

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
MARIO AFFONSO RANIERI

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO A ENERGIA REJEITADA
PELA EXAUSTÃO E ARREFECIMENTO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**

São Bernardo do Campo
2017

MARIO AFFONSO RANIERI

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO A ENERGIA REJEITADA
PELA EXAUSTÃO E ARREFECIMENTO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**

Dissertação apresentada ao Centro Universitário
FEI, como parte dos requisitos necessários para
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Cyro
Albuquerque Neto.

São Bernardo do Campo

2017

Ranieri, Mario Affonso.

Análise de um sistema de refrigeração por absorção utilizando a energia rejeitada pela exaustão e arrefecimento de um motor de combustão interna / Mario Affonso Ranieri. São Bernardo, 2017.

80 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto .

1. Ciclo de Absorção. 2. Recuperação de Energia. 3. Ar condicionado.
I. Albuquerque Neto, Cyro, orient. II. Título.

Aluno: Mario Affonso Ranieri

Matrícula: 214316-2

Título do Trabalho: Análise de um sistema de refrigeração por absorção utilizando a energia rejeitada pela exaustão e arrefecimento de um motor de combustão interna.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Data da realização da defesa: 14/09/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 14 / 09 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto	Ass.: _____
Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady	Ass.: _____
Prof. Dr. Ricardo Belchior Torres	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO

REPROVADO

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE
FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA
EXAMINADORA

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto, pelos ensinamentos, pela ajuda e paciência em todos os momentos do desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady e ao Prof. Dr. Ricardo Belchior Torres pelas análises e sugestões importantíssimas que enriqueceram o texto e o conteúdo do trabalho.

Ao Engenheiro Renato Machado Florence, que permitiu que este estudo pudesse ser desenvolvido, acreditando e proporcionando as principais ferramentas deste projeto.

À Engenheira MSc. Gabrielle Manieri que dedicou horas no acompanhamento de instrumentação, testes de campo e tratamento de resultados, além do apoio e incentivo em todos os momentos.

Ao Engenheiro Gabriel Costa Gimenes pelo apoio e atenção nas tarefas de CAD.

A todos os familiares que sempre me apoiaram e não pouparam esforços, dedicando palavras de incentivo e carinho.

Aos meus amigos que me incentivaram a cada instante deste caminho

Ao Centro Universitário FEI, pela disponibilidade de recursos essenciais no desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Considerando a constante busca de redução de consumo de combustível e emissões gasosas em veículos automotores, abrem-se possibilidades de avanços em pesquisas de melhoria de eficiência tanto em motores de combustão interna como em componentes que fazem parte dos diversos sistemas veiculares. Neste sentido, o trabalho proposto avalia a possibilidade de reaproveitamento da energia disponível dos sistemas de arrefecimento e exaustão do motor de combustão interna, que são desperdiçados para o ambiente, como fonte energética de um ciclo de refrigeração por absorção, para melhoria de conforto dos ocupantes do veículo automotor.

O sistema de resfriamento pelo processo de absorção, sua história e estudos acadêmicos realizados sobre sua utilização em aplicações veiculares, marítimas e ferroviárias são discutidos neste trabalho.

A partir do levantamento de temperaturas dos sistemas de arrefecimento e exaustão de um micro-ônibus urbano em rota urbana em diversas condições de carga e rotação, foram desenvolvidas análises teóricas para fonte de geração de energia no equipamento de absorção. Conseqüentemente, foram obtidos os resultados de resfriamento e eficiência do ciclo de absorção em cada condição de utilização do veículo, durante aquecimento, roteiro em cidade e estrada.

As análises do modelo termodinâmico foram realizadas com a modelagem do ciclo a partir de dos balanços de massa e energia. Os resultados das análises teóricas mostraram que as potências de resfriamento nas diversas condições avaliadas foram de 0,97 kW durante a fase inicial de aquecimento por 6,5 minutos, chegando à 7,01 kW em roteiro estrada. Na condição da cidade, que é a vocação da aplicação estudada, 4,17 kW de potência de resfriamento foi encontrada, o que demonstra a possibilidade de utilização do ciclo de absorção. A potência de resfriamento deste estudo representa 78,9% da potência de resfriamento utilizada em veículos desta categoria.

Palavras-chave: Ciclo de Absorção. Recuperação de Energia. Ar Condicionado.

ABSTRACT

Considering the constant search for fuel consumption and emissions reduction in automotive vehicles, possibilities of advances in efficiency improvement researches are ramified in both internal combustion engines and in vehicle additional systems. In this sense, the proposed work evaluates the possibility of recovering cooling and exhaust systems thermal energy of the internal combustion engine, that otherwise would be wasted to the environment, as an energy source for an absorption refrigeration cycle.

The absorption cooling system, its history and academic studies applied in vehicular, marine and railway applications are discussed in this paper.

From the data survey of the cooling and exhaust systems of an urban micro-bus on a city route under various loading and rotation conditions, theoretical analysis were developed for the source of power generation in the absorption equipment. Consequently, the results of cooling and efficiency of the absorption cycle were obtained in each condition of use of the vehicle, which are: warm-up, city and road route.

Theoretical analysis was performed in the EES (Engineering Equation Solver) program with cycle modeling through mass and energy balances. The results of the theoretical analysis showed that the cooling powers in the various conditions were evaluated at 0.97 kW during the initial phase of heating by 6.5 minutes, reaching 7.01 kW in road route. In the city condition, which is the vocation of the application studied, 4.17 kW of evaporator power was found, which demonstrates the possibility of using the absorption cycle. It is important to note that even without the absorption system development for a vehicular application, the cooling power of this study represents 78.9% of the one used in vehicles of this category.

Key words: Absorption Cycle. Energy Recovery. Air Conditioning.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAN	Controller Area Network –
COP	Coefficiente de eficácia
EES	Engineering Equation Solver
H ₂	Hidrogênio
H ₂ O	Água
NH ₃	Amônia
LiBr	Brometo de lítio
MCI	Motor de combustão interna
SCR	Selective Catalytic Reduction - Redução Catalítica Seletiva
TR	Trocador de calor
VARS	Vapour Absorption Refrigeration System - Sistema de Refrigeração por Absorção de vapor
VCRS	Vapour Compression Refrigeration System – Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

h	Entalpia
\dot{m}	Vazão em massa
\dot{Q}	Calor trocado
UA	Coefficiente global de troca de calor
x	Concentração de soluto
\dot{W}	Trabalho da bomba

