



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



ANDERSON FERNANDES DA COSTA

**ESTUDO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
UTILIZANDO GASES DE EXAUSTÃO DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO PARA CLIMATIZAÇÃO DE UM VEÍCULO DE
TRANSPORTE COLETIVO**

**OURO PRETO - MG
2018**

ANDERSON FERNANDES DA COSTA
anderson_areado@hotmail.com

**ESTUDO DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
UTILIZANDO GASES DE EXAUSTÃO DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO PARA CLIMATIZAÇÃO DE UM VEÍCULO DE
TRANSPORTE COLETIVO**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro
Preto como requisito para a obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia

OURO PRETO – MG
2018

C837e

Costa, Anderson Fernandes da.

Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo [manuscrito] / Anderson Fernandes da Costa. - 2018.

74f.: il.: color; graf.; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Climatização. 3. Absorção. 4. Ônibus. 5. Motor. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Aos sete dias do mês de Dezembro de 2018, às 8h 00min, na sala 20, localizada na Escola de Minas – Campus - UFOP, foi realizada a defesa de Monografia do aluno Anderson Fernandes da Costa, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia, Prof. DSc. Henor Artur de Souza e Prof. MSc. Marcelo Teodoro Assunção. O candidato apresentou o trabalho intitulado: **“Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo”**, sob orientação do Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o(a) aluno(a) aprovado.

Ouro Preto, 07 de Dezembro de 2018.

Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia
Professor Orientador

Prof. DSc. Henor Artur de Souza
Professor Avaliador

Prof. MSc. Marcelo Teodoro Assunção
Professor Avaliador

Anderson Fernandes da Costa

Aluno(a)

Dedico este trabalho aos meus pais, por todo apoio e ensinamentos.

À Carol e Verinha por todo auxílio e incentivo.

A todos os professores presentes nessa caminhada, desde a universidade ao ensino médio e fundamental.

AGRADECIMENTO

Agradeço a Deus por todas as oportunidades e toda a força.

Aos meus pais Vilson e Dirce, minhas irmãs Patricia e Naiara por todo amor e incentivo.

Ao meu professor e orientador Luís Antônio Bortolaia, pela paciência e dedicação. Aos professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições na minha formação e também pelo conhecimento transmitido. Aos professores do ensino médio e fundamental, que me deram valiosos conselhos. Um agradecimento especial a Raquel e Marcelo.

A República Sete Pragas, um lugar especial de que nunca me esquecerei, onde aprendi e vivi momentos importantes.

A equipe Inconfidentes Baja, onde aprendi o verdadeiro significado de dedicação e empenho. A todos os colaboradores da CSN Mineração onde vivi minha primeira experiência na indústria.

Aos meus amigos Wallan, Suelen, César que sempre estiveram comigo, aos meus primos José Ricardo, Magno e Poliana com quem passei momentos especiais. A Carol minha namorada e Verinha minha família ouropretana que me deu considerável incentivo e apoio nessa jornada.

A gloriosa Escola de Minas pelo ensino de qualidade e a Fundação Gorceix pelo auxílio prestado durante toda minha graduação. E finalmente ao Dr. Luis Antônio Barbieri que me deu relevante apoio quando necessitei.

“Invention is the most important product of man's creative brain. The ultimate purpose is the complete mastery of mind over the material world, the harnessing of human nature to human needs.”

Nikola Tesla

RESUMO

O aumento considerável na demanda de energia elétrica nos últimos anos causou uma busca por fontes menos onerosas de energia. O ciclo de refrigeração por absorção, que não utiliza de energia elétrica, mas energia térmica rejeitada de outro processo se tornou uma alternativa interessante no processo de climatização. O presente trabalho realiza uma pesquisa sobre a viabilidade de utilização dos gases de exaustão de um motor de combustão para gerar efeito de refrigeração em um ônibus de transporte urbano. A metodologia empregada utiliza-se de formulações e conceitos aplicáveis da termodinâmica, como a conservação de massa e a primeira lei da termodinâmica. São encontrados os valores de carga térmica presente no ônibus e uma estimativa da taxa de calor presente nos gases de exaustão dos motores de combustão utilizados nestes veículos. O sistema de climatização proposto é analisado com auxílio do programa computacional EES no qual são inseridos valores e estados termodinâmicos, equacionamentos do balanço de massa e energia, e coletados os valores de calor demandado no gerador, efeito de refrigeração e coeficiente de performance do ciclo. Os valores obtidos no programa são comparados com os dados encontrados na literatura. Por meio do programa os parâmetros de funcionamento são alterados para análise do comportamento do sistema. São obtidos como resultados do trabalho, uma melhora de 4% no COP ao se adicionar um trocador de calor no ciclo e um aumento de 7% do mesmo valor com a inserção dos parâmetros aprimorados.

Palavras-chave: climatização, refrigeração por absorção, ônibus, motor, ciclo de refrigeração, energia.

ABSTRACT

The considerable increase in electricity demand in recent years has resulted in a pursuit for less expensive sources of energy. The absorption refrigeration cycle, which does not use electric power but wasted heat sources from other processes, has become an interesting alternative in the air conditioning process. The present work investigates the feasibility of using the exhaust gases of a combustion engine to generate a cooling effect in a urban public bus. The methodology used is based on applicable formulations and concepts of thermodynamics, such as mass conservation and the first law of thermodynamics. The values of the thermal load present in the bus and an estimate of the heat rate present in the exhaust gases of the combustion engines used in these vehicles are found. The proposed air conditioning system is analyzed with the aid of the EES software in which the data on thermodynamic states and mass and energy balance equations are input and the data on necessary heat in the generator, cooling effect and cycle performance coefficient were collected. The values obtained in the program are compared with the data found in the literature. Through the program the operating parameters are changed to analyze the behavior of the system. A 4% improvement in COP is obtained by adding a heat exchanger in the cycle and a 7% increase of the same value with the insertion of the improved parameters.

Key-words: *air conditioning, absorption refrigeration, buses, engine, refrigeration cycle, energy.*

LISTA DE SIMBOLOS

COP	- Coeficiente de Performance [-]
E	- Energia total [kJ]
g	- Aceleração da gravidade [m/s ²]
h	- Entalpia específica [kJ/kg]
\dot{m}_i	- Fluxo mássico no ponto “i” [kg/s]
P_i	- Pressão no ponto “i” [kPa]
q	- Transferência de calor por unidade de massa [kJ/kg]
\dot{Q}	- Taxa de transferência de calor [kW]
T_i	- Temperatura no ponto “i” [°C]
V	- Velocidade [m/s]
w	- Trabalho por unidade de massa [kJ/kg]
\dot{W}	- Potência [kW]
X	- Concentração [-]
Z	- Elevação [m]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Motor térmico de Carnot.....	8
Figura 2: Ciclo de refrigeração de Carnot.	9
Figura 3: Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot.....	9
Figura 4: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	10
Figura 5: Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	11
Figura 6: Diagrama P-h dos ciclos padrão e real de refrigeração por compressão de vapor....	12
Figura 7: Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de compressão de vapor.....	12
Figura 8: Fluxograma do ciclo de refrigeração por absorção.....	16
Figura 9: Representação esquemática do Gerador.	18
Figura 10: Representação esquemática do Condensador.	19
Figura 11: Representação esquemática do Evaporador.....	20
Figura 12: Representação esquemática do Absorvedor.....	21
Figura 13: Representação esquemática do Trocador de Calor.	22
Figura 14: Representação esquemática da válvula de expansão entre o condensador e o evaporador.	23
Figura 15: Representação esquemática da válvula de expansão entre o gerador e o absorvedor.	23
Figura 16: Representação esquemática da Bomba.	23
Figura 17: Fluxograma com sequenciamento das etapas para realização deste trabalho.....	27
Figura 18: Ônibus urbano básico.....	31
Figura 19: Modelo esquemático do ciclo de absorção.	34
Figura 20: Resultados para o fluxo mássico.....	37
Figura 21: Resultados de performance do ciclo sem trocador de calor.....	39
Figura 22: Representação esquemática do ciclo com trocador de calor.....	40
Figura 23: Resultados de performance do ciclo com trocador de calor.	41

Figura 24: Resultados obtidos em função da variação do fluxo mássico.....	42
Figura 25: Gráfico da taxa de transferência de calor no evaporador em função da variação do fluxo mássico.....	43
Figura 26: Gráfico da taxa de calor demandado no gerador em função da variação do fluxo mássico.	44
Figura 27: Resultados do COP em função da temperatura T_3	45
Figura 28: Resultados do COP em função da temperatura T_1	46
Figura 29: Resultados do COP em função da temperatura T_2	46
Figura 30: Resultados do COP em função da temperatura T_5	47
Figura 31: Resultados do COP em função da temperatura T_6	48
Figura 32: Resultados do COP em função da temperatura T_7	48
Figura 33: Resultados da simulação do ciclo com os valores aprimorados.	50
Figura 34: Resultados da simulação do ciclo com os valores corrigidos.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Pares de refrigerantes e absorventes usados em ciclos por absorção.	15
Tabela 2: Variáveis e Indicadores do ciclo de refrigeração de forma geral.	29
Tabela 3: Variáveis e Indicadores dos dispositivos constituintes do ciclo.....	29
Tabela 4: Parcelas da carga térmica de um ônibus urbano básico.....	32
Tabela 5: Valores comparativos dos pares refrigerantes-absorventes.....	32
Tabela 6: Resultados de simulação para um <i>Chiller</i> de absorção de simples efeito à Água/Brometo de Lítio.....	33
Tabela 7: Motores à diesel de uso comum em ônibus urbanos no Brasil.....	38
Tabela 8: Novos dados de entrada para simulação do ciclo de absorção.....	49
Tabela 9: Valores de temperatura corrigidos para o ciclo aprimorado.....	50

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Objetivo Geral	3
1.3.2	Objetivos Específicos	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Primeira Lei da Termodinâmica.....	5
2.2	Conservação de Massa.....	6
2.3	Refrigeração por compressão de vapor	7
2.3.1	Ciclo de refrigeração de Carnot.....	7
2.3.2	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	9
2.4	Refrigeração por Absorção.....	13
2.4.1	Soluções Refrigerante-Absorvente	14
2.4.2	Descrição do Ciclo de Refrigeração por Absorção.	15
2.4.3	Balances de massa e energia	16
2.5	Motor de combustão interna.....	24
2.6	Considerações finais do capítulo	25
3	METODOLOGIA.....	26
3.1	Tipo de pesquisa	26
3.2	Materiais e Métodos	27
3.3	Variáveis e Indicadores	28
3.4	Instrumento de Coleta de Dados.....	29
3.5	Tabulação de Dados.....	30
3.6	Considerações finais do capítulo	30
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	31
4.1	Definição dos parâmetros de funcionamento do ciclo.....	31
4.1.1	Cálculo da carga térmica.	31
4.1.2	Seleção do par refrigerante-absorvente adotado.....	32
4.1.3	Dados de entrada.	33
4.1.4	Simulação Computacional.....	34

4.1.5	Calor demandado no gerador.....	37
4.2	Análise da performance do ciclo.	38
4.2.1	Ciclo sem trocador de calor.	39
4.2.2	Ciclo com trocador de calor.....	39
4.2.3	Variação do fluxo mássico.	42
4.2.4	Variação nos valores das temperaturas.....	44
4.3	Ciclo com parâmetros aprimorados.	49
5	CONCLUSÃO.....	52
5.1	Conclusões.....	52
5.2	Recomendações para trabalhos futuros	53
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54
	ANEXOS	57

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo é feita uma contextualização a respeito do tema da pesquisa, com uma breve abordagem a respeito da situação energética atual e a inserção dos conceitos de refrigeração por compressão de vapor e por absorção. Também são apresentados os motivos, a justificativa, os objetivos geral e específicos e a estrutura deste trabalho.

1.1 Formulação do Problema

Desde que surgiu, o uso da eletricidade foi se tornando uma necessidade para a população, visto que toda nova tecnologia requer seu uso. O anseio por aumentar a produtividade nas indústrias e o desejo por conforto da população tem causado um aumento considerável no seu consumo (RAMOS *et al*, 2017).

Relata Souza (2011) que esse aumento na demanda mundial aliado a uma escassez dos recursos para sua produção, levou a um aumento considerável dos custos. A energia elétrica torna-se então uma fonte de energia mais nobre. Diante de tal cenário, tornam-se necessárias medidas que promovam a eficiência energética em alguns processos, dentre os quais vale ressaltar os que promovem o efeito de refrigeração.

O meio mais utilizado para gerar o efeito de refrigeração é o que utiliza o ciclo de compressão de vapor. O fluido que passa por esse ciclo é comprimido com consumo de energia elétrica (ASSUMPCÃO, 2004).

Segundo Çengel & Boles (2006), o ciclo de compressão de vapor é utilizado em: refrigeradores e congeladores domésticos, condicionadores de ar de edifícios comerciais, resfriadores de água de alta capacidade, grandes sistemas de refrigeração industrial, sistemas condicionadores de ar automotivos, etc.

O sistema de refrigeração por absorção, por outro lado, não consome energia elétrica, mas calor proveniente de energia térmica desperdiçada por outros sistemas ou processos. Pode ser usado como exemplo, o calor presente nos gases de exaustão de motores de combustão interna (SOUZA, 2011).

Por serem sistemas mais complexos e utilizarem mais espaço são usados principalmente em grandes instalações comerciais e industriais, e devem ser considerados apenas quando o custo da energia térmica é muito baixo com relação ao da energia elétrica (ÇENGEL & BOLES, 2006).

É dentro dessa linha de raciocínio que esse trabalho se insere: buscar uma fonte menos onerosa de energia para gerar um efeito de refrigeração desejável em algum processo, seja por necessidade ou conforto, gerando assim uma maior eficiência energética sem consumos extras de recursos naturais, algo muito desejável dentro do contexto atual de sustentabilidade.

Diante de todo esse contexto, fica a indagação:

Como realizar o estudo de um sistema de refrigeração por absorção aproveitando os gases de exaustão provenientes de um motor de combustão interna para climatização de um veículo de transporte urbano?

1.2 Justificativa

Segundo a ANEEL (2008), a energia elétrica foi a variante de energia mais consumida no Brasil em 2007 (considerando como outras fontes carvão mineral, gás natural, lenha, bagaço de cana, gasolina, etanol, óleo diesel, etc.). O volume consumido correspondeu a 17,6% do total e um aumento de 5,7% sobre o ano precedente, e mesmo nos anos anteriores foram observados crescimentos de em média 4,27% no período compreendido entre 2003 e 2006, o que provocou e continua provocando grandes preocupações com relação à capacidade de oferta acompanhar este crescimento.

Em contraste à essa busca por fontes e expansão na produção de energia elétrica, a maior parte dos processos de combustão tem como rejeito o calor que é a fonte de energia utilizada no sistema de refrigeração por absorção.

Nos motores de combustão interna, por exemplo, uma parcela considerável da energia do combustível, cerca de 1/3 (33,2%), é rejeitada na forma de calor presente nos gases de exaustão (ASSUMPCÃO, 2004).

Relata Gayao (2014) que o setor de transportes, em especial o transporte coletivo urbano rodoviário que corresponde a maior parte dos meios de locomoção do planeta e é cada vez mais competitivo, é a melhor forma de combater o tráfego urbano intenso das grandes cidades. Entretanto, ressalta, devem ser eficazes e de qualidade, isto é, que tenham motores eficientes e com nível aceitável de emissão de poluentes.

O conforto térmico é uma exigência que tem se tornado cada dia mais comum, seguindo uma tendência mundial, seja em casa, no trabalho ou no seu trajeto. Este conforto térmico, utilizando dos meios tradicionais causa um alto impacto no consumo energético (GAYAO, 2014).

Trata-se, portanto, de um aproveitamento da energia térmica presente nos gases de exaustão, que antes era desperdiçada, para gerar um conforto térmico sem consumo adicional de combustível, resultando em uma maior eficiência energética e colaborando para a economia e gerando, portanto, um menor impacto no meio ambiente.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Realizar um estudo para a climatização de um veículo de transporte urbano por meio de um sistema de refrigeração por absorção.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar a revisão bibliográfica do ciclo de refrigeração por absorção e uma breve apresentação de cada componente do ciclo de absorção: gerador, absorvedor, condensador, evaporador, trocador de calor, válvula de expansão e bomba;
- Realizar os balanços de massa e energia de cada componente do ciclo;
- Implementar um estudo de caso com os gases de exaustão de um motor de combustão interna, para climatização de um ônibus urbano;
- Elaborar uma simulação computacional para análise de desempenho do ciclo;
- Realizar uma análise crítica dos resultados.

1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho está dividido em cinco capítulos, os quais obedecem a seguinte estrutura:

No primeiro capítulo é apresentada a formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e seus objetivos geral e específicos.

O segundo capítulo trata da fundamentação teórica dos conceitos e teorias a respeito da primeira lei da termodinâmica, conservação de massa e de energia. Além disso, apresenta os princípios de funcionamento dos ciclos de refrigeração, e a aplicação das leis de conservação de massa e de energia nos seus principais elementos. Apresenta também uma breve revisão a respeito dos motores de combustão interna.

No capítulo três é descrito o processo metodológico da pesquisa, bem como as ferramentas utilizadas na coleta de dados que são primordiais na obtenção dos resultados.

No quarto capítulo são relatadas as discussões e resultados encontrados por meio da coleta de dados.

No quinto e último capítulo tem-se as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

São apresentados neste segundo capítulo os conceitos teóricos dos principais ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor e por absorção, um estudo dos seus componentes, detalhes do seu funcionamento e o seu coeficiente de performance. Também é feita uma breve revisão a cerca dos motores de combustão interna.

2.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica, conhecida como princípio da conservação da energia estabelece, com base em observações experimentais que a “energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma” (ÇENGEL & BOLES, 2013, p. 70).

Ainda, segundo Çengel & Boles (2013), embora a essência da primeira lei da termodinâmica seja a propriedade de energia total (onde o valor do trabalho líquido sobre um sistema fechado entre dois estados especificados, deve depender apenas dos estados inicial e final do sistema), ela é quase sempre vista como uma declaração do princípio de conservação da energia. Esse princípio pode ser expresso da seguinte forma: a diferença entre a energia que entra e que sai do sistema durante um processo deve ser igual a variação líquida da energia total desse sistema durante o mesmo processo, ou ainda pela Equação 1:

$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} = \Delta E_{\text{vc}} \quad (1)$$

Onde:

- ΔE_{vc} é a variação da energia no volume de controle durante o processo (kJ);
- E é a energia que entra (E_{ent}) e sai (E_{sai}) no volume de controle durante o processo (kJ).

