regido pela norma AMCA 210-99 (ou ASHRAE 51-1999), “Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating” que estabelece métodos e critérios para ensaios de desempenho aerodinâmico de ventiladores e acessórios e foi utilizada como base para o projeto dos túneis deste trabalho. Conforme a norma AMCA 210-99 existem duas configurações para a construção de câmaras de bocais: (i) tipo “Inlet Chamber”, Figura B.2, onde o componente a ser testado (ventilador ou trocador) é ensaiado pela sucção e (ii) a do tipo “Outlet Chamber”, Figura B.3, onde o componente é ensaiado pela descarga. Na região central de uma câmara existe uma

placa com bocais por onde o ar passa e é inferida a diferença de pressão. Com esse valor de Δp , associado a fatores de correção, obtém-se a vazão de ar. A quantidade e o diâmetro dos bocais utilizados em cada teste podem variar em função da vazão de ar na câmara e a norma indica as combinações e faixa de aplicação.

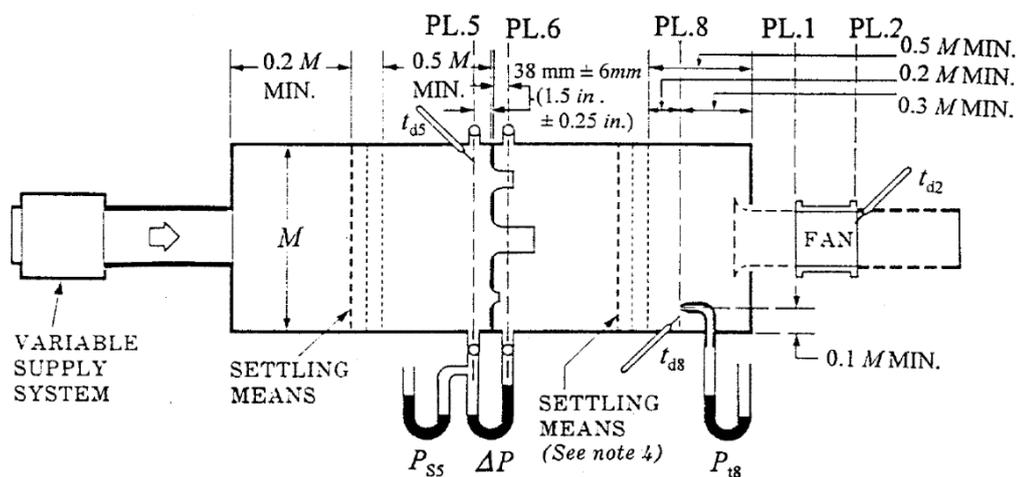


Figura B.2 – Câmara de bocais do tipo "Inlet Chamber" (norma AMCA 210-99)