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 MOTIVAÇÃO.....	15
1.2 OBJETIVOS	16
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	17
2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	18
2.1 BREVE HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO	18
2.2 HISTÓRICO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO	19
2.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA.....	22
2.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA PORTÁTIL	25
2.6 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ÁGUA E BROMETO DE LÍTIO	28
2.6 COEFICIENTE DE EFICÁCIA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	30
2.7 PARES DE REFRIGERANTE/ABSORVENTE, SUAS CARACTERÍSTICAS,.....	31
TOXICIDADE E MEIO AMBIENTE	31
3 REVISÃO DA LITERATURA	34
4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	44
4.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO TESTE VEICULAR.....	55
4.2 CONVERSÃO DOS SINAIS DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	55
4.3 TESTES EM VEÍCULO	56
4.4 INSTRUÇÕES AO MOTORISTA.	56
4.5 DESCRIÇÃO DOS TESTES EM VEÍCULO	57
4.5.1 AQUECIMENTO DO MOTOR	57
4.5.2 CICLO CIDADE.....	57
4.5.3 ROTEIRO ESTRADA.....	57
5 ANÁLISE TERMODINÂMICA	58
5.1 PROPOSTA DO CICLO DE ABSORÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO E ÁGUA	59
5.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO PROPOSTO	61

6 RESULTADOS	67
6.1 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	67
6.2 RESULTADOS DO MODELO DO CICLO DE ABSORÇÃO	71
7. DISCUSSÃO	73
8. CONCLUSÃO.....	75
8.1 TRABALHOS FUTUROS	76
ANEXO A. RESULTADOS COMPLETOS DO CICLO PROPOSTO.....	82

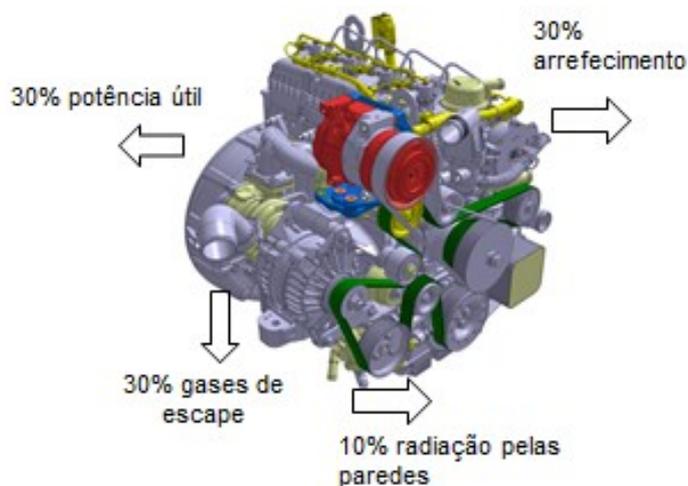
1 INTRODUÇÃO

A possibilidade de aproveitamento de combustível para geração de trabalho mecânico em motores diesel está compreendida entre 30 e 40% em relação à energia disponível pela queima deste combustível. (JADHAO; THOMBARE, 2013)

Para a disponibilização da potência útil na movimentação do veículo, existem os consumidores internos e externos de energia, como: atritos, equipamentos e sistemas auxiliares (Ex: ventilador, bomba de vácuo ou compressor de ar para freio, alternador, compressor de ar condicionado, etc.), que contribuem com uma parcela significativa no consumo de energia do combustível e o consequente aumento de emissões gasosas emitidas para atmosfera por esses propulsores.

Dois fontes de energia que poderiam ser aproveitadas nos motores de combustão interna são os gases resultantes da combustão, pelo sistema de exaustão são conduzidos para a atmosfera ainda com energia que poderia ser aproveitada para realização de trabalho, como também o sistema de arrefecimento, que retirando calor das partes internas do motor o transfere para a atmosfera pelo do radiador. Estas duas fontes de calor estão disponíveis e são desperdiçadas por todo o período em que o veículo está sendo utilizado. A figura 1 representa a distribuição aproximada do calor rejeitado para os diversos sistemas de um motor diesel, a partir da queima do combustível.

Figura 1: Dispositivo para fazer gelo de Ferdinand Carré de 1859



Fonte: Autor "Adaptado de" Caterpillar, 200-, p 79

No sistema de exaustão, o turbo-compressor amplamente utilizado em aplicações veiculares já é acionado pela energia dos gases de escape, porém, estes gases ainda possuem energia que pode ser utilizada em outro sistema ou acionamento antes de serem descartados na atmosfera.

O compressor de ar condicionado, utilizado em sistemas convencionais de resfriamento de compartimentos veiculares por compressão de vapor, por exemplo, utiliza até 9 kW de potência em um compressor acoplado em motores de combustão interna, considerando veículos médios / pesados, o que representa um adicional significativo de consumo de combustível e emissões gasosas durante toda a vida do veículo.

Partindo-se da possibilidade de utilização dessas energias rejeitadas como fonte a alta temperatura de gerador de um sistema de resfriamento de ar, encontramos estudos sobre o sistema de absorção, que mostram sua viabilidade, mas exigindo maior aprofundamento, pois como os veículos são utilizados em diversas condições de carga, o motor não trabalha em regime constante, o que ocasiona temperaturas e vazões dos seus sistemas variáveis ao longo do tempo de utilização. Esta é uma das dificuldades para a manutenção de um regime de gases de exaustão a uma determinada temperatura, pois em condições de baixa carga e rotação de marcha lenta, pode ser insuficiente para um sistema de absorção, enquanto que em plena carga e rotação máxima, o motor rejeita gases com vazão, temperatura e pressão superiores à necessidade do sistema.

Estas fontes de energia e suas possibilidades de utilização em sistema de absorção são a proposta deste trabalho, no qual as análises teóricas e de testes veiculares serão analisadas e comparadas.

1.1 MOTIVAÇÃO

O sistema de condicionamento de ar por absorção, por não conter componentes de consumo de potência mecânica, exceto se necessitar de uma bomba para a circulação da solução, representará um consumo mecânico de aproximadamente 1% quando comparado ao consumo de potência de sistemas de compressão de vapor, que são atualmente utilizados em veículos automotores ao redor do mundo. Os atuais sistemas de condicionamento de ar veicular podem necessitar até de 9kW em veículos semelhantes ao proposto neste trabalho. Esta potência necessária está relacionada ao tipo de sistema de ar condicionado utilizado, ou seja, para somente o motorista ou para todo o ambiente (salão) de um veículo. A literatura científica demonstra a viabilidade deste sistema de condicionamento de ar para veículos de

diferentes categorias, pois teoricamente e em levantamentos experimentais, os potenciais disponíveis nos gases rejeitados de exaustão e sistema de arrefecimento possuem energia suficiente para gerar a necessária temperatura no gerador do ciclo de absorção quando os motores são operados nos regimes de média e alta carga. As regiões de baixa carga do motor (marcha lenta e percursos onde a carga do motor é baixa, encontradas em trânsito urbano), são o foco deste trabalho. Com esta possível incapacidade de suprimento de calor para o ciclo nestes regimes específicos de motor, foi considerada a adição da energia, sempre disponível, do sistema de resfriamento. Um fato que não pode ser negligenciado é que no período de aquecimento (*warm-up*) do motor, o sistema de arrefecimento estará com sua temperatura estabilizada após alguns minutos de funcionamento.

A possibilidade de utilização de um sistema de refrigeração de ar adequado a aplicação veicular com consumo mecânico praticamente nulo, refletirá em uma diminuição de combustível e de emissões gasosas, além de redução de ruído interno pela eliminação do compressor, que pode transmitir vibração e ruído aos demais sistemas do veículo. Com esta abordagem, o sistema de refrigeração por absorção é uma possibilidade.