Essa energia pode existir de diferentes formas e na ausência de efeitos de origem elétrica, magnética e de tensão superficial, a variação da energia total de um sistema durante um processo pode ser expresso como a soma das variações de energia interna (térmica ou trabalho), cinética e potencial. E pode ser declarado pela Equação 2:

$$\frac{dE_{\text{vc}}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (2)$$

Onde:

- $\frac{dE_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação de energia dentro das fronteiras do volume de controle (kW);
- \dot{Q} é a taxa de transferência de calor que entra e/ou sai do volume de controle (kW);
- \dot{W} é a potência realizada sobre o volume de controle (kW);
- $\sum \dot{m}$ é o somatório dos fluxos mássicos que entram ou saem do volume de controle (kg/s);
- h é a entalpia específica do fluxo mássico que entra e/ou sai do volume de controle (kJ/kg);
- V é a velocidade correspondente à energia cinética do fluxo mássico que entra e/ou que sai do volume de controle (m/s);
- g é a aceleração da gravidade, parcela correspondente a energia potencial do fluxo mássico que entra e/ou que sai do volume de controle (m/s²);
- Z é a elevação correspondente à energia potencial do fluxo mássico que entra e/ou que sai do volume de controle (m).

Com esta equação é possível calcular entalpias, fluxos de calor em cada componente do ciclo de refrigeração por absorção e também a potência realizada no volume de controle.

2.2 Conservação de Massa

Segundo Çengel & Boles (2013) um dos princípios mais fundamentais da natureza é o princípio da conservação de massa. Assim como acontece com a energia pela primeira lei da termodinâmica e o princípio de conservação da energia, a massa é uma propriedade que se conserva e não pode ser criada ou destruída durante um processo. Portanto, pode-se expressar o princípio de conservação de massa como: a transferência de massa para um volume de controle ou dele, durante certo intervalo de tempo, é igual ao aumento ou diminuição da massa total dentro do volume de controle durante o mesmo intervalo de tempo, ou seja:

$$\Delta m_{vc} = m_{ent} - m_{sai} \quad (3)$$

Onde:

- Δm_{vc} é a variação da massa no volume de controle durante o processo (kg);

- m é a massa que entra (m_{ent}) ou sai (m_{sai}) do volume de controle durante o processo (kg).

Pode-se também expressar esse princípio na forma de taxa por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (4)$$

Onde:

- $\frac{dm_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação da massa dentro das fronteiras do volume de controle (kg/s);

- \dot{m} é a taxa com que a massa entra (\dot{m}_e) e sai (\dot{m}_s) do volume de controle (kg/s).

2.3 Refrigeração por compressão de vapor

Este é o sistema mais utilizado para geração de efeito de refrigeração na prática. Nele o vapor é comprimido, condensado e em seguida tem sua pressão diminuída para que o fluido possa evaporar em baixa pressão. Para melhor compreensão do conteúdo analisa-se como se desenvolve o ciclo de refrigeração desde o ciclo de Carnot até o ciclo a vapor real.

2.3.1 Ciclo de refrigeração de Carnot

Segundo Stoecker & Jones (1985, p. 208) “O ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas”. O ciclo de Carnot é o ciclo ideal segundo o qual opera uma máquina térmica ou motor térmico que, em altas temperaturas, converte parte da energia térmica em trabalho. Ele é composto, teoricamente, por quatro processos reversíveis: compressão adiabática, rejeição isotérmica de calor, expansão adiabática e recebimento isotérmico de calor (STOECKER & JONES, 1985).

Na Figura 1 ilustra-se esquematicamente o motor térmico de Carnot. No processo 1-2 ocorre o consumo de energia em forma de trabalho para a etapa de compressão adiabática; no processo 2-3 ocorre a absorção isotérmica de calor de uma fonte a alta temperatura para que haja conversão de parte dessa em energia em trabalho no processo 3-4; e, finalmente, no processo 4-1, ocorre a rejeição de uma quantidade de calor residual.

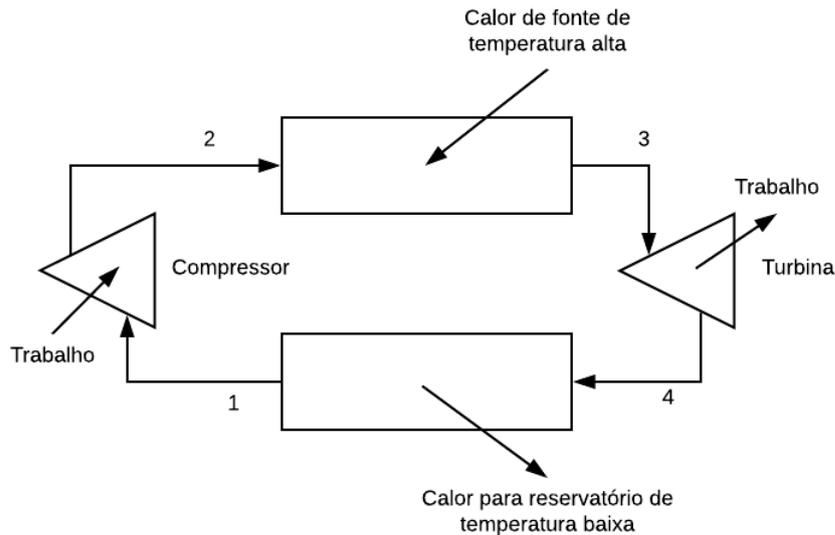


Figura 1: Motor térmico de Carnot.
 Fonte: Adaptado de Stoecker & Jones, 1985.

O ciclo de Carnot, como dito, é composto de processos reversíveis, isso significa que os quatro processos que compõem o ciclo podem ser invertidos, e ao operar no sentido inverso ele se torna o ciclo de Carnot de refrigeração. Nele, não só os processos mas também as direções das interações de calor e trabalho são invertidas, isto é, o motor térmico de Carnot recebe energia na forma de calor no ponto de mais alta temperatura, converte parte desta energia em trabalho e cede o restante a um reservatório de baixa temperatura, já o refrigerador de Carnot por sua vez recebe calor no ponto de baixa temperatura, requer a ação de trabalho externo e libera calor no ponto de mais alta temperatura. Esta diferença pode ser mais facilmente visualizada comparando-se as Figuras 1 e 2 (ÇENGEL & BOLES, 2006).

Na Figura 2 pode-se observar esquematicamente como opera o ciclo de Carnot de refrigeração. No processo 1-2 ocorre a compressão adiabática pelo compressor; em 2-3 calor é liberado em um reservatório de alta temperatura; em 3-4 expansão adiabática, e em 4-1 recebimento isotérmico de calor.

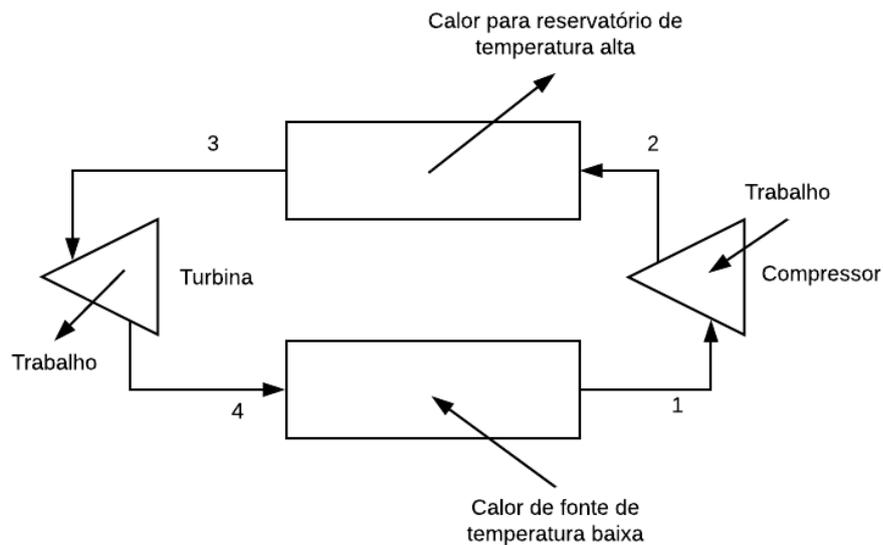


Figura 2: Ciclo de refrigeração de Carnot.
Fonte: Adaptado de Stoecker & Jones, 1985.

2.3.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Segundo Çengel & Boles (2013) o ciclo de refrigeração de Carnot, assim como o seu processo inverso são os ciclos térmicos de mais alta eficiência. No entanto, na prática, ciclos reversíveis não podem ser realizados devido às irreversibilidades de cada processo, que não podem ser eliminadas. Na Figura 3 é ilustrado o diagrama Temperatura-entropia (ou simplesmente, diagrama T-s) do ciclo de refrigeração de Carnot com seus 4 processos reversíveis.

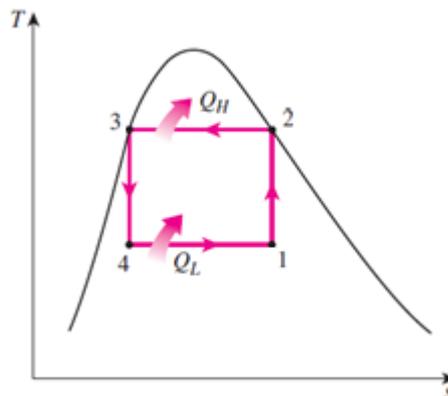


Figura 3: Diagrama T-s do ciclo de refrigeração de Carnot.
Fonte: Adaptado de Çengel & Boles, 2013.

Os processos de absorção e rejeição de calor isotérmicos (processos 2-3 e 4-1 da Figura 3, respectivamente) não são difíceis de realizar na prática, tendo valores muito próximos atingidos por evaporadores e condensadores reais, pois dentro da região de saturação de um fluido a pressão constante mantém automaticamente a temperatura constante.

Contudo, os processos de compressão e expansão isoentrópica (1-2 e 3-4 da Figura 3, respectivamente) são mais difíceis de atingir, isso ocorre porque no processo de compressão isoentrópica, por exemplo, o compressor tem que lidar com a compressão de duas fases (líquido e vapor), e no processo de expansão isoentrópica, a turbina entra em contato com um alto teor de umidade. Mesmo que fosse executado fora da região de saturação ainda ter-se-ia dificuldades em manter as condições isotérmicas durante o processo de absorção e rejeição de calor. O ciclo de refrigeração de Carnot é, portanto, um modelo não realista. No entanto deve ser utilizado como modelo comparativo, visto que é o ciclo de maior eficiência (ÇENGEL & BOLES, 2013).

Alguns dos problemas do ciclo de Carnot podem ser solucionados através da vaporização completa do fluido e substituição da turbina por um dispositivo de estrangulamento. O ciclo decorrente dessas modificações é o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (ÇENGEL & BOLES, 2013).

Este sistema é composto por 4 componentes principais: o condensador, o evaporador, o compressor e o dispositivo de estrangulamento. O ciclo pode ser visualizado esquematicamente na Figura 4:

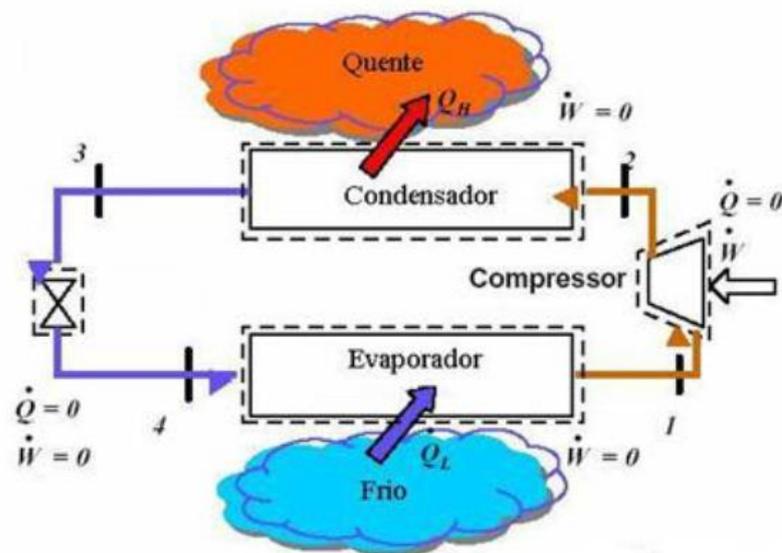


Figura 4: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.
Fonte: Guimarães, 2011.

Na Figura 4 ilustra-se o ciclo de refrigeração por compressão de vapor por meio de um esquema com os componentes do ciclo e as regiões de baixa e alta temperatura onde ocorrem as trocas de calor.

De acordo com Assumpção (2004), o ciclo de refrigeração por compressão de vapor funciona da seguinte forma: a partir do consumo de energia elétrica o compressor aumenta a pressão no fluido de trabalho, tal processo é considerado isoentrópico no ciclo ideal. O fluido comprimido, agora em alta temperatura passa pelo condensador onde é realizada a transferência de calor para o meio externo. Essa transferência de calor ocorre a pressão constante, dentro de duas regiões: uma de calor sensível, onde há uma diminuição da temperatura; e outra de calor latente, onde a temperatura é constante mas há mudança de estado termodinâmico do fluido de trabalho, isto é, ele passa de vapor superaquecido para líquido saturado.

Após tal mudança de estado, o fluido de trabalho é expandido dentro da válvula de expansão num processo isoentálpico, onde sua pressão sofre um decréscimo até a pressão do evaporador. Nele, o calor do meio é absorvido pelo fluido também à pressão constante, gerando assim o efeito de refrigeração do ciclo (ASSUMPCÃO, 2004). Os processos descritos podem ser melhor visualizados através de um diagrama T-s presente na Figura 5.

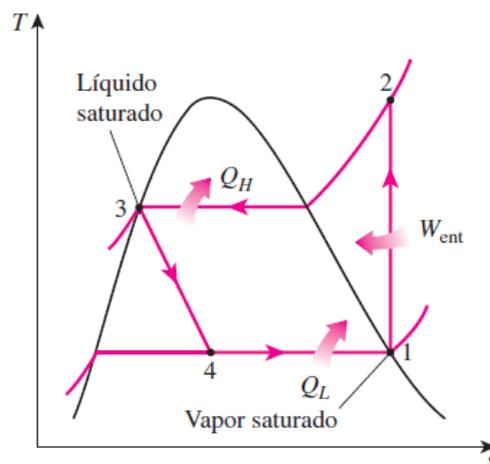


Figura 5: Diagrama T-s do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Adaptado de Çengel & Boles, 2013.

De acordo com Stoecker & Jones (1985) devido a algumas ineficiências dos processos envolvidos, o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor apresenta diferenças em relação ao ciclo ideal (ou padrão). O diagrama Pressão-entalpia (ou simplesmente, diagrama P-h) com a presença dos ciclos padrão e real de compressão é exibido na Figura 6, como base para comparação.

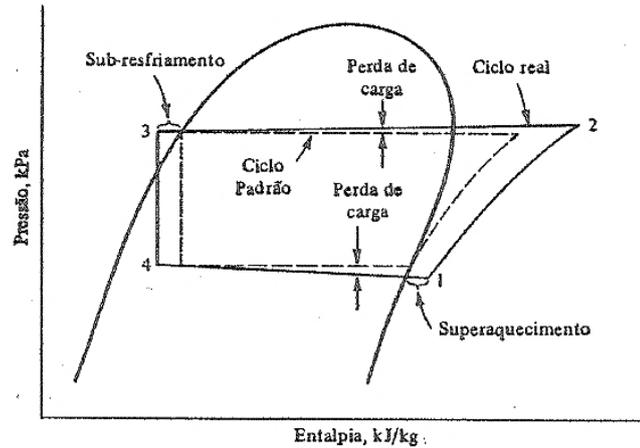


Figura 6: Diagrama P-h dos ciclos padrão e real de refrigeração por compressão de vapor.
Fonte: Stoecker & Jones, 1985.

Os ciclos real e ideal de refrigeração por compressão se diferenciam principalmente nas perdas de carga no evaporador e condensador, no superaquecimento do fluido na saída do evaporador e no sub-resfriamento na saída do condensador. No ciclo padrão não são consideradas perdas de carga, mas no ciclo real elas ocorrem devido ao atrito, levando a um maior trabalho de compressão. O superaquecimento do vapor evita que o compressor entre em contato com gotículas de líquido, já o sub-resfriamento garante que o fluido que entra na válvula de expansão esteja totalmente no estado líquido. O atrito presente no ciclo real, assim como outros tipos de perda, também faz com que o processo de compressão não seja isoentrópica (STOECKER & JONES, 1985).

Os parâmetros mais importantes na análise de desempenho de um ciclo de compressão de vapor ideal ou real são retirados no diagrama pressão-entalpia (P-h) que podem ser vistos nas Figuras 6 e 7. São eles: o trabalho de compressão, a taxa de rejeição de calor, o efeito de refrigeração e o coeficiente de eficácia ou coeficiente de performance (COP) (STOECKER & JONES, 1985).

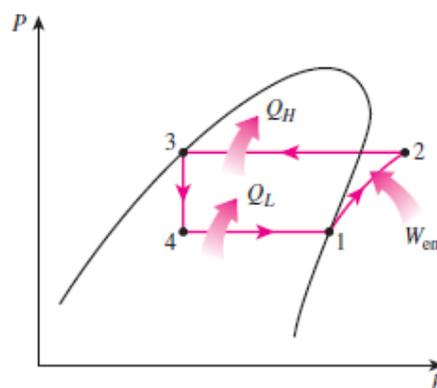


Figura 7: Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de compressão de vapor.
Fonte: Çengel & Boles, 2013.

O COP de um ciclo padrão (ideal) de compressão de vapor pode ser obtido pela razão do efeito de refrigeração e o trabalho de compressão.

O trabalho de compressão é a variação de entalpia no processo de compressão isoentrópica (processo 1-2, Figura 7), portanto:

$$w_{1-2} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

Onde:

- w_{1-2} é o trabalho realizado pelo compressor por unidade de massa (kJ/kg);
- h_2 é a entalpia específica na saída do compressor (ou entrada do condensador) (kJ/kg);
- h_1 é a entalpia específica na entrada do compressor (ou saída do evaporador) (kJ/kg).