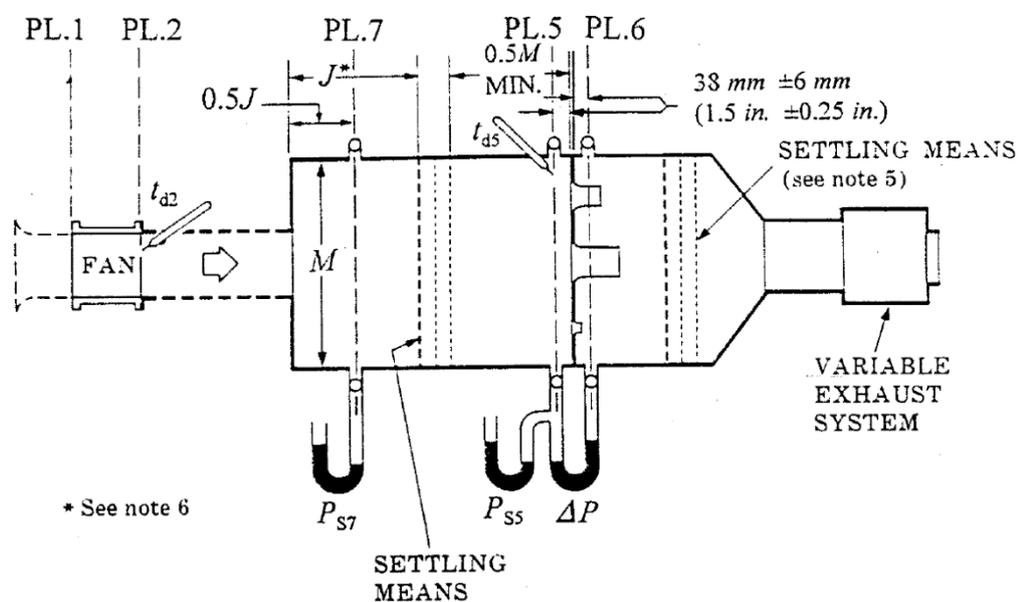


Figura B.3 – Câmara de bocais do tipo "Outlet Chamber" (norma AMCA 210-99)

A norma se restringe à caracterização fluidodinâmica (vazão de ar e impedância) de um determinado componente (ventilador, trocador, unidade condensadora). Neste trabalho, estendeu-se a aplicação para testes que avaliam

também o comportamento térmico e não apenas de um trocador de calor, mas de todo o sistema de refrigeração embarcado no aparato experimental. Para isso, foi necessário construir uma câmara de teste isolada do ambiente externo, ou seja, um túnel de vento de circuito fechado (*loop*).

Conforme Barlow *et al.* (1999) os túneis de vento são instrumentos de pesquisa utilizados com a finalidade de estudar o movimento do ar através de objetos sólidos, onde seus componentes são arranjados de tal maneira a fornecer condições de escoamento com velocidade aproximadamente constante e com baixa turbulência na seção de teste. Segundo o autor existem duas configurações de túnel de vento: (i) circuito fechado e (ii) circuito aberto. Como neste trabalho é caracterizado o sistema de condicionamento de ar da aeronave em condições reais de operação, o projeto ficou restringido para a configuração do tipo fechado, pois ao se comparar túneis de circuito aberto com os de circuito fechado este possui a vantagem de permitir o controle de temperatura do ar na entrada da seção de teste. Além disso, em um túnel fechado é reduzido o nível de ruído emitido ao ambiente no qual está instalado. Na literatura aberta existe um vasto material de apoio para o projeto de túneis, como Muncey & Pote (1956), Barlow, Rae & Pope (1999), Cattafesta *et al.* (2010), Bell e Mehta (1988), Bell e Mehta (1989), Lindgren (2002), entre outros. No entanto, os requisitos utilizados como premissas neste projeto foram: fins educacionais e de pesquisa, circuito fechado com controle passivo de vazão de ar, palhetas de canto (*vanes*) e câmara de estabilização, e controle de temperatura na entrada das seções de testes. Também foi delimitada uma área disponível de 41 m² no laboratório para a construção de todo o aparato, sendo necessário realizar ajustes de dimensão. A especificação do aparato experimental foi dedicada para um sistema de condicionamento de ar de uma aeronave de pequeno porte. Logo se trata de um calorímetro do tipo duplo túnel de vento de circuito fechado, um para o condensador e outro para os evaporadores (de cabine e de *cockpit*), tendo duas seções de teste (*double deck*), pois operam com diferentes vazões de ar. Entre os túneis foi instalado o compressor do sistema e a linha de refrigerante é montada com as mesmas mangueiras utilizadas na aeronave.

II. TÚNEL HIDRODINÂMICO DO POLO

A caracterização fluidodinâmica consiste na identificação do ponto de operação da unidade condensadora além das contribuições de cada componente na queda de pressão total do sistema. Para tanto, o túnel de vento fluidodinâmico do POLO, representado na Figura B.4, foi empregado.