O ciclo de absorção pode ser constituído por diversos pares de refrigerante e absorvente e estes, com suas características de desempenho, obtenção, custo, toxicidade e meio ambiente, podem ser mais interessantes e atrativos para cada aplicação específica.

O trabalho proposto visa dar mais um avanço nas pesquisas do sistema, procurando solucionar em parte ou totalmente a perda de eficiência nos regimes de carga baixa de motor e durante a fase de aquecimento, para que no futuro seja obtido um maior aproveitamento de energia dos sistemas de exaustão e arrefecimento e como consequência, um aumento no rendimento energético dos veículos automotores e redução de emissões gasosas, beneficiando o usuário e o meio ambiente.

1.2 OBJETIVOS

Objetivo principal:

- a) Realizar análise teórica e experimental da viabilidade de utilização de um sistema de refrigeração por absorção, como forma de climatização do ambiente de um micro-ônibus nas diversas condições de tráfego urbano.

Objetivos específicos:

- a) Análise do modelo termodinâmico do ciclo de absorção;

- b) Testes veiculares com levantamentos de temperatura e vazão dos gases de exaustão e líquido de arrefecimento nas condições típicas de funcionamento do veículo;
- c) Análise teórica do equipamento de refrigeração por absorção, com o levantamento de seu desempenho de resfriamento, a partir das temperaturas disponíveis nos sistemas de arrefecimento e exaustão encontradas nos testes veiculares;
- d) Análises de resultados e viabilidade do sistema proposto.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho segue as seguintes etapas:

Histórico da refrigeração

Conceitos de ciclo de refrigeração por absorção

Revisão da Literatura sobre os estudos realizados com sistemas de absorção em veículos automotores

Procedimento experimental

Análise termodinâmica do ciclo de absorção

Apresentação de resultados experimentais

Discussão

Conclusão

2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Neste capítulo é apresentada a história da refrigeração por meios naturais, com a utilização de gelo para preservação de alimentos, evoluindo para os meios artificiais com a descoberta de fluidos com capacidade de resfriamento e as máquinas desenvolvidas para esta finalidade, com ênfase no ciclo de refrigeração por absorção amônia-água e brometo de lítio/água que é o foco deste trabalho. Os fluidos de trabalho do ciclo de absorção são apresentados, suas características e riscos para o ser humano e meio ambiente são discutidos.

2.1 BREVE HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é a redução e manutenção de temperatura de um corpo abaixo da temperatura de sua vizinhança, podendo ser obtida por meios naturais e artificiais. (CORRÊA, 2010)

O gelo ou a neve foram utilizados sempre que possível pelo homem com o objetivo de resfriar e preservar alimentos. A civilização egípcia utilizava jarros de barro, que por evaporação, garantiam a água com temperatura menor que a ambiente. Por séculos a única forma de resfriamento foi o gelo obtido da natureza, com sua preservação pelo maior tempo possível, normalmente envolto em madeira ou serragem. (PORTAL DA REFRIGERAÇÃO, 2016)

No século XVIII o gelo estava disponível para aqueles que possuíam poder e dinheiro, pois seu traslado era custoso e seu armazenamento necessitava de espaço e adequação de manutenção. Frederick Tudor foi um comerciante americano que se desenvolveu na retirada e distribuição de toneladas de gelo pelo porto de St. Pierre por um preço bem mais acessível. A partir desta iniciativa, vários empresários entraram no negócio após a guerra civil americana e informações estimam que 156.000 toneladas foram embarcadas em 1854 em Boston. Esta iniciativa teve continuidade até 1930. (ASHRAE, 2004; PORTAL DA REFRIGERAÇÃO, 2016)

No século XIV já se conhecia o fato de que quando o nitrato de sódio é misturado na água, a temperatura da solução diminui. O éter, no ano de 1755, já mostrava seu poder de resfriamento quando colocado sobre a pele. O professor de química William Cullen demonstrou a formação de gelo na água em contato com um recipiente contendo éter. Ao se

reduzir a pressão sobre o éter, promovendo sua ebulição a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação do gelo.

O que não estava conhecido e dominado nesta época era a forma de recircular evitando o desperdício do éter evaporado (PORTAL DA REFRIGERAÇÃO, 2016)

Os fundamentos da refrigeração por absorção remontam de 1777, sendo seu criador Willian Cullen. Informações sobre métodos de liquefação de gases por de compressão foram reunidas na segunda metade do século 18. Em 1780, J. F. Clouet e G. Monge, liquefizeram o Dióxido de Enxofre, já a amônia foi liquefeita em 1787 por van Marum e van Troostwijk.

A ideia de unir as técnicas de evaporação e condensação e criar um sistema cíclico parece ter sido sugerida pela primeira vez por Oliver Evans, da Filadélfia, mas a primeira máquina cíclica de refrigeração foi feita por Jacob Perkins, pela patente de 1834, e a colocado em uso. Este sistema era considerado a compressão mecânica de vapor.

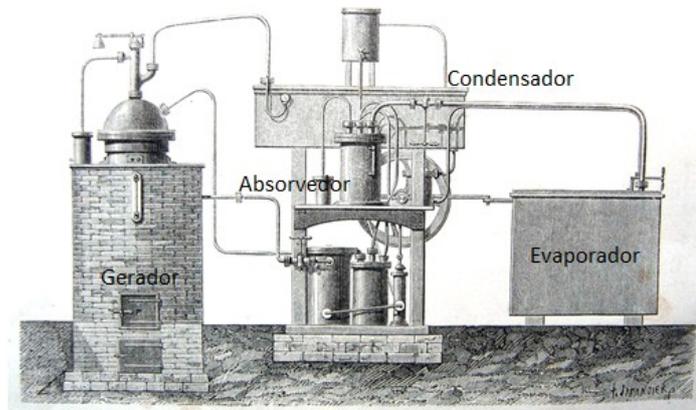
Os meios artificiais são a forma de redução de temperatura de uma substância, mediante o consumo de algum tipo de energia. Inicialmente utilizado para produção de gelo, pois não haveria a necessidade da dependência das condições climáticas e após a segunda guerra mundial, para as aplicações comerciais e residenciais. Após 1930, com o desenvolvimento dos refrigerantes cloro-fluor-carbono em seus baixos riscos de toxicidade, adequaram-se aos equipamentos residenciais de refrigeração de alimentos. (BARBOZA, 2014; REFRISUL, 2016; MARTINELLI JUNIOR, 2008).

2.2 HISTÓRICO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

John Leslie em 1810 produziu gelo artificialmente usando dois vasos conectados, um contendo água e outro ácido sulfúrico forte. Com o passar do tempo, observou que uma leve camada de gelo formava-se na superfície da água, como resultado de sua evaporação pela redução da pressão de saturação sobre ela, removendo entalpia de vaporização do restante que permanecia líquido, desta forma, sua temperatura caía e a água congelava. Ao adicionar uma bomba de vácuo no sistema, o processo de remoção de vapor gerado acelerava. Um fato importante é que a recarga de ácido sulfúrico era necessária periodicamente.