Já o efeito de refrigeração, é o calor absorvido no processo de recebimento isotérmico de calor (processo 4-1, Figura 7), então:

$$q_L = h_1 - h_4 \quad (6)$$

Onde:

- q_L é a taxa de transferência de calor por unidade de massa para um corpo de baixa temperatura (kJ/kg);
- h_4 é a entalpia específica na entrada do evaporador (ou saída do dispositivo de expansão) (kJ/kg).

Temos, portanto, o coeficiente de performance dado por:

$$\text{COP} = \frac{q_L}{w_{1-2}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

Onde:

- COP é o coeficiente de performance do ciclo (adimensional);

2.4 Refrigeração por Absorção

Patenteado pelo francês Ferdinand Carré em 1859 nos Estados Unidos, esse sistema se torna um método de refrigeração economicamente interessante quando existe uma fonte de energia térmica acessível e de baixo custo, o que pode ser o caso de, por exemplo, calor rejeitado por usinas de cogeração, de instalações a vapor, gases de exaustão de motores e

turbinas ou mesmo por meio de calor fornecido por energia geotérmica ou solar (ÇENGEL & BOLES, 2013).

2.4.1 Soluções Refrigerante-Absorvente

Entre as propriedades requeridas para os refrigerantes, menciona Assumpção (2004), pode-se ressaltar o alto calor de vaporização, baixo calor específico, além de boa estabilidade térmica. Já para o absorvente, estabilidade química, alto ponto de ebulição e baixa capacidade calorífica destacam-se. Em ciclos contínuos, a baixa viscosidade do absorvente garante consumo moderado de energia na bomba.

Os pares de fluidos mais conhecidos, são as soluções amônia (NH_3)-água (H_2O) sendo, neste caso, a amônia o fluido refrigerante e a água o absorvente, e água (H_2O)-brometo de lítio (LiBr), onde a água é o refrigerante e o brometo de lítio o absorvedor (CAMPOS, 2017).

O par água - brometo de lítio, no entanto, possui uma restrição: o sistema não deve operar a baixas temperaturas, isto é, abaixo de $0\text{ }^\circ\text{C}$, devido ao fato de água ser utilizada como refrigerante e podendo se solidificar abaixo desta temperatura. Além de que, o brometo de lítio se cristaliza a concentrações moderadas, e em concentrações altas a mistura é corrosiva a certos metais e tem custo elevado (MANZELA, 2005).

Já o par amônia-água, segundo Manzela (2005), tem sido largamente utilizado desde a invenção do sistema de refrigeração por absorção devido à alta estabilidade do par para uma larga faixa de temperaturas e pressões de operação. A solução pode ser utilizada em baixas temperaturas pois o ponto de fusão da amônia é $-77\text{ }^\circ\text{C}$, a amônia também possui uma grande entalpia de vaporização, o que dá ao sistema um bom desempenho. Outras vantagens do par: não é ambientalmente agressivo, possui um custo relativamente baixo e opera a pressões acima da atmosférica, no entanto, possui a desvantagem de requerer componentes extras no ciclo.

Embora o par amônia-água tenha sido utilizado em suas primeiras aplicações na área da refrigeração, para produção de gelo, por exemplo, atualmente sua aplicação predominante é no campo do condicionamento de ar, assim como o par água-brometo de lítio (MANZELA, 2005).

Foram citados os pares água-brometo de lítio e amônia - água como os pares refrigerante - absorvente, por serem os mais conhecidos e conseqüentemente os mais

utilizados. No entanto existem também algumas outras misturas binárias que podem ser utilizadas, como por exemplo, as apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Pares de refrigerantes e absorventes usados em ciclos por absorção.

REFRIGERANTES	ABSORVENTES
H ₂ O	Sais: <ul style="list-style-type: none"> • Halogenetos alcalinos • LiBr – Brometo de lítio • LiClO₃
	Ácidos: <ul style="list-style-type: none"> • H₂SO₄ – Ácido Sulfúrico • H₃SO₄
	Bases: <ul style="list-style-type: none"> • Hidróxidos Alcalinos
NH ₃	H ₂ O
SO ₂	Solventes Orgânicos

Fonte: Adaptado de Campos, 2017.

O bom desempenho do ciclo de refrigeração, assim como sua eficiência também estão ligados com as propriedades termodinâmicas do par de fluidos envolvido. O estudo das propriedades do par refrigerante-absorvente culmina no sucesso do projeto. Dentre as principais variáveis termodinâmicas destaca-se a pressão, temperatura, entalpia, volume específico, entropia e a fração mássica que define a concentração da mistura X (relação da massa de cada uma das substâncias pela massa total, dada pela Equação 8 (CAMPOS, 2017):

$$X = \frac{\text{massa de um dos componentes [kg]}}{\text{massa total da mistura [kg]}} \quad (8)$$

Faz-se a seguir a modelagem matemática do ciclo de refrigeração por absorção, a partir da aplicação dos balanços de massa e energia nos componentes do ciclo. Antes, realiza-se uma breve descrição sobre o seu princípio de funcionamento.

2.4.2 Descrição do Ciclo de Refrigeração por Absorção.

Muito parecido com o sistema de refrigeração por compressão de vapor, no sistema por absorção o compressor é substituído por um conjunto gerador-absorvedor e o fluido refrigerante é substituído por uma solução refrigerante-absorvente (GUIMARÃES, 2011).

Na Figura 8 representa-se, esquematicamente, o funcionamento do ciclo de refrigeração por absorção utilizando o par Água-Brometo de Lítio.

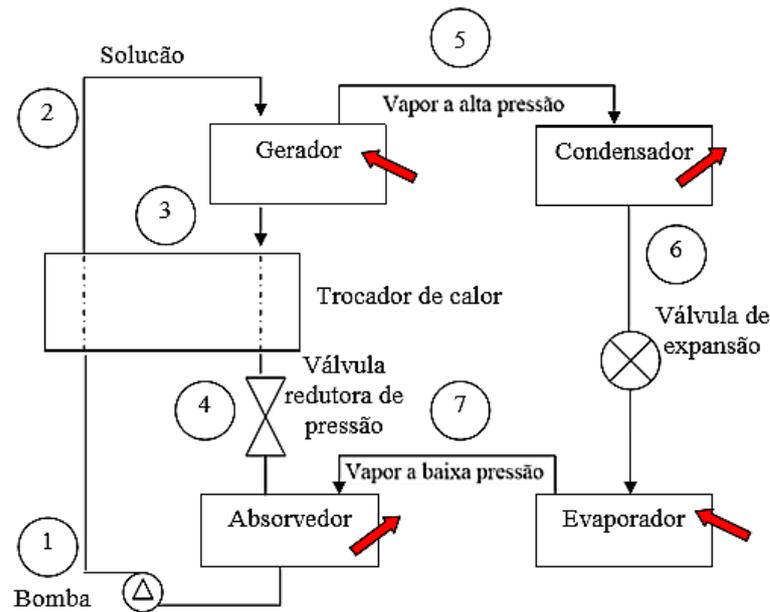


Figura 8: Fluxograma do ciclo de refrigeração por absorção.
 Fonte: Adaptado de Stoecker & Jones, 1985.

Conforme relatado por Campos (2017), o ciclo começa no fornecimento de calor ao gerador por meio de uma fonte de alta temperatura. A mistura refrigerante-absorvente que chega ao gerador em estado líquido é aquecida até que o fluido refrigerante (mais volátil) evapora e segue para o condensador a alta pressão, restando uma solução mais concentrada de fluido absorvente, que vai em direção ao absorvedor passando antes pelo trocador de calor e a válvula redutora de pressão. O vapor de refrigerante libera calor para o meio ao passar pelo condensador, saindo na forma de líquido saturado. Em seguida ele passa por uma válvula de expansão onde, por meio de um processo isoentálpico, tem sua pressão reduzida antes de chegar ao evaporador. O fluido refrigerante ao passar pelo evaporador gera o efeito de refrigeração do meio, retirando calor. Após sair do evaporador na forma de líquido comprimido e a baixa pressão, o fluido refrigerante chega ao absorvedor onde se encontra com a solução concentrada de absorvente, passando pelo processo de absorção e criando uma solução líquida com alta concentração de refrigerante. Na sequência uma bomba eleva a pressão da solução fraca que passa pelo trocador de calor até chegar ao gerador completando o ciclo.

2.4.3 Balanços de massa e energia

Para correta modelagem física do ciclo, primeiro torna-se necessário fazer algumas considerações. São elas:

1. O sistema trabalha em regime permanente;

2. O atrito nas tubulações é desprezível;
3. Desconsideram-se as perdas de carga nas tubulações e trocadores de calor;
4. O trabalho realizado pela bomba é desprezível;
5. As válvulas do sistema são adiabáticas;
6. As soluções no absorvedor e gerador estão em equilíbrio de pressão e temperatura;
7. O refrigerante se encontra no estado de saturação na saída do condensador (líquido saturado) e do evaporador (vapor saturado);
8. A temperatura da fonte de calor está abaixo do ponto de fusão da água;
9. São desconsideradas as efetividades de troca térmica no gerador e evaporador;
10. As energias cinética e potencial serão desconsideradas nos balanços de energia.

Antes da apresentação de cada componente, para melhor compreensão do funcionamento do ciclo com as direções de escoamento dos fluidos refrigerante-absorvente, torna-se necessário sempre consultar o ciclo mostrado na Figura 8 que ilustra, esquematicamente, o funcionamento do ciclo como um todo. Como exemplo, nos balanços de massa e energia o par refrigerante-absorvente utilizado será a mistura Água-Brometo de Lítio, onde a mistura concentrada de LiBr é denominada solução forte, e a mistura de menor concentração de LiBr, de solução fraca. Dadas as condições pode-se descrever as equações de balanço de massa e energia para cada componente.

2.4.3.1 Gerador

O gerador recebe a solução fraca (ou mistura binária) em 2 (Figura 9), com pressão elevada pela bomba, e então recebe calor da fonte térmica (presente nos gases provenientes da combustão), para que haja mudança de fase. Considera-se que o vapor seja formado apenas por fluido refrigerante. Ele irá sair pelo ponto 5 em direção ao condensador e o restante da solução concentrada de absorvente retorna ao absorvedor (MOREIRA, 2007).

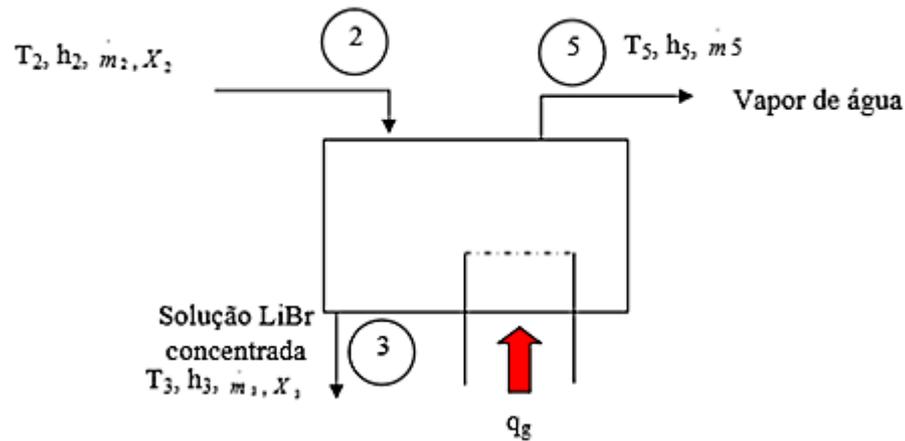


Figura 9: Representação esquemática do Gerador.
Fonte: Adaptado de Moreira, 2007.

Com as informações dadas, tem-se as seguintes equações:

Para a mistura:

- Balanço de massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (9)$$

- Balanço de energia:

$$\dot{Q}_{gerador} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (10)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{gerador}$ é taxa de transferência de calor no gerador (kW);
- \dot{m}_2 é o fluxo mássico que chega no gerador pelo trocador de calor (kg/s);
- \dot{m}_3 é o fluxo mássico que sai do gerador para o trocador de calor em direção ao absorvedor (kg/s);
- \dot{m}_5 é o fluxo mássico que sai do gerador para o condensador (kg/s);
- h_2 é a entalpia específica do fluxo mássico que chega no gerador pelo trocador de calor (kJ/kg);
- h_3 é a entalpia específica do fluxo mássico que sai do gerador em direção ao absorvedor (kJ/kg);
- h_5 é a entalpia específica do fluxo mássico que sai do gerador para o condensador (kJ/kg).

2.4.3.2 Condensador

No condensador, de acordo com Moreira (2007), o vapor de refrigerante aquecido pelo gerador chega no ponto 5 (Figura 10), e ao perder calor para o meio, muda de estado físico para líquido saturado e vai para o evaporador, passando por uma válvula de expansão no ponto 6.

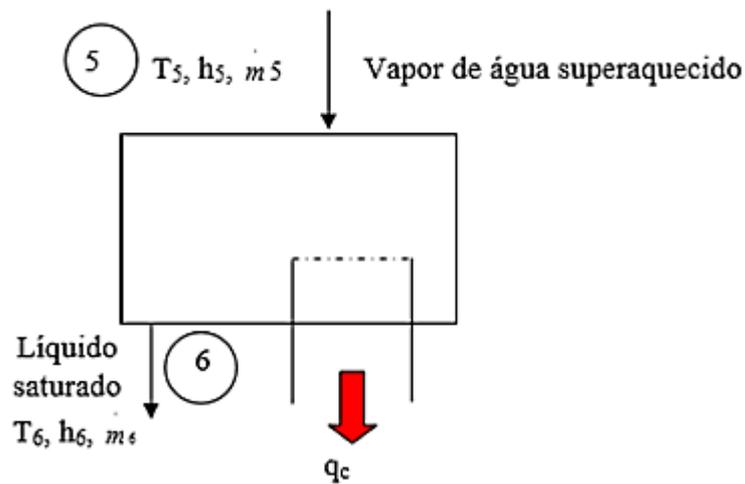


Figura 10: Representação esquemática do Condensador.
Fonte: Adaptado de Moreira, 2007.

Resultando nos seguintes balanços:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (11)$$

Balanço de energia:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (12)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{condensador}$ é taxa de transferência de calor no condensador (kW);
- \dot{m}_6 é o fluxo mássico que sai do condensador para a válvula de expansão em direção ao evaporador (kg/s);
- h_6 é a entalpia específica do fluxo mássico que sai do condensador em direção ao evaporador (kJ/kg).

2.4.3.3 Evaporador

O refrigerante que se encontra na região de saturação, ao chegar ao Evaporador (ponto 6), começa a troca de calor a uma temperatura constante se dirigindo ao absorvedor (ponto 7), no estado de vapor saturado (MOREIRA, 2007). Pode ser visualizado na Figura 11:

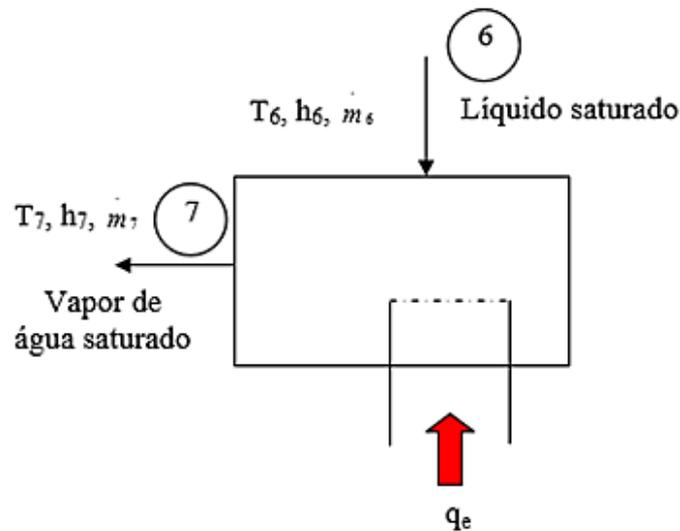


Figura 11: Representação esquemática do Evaporador.
Fonte: Adaptado de Moreira, 2007.

Balço de massa:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (13)$$

Balço de energia:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (14)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{evaporador}$ é taxa de transferência de calor no evaporador (kW);
- \dot{m}_7 é o fluxo mássico que sai do evaporador para o absorvedor (kg/s);
- h_7 é a entalpia específica do fluxo mássico que sai do evaporador para o absorvedor (kJ/kg).

2.4.3.4 Absorvedor

Relata Moreira (2007) que o vapor em baixa pressão ao chegar do evaporador (ponto 7), se depara com a solução forte proveniente do gerador (ponto 4). O vapor de refrigerante é então convertido para o estado líquido devido ao processo de absorção, e seu calor é rejeitado para o meio, conforme ilustra o esquema da Figura 12:

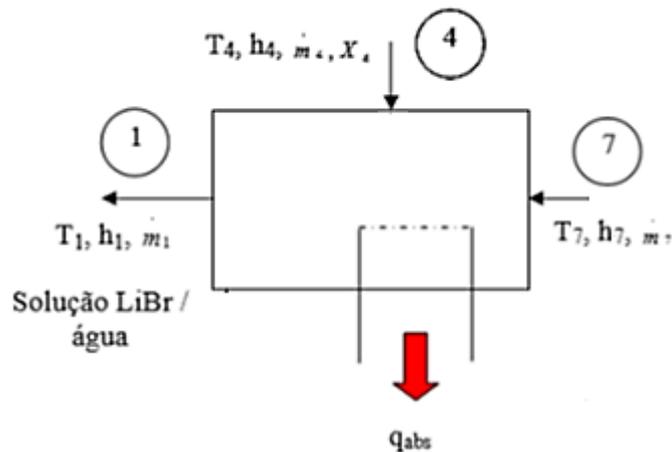


Figura 12: Representação esquemática do Absorvedor.
Fonte: Adaptado de Moreira, 2007.