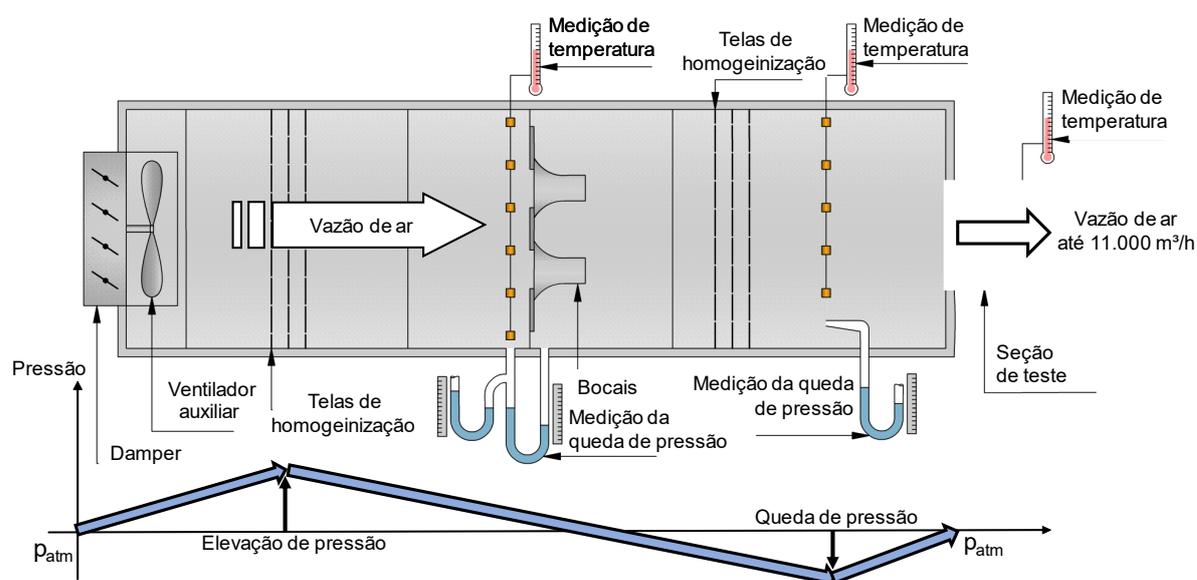


Figura B.4 – Túnel de vento fluidodinâmico do POLO

O túnel de vento fluidodinâmico disponível no POLO tem 4,5 m de comprimento e seção transversal de 1,6 x 1,6 m. Na direção do escoamento, da esquerda para a direita na Figura B.4, tem-se um *damper* de 5 lâminas opostas, um ventilador auxiliar de rotação variável, telas perfuradas para homogeneizar o escoamento de ar a montante e a jusante dos bocais, uma placa de bocais que contempla uma faixa de vazão de 110 m³/h até 11.000 m³/h (ASHRAE 51, 1999), e a seção de testes onde se instala o componente a ser caracterizado. O ventilador auxiliar tem por objetivo suprir a perda de carga provocada pelos bocais e pelas telas perfuradas e, dessa forma, controlar a pressão na sucção do dispositivo em teste de forma que ela possa variar desde valores negativos (testes com ventiladores) até valores positivos (teste com trocadores de calor).

Com o controle da rotação do ventilador auxiliar é possível obter todos os pontos da curva de um ventilador em teste, desde o ponto de operação em vazio

(perda de carga máxima) até o ponto de descarga livre (vazão máxima), onde a pressão estática do ventilador é igual a zero. O *damper* na sucção do ventilador auxiliar consiste em uma alternativa de controle da vazão de ar. A seção de testes se situa na extremidade direita do túnel, onde é acoplado o dispositivo de interesse (ventilador, trocador de calor ou sistema completo). A medição da pressão total antes deste dispositivo, juntamente com a medição de vazão nos bocais, permite a obtenção da sua curva característica.

APÊNDICE C

I. DADOS EXPERIMENTAIS

Tabela C.1 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/24°C – Teste 147

	Externa	40		
	Interna	24		
	Carga [g]	2107		
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,94		
	Pressão de descarga [bar]	17,59		
	Potência elétrica do compressor [kW]	3,7		
Temperaturas [°C]	Condensação	61,9		
	Evaporação	0,1		
	Sub - resfriamento	16,5		
	Superaquecimento (cabine)	9,4		
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	7,4		
	Approach	4,8		
Capacidades [W]	Condensador	8321		
	Cabine	3757		
	<i>Cockpit</i>	2623		
	Total de refrigeração	6370		
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,22		
	Cabine	Evaporador	0,74	
		Mangueiras	0,22	
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,53	
		Mangueiras	0,39	
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]	1361
UA [W/K]			553	
Δp_a [pol H ₂ O]			1,22	
Cabine			Vazão de ar [cfm]	450
			UA [W/K]	333
			Δp_a [pol H ₂ O]	0,51
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	299	
		UA [W/K]	245	
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,53	
COP do Ciclo		1,68		