Pelo mesmo princípio, Ferdinand Carré em 1859 desenvolveu um aparato em que utilizou a água como solvente e a amônia como refrigerante (soluto), patenteando-a, conforme Figura 2 (CORRÊA, 2010; MARTINELLI JUNIOR, 2008; STOECKER; JONES, 1985).

Figura 2: Dispositivo para fazer gelo de Ferdinand Carré de 1859



Fonte: Autor "Adaptado de" Corrêa, 2010

A amônia com a temperatura de congelamento de -77°C em pressão ambiente foi empregada para câmaras frigoríficas desde então.

Em 1878, com pequeno sucesso comercial, o sistema foi desenvolvido por Windhausen, onde a água era o refrigerante (soluto) e o ácido sulfúrico absorvente (solvente). Em processos onde a água é o refrigerante, a temperatura de resfriamento é condicionada acima da temperatura de congelamento da água. Este sistema opera sob o efeito da absorção de um refrigerante por um meio de transporte no qual ele seja facilmente absorvido (ÇENGEL; BOLES, 2007).

Quando os sistemas de absorção consolidaram seu sucesso, surgiram os sistemas por compressão mecânica de vapor, que os relegaram a um segundo plano.

Dois estudantes suecos em 1922, Carl Munters e Baltazar von Platen (Real Instituto de Tecnologia de Estocolmo), desenvolveram uma alteração neste sistema de absorção com a retirada da bomba e a adição de hidrogênio, o que proporcionou a possibilidade de unidades portáteis de refrigeração. Este gás circula entre o evaporador e o absorvedor pela diferença de pressão causada por diferentes concentrações de amônia na solução. Com esta alteração, este sistema se tornou selado, portátil e com utilização de uma única fonte de calor. (ÇENGEL; BOLES, 2007; CORRÊA, 2010)

Não são utilizados componentes móveis e o mecanismo é baseado na lei de Dalton que apresenta como um de seus principais pontos em que a pressão exercida por um gás individualmente em uma mistura é conhecido como sua pressão parcial. A lei de pressões parciais de Dalton afirma que a pressão total de uma mistura de gases é igual à soma das pressões parciais dos gases componentes:

$$P_{total} = P_{gás\ 1} + P_{gás\ 2} + \dots + P_{gás\ n} \quad (1)$$

A ausência de forças moleculares significativas faz com que cada gás se comporte como se estivesse sozinho, sendo que como consequência da lei de Dalton, pode-se falar em pressões parciais.

Platen e Munters utilizaram o hidrogênio como gás inerte para uniformização de pressões do ciclo, favorecendo a circulação dos fluidos e estabelecendo uma pressão parcial mais baixa no refrigerante ao longo do ciclo no evaporador, enquanto mantém uma pressão parcial mais alta do refrigerante no condensador. Este sistema foi denominado por *ciclo de difusão-absorção*. O Hélio pode ser usado alternativamente neste ciclo, evitando-se a periculosidade do hidrogênio

A Electrolux em 1922 patenteou o sistema de absorção água e amônia, onde a fonte de energia é uma chama a gás e o fluido refrigerante é a mistura água-amônia, introduzindo o hidrogênio, suprimindo a bomba do sistema. Nas décadas que se seguiram o sistema foi empregado em geladeiras domésticas principalmente em regiões sem infraestrutura elétrica. Nas décadas de 1960 e 1970, foram utilizados para condicionamento de ar de pequeno porte.

O sistema de resfriamento por absorção é uma forma de refrigeração economicamente interessante, quando existem fontes de energia acessível de até 200°C.

Neste sistema, o par brometo de lítio e água também é largamente usado, onde a água é fluido circulante, ou seja, o refrigerante. O brometo de lítio puro é sólido, porém se misturado adequadamente à água forma uma solução homogênea. O brometo de lítio é o absorvente, mas não é volátil, tornando dispensável o uso de retificador. Este par de absorvente e refrigerante é utilizado em sistemas de grande porte, onde a temperatura de resfriamento necessária é maior que a temperatura de congelamento da água. É um sistema adequado para o aproveitamento de energia dispensável em sistemas térmicos e de cogeração. (CORRÊA, 2010; SILVEIRA et al., 2010; REFRISUL, 2016)

2.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA

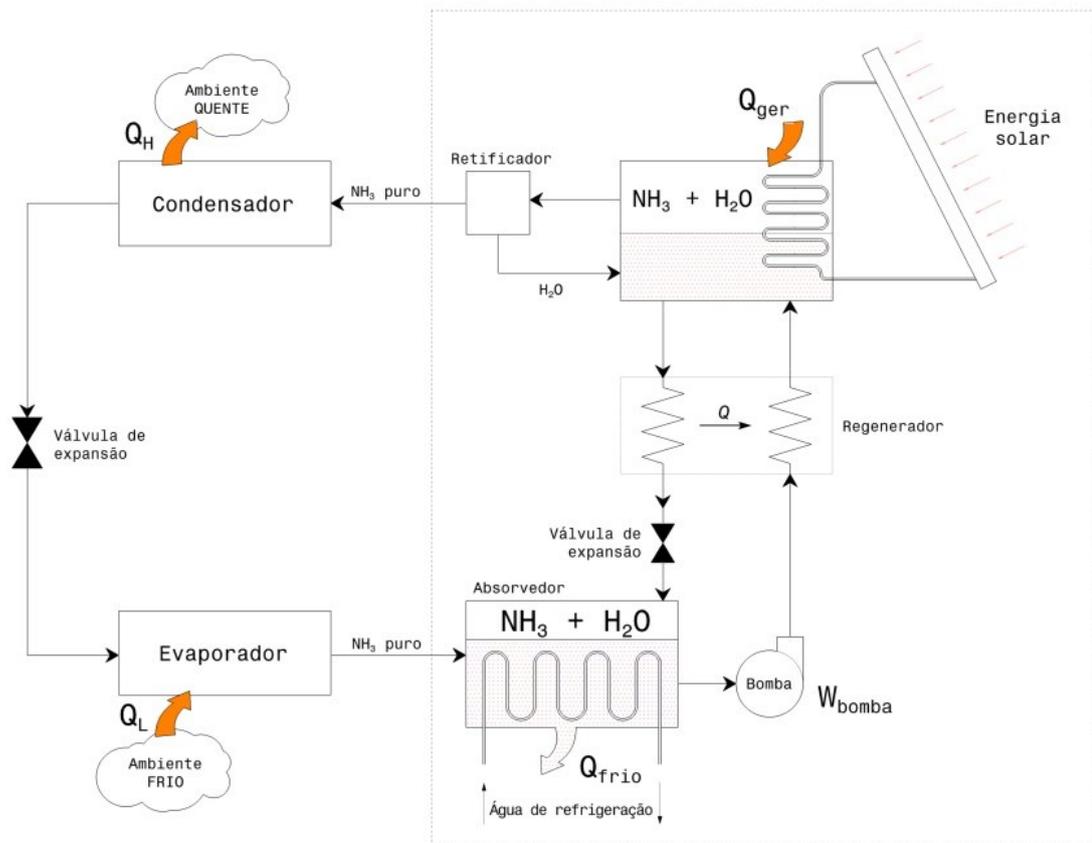
Observando o sistema de absorção (figura 3), existe semelhança com o sistema de compressão de vapor, onde o compressor foi substituído por um sistema que consiste em um absorvedor, uma bomba, um gerador, que no caso utiliza energia solar, um regenerador uma válvula e um retificador. (MORAN; SHAPIRO, 2006; ÇENGEL; BOLES, 2007). Observando primeiramente a saída do NH_3 , à esquerda da área pontilhada da figura, com pressão elevada, é condensado ao passar pelo condensador, rejeitando calor para o ambiente. Depois o NH_3 passa pela válvula de expansão e a pressão diminui. No evaporador o NH_3 absorve calor do ambiente a ser resfriado.