Balanco de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (15)$$

Balanco de energia:

$$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (16)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{absorvedor}$ é taxa de transferência de calor no absorvedor (kW);
- \dot{m}_1 é o fluxo mássico que sai do absorvedor para o trocador de calor em direção ao gerador (kg/s);
- \dot{m}_4 é o fluxo mássico que chega no absorvedor pelo trocador de calor, vindo do gerador (kg/s);
- h_1 é a entalpia específica do fluxo mássico que sai do absorvedor para o trocador de calor (kJ/kg);
- h_4 é a entalpia específica do fluxo mássico que chega no absorvedor pelo trocador de calor (kJ/kg);

2.4.3.5 Trocador de Calor

Alguns dos maiores gastos no ciclo são a energia térmica utilizada no gerador e o gasto de energia para remoção de calor presente no absorvedor. O trocador de calor, representado esquematicamente pela Figura 13, auxilia trocando calor entre o gerador e o absorvedor, gerando assim uma economia em troca térmica. O calor presente na solução forte que deixa o gerador segue para o trocador de calor (ponto 3 – 4) realizando a transferência de

calor com a solução binária refrigerante-absorvente que deixa o absorvedor (ponto 1 – 2). Assim, a mistura que tem calor removido no absorvedor, recebe um pré-aquecimento no trocador de calor antes de chegar ao gerador (MOREIRA, 2007).

Observa-se ainda, na Figura 13, que o trocador de calor opera em regime contracorrente e sua efetividade pode ser calculada pela razão entre a taxa real de transferência de calor pela máxima taxa de transferência de calor (teórica). Outro ponto de importante atenção, o ponto 4, é o ponto de maior probabilidade de cristalização do brometo de lítio (LiBr). Para evitar que isso ocorra é necessário que o fluido tenha uma entalpia mínima dada pela Equação 17 (ASHRAE, 2009).

$$h_{mín.cris} = -1397 + 24x_4 \quad (17)$$

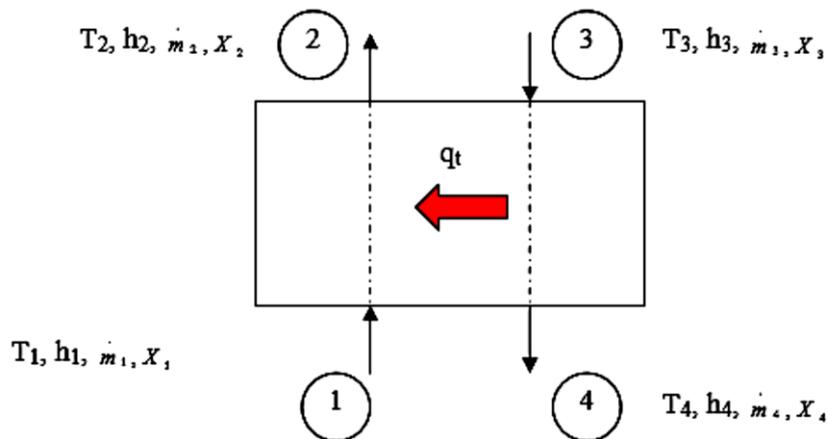


Figura 13: Representação esquemática do Trocador de Calor.
Fonte: Moreira, 2007.

Balanco de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (18)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (19)$$

Balanco de energia:

$$\dot{Q}_{trocador,fraco} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (20)$$

$$(-\dot{Q}_{trocador,forte}) = \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (21)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{trocador}$ representa a taxa com que ocorre a transferência de calor para a solução fraca ($\dot{Q}_{trocador,fraco}$) da solução forte ($-\dot{Q}_{trocador,forte}$), dentro do trocador de calor (kW);

- $h_{mín.cris}$ é o valor mínimo de entalpia específica da solução forte necessário para que não ocorra a cristalização do fluido.

2.4.3.6 Dispositivos redutores de pressão e bomba

São mostradas nas Figuras 14, 15 e 16 as representações esquemáticas dos dispositivos reguladores de pressão do ciclo. Um deles recebe fluido refrigerante do condensador a uma dada pressão e a reduz, em um processo isoentálpico como mostrado na Figura 14:

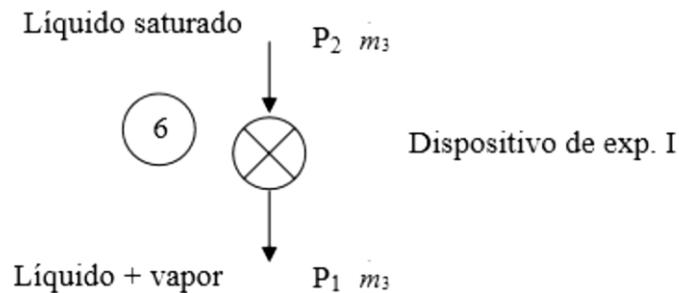


Figura 14: Representação esquemática da válvula de expansão entre o condensador e o evaporador.
Fonte: Moreira, 2007.

O outro recebe a solução forte do gerador a uma certa pressão e também a reduz, e em um processo isoentálpico, conduz a solução de alta concentração de absorvente ao absorvedor, conforme ilustrado na Figura 15:

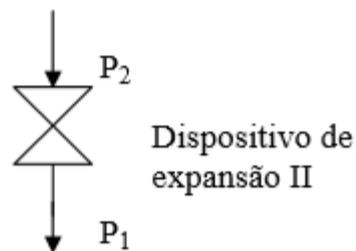


Figura 15: Representação esquemática da válvula de expansão entre o gerador e o absorvedor.
Fonte: Moreira, 2007.

Já a bomba, ilustrada pela Figura 16 recebe o fluido que chega do absorvedor e aumenta sua pressão para que ele prossiga ao gerador:

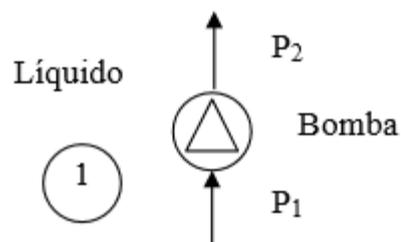


Figura 16: Representação esquemática da Bomba.
Fonte: Moreira, 2007.

De acordo com Stoecker & Jones (1985), pode-se expressar o coeficiente de performance desse ciclo por:

$$\text{COP} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}}} \quad (16)$$

Os valores do COP para sistemas de absorção são apreciavelmente menores que os dos ciclos de compressão de vapor. No entanto este valor comparativo não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, pois no ciclo de refrigeração por compressão de vapor o COP é definido pela relação da taxa de refrigeração sobre a potência na forma de trabalho fornecido. Normalmente a energia na forma de trabalho é bem mais valiosa que a energia térmica (STOECKER & JONES, 1985).

2.5 Motor de combustão interna

Segundo Gallo (1954) os motores de combustão interna, desde o seu começo, são ensaiados experimentalmente e seus projetos são fruto de todos esses conhecimentos práticos acumulados. No entanto, o conhecimento acerca dos fenômenos físicos e a identificação dos processos que são realizados dentro do motor estão muito atrelados ao conhecimento prático.

Brunetti (2012) realiza a classificação dos motores de combustão interna de diferentes formas. Uma forma de classificação desses motores é quanto à forma de se obter trabalho mecânico. Nesse quesito pode-se dividi-los em:

- Motores alternativos: quando a rotação contínua de um sistema biela-manivela é transformada em trabalho;
- Motores rotativos: o movimento de rotação gera diretamente o trabalho;
- Motores de impulso: quando gases expelidos em alta velocidade pelo motor geram uma força de reação que se transforma em trabalho.

Os motores alternativos, em especial, ainda podem ser classificados quanto à ignição em:

- Motores de ignição por faísca ou Otto: nesse tipo de motor ocorre a dosagem da mistura de ar-combustível por meio de uma injeção direta de combustível no interior dos cilindros, que então é inflamada por uma faísca gerada nos eletrodos de uma vela;
- Motores de ignição espontânea ou Diesel: nesse tipo de motor, o pistão comprime apenas o ar até que ele chega a uma temperatura elevada. O pistão, ao chegar ao ponto morto superior (PMS), faz que seja injetado o combustível que realiza uma reação

espontânea com o oxigênio do ar comprimido a alta temperatura, sem que haja necessidade de uma fagulha. A temperatura do ar necessária para que o combustível reaja espontaneamente é denominada “temperatura de autoignição (TAI)”.

Os motores Diesel apresentam como principais diferenças em relação ao motor Otto: uma maior robustez decorrente da taxa de compressão necessária e a taxa de compressão nos motores Otto é relativamente baixa para que não ocorra autoignição, enquanto que nos motores Diesel essa taxa deve ser suficientemente elevada para que seja ultrapassada a temperatura de autoignição do combustível.

2.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo são mostradas as características dos principais ciclos de refrigeração, começando pelo ciclo de refrigeração de Carnot, passando pelo ciclo de refrigeração por compressão de vapor e de absorção, dando uma breve apresentação dos seus componentes. Ainda São apresentadas os princípios de conservação de energia e massa, e as equações destes balanços aplicados a cada componente do ciclo de refrigeração por absorção. Também é realizada uma breve revisão bibliográfica sobre motores de combustão interna.

3 METODOLOGIA

O presente capítulo tem a finalidade de descrever como se dará o desenvolvimento da pesquisa, suas características, o método com que é realizado o trabalho, as variáveis e indicadores presentes e demais considerações acerca do desenvolvimento deste estudo.

3.1 Tipo de pesquisa

Para Rampazzo (2005) a pesquisa nos possibilita descobrir novos fatos ou informações, respostas ou leis em qualquer área do conhecimento em razão de um procedimento reflexivo, controlado, sistemático e crítico. Pode ser compreendida como um procedimento de construção de conhecimento, quanto procedimento de aprendizagem (DEMO *apud* PRODANOV & FREITAS, 2013).

Conforme relata Minayo (2002), existem dois métodos de pesquisa: a qualitativa e a quantitativa. A pesquisa qualitativa está relacionada ao espaço das ações e relações, diz respeito a crenças, valores e atitudes, algo que não pode ser operacionalizado ou quantificado. Já a pesquisa quantitativa é visível e concreta, captável em equações, médias e estatísticas. Expressa generalizações de forma precisa e objetiva.

Cada pesquisa tem um objetivo específico, segundo Gil (2008). No entanto é possível classificar os objetivos de cada pesquisa em três diferentes grupos: descritivas, explicativas e exploratórias. As pesquisas descritivas tem por finalidade a descrição de características de um determinado grupo ou fenômeno. Algumas delas levantam dados e realizam estudos a cerca das características de um determinado grupo, opiniões, crenças e atitudes. Podem também relacionar diferentes dados de uma pesquisa, como por exemplo, pesquisas eleitorais que relacionam preferencias políticas e o grau de instrução. Uma característica desse tipo de pesquisa são as técnicas padronizadas de coleta de informações.

Já as pesquisas explicativas são aquelas que buscam encontrar as razões para ocorrência dos fatos. É a que mais se aprofunda no conhecimento da realidade, porque busca esclarecer a razão dos acontecimentos. De outra forma, o outro grupo de pesquisas, as pesquisas exploratórias buscam criar, alterar e desvendar conceitos e ideias. Buscam propiciar uma visão mais abrangente sobre um tema quando este é pouco explorado e existe certa dificuldade em formular hipóteses sobre ele. Este tipo de pesquisa geralmente possui um levantamento bibliográfico e documental, coletas de dados não padronizadas e estudos de caso (GIL, 2008).

Em relação aos procedimentos técnicos, ainda de acordo com Gil (2008), a pesquisa bibliográfica é feita a partir de um material já formado e realizada principalmente a partir de livros e artigos científicos. A pesquisa documental, semelhante à bibliográfica, se difere pelo fato de que na pesquisa documental a fonte de pesquisa ainda não passou por uma análise científica ou tratamento analítico. A pesquisa experimental, por outro lado, seleciona um objeto de estudo, estabelece quais variáveis podem o influenciar e analisam o efeito gerado no objeto.

O estudo de caso, segundo Prodanov & Freitas (2013) se dá quando existe um estudo aprofundado de um ou poucos objetos de forma que o conhecimento sobre ele seja bem detalhado. Buscam uma aplicação prática de conhecimentos de forma imediata para solução de problemas, levando o desenvolvimento de teorias.

A partir dos conceitos apresentados acima, o presente trabalho é classificado, com relação ao método de pesquisa, como quantitativo, visto que serão usados nele equacionamentos, dados estatísticos, valores médios, isto é, dados concretos e problemas equacionáveis. Quanto ao objetivo dessa pesquisa, pode-se dizer que ela tem natureza exploratória, serão criadas ideias a partir de um tema não muito explorado, a partir de uma coleta de dados não padronizados e um levantamento bibliográfico, documental e estudo de caso. O presente trabalho abrange ainda uma pesquisa de caráter bibliográfico, tendo em vista sua fundamentação em livros, artigos e dissertações e teses.

3.2 Materiais e Métodos

A metodologia de pesquisa aplicada neste trabalho pode ser entendida visualmente a partir da Figura 17:

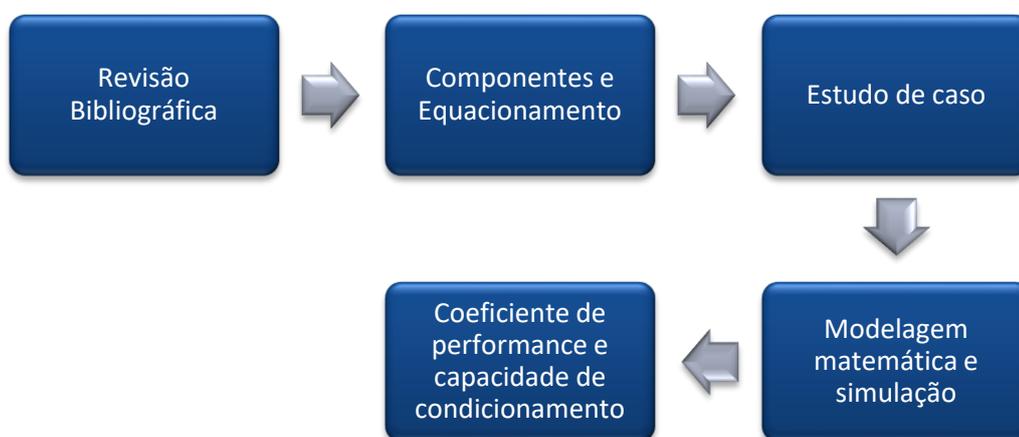


Figura 17: Fluxograma com sequenciamento das etapas para realização deste trabalho.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 17 observa-se que a primeira etapa, o estudo bibliográfico, diz respeito aos ciclos de refrigeração, a começar pelo ciclo teórico de Carnot, passando pelo ciclo de refrigeração por compressão de vapor até chegar ao ciclo de refrigeração por absorção, tema deste trabalho, a fim de obter um maior conhecimento sobre o assunto, além da importância de se revisar um modelo largamente utilizado para servir de comparação e perspectiva.

Além da revisão sobre os ciclos é também realizada uma apresentação dos componentes do ciclo de refrigeração por absorção, assim como o equacionamento através do balanço de massa e energia de cada componente, importante para a modelagem matemática e análise de desempenho que será realizada.

A seguir, será realizado também um estudo de caso a respeito da aplicação do ciclo em um veículo de transporte coletivo urbano a partir de indicadores obtidos na literatura.

Então será montada a modelagem matemática no *software EES (Engineering Equation Solver)* para que seja possível a análise da influência dos parâmetros de projeto no sistema proposto.

E finalmente, após o conhecimento dos fatores de maior influência no projeto, será calculado o coeficiente de performance do ciclo, verificada a capacidade de condicionamento do ambiente simulado e verificada a eficácia do projeto.

3.3 Variáveis e Indicadores

Segundo Gil (2008), uma variável pode ser compreendida como que possa ser classificada em duas ou mais categorias. Uma classificação ou uma medida, uma quantidade variável que contém valores que possam ser verificados, possuem propriedades, aspectos ou fator.

A partir de cada variável, são obtidos alguns indicadores em função dos objetivos do trabalho, podendo estes ser qualitativos ou quantitativos.

Para melhor definição de todas as variáveis e indicadores presentes no ciclo e para uma melhor compreensão do ciclo de uma forma mais abrangente, as variáveis e indicadores são divididas em duas tabelas. A Tabela 2, a seguir, apresenta as variáveis e indicadores na sua forma geral, mais ampla, abrangendo o ciclo como um todo:

Tabela 2: Variáveis e Indicadores do ciclo de refrigeração de forma geral.

Variáveis	Indicadores
Ciclo de refrigeração por absorção	<ul style="list-style-type: none"> Energia de Entrada (calor presente nos gases de exaustão do motor de combustão); Energia produzida (ou efeito de refrigeração gerado); Coefficiente de performance do ciclo (COP).

Fonte: Pesquisa Direta, 2018,

A Tabela 3, por sua vez, apresenta as variáveis e indicadores a partir de cada componente do ciclo.

Tabela 3: Variáveis e Indicadores dos dispositivos constituintes do ciclo.

Variáveis	Indicadores
Motor de Combustão	<ul style="list-style-type: none"> Potência; Eficiência.
Gerador	<ul style="list-style-type: none"> Temperatura, vazão mássica e entalpia da mistura na entrada e nas saídas; Concentração da mistura na entrada e na saída para o absorvedor; Energia calorífica de entrada (gases de exaustão).
Absorvedor	<ul style="list-style-type: none"> Temperatura, vazão mássica e entalpia da mistura nas entradas e na saída; Concentração da mistura na entrada (vinda do gerador) e na saída; Energia calorífica liberada (troca de calor com o meio).
Condensador	<ul style="list-style-type: none"> Temperatura, vazão mássica e entalpia da mistura na entrada e nas saídas; Titulo do refrigerante; Energia calorífica liberada (troca de calor com o meio).
Evaporador	<ul style="list-style-type: none"> Temperatura, vazão mássica e entalpia da mistura na entrada e nas saídas; Titulo do refrigerante; Energia calorífica absorvida (efeito de refrigeração).
Trocador de Calor	<ul style="list-style-type: none"> Entalpia mínima de cristalização do fluido absorvente; Temperaturas, entalpias, vazões mássicas e concentrações nas entradas e nas saídas; Troca de calor efetuada.

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

De acordo com o tema proposto, com finalidade de se obter um embasamento necessário para realização da pesquisa, é realizada uma coleta de dados. Sabendo que esta pesquisa é de natureza quantitativa, exploratória e é de caráter bibliográfico, os principais

instrumentos de coleta de dados estão na literatura, principalmente teses, livros e artigos. Associada a estes, uma observação direta a fim de reunir dados práticos e um estudo de caso também irão fornecer informações pertinentes para a análise do efeito gerado pelo ciclo.