Teste 147

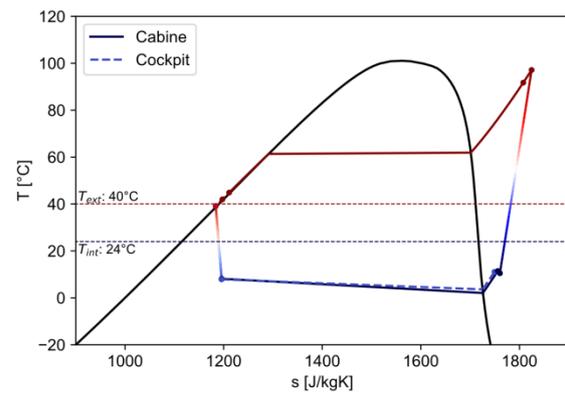
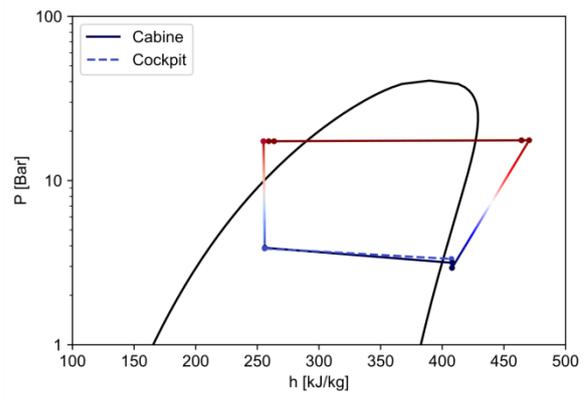


Tabela C.2 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/18°C – Teste 145

	Externa	40		
	Interna	18		
	Carga [g]	2107		
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,84		
	Pressão de descarga [bar]	15,59		
	Potência elétrica do compressor [kW]	2,6		
Temperaturas [°C]	Condensação	56,8		
	Evaporação	0,4		
	Sub - resfriamento	13,4		
	Superaquecimento (cabine)	9,2		
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	4,8		
	Approach	3,1		
Capacidades [W]	Condensador	6394		
	Cabine	2732		
	<i>Cockpit</i>	2141		
	Total de refrigeração	4874		
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,13		
	Cabine	Evaporador	0,47	
		Mangueiras	0,11	
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,33	
		Mangueiras	0,30	
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]	1333
UA [W/K]			542	
Δp_a [pol H ₂ O]			1,26	
Cabine			Vazão de ar [cfm]	456
			UA [W/K]	268
			Δp_a [pol H ₂ O]	0,13
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	297	
		UA [W/K]	262	
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,61	
COP do Ciclo		1,80		

Teste 145

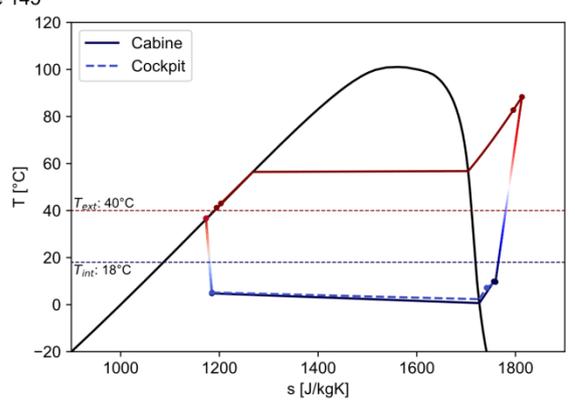
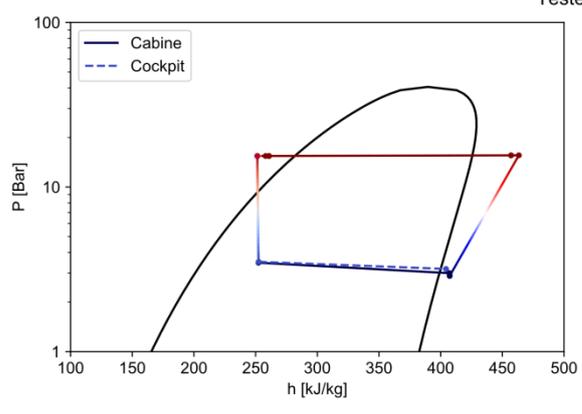