Avaliando-se os processos da área pontilhada da figura 2, temos que o vapor de amônia sai do evaporador e entra no absorvedor, onde se dissolve e reage com água para formar $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, sendo uma reação exotérmica, portanto liberando calor para o ambiente. A quantidade de NH_3 que pode ser absorvida é inversamente proporcional à sua temperatura, assim o absorvedor deve ser resfriado para uma temperatura mais baixa para maximizar a quantidade de NH_3 absorvida na água.

A solução líquida de NH_3 e H_2O é rica em NH_3 , sendo bombeada para o gerador. O calor é transferido para esta solução no gerador a partir de uma fonte (no caso exemplificado na figura, energia solar) com o objetivo de vaporizar parte desta solução, resultando no vapor de $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ rico em NH_3 a alta pressão. No retificador, o vapor de água é separado do vapor de amônia, o que proporciona a saída de vapor NH_3 puro, que segue o ciclo e a água retorna ao gerador. A solução quente de NH_3 e H_2O separada no gerador (que é fraca em NH_3), passa pelo do regenerador, transferindo parte do calor para a solução rica em NH_3 que sai da bomba, e passando pela válvula de expansão, reduz sua pressão para a pressão do absorvedor.

Neste sistema a bomba trabalha com líquido, o que requer um trabalho muito inferior, na ordem de 1% quando comparado ao ciclo de compressão de vapor.

Figura 3: Ciclo de refrigeração por absorção de amônia



Fonte: Autor: “adaptado de” Çengel, Boles, 2007, p 512

Çengel e Boles (2007) apontam o custo alto deste sistema por absorção, somente sendo viáveis para quando a fonte geradora de calor é de custo baixo ou fontes de rejeitos. Fontes de temperatura na ordem de 100 e 200°C são indicadas para o sistema de refrigeração por absorção, usando fontes como geotérmica, solar, instalações de vapor em processos, gás natural em abundância e baixo custo.

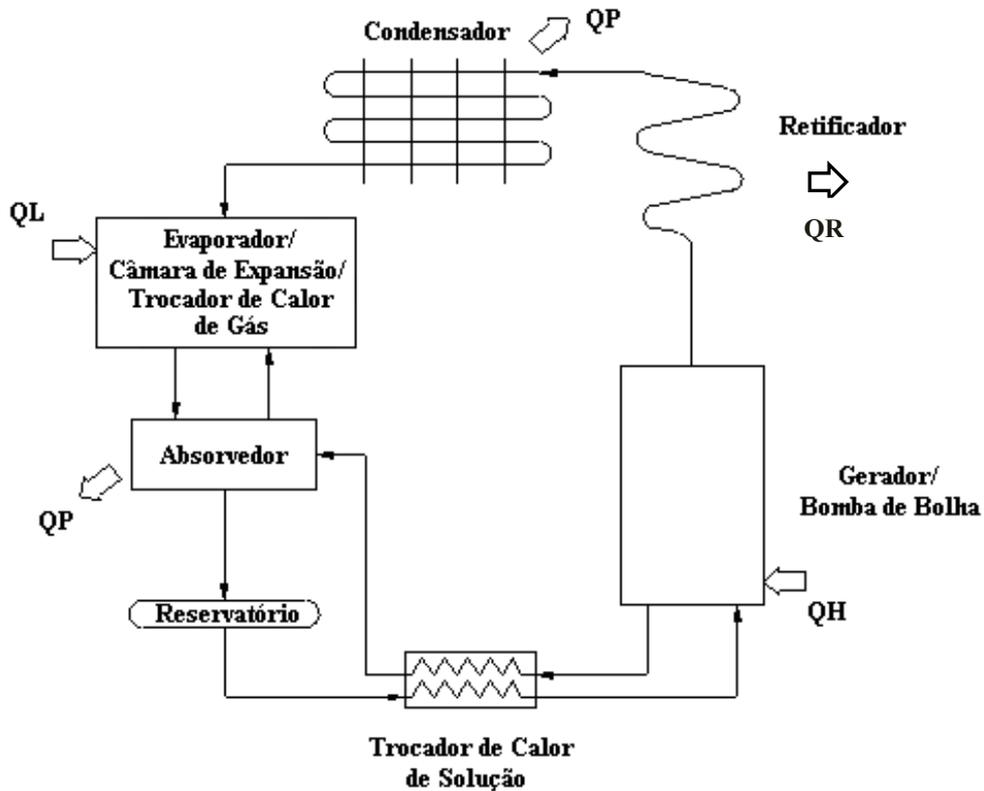
O sistema de absorção passou por várias modificações a partir do sistema básico, sempre com o objetivo de aumento de desempenho.

A introdução do regenerador representa uma melhora de COP de 60%, quando comparado ao mesmo ciclo sem este equipamento, isto se deve ao fato da troca térmica aquecer a solução que entra no gerador e resfriar o fluido de retorno ao absorvedor, onde a menor temperatura propicia uma melhor absorção da amônia pela água. (GENIÉR et al, 2013)

Outra alteração é a introdução de um retificador entre o gerador e o condensador, com a função de eliminar qualquer possibilidade de formação de gelo na válvula de expansão e no evaporador, pela presença de água que porventura seja carregada na evaporação da solução no gerador (MORAN; SHAPIRO, 2006).