3.5 Tabulação de Dados

A partir dos dados obtidos na literatura, será montado no *Software EES* a modelagem matemática do ciclo, realizada uma simulação para análise de performance e condições de operação. Este também será utilizado para montagem de tabelas e gráficos do ciclo. Ao mesmo tempo será utilizado o *software Microsoft Word* para relato e discussão dos resultados.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo foram mostradas as características da pesquisa realizada neste trabalho, seu caráter, métodos e objetivos. Ainda é apresentado um fluxograma com a metodologia utilizada na sua concepção, as variáveis e indicadores presentes no ciclo, os instrumentos utilizados na coleta de dados e os *softwares* utilizados para a tabulação dos dados. No próximo capítulo serão abordados os resultados obtidos a partir da simulação matemática realizada no estudo de caso proposto, os gráficos, fluxogramas e dados de performance do ciclo e o efeito de refrigeração gerado.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem como finalidade demonstrar os resultados da pesquisa sobre a utilização do calor presente nos gases de exaustão de um motor de combustão interna aplicados a um ciclo de refrigeração por absorção. Além disso, são detalhados os dados de entrada para o problema proposto e em seguida expostos os detalhes da modelagem do sistema em *software* EES, tendo por fim, os resultados obtidos via simulação numérica.

4.1 Definição dos parâmetros de funcionamento do ciclo.

Para uma melhor compreensão dos resultados alcançados neste trabalho e com a intenção de se obter uma aplicação do mesmo, é realizado um estudo de caso em que se visa testar e validar os cálculos e os conceitos e aqui estudados.

Trata-se do aproveitamento dos gases de exaustão de um motor de combustão interna para geração de efeito de refrigeração em um veículo de transporte coletivo urbano. Para este caso é considerado um ônibus do tipo ônibus básico que, conforme estabelece a norma NBR 15570 (ABNT, 2009) deve ter capacidade mínima de 70 passageiros, sentados ou em pé (Figura 18).



Figura 18: Ônibus urbano básico.
Fonte: Neobus, 2018.

Na Figura 18 ilustra-se um ônibus do tipo básico, comumente visto em grandes centros urbanos no Brasil para transporte de passageiros a nível municipal e metropolitano.

4.1.1 Cálculo da carga térmica.

Neste trabalho a primeira etapa de cálculo realizada para o estudo de climatização do ambiente proposto é o cálculo da carga térmica presente dentro do ônibus. Em trabalho realizado por Gayao (2014) está presente o cálculo da carga térmica total para um ônibus

desse porte, no qual são considerados fatores como: condução e irradiação através das paredes, assoalho, janelas e portas, parcelas relativas a equipamentos e ocupação por pessoas (em uma condição onde haja 70 pessoas) e a parcela relativa ao insuflamento de ar, chegando ao valor de 86.000 BTU/h ou 25,1 kW, com valores detalhados presentes na Tabela 4.

Tabela 4: Parcelas da carga térmica de um ônibus urbano básico.

Parcela	Carga Térmica (W)
Superfícies (Teto, laterais, assoalho, janelas por radiação e condução).	10.013,00
Ocupação e Equipamentos.	9.800,00
Insuflamento de ar.	5.300,00
TOTAL	25.113,00

Fonte: Gayao, 2014.

Na Tabela 4 apresenta-se os valores das parcelas relativas à carga térmica total presente dentro do ônibus que se espera que o sistema de refrigeração seja capaz de retirar.

4.1.2 Seleção do par refrigerante-absorvente adotado.

Realiza-se a seleção da mistura binária utilizada no ciclo de refrigeração por absorção, tendo em vista que neste trabalho são realizados cálculos apenas para um par refrigerante-absorvente. Como critério de seleção são utilizados os resultados dos estudos de Martinelli Júnior (2008) e Gayao (2014), onde citam fatores relevantes como volatilidade, cristalização, e ainda resultados de performance como valores calculados de ambos os pares que estão presentes na Tabela 5.

Tabela 5: Valores comparativos dos pares refrigerantes-absorventes.

Solução	Vazão de refrigerante (g/s)	Calor demandado no Gerador (kW)	Potência da bomba (kW)	COP
Água – Brometo de Lítio	10,8	34,99	8,13E-04	0,72
Amônia - Agua	23,8	38,07	2,51 E-04	0,66

Fonte: Gayao, 2014.

Na Tabela 5 compara-se o uso dos pares Água - Brometo de Lítio e Amônia - Água em um ciclo de refrigeração por absorção, apresentando como resultados teóricos os valores de vazão do refrigerante, calor demandado no gerador, potência da bomba, e o coeficiente de performance (COP).

Nota-se um melhor desempenho do par Água - Brometo de Lítio que, para um menor calor demandado no gerador, apresenta um melhor coeficiente de performance ao custo de uma maior potência na bomba. Além disto, Martinelli Júnior (2008) relata que a utilização de LiBr como absorvente é vantajosa por este ser, essencialmente, não volátil, não havendo necessidade de um retificador no ciclo. Alega também a escolha do par por possuir melhor calor latente de fusão e não ser toxico, com ganho em segurança para o usuário.

4.1.3 Dados de entrada.

Para simulação e cálculo da performance do ciclo são utilizados dados presentes na literatura, que aqui são tratados como dados de entrada. Inicialmente são adotados dados de disponibilizados pela ASRAE (2009), de um *Chiller* de absorção de simples efeito utilizando o par Água / Brometo de Lítio, que apresenta como resultados os dados apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Resultados de simulação para um *Chiller* de absorção de simples efeito à Água/Brometo de Lítio.

Componente	Parâmetros Internos	Parâmetros de Performance
Evaporador	$T = 1,8 \text{ }^\circ\text{C}$ $P = 0,697 \text{ kPa}$	$\dot{Q}_{ev} = 2148 \text{ kW}$
Condensador	$T = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$ $P = 10,2 \text{ kPa}$	$\dot{Q}_{co} = 2322 \text{ kW}$
Absorvedor	$X_{fraco} = 59,6\%$ $T_{fraco} = 40,7 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{forte} = 49,9 \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{abs} = 2984 \text{ kW}$
Gerador	$X_{forte} = 64,6\%$ $T_{forte} = 103,5 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{fraco} = 92,4 \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{ger} = 3158 \text{ kW}$
Solução	$T_{forte} = 62,4 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{fraco} = 76,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{troc} = 825 \text{ kW}$
GERAL	$\dot{m}_{vapor} = 0,93 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{forte} = 11,06 \text{ kg/s}$	$\text{COP} = 0,68$

Fonte: Adaptado de ASHRAE, 2009.

Na Tabela 6 apresenta-se os valores de temperatura, pressão, vazão mássica, taxas de transferência de calor e coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando Água – Brometo de Lítio como par refrigerante – absorvente, em uma simulação realizada pela ASHRAE (2009).

4.1.4 Simulação Computacional.

Uma simulação computacional do ciclo é realizada no *software* EES, utilizando como dados de entrada os valores presentes em ASHRAE (2009) e as equações de balanço de massa e energia descritos no capítulo 2. A simulação realizada leva em conta os principais componentes do ciclo, os valores de pressão, temperatura, entalpia, fluxo mássico e concentração das soluções forte e fraca.

Na Figura 19 ilustra-se os componentes do ciclo que são utilizados nesta primeira simulação com seus respectivos valores de temperatura na saída.

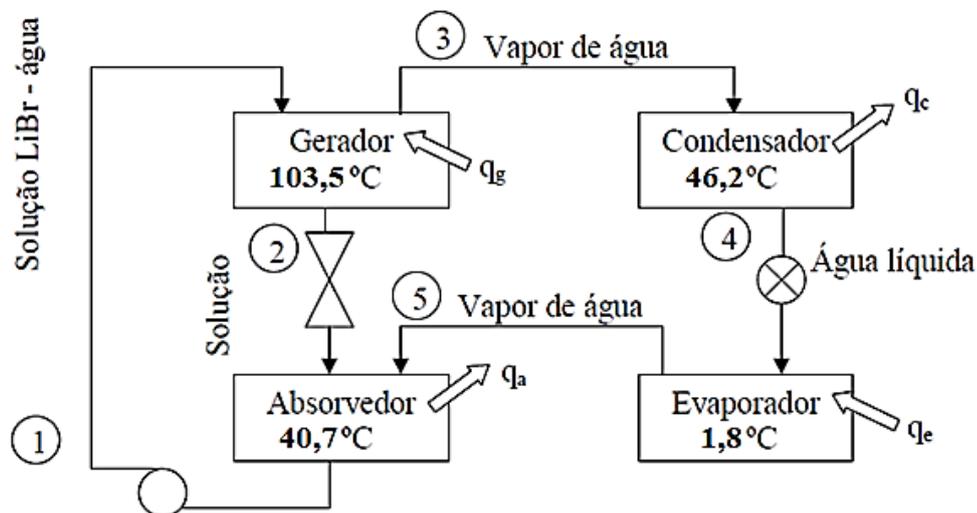


Figura 19: Modelo esquemático do ciclo de absorção.
Fonte: Adaptado de Stoecker & Jones, 1985.

A modelagem matemática no *software* EES é realizada da seguinte forma: para cada componente do ciclo é estabelecido um ponto de temperatura, pressão e/ou estado de saturação, e com estes dados o próprio *software* encontra por meio de tabelas termodinâmicas presentes em uma biblioteca interna a entalpia e a concentração do refrigerante ou da mistura na saída do componente em questão. Os dados de temperatura e pressão são inseridos como dados de entrada conforme apresentado na Tabela 6 e alguns dados presentes em Stoecker & Jones (1985). A primeira modelagem no *software*, dividida em blocos, fica então da seguinte forma:

4.1.4.1 “Absorvedor”

$$T_1 = 40,7 \text{ [C]}$$

$$P_1 = 1,23 \text{ [kPa]}$$

$$X_1 = X_LiBr('SI';T_1;P_1)$$

$$h_1 = h_LiBr('SI';T_1;X_1)$$

$$\{m_1 = ?\}$$

No absorvedor, são declaradas pressão e temperatura como parâmetros de entrada. A seguir, a concentração da solução fraca é obtida em função da temperatura e da pressão declaradas, assim como a entalpia é obtida em função da temperatura e da concentração da solução fraca. O primeiro parâmetro presente nas funções da concentração e entalpia, declarado como 'SI', indica que o sistema internacional de unidades está sendo utilizado, isto significa que a temperatura deve ser dada em graus Celsius (°C) e a pressão em Quilopascal (kPa). Caso o sistema inglês fosse o escolhido, o parâmetro declarado deveria ser 'Eng', a temperatura deveria ser dada em graus Fahrenheit (°F) e a pressão em libras por polegada quadrada absoluta (psia). A última linha, referente ao fluxo mássico na saída do absorvedor é expressa como comentário por não haver ainda um valor definido. Este valor é gerado pela simulação.

4.1.4.2 “Gerador – Absorvedor”

$$T_2 = 103,5 [C]$$

$$P_2 = 7,38 [kPa]$$

$$X_2 = X_LiBr('SI';T_2;P_2)$$

$$h_2 = h_LiBr('SI';T_2;X_2)$$

$$m_2 = m_1.(X_1/X_2)$$

Este bloco de código se refere a saída do gerador para o absorvedor, isto é, a concentração forte em absorvente (neste caso Brometo de Lítio) que passa pelo dispositivo de expansão e segue para o absorvedor. São declarados como dados de entrada a temperatura e a pressão, e então são obtidos os valores de concentração e entalpia da solução forte (este em função do valor obtido de concentração). É inserida também a equação que define o fluxo mássico da solução forte em função da razão das concentrações da soluções fraca e forte multiplicada pelo fluxo mássico da solução fraca na saída do absorvedor que é encontrada.

4.1.4.3 “Gerador – Condensador”

$$T_3 = 100 [C]$$

$$P_3 = P_Sat(Steam;T=T_3)$$

$$h_3 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_3; P=P_3)$$

$$m_3 = (m_1 - m_2)$$

Neste bloco é declarada apenas a temperatura do refrigerante (neste caso água) na saída do gerador em direção ao condensador. A pressão é declarada como pressão de saturação do vapor de água na temperatura dada. A entalpia é obtida em função da temperatura declarada e pressão obtida e o fluxo mássico é dado pela diferença do fluxo mássico da solução forte que segue para o absorvedor e da solução fraca (com maior concentração de refrigerante) que chega ao gerador.

4.1.4.4 “Condensador”

$$T_4 = 46,2 \text{ [C]}$$

$$P_4 = P_{\text{Sat}}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_4)$$

$$h_4 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_4; P=P_4)$$

$$m_4 = m_3$$

No bloco do condensador novamente é dado apenas o valor de temperatura na sua saída. A pressão também é obtida como pressão de saturação, mas neste caso, de líquido saturado na temperatura declarada. E o fluxo mássico é o mesmo da saída do condensador.

4.1.4.5 “Evaporador”

$$T_5 = 1,8 \text{ [C]}$$

$$P_5 = P_{\text{Sat}}(\text{Steam}; T=T_5)$$

$$h_5 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_5; P=P_5)$$

$$m_5 = m_4$$

No bloco deste componente é informada apenas a temperatura na saída do evaporador. A pressão obtida é a pressão de saturação do vapor de água na temperatura informada. A entalpia é obtida em função da temperatura e pressão, e o fluxo mássico é o mesmo da saída do condensador. O próximo bloco contém as equações do balanço de energia.

4.1.4.6 “Balanço de energia”

$$q_a = m_2 \cdot h_2 + m_5 \cdot h_5 - m_1 \cdot h_1$$

$$q_g = m_3 \cdot h_3 + m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1$$

$$q_c = m_3 \cdot h_3 - m_4 \cdot h_4$$

$$q_e = m_5 \cdot h_5 - m_4 \cdot h_4$$

$$q_e = 25,2 \text{ [kW]}$$

As equações declaradas no bloco do balanço de energia se referem, respectivamente à: taxa de transferência de calor (ou taxa de calor rejeitado) no absorvedor; taxa de transferência de calor (ou taxa de calor demandado) no gerador; taxa de transferência de calor (ou taxa calor liberado) no condensador; taxa de transferência de calor (ou taxa de calor absorvido) no evaporador, que tem seu valor declarado na linha de baixo.

Esta primeira simulação é realizada com o intuito de se obter o fluxo mássico do par refrigerante absorvente no ciclo. Para isso, é considerado como premissa, que o valor da taxa de transferência de calor no evaporador que deve ser igual à carga térmica calculada para gerar o efeito de refrigeração desejado, isto é, $q_e = 25,2 \text{ kW}$.

E então é dado o comando para que o *software* realize os cálculos, chegando aos resultados presentes na Figura 20.

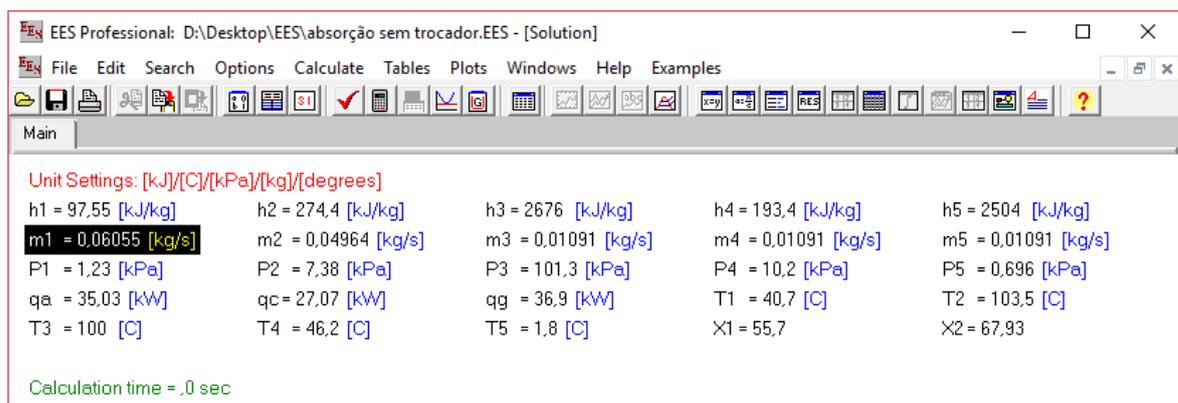


Figura 20: Resultados para o fluxo mássico.

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 20 retrata-se os resultados obtidos no *software* EES, dado como premissa a taxa de transferência no evaporador $q_e = 25,2 \text{ kW}$, obtendo um fluxo mássico $m_a = 0,06055 \text{ kg/s}$.

4.1.5 Calor demandado no gerador.

Com o ciclo corretamente modelado no *software*, a próxima etapa consistiu na análise do calor presente nos gases de exaustão, tendo em vista que ele deve ser suficiente para suprir a taxa de transferência de calor demandado pelo gerador. Deve-se observar, que nos

resultados da primeira simulação do ciclo, exibidos na Figura 20, está presente a taxa de transferência de calor demandado no gerador $q_g = 36,9 \text{ kW}$.

Seguindo para análise do motor, é realizada uma pesquisa com as principais fabricantes de motores de ônibus presentes no mercado brasileiro, e um modelo de motor de cada fabricante é selecionado para análise. A relação dos modelos de motor de cada fabricante está presente na Tabela 7.

Tabela 7: Motores à diesel de uso comum em ônibus urbanos no Brasil.

Fabricante	Modelo	Potência (cv)	Potência (kW)
Mercedes Benz (2018)	MB OM 924 LA (Proconve P-7)	208	153
MAN/Volkswagem (2018)	D0836 260	256	188
Scania (2018)	Série F	253,4 a 364,9	186,4 a 268,4
Volvo (2018)	MWM 7B270 EUV	270	201

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Tabela 7 exibe-se os valores de potência em cavalo vapor (cv) e quilowatts (kW) de quatro modelos de motores para chassis de tração dianteira (comumente utilizados em transporte urbano) de até 11 metros das maiores fabricantes de motores e chassis no Brasil de acordo com dados da FENABRAVE (2018).

Segundo relato de Heywood *apud* Martinelli (2008), nos motores de combustão interna, o balanço térmico apresenta uma perda de energia de cerca de 20 a 35% pelos gases da combustão e de 16 a 35% pelo fluido de arrefecimento, de acordo com o ciclo utilizado (diesel ou otto).

Pode-se concluir, portanto, que mesmo o motor de menor potência apresentando um valor percentual de perda de energia da ordem de 35%, ter-se-ia ainda disponíveis aproximadamente 53,55 kW de calor rejeitado, o suficiente para suprir a taxa de calor requerida no gerador do ciclo proposto que é de 36,9 kW.