Tabela C.3 – Teste ISA + 25°C – Condição 40/35 °C – Teste 144

	Externa	40	
	Interna	34,4	
	Carga [g]	2107	
Condição	Pressão de sucção [bar]	3,34	
	Pressão de descarga [bar]	19,97	
	Potência elétrica do compressor [kW]	4,8	
Temperaturas [°C]	Condensação	67,4	
	Evaporação	3,7	
	Sub - resfriamento	19,4	
	Superaquecimento (cabine)	11,8	
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	10,2	
	Approach	7,2	
Capacidades [W]	Condensador	11089	
	Cabine	5154	
	<i>Cockpit</i>	3336	
	Total de refrigeração	8490	
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Cabine	Condensador	0,32
		Evaporador	0,95
		Mangueiras	0,35
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,65
		Mangueiras	0,55
Trocadores de calor	Cabine	Vazão de ar [cfm]	1354
		UA [W/K]	607
		Δp_a [pol H ₂ O]	1,27
	<i>Cockpit</i>	Vazão de ar [cfm]	442
		UA [W/K]	380
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,11
	<i>Cockpit</i>	Vazão de ar [cfm]	297
		UA [W/K]	237
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,51
COP do Ciclo		1,70	

Teste 144

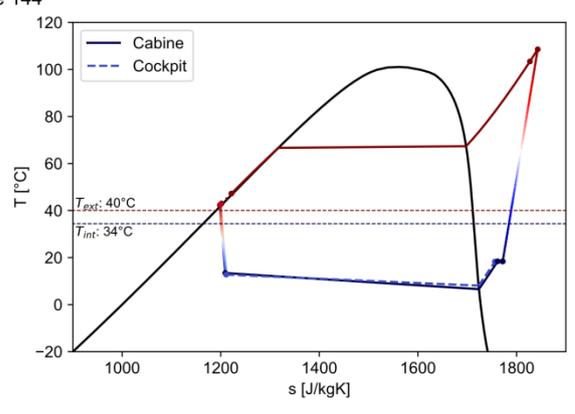
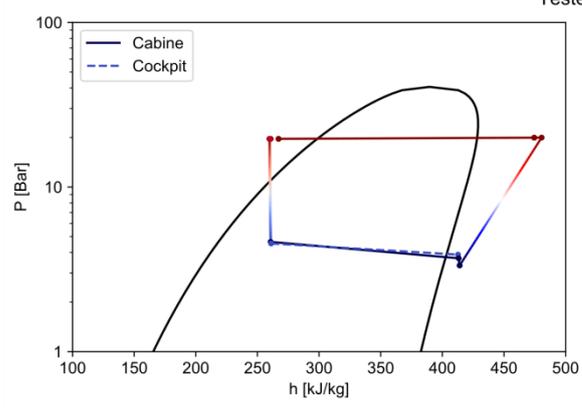


Tabela C.4 – Vazão no condensador – Condição 40/24°C – Teste 139

	Externa	40	
	Interna	24	
	Carga [g]	2107	
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,91	
	Pressão de descarga [bar]	18,98	
	Potência elétrica do compressor [kW]	3,9	
Temperaturas [°C]	Condensação	65,2	
	Evaporação	0,1	
	Sub - resfriamento	18	
	Superaquecimento (cabine)	8,9	
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	7,2	
	Approach	6,7	
Capacidades [W]	Condensador	8689	
	Cabine	3909	
	<i>Cockpit</i>	2606	
	Total de refrigeração	6515	
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,22	
	Cabine	Evaporador	0,80
		Mangueiras	0,25
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,52
		Mangueiras	0,44
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]
UA [W/K]			523
Δp_a [pol H ₂ O]			0,93
Cabine		Vazão de ar [cfm]	449
		UA [W/K]	368
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,15
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	299
		UA [W/K]	247
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,55
COP do Ciclo		1,63	