No ciclo de Platen e Munters, observa-se a inexistência de uso de energia elétrica ou mecânica, unicamente a térmica, que é a fonte de energia do sistema na figura 4

Figura 4 - Esquema do ciclo de absorção de Platen e Munters



Fonte: Silveira et al, 2010

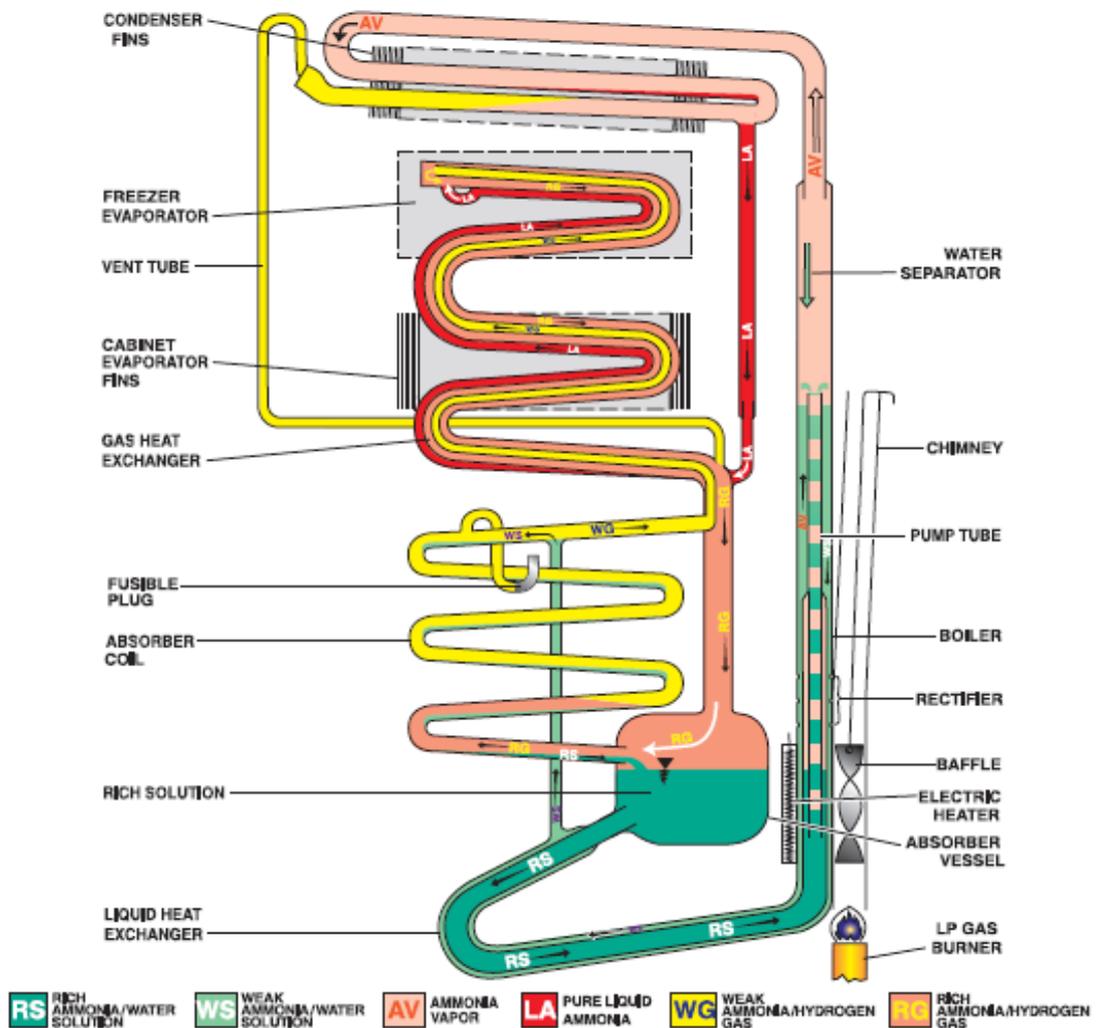
O hidrogênio como gás inerte, uniformiza as pressões do ciclo favorecendo a circulação de fluidos e estabelece uma pressão parcial menor do refrigerante no evaporador e mantém uma pressão mais alta do refrigerante no condensador. Com a introdução do gás inerte, a pressão parcial da amônia no evaporador e no absorvedor é mantida baixa, adequada à temperatura requerida no evaporador.

Para que o fluxo do ciclo seja realizado, uma bomba de bolha impulsionada por calor é usada, assim, nenhum componente do sistema gera vibração e ruído durante sua operação. (SILVEIRA et al., 2010)

2.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA PORTÁTIL

O sistema de absorção portátil de uso doméstico (figura 5) pode ser descrito partindo-se do vaso de absorção como sendo o início do processo, onde solução com concentração de 34% a 35% em massa de amônia é armazenada, como também o hidrogênio. A pressão do sistema deve ser aquela em que o ponto de ebulição da amônia é maior que a temperatura do condensador (o condensador transfere calor para o meio em que se encontra).

Figura 5: Ciclo de absorção portátil



Fonte: RV Refrigerator, 2016

A solução segue para o gerador, onde a partir de seu aquecimento surgirá vapor de amônia e vapor de água que serão retirados para fora da solução, sendo que a amônia vaporiza mais rapidamente que a água, formando bolhas de vapor que empurrarão a coluna de líquido

para fora do tubo. O líquido, ainda com uma quantidade de amônia dissolvida, sairá pelo tubo e retornará para o retificador onde sua temperatura será aumentada e isto ocasionará uma adicional liberação de vapor de amônia. A solução remanescente deste processo, agora muito fraca em amônia caminhará para o tubo externo do trocador de calor, transferindo o calor residual para a solução forte de amônia que adentrará na parte superior do absorvedor a uma temperatura reduzida, onde se misturará ao hidrogênio.

Este trocador de calor tem a função de aquecer a solução forte, trazendo um aquecimento prévio antes da entrada da bomba de bolha, e de reduzir a temperatura da solução fraca para melhoria de eficiência de absorção da amônia no absorvedor.

O Vapor de amônia com alguma porção de água entra no retificador e por redução de temperatura, o vapor de água condensa e retorna ao gerador.

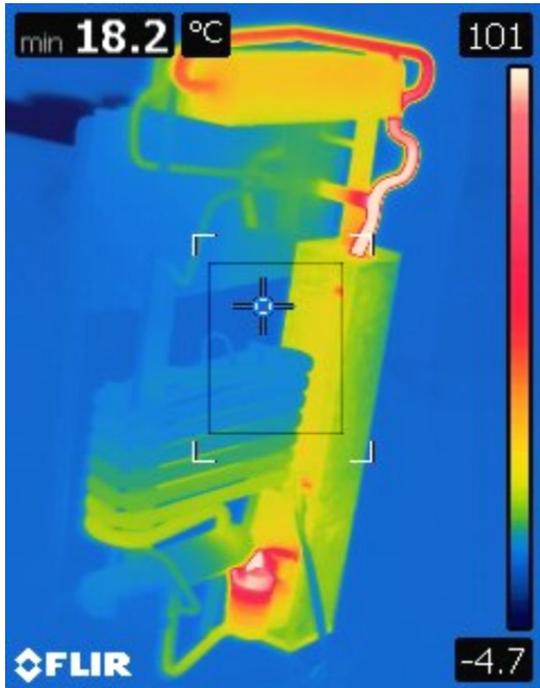
O vapor de amônia entra no condensador, condensando o vapor em amônia líquida aquecida. A amônia líquida entra no evaporador e umedece as paredes dos tubos. Como o gás fraco em amônia passa próximo das paredes umedecidas do evaporador, a amônia evapora no ambiente com hidrogênio, criando uma refrigeração inicial. A amônia continua a evaporar neste ambiente e a pressão parcial continua a crescer lentamente, aumentando a sua temperatura de evaporação.