4.2 Análise da performance do ciclo.

O próximo objetivo do trabalho após a modelagem matemática se resume em uma análise da eficiência do ciclo quando submetido a variações dos seus parâmetros operacionais em busca do “ponto ótimo” de funcionamento, isto é, encontrar os valores de parâmetros nos quais o ciclo apresente o melhor coeficiente de performance.

4.2.1 Ciclo sem trocador de calor.

A primeira etapa da análise consistiu em obter o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração por absorção sem o trocador de calor. Pode-se, portanto, utilizar os mesmos blocos de códigos presentes no item 4.1.4, com algumas mudanças: como o objetivo agora é encontrar o coeficiente de performance e não mais o fluxo mássico, pode-se inserir o fluxo mássico $m_1 = 0,06055 \text{ kg/s}$ como um dado de entrada e remover o valor da taxa de transferência de calor no evaporador para que não haja redundância e permitir que este valor possa variar, afinal este é um fator determinante para o coeficiente de performance do ciclo.

É também inserida no código a equação que dá o valor do coeficiente de performance:

$$\text{COP} = q_e/q_g$$

O *software* pode então realizar os cálculos e chega aos resultados presentes na Figura 21.

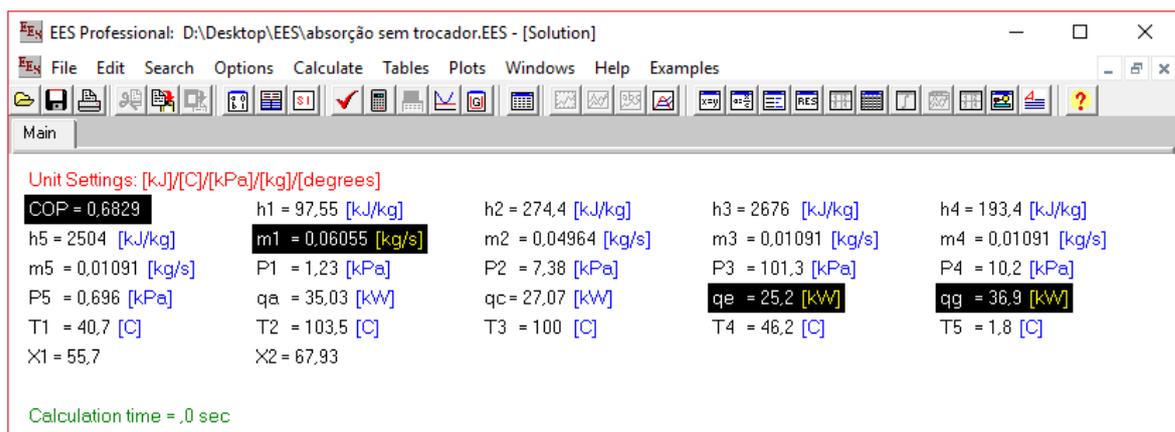


Figura 21: Resultados de performance do ciclo sem trocador de calor.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 21 exibe-se os resultados da simulação computacional do ciclo de refrigeração, dado o valor do fluxo mássico, e obtido um coeficiente de performance de 0,6829. Os valores de taxa de transferência de calor no gerador e no evaporador não se alteram, dado que os parâmetros de funcionamento do ciclo são mantidos.

4.2.2 Ciclo com trocador de calor.

Com os resultados do ciclo sem trocador de calor, a próxima simulação é realizada com a inserção de um trocador de calor para que haja comparação entre os valores do coeficiente de performance. O modelo esquemático do ciclo com a inserção do novo componente é ilustrado na Figura 22.

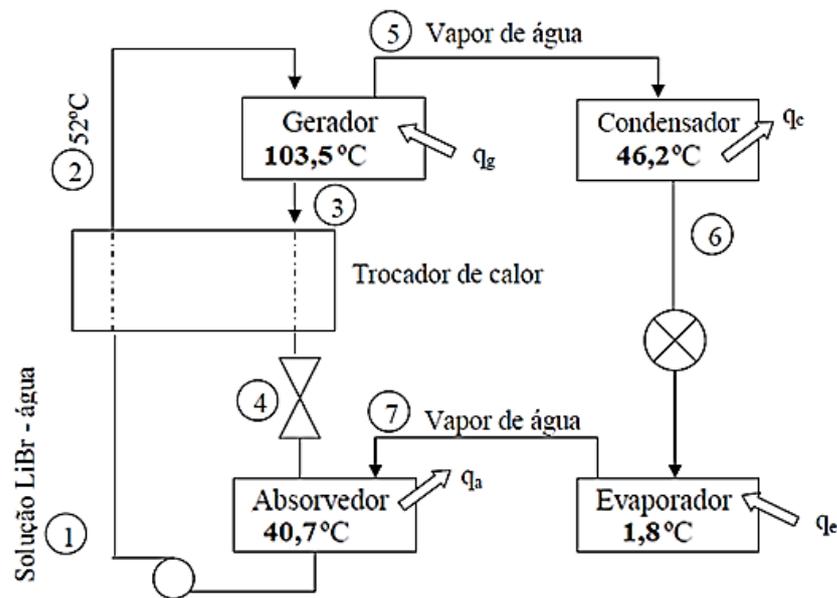


Figura 22: Representação esquemática do ciclo com trocador de calor.
 Fonte: Adaptado de Stoecker & Jones, 1985.

A inclusão deste componente requer que haja a inserção de mais um bloco de códigos, modificações nos índices das variáveis conforme esquema da Figura 22, além de modificações nas equações do balanço de energia. As linhas de códigos inseridas no modelamento anterior são:

"Trocador de Calor"

$$T_2 = 52 \text{ [C]}$$

$$P_2 = P_{\text{LiBr}}(\text{'SI';}T_2;X_1)$$

$$h_2 = H_{\text{LiBr}}(\text{'SI';}T_2;X_1)$$

$$m_2 = m_1$$

$$m_4 = m_3$$

$$X_3 = X_4$$

$$h_{\text{min.cris}} = -1397 + (24.X_4)$$

Neste bloco é declarada como dado de entrada, a temperatura na saída do trocador, com um valor arbitrado. A pressão é obtida em função da temperatura e do valor de concentração da mistura fraca, assim como a entalpia. O fluxo mássico não se altera dentro do trocador, por isso ele é mantido constante na sua saída, assim como a concentração da solução forte. Na ultima linha é inserida uma variável condicional, a entalpia mínima de cristalização.

Este valor de entalpia, quando simulado o ciclo, deve ser menor que o valor de entalpia na saída do trocador de calor (ponto 4), para que não ocorra cristalização da solução forte.

Os novos códigos do balanço de energia são:

$$qt = m2.(h2 - h1)$$

$$qt = m4.(h3-h4)$$

$$qg = m5.h5 + m3.h3 - m2.h2$$

$$qa = m7.h7 + m4.h4 - m1.h1$$

$$qc = m5.h5 - m6.h6$$

$$qe = m7.h7 - m6.h6$$

As duas primeiras linhas são do balanço de energia nos dois lados do trocador de calor, o primeiro no lado da solução fraca e o segundo da solução forte. As demais linhas são alteradas apenas por uma mudança nos índices dos componentes com a inserção do trocador de calor.

É dado então o comando para que o *software* chegue aos resultados apresentados na Figura 23.

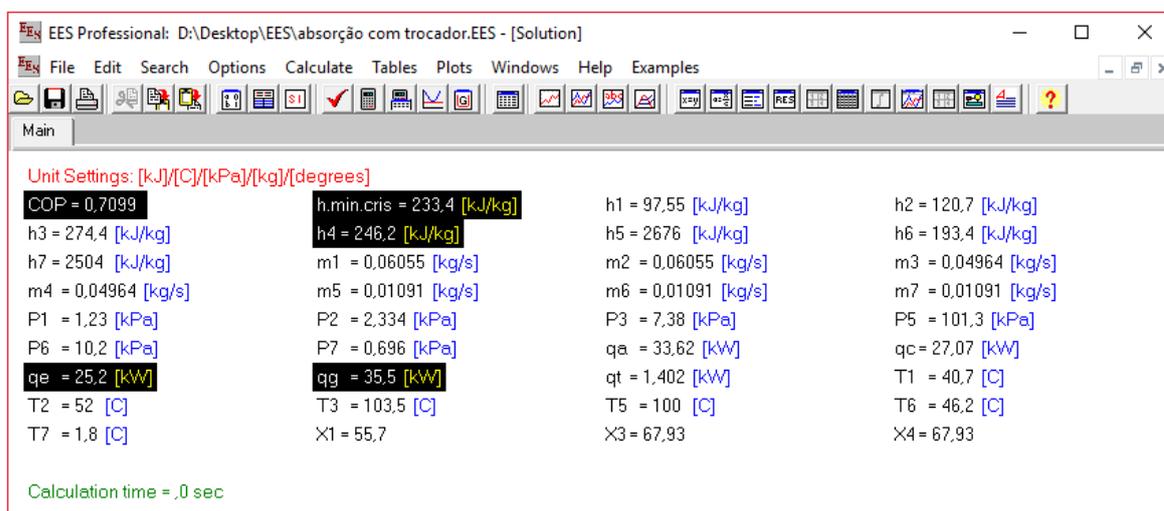


Figura 23: Resultados de performance do ciclo com trocador de calor.

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

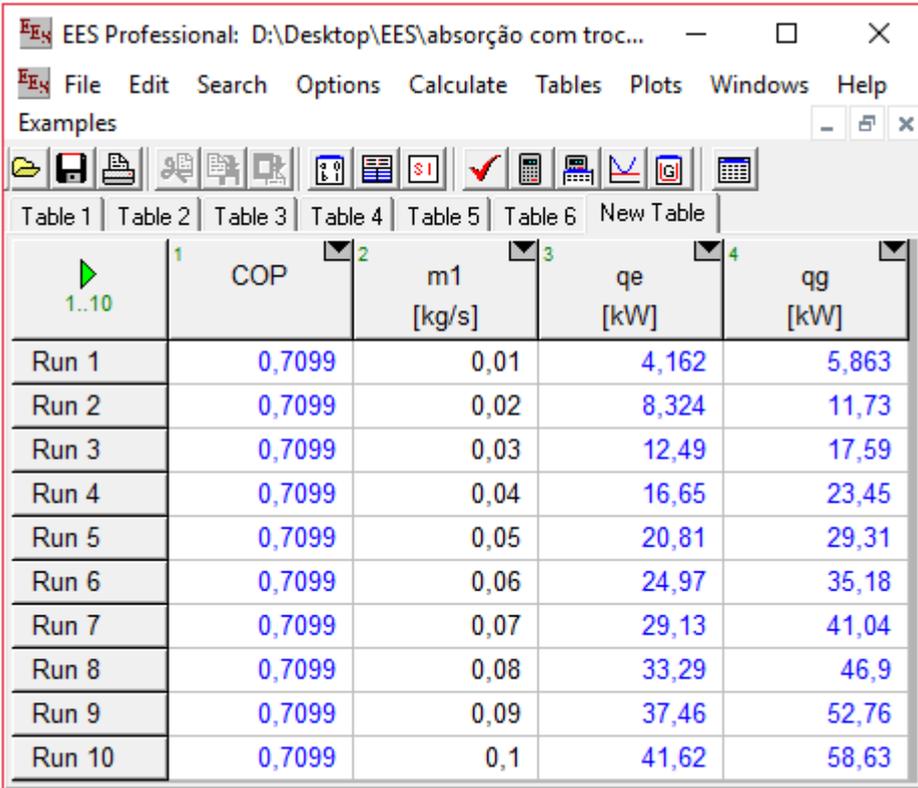
Comparando os resultados para o ciclo com e sem trocador de calor, Figuras 21 e 23 respectivamente, pode-se perceber uma melhora no coeficiente de desempenho saltando de 0,6829 no ciclo sem trocador para 0,7099 no ciclo com trocador. Mantido o valor do fluxo mássico é perceptível que a taxa de transferência de calor no evaporador se mantém, enquanto que a taxa de calor demandada no gerador diminui de 36,0 kW para 35,5 kW no ciclo com

trocador de calor. Nota-se ainda que o valor entalpia na saída do trocador de calor é maior que a entalpia mínima de cristalização, o que atende esse requisito.

4.2.3 Variação do fluxo mássico.

Após a constatação que a inserção de um trocador de calor causa uma melhora na performance do ciclo de absorção, é dado início a etapa de análise da variação dos parâmetros inseridos como dados de entrada nesse sistema. Lembrando que os valores de temperatura e alguns valores de pressão são definidos com base em valores experimentais presentes na norma ASHRAE (2009), mas o fluxo mássico é obtido em função de uma premissa: a carga térmica que deveria ser retirada do ambiente do ônibus pelo evaporador.

Inicia-se então com a variação do fluxo mássico para entender o impacto que o aumento ou diminuição desse valor causa nos demais componentes do ciclo e sua influencia no coeficiente de performance. O valor inicial de 0,06055 kg/s é substituído para uma faixa de valores entre 0,01 kg/s e 0,1 kg/s tabelados dentro do próprio *software*, que gera como resultados uma tabela representada na Figura 24.



1..10	1 COP	2 m1 [kg/s]	3 qe [kW]	4 qg [kW]
Run 1	0,7099	0,01	4,162	5,863
Run 2	0,7099	0,02	8,324	11,73
Run 3	0,7099	0,03	12,49	17,59
Run 4	0,7099	0,04	16,65	23,45
Run 5	0,7099	0,05	20,81	29,31
Run 6	0,7099	0,06	24,97	35,18
Run 7	0,7099	0,07	29,13	41,04
Run 8	0,7099	0,08	33,29	46,9
Run 9	0,7099	0,09	37,46	52,76
Run 10	0,7099	0,1	41,62	58,63

Figura 24: Resultados obtidos em função da variação do fluxo mássico.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 24 apresenta-se como resultado os valores do coeficiente de performance (COP), da taxa de transferência de calor no evaporador (qe) e no gerador (qg) em função da

variação da vazão mássica. Os resultados do *software* permitem entender que nem o aumento, nem a diminuição vazão mássica exercem influencia no coeficiente de performance. No entanto, ambas as taxas de transferência de calor apresentam crescimento e decrescimento proporcional com o aumento ou diminuição da vazão. Esta relação pode ser melhor observada no gráfico que o próprio *software* gera a partir dos resultados presentes na tabela, que são exibidos nas Figuras 25 e 26. É importante salientar que os demais valores não são alterados, apenas o valor de vazão mássica.

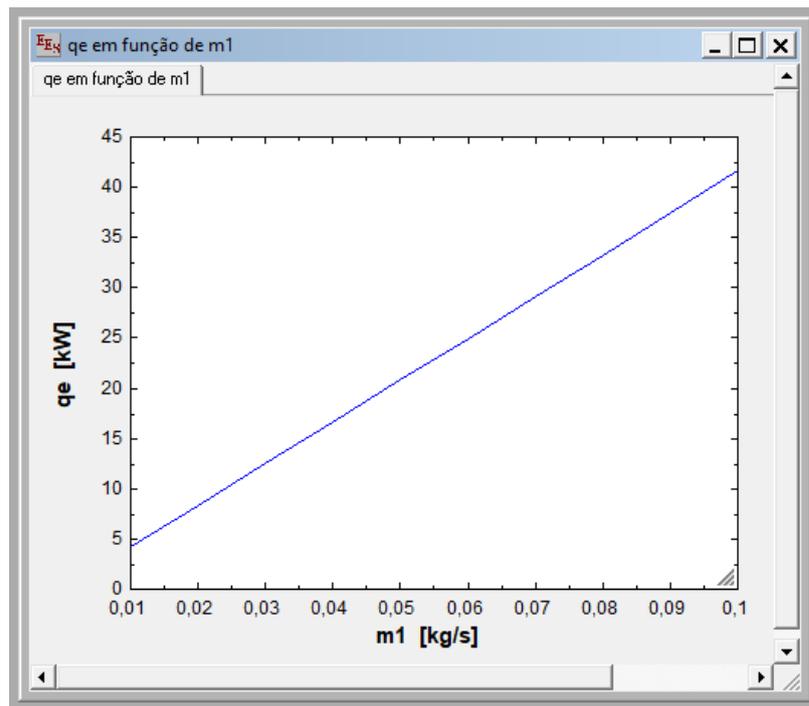


Figura 25: Gráfico da taxa de transferência de calor no evaporador em função da variação do fluxo mássico.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 25 ilustra-se o gráfico gerado pelo próprio *software* que representa a correlação entre a taxa de calor absorvido pelo gerador em função da variação do fluxo mássico no ciclo. É nítido que o aumento do fluxo influi em um aumento da taxa de transferência de calor no evaporador.

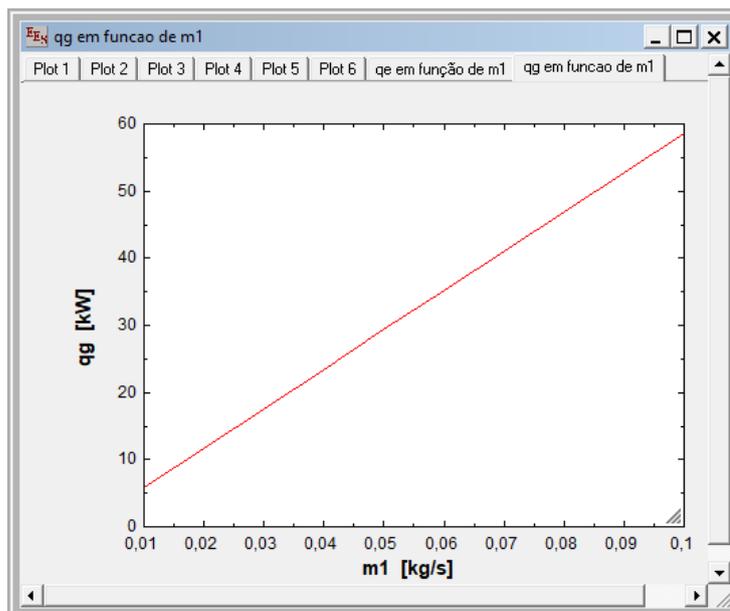


Figura 26: Gráfico da taxa de calor demandado no gerador em função da variação do fluxo mássico.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 26 apresenta-se o gráfico dos valores de taxa de transferência de calor no gerador em função da variação do fluxo mássico. Pode ser notado que, como no caso do evaporador, aqui também um aumento do fluxo causa um aumento da taxa de transferência de calor no gerador.