Teste 139

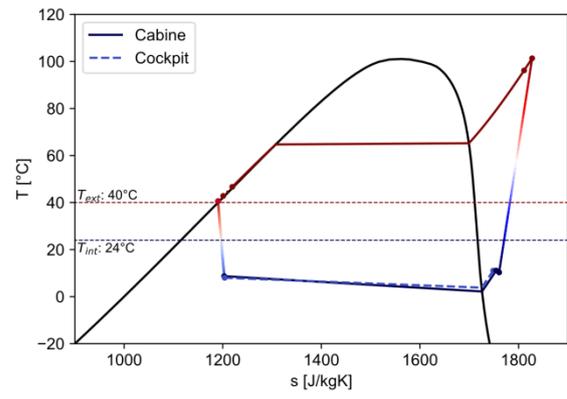
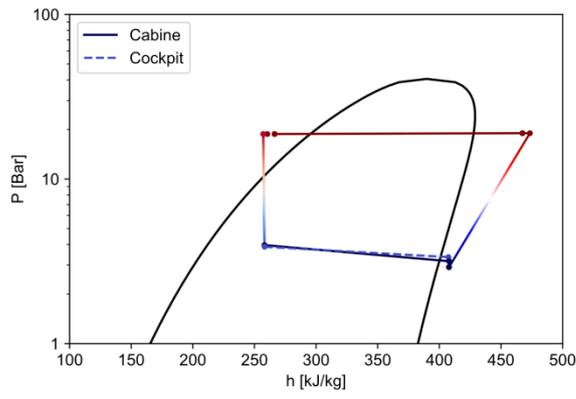


Tabela C.5 – Vazão no condensador – Condição 40/24°C – Teste 143

	Externa	40	
	Interna	24	
	Carga [g]	2107	
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,91	
	Pressão de descarga [bar]	22,37	
	Potência elétrica do compressor [kW]	4,2	
Temperaturas [°C]	Condensação	72,5	
	Evaporação	0,2	
	Sub - resfriamento	21,3	
	Superaquecimento (cabine)	9,2	
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	7,5	
	Approach	10,9	
Capacidades [W]	Condensador	8657	
	Cabine	3768	
	<i>Cockpit</i>	2558	
	Total de refrigeração	6327	
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,18	
	Cabine	Evaporador	0,85
		Mangueiras	0,25
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,56
		Mangueiras	0,45
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]
UA [W/K]			426
Δp_a [pol H ₂ O]			0,55
Cabine		Vazão de ar [cfm]	430
		UA [W/K]	362
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,18
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	294
		UA [W/K]	247
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,55
COP do Ciclo		1,46	