A massa da mistura de hidrogênio e amônia é maior que o do gás fraco. Em consequência, a mistura desce pelo trocador de calor para o absorvedor. No absorvedor, a solução fraca de amônia absorverá a amônia da mistura com o hidrogênio. O hidrogênio relativamente puro passa para o evaporador e a solução rica entra no vaso de absorção, de onde o ciclo se inicia. (ELECTROLUX, 2016; SILVEIRA et al, 2010)

Como referência para sistemas similares, temos valores de COP de 0,65 a 0,70 com utilização de bomba de solução em vez de hidrogênio (ÇENGEL; BOLES, 2007). No trabalho de Barboza (2014), o valor encontrado em sistema Consul modelo CQG22D foi um COP de 0,046 e em Srihirin et al. (2001), um COP de 0,05 (estes dois últimos similares entre si).

Durante os estudos realizados no ciclo de refrigeração por absorção, foi possível a avaliação de um equipamento operacional no laboratório da FEI, com o par água / amônia e gás hidrogênio. A partir de fotos térmicas, as temperaturas em cada componente puderam ser verificadas. Desta forma, as imagens das figuras 6, 7 e 8 mostram e esclarecem o ciclo. Após aproximadamente 20 minutos a temperatura do evaporador se estabilizou a -12°C .

Figura 6: Foto térmica do refrigerador por absorção



Fonte: Autor.



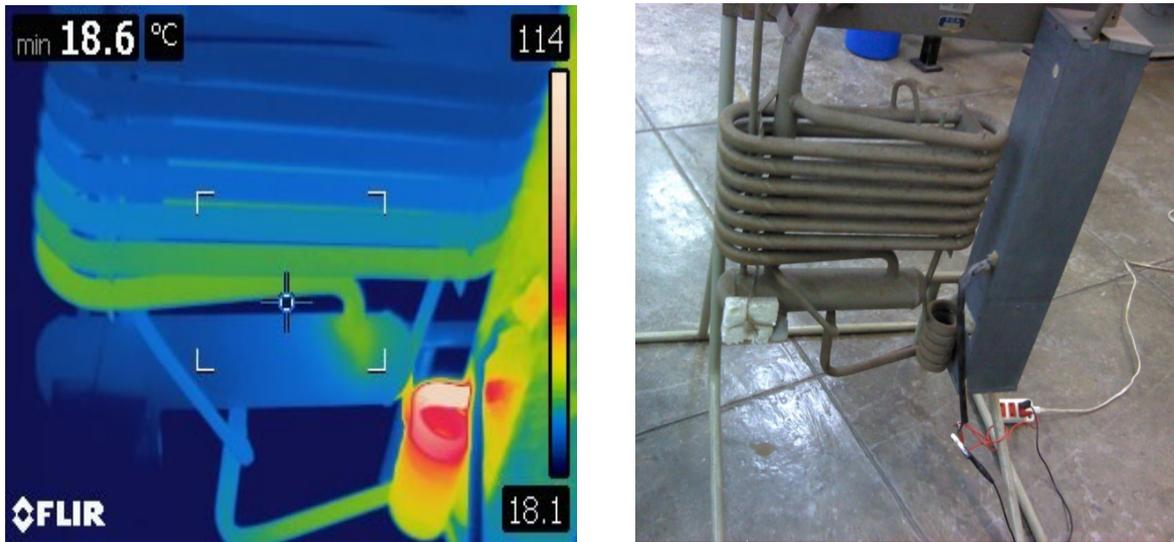
Figura 7: Foto térmica da parte superior do refrigerador por absorção



Fonte: Autor.



Figura 8: Foto térmica da parte inferior do refrigerador por absorção



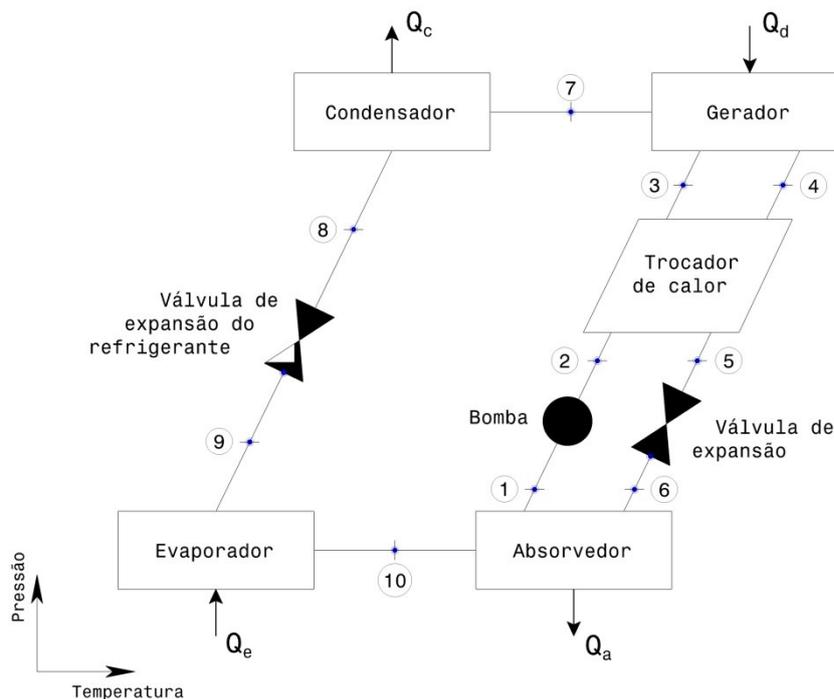
Fonte: Autor.

2.6 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ÁGUA E BROMETO DE LÍTIO

Muitos pares de fluidos de trabalho podem ser utilizados em sistemas de absorção, como por exemplo: água / hidróxido de sódio, água / ácido sulfúrico, água / brometo de lítio. O par água / brometo de lítio apresenta vantagens associadas ao absorvente (brometo de lítio) que, não sendo volátil, resulta em um projeto de ciclo sem necessidade de retificador. O aspecto chave para a utilização do par água / brometo de lítio é o ponto de congelamento da água (fluido refrigerante) que restringe o sistema de resfriamentos para utilização em temperaturas abaixo de 0°C, e o brometo de lítio (sal) que requer atenção quanto a corrosão e cristalização no equipamento (HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996).

Como este trabalho objetiva o resfriamento de compartimentos veiculares, o sistema utilizando água / brometo de lítio pode ser uma opção mais segura, quando comparado ao sistema água / amônia.

Figura 9: Ciclo de absorção simples efeito de brometo de lítio e água



Fonte: Autor “adaptado de” Ashrae, 2009, p. 2.14

No esquema apresentado acima (HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996; ASHRAE, 2009), uma bomba de solução é aplicada, diferentemente do ciclo água/amônia portátil, onde o hidrogênio é utilizado para promover a circulação de refrigerante no ciclo. Este sistema é similar ao sistema água /amônia com bomba de solução.