Verifica-se a partir dos resultados apresentados no gráfico, que um aumento no fluxo mássico resulta em um aumento das taxas de transferência de calor nos componentes. O valor do fluxo mássico é limitado, portanto, ao valor da taxa de calor demandado no evaporador, pois o principal recurso do ciclo é a taxa de calor absorvido no gerador que é fornecida pelos gases de combustão. O valor de fluxo mássico que resulta em uma taxa de calor demandado no gerador próximo da taxa de calor que os gases de exaustão oferecem é um valor próximo de 0,94 kg/s.

4.2.4 Variação nos valores das temperaturas.

Após realizada a análise da influencia do fluxo mássico que teve, inicialmente, seu valor calculado a partir de uma premissa, é realizado o estudo da variação nos valores de temperatura. Nas primeiras simulações realizadas os valores são adotados a partir de uma simulação existente na literatura. Nas próximas simulações são observadas a influencia que uma variação nestes valores representam no coeficiente de performance do ciclo.

A variação dos valores consistiu em uma faixa de valores de 10 °C, sendo que na maioria dos casos são analisadas as influencias de uma variação de 5 °C acima e abaixo do

valor inicialmente considerado. Somente no caso do evaporador a variação de 5 °C abaixo não é possível, pois esta mudança acarretaria em uma mudança de fase não desejada.

O primeiro componente a ter seu valor de temperatura variado é o gerador. O valor de temperatura da solução forte na saída do gerador presente na literatura é de 103,5 °C, a faixa de valores adotados é de 99,5 °C a 108,5 °C, que gera como resultados os dados apresentados na Figura 27.

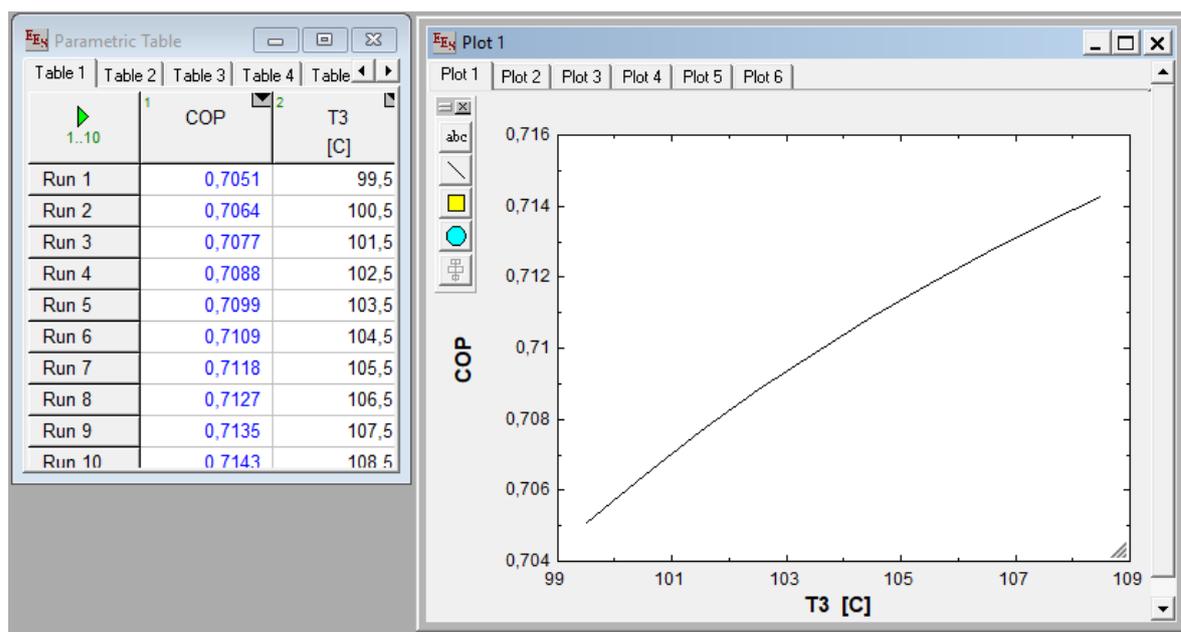


Figura 27: Resultados do COP em função da temperatura T_3 .
Fonte: Pesquisa direta, 2018.

Na Figura 27 exibe-se os resultados alcançados na simulação do ciclo ao se variar a temperatura da solução forte na saída do gerador e sua influencia no coeficiente de performance, por meio de uma tabela e um gráfico. Nota-se um melhor desempenho do ciclo quando a solução forte na saída do gerador tem uma maior temperatura.

O próximo componente a ter seu valor de temperatura alterado é o absorvedor. A faixa de valores calculados são de 36,7 °C a 45,7 °C, que apresentam como resultados os dados exibidos na Figura 28.

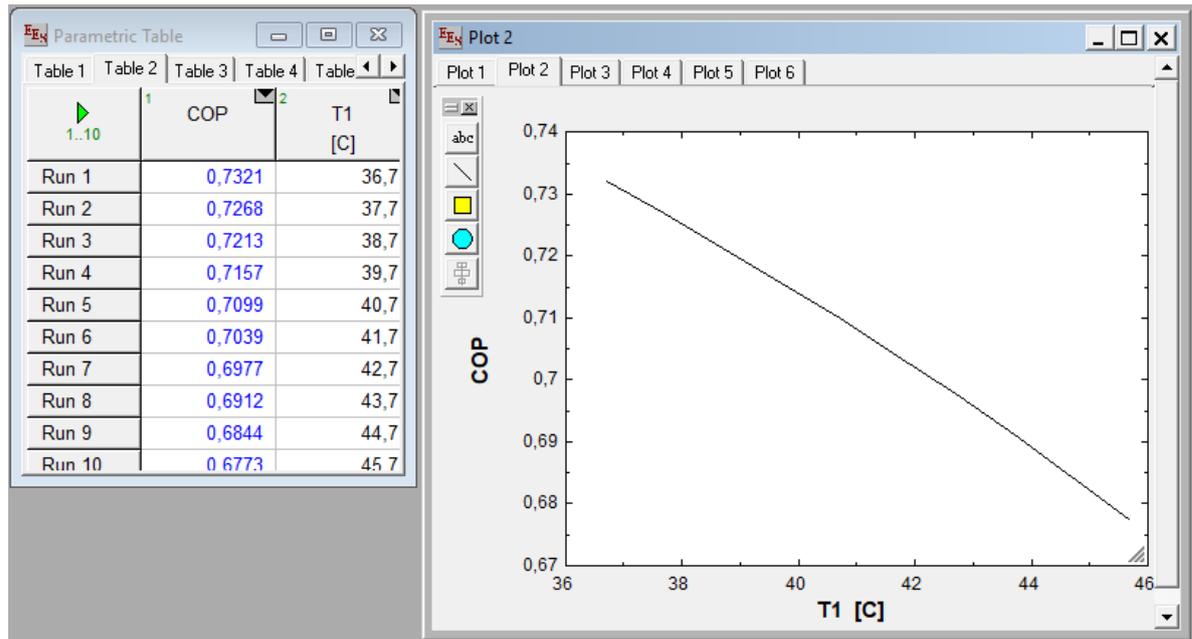


Figura 28: Resultados do COP em função da temperatura T_1 .
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 28 apresenta-se os resultados da simulação da variação da temperatura na saída do absorvedor. Observa-se que há uma queda de desempenho do ciclo quando a temperatura na saída do absorvedor aumenta.

O valor agora a ser variado é a temperatura na saída do trocador de calor. A faixa de valores adotados é de 48°C a 57°C , que geram os resultados presentes na Figura 29.

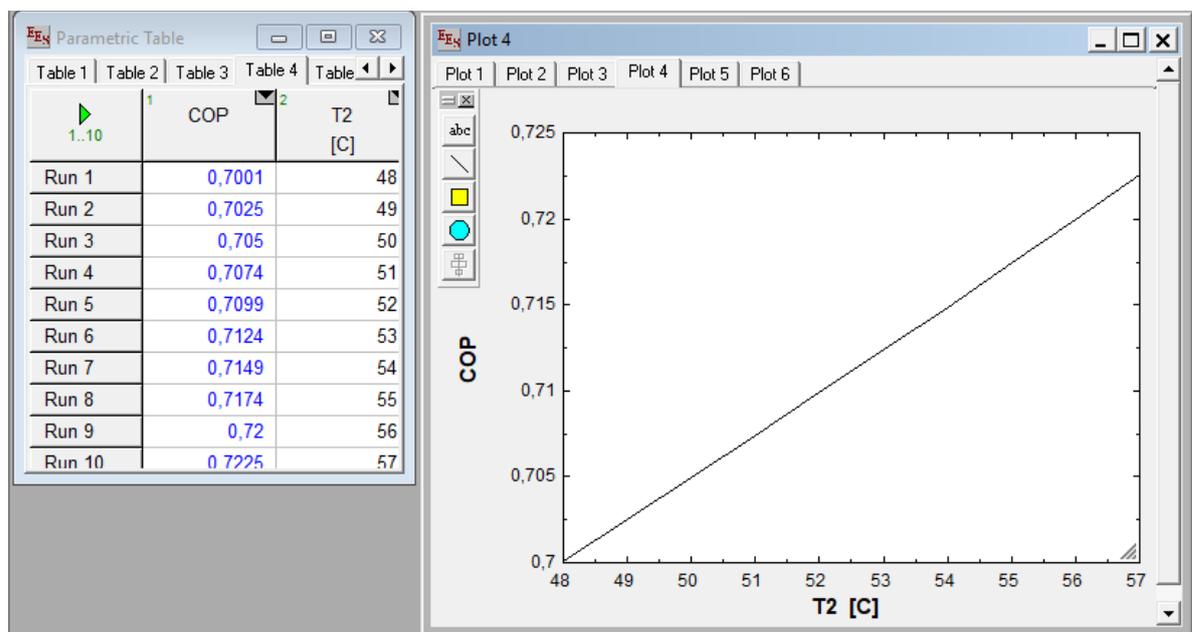


Figura 29: Resultados do COP em função da temperatura T_2 .
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 29 apresenta-se os resultados da variação de temperatura da solução fraca na saída do trocador de calor. Neste caso, nota-se um aumento do coeficiente de performance com o aumento do valor de temperatura na saída do trocador de calor.

O próximo valor de temperatura a ser alterado é o do fluido refrigerante na saída do gerador. Sua temperatura inicial considerada é de 100°C. A faixa de temperaturas escolhida é de 96 °C a 105 °C (Figura 30).

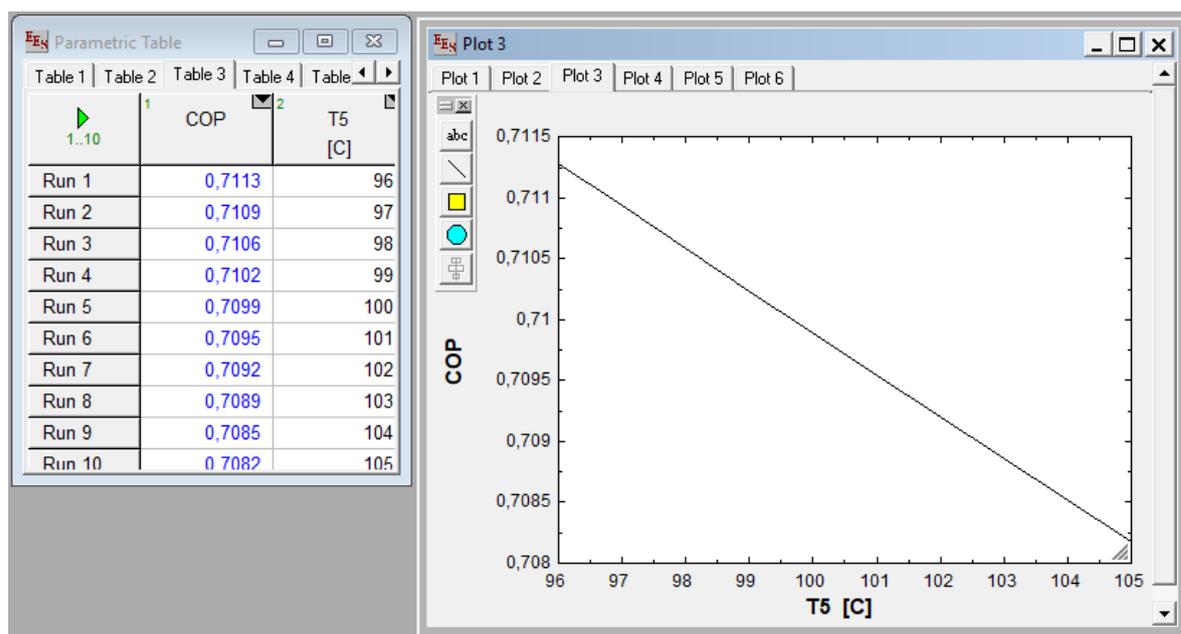


Figura 30: Resultados do COP em função da temperatura T_5 .
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 30 apresenta-se a tabela e o gráfico com os resultados da variação da temperatura do refrigerante na saída do gerador. Neste caso, como no caso do absorvedor, um aumento no valor de temperatura significa uma queda de rendimento do ciclo.

Então são variadas as temperaturas de saída do condensador. A temperatura inicial de 46,2°C é alterada pra uma faixa de valores entre 42,2 °C a 51,2 °C, que gera os resultados apresentados na Figura 31.

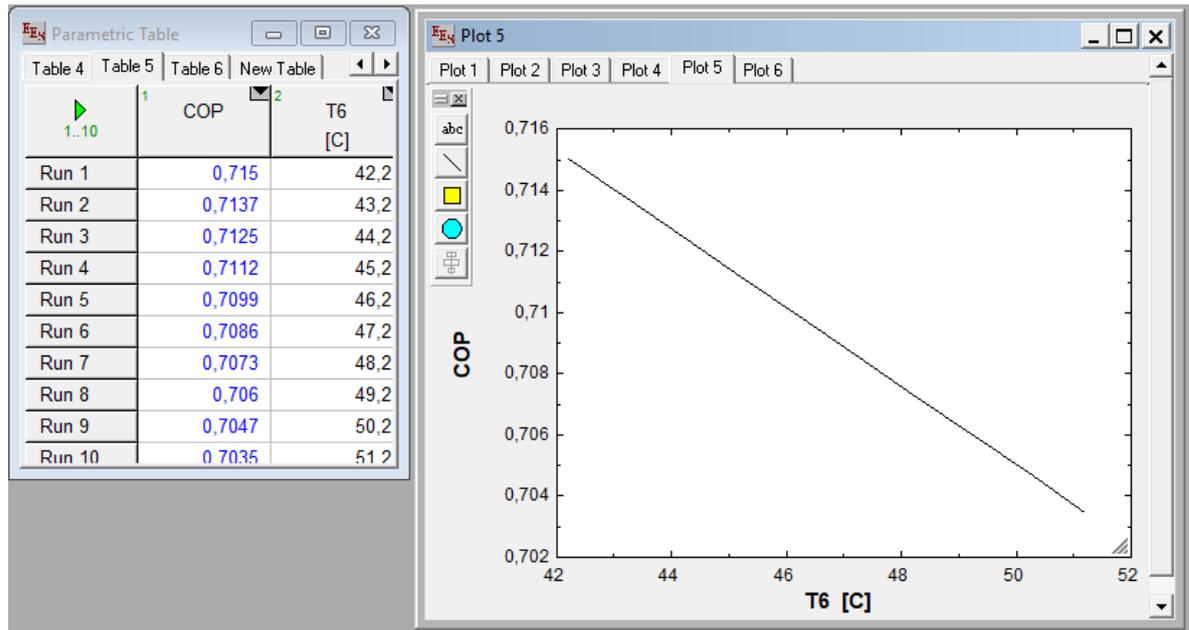


Figura 31: Resultados do COP em função da temperatura T_6 .
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 31 exibe-se a relação do coeficiente de performance do ciclo com o valor da temperatura na saída do condensador. Nota-se que também neste caso há uma queda de performance do ciclo com o aumento da temperatura.

E por último é realizada a variação dos valores de temperatura do evaporador. A faixa de valores adotados é de 1 a 10 °C, que gera como resultados os dados apresentados na Figura 32.

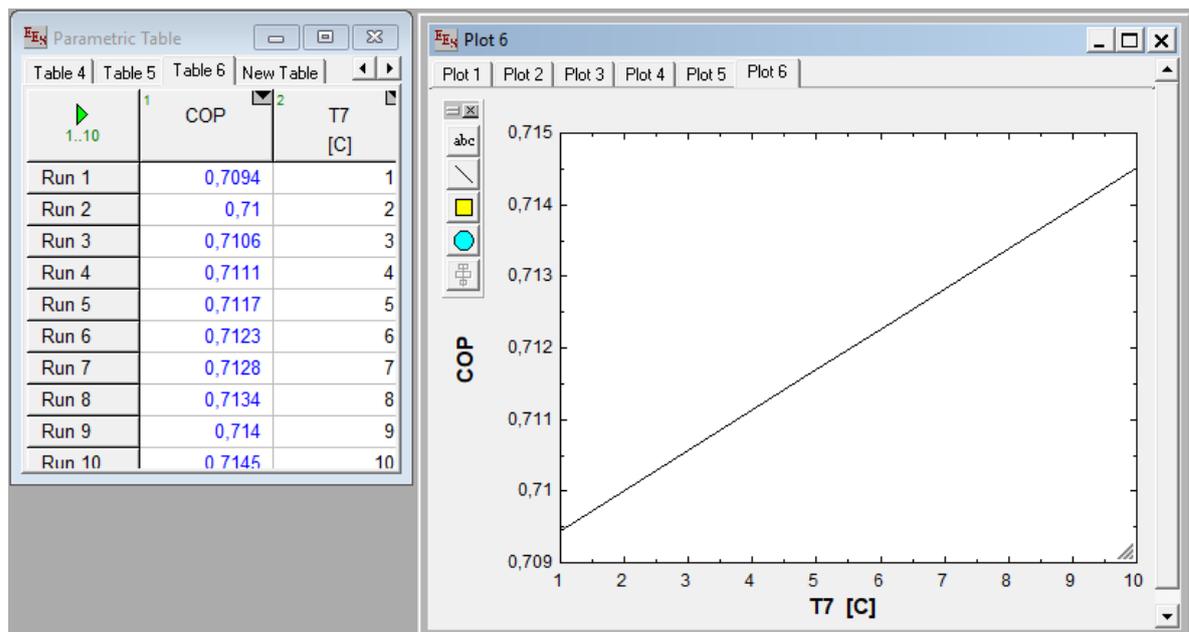


Figura 32: Resultados do COP em função da temperatura T_7 .
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 32 apresenta-se os resultados da variação de temperatura do refrigerante na saída do evaporador. Neste caso, nota-se um aumento da performance com o aumento do valor de temperatura na saída do evaporador.