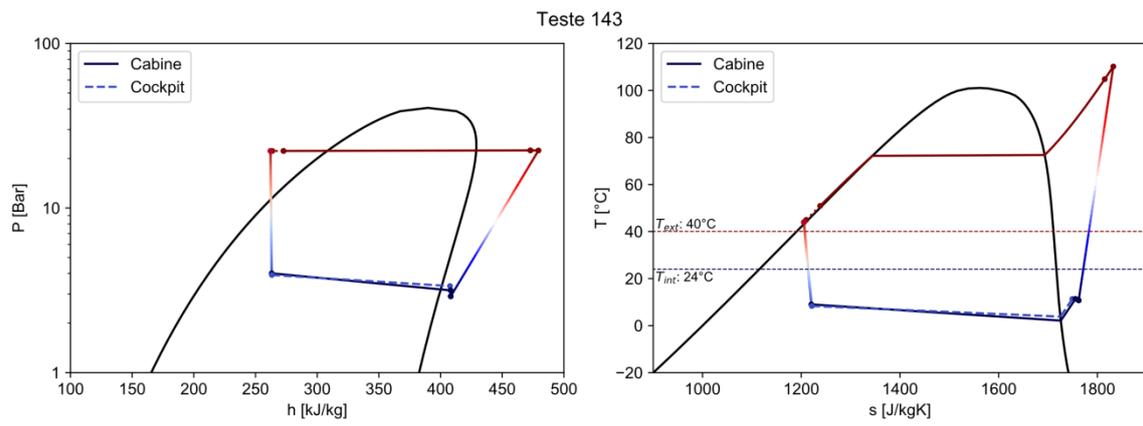


Tabela C.6 – Vazão no evaporador – Condição 40/24°C – Teste 141

	Externa	40	
	Interna	24	
	Carga [g]	2107	
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,8	
	Pressão de descarga [bar]	15,63	
	Potência elétrica do compressor [kW]	2,6	
Temperaturas [°C]	Condensação	56,9	
	Evaporação	-1,2	
	Sub - resfriamento	13	
	Superaquecimento (cabine)	9,9	
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	4,8	
	Approach	3,5	
Capacidades [W]	Condensador	6577	
	Cabine	2798	
	<i>Cockpit</i>	2296	
	Total de refrigeração	5094	
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,15	
	Cabine	Evaporador	0,50
		Mangueiras	0,13
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,37
		Mangueiras	0,33
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]
UA [W/K]			559
Δp_a [pol H ₂ O]			1,26
Cabine		Vazão de ar [cfm]	273
		UA [W/K]	223
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,13
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	203
		UA [W/K]	229
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,30
COP do Ciclo		1,84	

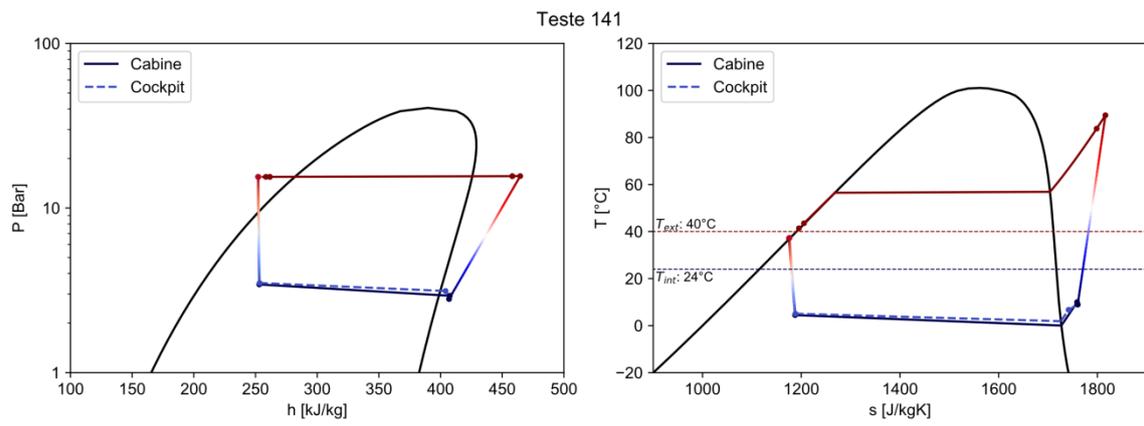


Tabela C.7 – Vazão no evaporador – Condição 40/24°C – Teste 146

	Externa	39,9		
	Interna	24		
	Carga [g]	2107		
Condição	Pressão de sucção [bar]	2,72		
	Pressão de descarga [bar]	13,25		
	Potência elétrica do compressor [kW]	1,7		
Temperaturas [°C]	Condensação	50,2		
	Evaporação	-2		
	Sub - resfriamento	7,9		
	Superaquecimento (cabine)	7,9		
	Superaquecimento (<i>cockpit</i>)	2,7		
	Approach	2,2		
Capacidades [W]	Condensador	4123		
	Cabine	1908		
	<i>Cockpit</i>	1331		
	Total de refrigeração	3239		
Diferenças de pressão refrigerante [Bar]	Condensador	0,15		
	Cabine	Evaporador	0,50	
		Mangueiras	0,13	
	<i>Cockpit</i>	Evaporador	0,37	
		Mangueiras	0,33	
	Trocadores de calor	Condensador	Vazão de ar [cfm]	1335
UA [W/K]			559	
Δp_a [pol H ₂ O]			1,26	
Cabine			Vazão de ar [cfm]	273
			UA [W/K]	223
			Δp_a [pol H ₂ O]	0,13
<i>Cockpit</i>		Vazão de ar [cfm]	203	
		UA [W/K]	229	
		Δp_a [pol H ₂ O]	0,30	
COP do Ciclo		1,84		

Teste 146