4.3 Ciclo com parâmetros aprimorados.

Após concluídas as análises sobre a influencia dos parâmetros testados na simulação do ciclo presentes no item anterior, é realizada uma última simulação com os valores melhorados de cada componente em razão de se obter um valor otimizado do coeficiente de performance e comprovar que uma mudança dos valores como um todo podem melhorar significativamente a performance do ciclo. A simulação é realizada então com os dados de entrada presentes na Tabela 8:

Tabela 8: Novos dados de entrada para simulação do ciclo de absorção.

Componente	Valores
Gerador (solução forte, ponto 3)	$T_3 = 108,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Absorvedor (ponto 1)	$T_1 = 36,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ $m_1 = 0,06055 \text{ kg/s}$
Gerador (refrigerante, ponto 5)	$T_5 = 96 \text{ } ^\circ\text{C}$
Trocador de calor (solução fraca, ponto 2)	$T_2 = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$
Condensador (ponto 6)	$T_6 = 42,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Evaporador (ponto 7)	$T_7 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Com os novos dados de entrada presentes na Tabela 8, é dado o comando para que o *software* realizasse uma nova simulação, que apresenta como resultados os dados presentes na Figura 33.

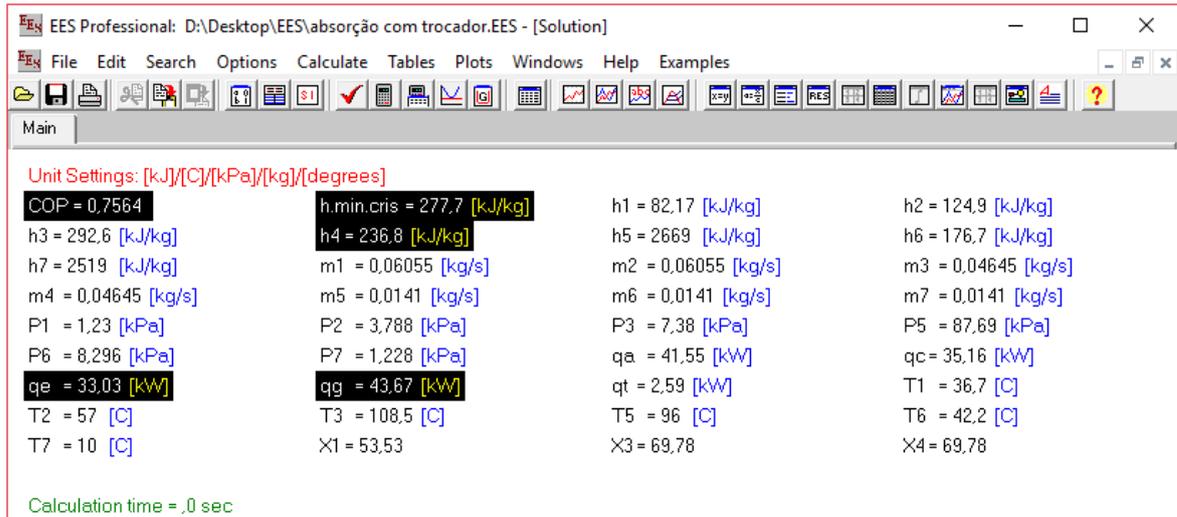


Figura 33: Resultados da simulação do ciclo com os valores aprimorados.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Na Figura 33 exibe-se os resultados da simulação com os valores de entrada alterados. A nova simulação apresenta um valor de coeficiente de performance mais alto, de 0,7564. Porém a condição de entalpia mínima de cristalização na saída do trocador de calor não é atendida, o que faria com que, na prática, o ciclo apresentasse problemas de funcionamento pela cristalização da solução forte. Para que este problema não ocorra, os valores que influenciam na entalpia da mistura na saída do trocador são alterados, como pode ser verificado na Tabela 9.

Tabela 9: Valores de temperatura corrigidos para o ciclo aprimorado.

Valores antigos	Valores novos
$T_3 = 108,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_3 = 104,5 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_1 = 36,7 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_1 = 39,7 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_2 = 57 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_2 = 53 \text{ }^\circ\text{C}$

Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Com os valores corrigidos, uma nova simulação é realizada que gera como resultado os dados presentes na Figura 34.

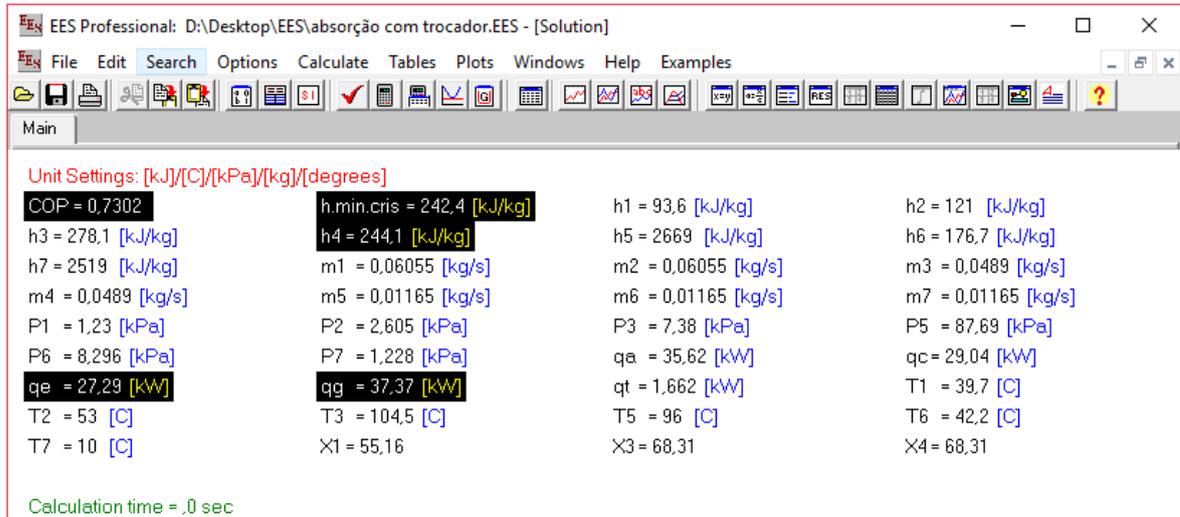


Figura 34: Resultados da simulação do ciclo com os valores corrigidos.
Fonte: Pesquisa Direta, 2018.

Nesta simulação a entalpia na saída do trocador é maior que a entalpia mínima de cristalização, atendendo a este requisito. E apesar dos valores corrigidos, nota-se ainda uma melhora no coeficiente de performance em relação a primeira simulação com a presença do trocador de calor (Figura 23) que sobe de 0,7099 para 0,7302. Consequentemente as taxas de transferência de calor no gerador e no evaporador apresentam melhoras, isto é, com a inserção dos dados de entrada aprimorados, o aumento da performance do ciclo gera uma menor demanda de calor no gerador e realiza uma maior retirada de calor no evaporador.

5 CONCLUSÃO

Este capítulo apresenta as conclusões do presente trabalho, obtidas a partir do estudo realizado e recomendações para pesquisas futuras.

5.1 Conclusões

O desenvolvimento do presente estudo possibilitou a análise de um ciclo de refrigeração por absorção aplicado em um veículo urbano de transporte coletivo. O modelamento matemático com os balanços de massa e energia, além das propriedades e estados termodinâmicos da mistura, realizado por meio de uma simulação no *software* EES possibilitou a análise de diversos cenários possíveis.

Os parâmetros de funcionamento inicialmente retirados da literatura possibilitaram a obtenção de um valor de fluxo de massa que atendesse a condição de retirada da carga térmica presente no ônibus. Na primeira simulação computacional realizada do ciclo, ainda sem trocador de calor, utilizando o par Água – Brometo de Lítio, pode-se observar que a taxa de calor demandado no gerador de 36,9 kW é facilmente suprida pelo calor presente nos gases de exaustão de um motor de combustão desse tipo de veículo, que produz um aproximado de 53,55 kW de calor rejeitado.

Notou-se que a inserção de um trocador de calor no ciclo causa uma melhora no coeficiente de performance do ciclo de 0,6829 para 0,7099 (melhora de 4%), pois este enquanto pré-aquece a mistura que chegará ao gerador, realiza um resfriamento do fluido que chega ao absorvedor. Com a variação dos parâmetros iniciais pode ser observado que o valor da vazão mássica da mistura binária está relacionada com as taxas de transferência de calor nos componentes do ciclo. Observa-se também que um acréscimo nos valores de temperatura dos componentes que liberam calor para o meio externo (absorvedor e condensador) culmina em uma queda na performance do ciclo. Porém, um acréscimo nos valores de temperatura dos componentes que recebem calor do meio externo (gerador e evaporador) resultam em um aumento no valor do coeficiente de performance, com exceção para o valor de temperatura do refrigerante na saída do gerador, pois este está relacionado com a taxa de calor que o condensador que deve liberar para o meio.

A simulação realizada do ciclo com os parâmetros melhorados resultou em um aumento na performance do ciclo que teve um aumento no COP de 0,6829 obtido na primeira simulação, para 0,7302, um aumento de aproximadamente 7%.

Fica nítido que o ciclo de refrigeração por absorção é capaz de realizar a climatização de um veículo deste porte, visto que em todas as simulações realizadas o efeito de refrigeração realizado pelo evaporador é maior que a carga térmica obtida e a taxa de calor demandado pelo gerador é sempre menor que a taxa de calor rejeitado mesmo pelo motor mais eficiente. Deve-se salientar, no entanto, que os valores de temperatura alterados dependem da troca de calor realizada pelos componentes e que não são consideradas as efetividades de troca térmica no gerador e no evaporador.

5.2 Recomendações para trabalhos futuros

Pode-se sugerir algumas propostas para trabalhos futuros como complemento deste trabalho.

- Dimensionamento dos componentes de um ciclo de refrigeração por absorção;
- Análise da influência da efetividade de troca térmica nos componentes de um ciclo de refrigeração por absorção;
- Análise da influencia da variação da rotação de um motor diesel na vazão e temperatura dos gases de exaustão;
- Análise da viabilidade econômica da instalação de um sistema de refrigeração por absorção em um ônibus urbano;
- Estudo sobre o efeito da variação da concentração de refrigerante no coeficiente de performance do ciclo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 15570. **Transporte - Especificações técnicas para fabricação de veículos de características urbanas para transporte coletivo de passageiros.** Rio de Janeiro, 2009. 59 p.
- ANEEL. **Atlas da Energia Elétrica no Brasil.** 2008. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas3ed.pdf>>. Acesso dia: 26 de junho de 2018.
- ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning. **Handbook of Fundamentals.** SI Edition. 2009, Atlanta, EUA.
- ASSUMPCÃO, Valbert G. **Estudo de viabilidade da recuperação de calor dos gases de exaustão em motores para refrigeração de cargas típicas em meios de transporte rodoviário.** 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna: Volume 1.** 3 ed. São Paulo, SP: Blucher, 2012.
- CAMPOS, Renner A. T. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para conforto térmico de ambientes.** 79 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" - UNESP, Ilha Solteira, 2017.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica.** 5 ed. São Paulo, SP: McGraw-Hill, 2006. 740p.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica.** 7 ed. São Paulo, SP: McGraw-Hill, 2013. 1020p.
- FENABRAVE. Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores. **Anuário 2017 O Desempenho da Distribuição Automotiva no Brasil.** Disponível em: <<http://www3.fenabrave.org.br:8082/plus/modulos/listas/index.php?tac=indices-e-numeros&idtipo=6&layout=indices-e-numeros>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.
- GALLO, Waldyr L.R. **Análise exergetica de motores a gasolina e a álcool.** 280 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1954.

GAYÃO, Marcus Vinícius. **Sistema de Ar Condicionado para Ônibus Urbano**. 56f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Grande Dourados, Faculdade de Engenharia, Dourados, 2014.

GIL, A. C. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 5 ed. São Paulo: Atlas, 1999.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo M. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. 159f. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e Universidade Federal de São João Del Rey, São João Del Rey, 2011.

MANZELA, André A. **Estudo experimental da utilização dos gases de exaustão de um motor de combustão interna como fonte de energia de um sistema de refrigeração por absorção**. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

MARTINELLI JUNIOR, Luiz Carlos. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. 192 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2008.

MERCEDES BENZ. **Dados Técnicos OF - 1721**. Disponível em: <<https://www.mercedes-benz.com.br/resources/files/documentos/onibus/onibus-urbano/dados-tecnicos/dados-tecnicos-of-1721.pdf>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.

MINAYO, M. C. S. **Pesquisa social: teoria, método e criatividade**. 22 ed. Rio de Janeiro: Vozes, 2003.

MOREIRA, Heloisa B. C. **Avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção utilizando biogás de aterros sanitários e gás natural**. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2007.

NEOBUS. **New Mega**. Disponível em: <<http://www.neobus.com.br/new-mega>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.

PRODANOV, Cleber C.; FREITAS, Ernani C. **Metodologia do trabalho científico: Métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2 ed. Novo Hamburgo: Feevale, 2013.

RAMOS, L. A.; DURANTE, L. C.; CALLEJAS, I. J. A. **Geração de Eletricidade Abordando o Ciclo de Vida: Uma Revisão Sistemática sob a Ótica da Sustentabilidade Ambiental**. E&S – Engineering and Science, (2017), 6:1.

RAMPAZZO, Lino. **Metodologia científica**. Para alunos dos cursos de graduação e pós-graduação. São Paulo: Edições Loyola, 2002.

SCANIA. **INTERMUNICIPAIS | Scania Brasil**. Disponível em: <<https://www.scania.com/br/pt/home/products-and-services/buses-and-coaches/our-range/intercity-chassis.html>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.

SOUZA, Bruno F. C. R. **Modelagem de um sistema de refrigeração por absorção**. 318 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Aveiro, 2011.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: Makron, 1985. 481 p.

VOLKSWAGEM. VW - Caminhões Ônibus. **Volksbus 17.260 OD**. Disponível em: <<https://www.vwco.com.br/produtos-volkswagen/modelo/onibus-1/17-260-od-56>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.

VOLVO. **Volvo B270F – Especificações**. Disponível em: <<https://www.volvobuses.com.br/content/dam/volvo/volvo-buses/markets/brazil/especificacoes/b270f--urbano-fretamento-e-rodoviario--euro-5-ptpdf.pdf>>. Acesso em: 23 de novembro de 2018.

ANEXOS

Código do ciclo de absorção sem trocador de calor

"Absorvedor"

T1 = 40,7 [C]
 P1 = 1,23 [kPa]
 X1 = X_LIBR('SI';T1;P1)
 h1 = H_LIBR('SI';T1;X1)
 m1 = 0,06055 [kg/s]

"Gerador - Absorvedor"

T2 = 103,5 [C]
 P2 = 7,38 [kPa]
 X2 = X_LIBR('SI';T2;P2)
 h2 = H_LIBR('SI';T2;X2)
 m2 = m1*(X1/X2)

"Gerador - Condensador"

T3 = 100 [C]
 P3 = P_SAT(Steam;T=T3)
 h3 = ENTHALPY(Steam;T=T3;P=P3)
 m3 = (m1 - m2)

"Condensador"

T4 = 46,2 [C]
 P4 = P_SAT(Steam_IAPWS;T=T4)
 h4 = ENTHALPY(Steam;T=T4;P=P4)
 m4 = m3

"Evaporador"

T5 = 1,8 [C]
 P5 = P_SAT(Steam;T=T5)
 h5 = ENTHALPY(Steam;T=T5;P=P5)
 m5 = m4

$$qg = m3*h3 + m2*h2 - m1*h1$$

$$qc = m3*h3 - m4*h4$$

$$qe = m5*h5 - m4*h4$$

$$qa = m2*h2 + m5*h5 - m1*h1$$

$$COP = qe/qg$$

Código do ciclo de absorção com trocador de calor

"Absorvedor"

T1 = 36,7 [C]
 P1 = 1,23 [kPa]
 X1 = X_LIBR('SI';T1;P1)
 h1 = H_LIBR('SI';T1;X1)
 m1 = 0,06055 [kg/s]

"Gerador - Absorvedor"

T3 = 108,5 [C]
 P3 = 7,38 [kPa]
 X3 = X_LIBR('SI';T3;P3)
 h3 = H_LIBR('SI';T3;X3)
 m3 = m1*(X1/X3)

"Gerador - Condensador"

T5 = 96 [C]
 P5 = P_SAT(Steam;T=T5)
 h5 = ENTHALPY(Steam;T=T5;P=P5)
 m5 = (m1 - m3)

"Trocador de Calor"

T2 = 57 [C]
 P2 = P_LIBR('SI';T2;X1)
 h2 = H_LIBR('SI';T2;X1)
 m2 = m1
 m4 = m3
 X3=X4
 h.min.cris = -1397 + (24*X4)

"Condensador"

T6 = 42,2 [C]
 P6 = P_SAT(Steam_IAPWS;T=T6)
 h6 = ENTHALPY(Steam;T=T6;P=P6)
 m6 = m5

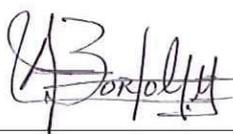
"Evaporador"

T7 = 10 [C]
 P7 = P_SAT(Steam;T=T7)
 h7 = ENTHALPY(Steam;T=T7;P=P7)
 m7 = m6

qt = m2*(h2 - h1)
 qt = m4*(h3 - h4)
 qg = m5*h5 + m3*h3 - m2*h2
 qa = m7*h7 + m4*h4 - m1*h1
 qc = m5*h5 - m6*h6
 qe = m7*h7 - m6*h6

COP = qe/qg

Certifico que o aluno **Anderson Fernandes da Costa**, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado “**Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo**”, efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.



DSc. Luís Antônio Bortolaia
Orientador

Ouro Preto, 20 de dezembro de 2018.