A solução é bombeada do absorvedor para o gerador, onde recebe por uma fonte específica externa calor a uma temperatura acima de 90°C . Desta forma, o componente volátil (neste caso água) é evaporado da solução. O brometo de lítio por ser um sal e não volátil apresenta a propriedade de maior interesse neste sistema. No limite de solubilidade o brometo de lítio pode se precipitar e, por ser um sal, inibidores de corrosão são indicados para este sistema (HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996).

Na saída do gerador, traços de sal podem ser carregados no refrigerante e é um aspecto importante para a análise dos materiais do sistema, considerando a possibilidade de corrosão.

O vapor gerado flui para o condensador e a solução líquida remanescente retorna ao absorvedor como solução concentrada em sal, comparada à solução existente no absorvedor. Durante o trajeto para o absorvedor, esta solução passa pelo do trocador de calor que tem como função trocar calor com a solução que deixa o absorvedor aumentando o desempenho do sistema. Também passa através do restritor para adequação da pressão do absorvedor.

O refrigerante saindo do gerador em forma de vapor segue para o condensador onde é liquefeito por rejeitar calor. O líquido resfriado passa pelo restritor para atingir a baixa pressão do evaporador, onde absorve calor do ambiente para seguir em forma de vapor para o absorvedor. Desta forma o ciclo é reiniciado.

O Brometo de lítio é uma opção como absorvente porque ele tem estabilidade em solução aquosa, baixa pressão de vapor nas condições do absorvedor e é não volátil, porém é necessária atenção pois pode cristalizar em altas concentrações, é corrosivo e com custo superior a outros absorventes (MONDAL et al., 2014; ASHRAE, 2009). A água como refrigerante tem como ponto desfavorável a limitação quanto a sua temperatura congelamento, que limita a temperatura de evaporador para valores acima de 0°C.

2.6 COEFICIENTE DE EFICÁCIA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O COP dos sistemas de refrigeração é definido como:

$$\text{COP absorção} = \frac{Q_f}{Q_g + W} \sim \frac{Q_f}{Q_g} \quad (2)$$

Sendo:

Q_f = calor removido no evaporador,

Q_g = calor transferido no gerador,

W = trabalho da bomba.

O COP máximo teórico do sistema é determinado considerando que o ciclo é reversível. O COP de um sistema de absorção em geral é menor que 1. (ÇENGEL; BOLES, 2007)

O sistema de condicionamento de ar por sistema de absorção tem melhor desempenho quando a fonte pode fornecer calor a uma temperatura constante. Os resfriadores por absorção funcionam com valores de temperatura de gerador abaixo de 116°C, com perda de seu rendimento, mas esta é uma temperatura de referência para o sistema. Como exemplo, obtém-se uma queda de 50% de resfriamento no evaporador para uma temperatura de fonte de 93°C. O COP é afetado em 2,5% para cada redução de 6°C na temperatura da fonte. De forma geral o COP esperado para um sistema de resfriamento por absorção é de 0,65 à 0,70, portanto, aspectos econômicos devem ser considerados e avaliados. (ÇENGEL; BOLES, 2007).

2.7 PARES DE REFRIGERANTE/ABSORVENTE, SUAS CARACTERÍSTICAS, TOXICIDADE E MEIO AMBIENTE

A tabela 1 mostra os pares de absorvente e refrigerante utilizados em sistema de absorção que serão discutidos em suas características mais importantes para o ciclo de absorção.

Tabela 1 – Pares de absorventes e refrigerantes usados em sistema de absorção

ABSORVENTE	REFRIGERANTE
Água	Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução cloreto de lítio e metanol	Metanol
Ácido sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetileno glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetilico ou glicol tetraetilico	Monofluor dicloro metano ou diclorometano

Fonte: Martinelli Junior, 2008

De acordo com a ASHRAE (2009) e OLIVEIRA et al. (2004), os pares refrigerante-absorvente devem ter as seguintes importantes características:

Volatilidade: o refrigerante deve ser mais volátil do que o absorvente de modo que possam ser facilmente separados por aquecimento;

Pressão: é desejável que as pressões de operação sejam moderadas. Pressões elevadas requerem o emprego de equipamentos com paredes espessas e pressões muito baixas (vácuo)

demandam equipamentos volumosos e dispositivos especiais para reduzir a perda de carga nos escoamentos de refrigerante na fase vapor;

Estabilidade: alta estabilidade química é necessária para evitar a formação de gases indesejáveis, sólidos ou substâncias corrosivas;

Corrosão: a solução deve ser não-corrosiva. Se os fluidos forem corrosivos, inibidores de corrosão deverão ser utilizados e poderão influenciar significativamente o desempenho termodinâmico do equipamento;

Segurança: idealmente, os líquidos devem ser não-tóxicos e não inflamáveis;

Entalpia de Vaporização/Condensação: as entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas ao mínimo possível.

Para o Ministério do Trabalho e emprego (MTE N899), as características desejáveis para um agente refrigerante são:

- ser volátil ou capaz de se evaporar;
- requerer o mínimo de potência para sua compressão à pressão de condensação;
- apresentar temperatura crítica bem acima da temperatura de condensação;
- ter pressões de evaporação e condensação razoáveis;
- produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor;
- ser estável, sem tendência a se decompor nas condições de funcionamento;
- não apresentar efeito prejudicial sobre metais, lubrificantes e outros materiais utilizados nos demais componentes do sistema;
- não ser combustível ou explosivo nas condições normais de funcionamento;
- possibilitar que vazamentos sejam detectáveis por verificação simples;
- ser inofensivo às pessoas;
- ter um odor que revele a sua presença;
- ter um custo razoável;
- existir em abundância para seu emprego comercial.

A amônia atende à quase totalidade desses requisitos, com ressalvas apenas para sua alta toxicidade e por tornar-se explosiva em concentrações de 15 a 30% em volume. É um dos agentes refrigerante naturais ecologicamente corretos, por sua não agressão à camada de ozônio e não promove o efeito estufa.

Atualmente, em virtude de suas propriedades termodinâmicas, assim como pelo fato de ser barata, eficiente e segura, se utilizada com as devidas precauções, tem se tornado a grande opção em termos de agente refrigerante. É importante observar que mesmo os sistemas mais bem projetados podem apresentar vazamentos de amônia, se operados e/ou mantidos de forma precária.

O gás é um irritante poderoso das vias respiratórias, olhos e pele. Dependendo do tempo e do nível de exposição podem ocorrer efeitos que vão de irritações leves a severas lesões corporais. A inalação, ingestão e contato com pele devem ser evitados, podendo causar severos problemas e casos extremos, pode ser fatal.

Para uma aplicação veicular, onde a refrigeração é no compartimento de passageiros, a opção deste trabalho é a utilização do par brometo de lítio e água, onde os riscos em caso de vazamento de refrigerantes são baixos.

3 REVISÃO DA LITERATURA

O estudo de recuperação de energia dos gases de exaustão vem sendo conduzido por pesquisadores ao redor do mundo, como forma de reduzir o consumo de combustíveis e consequente redução de emissões gasosas para o ambiente. Segundo Venkatesan (2005), nos veículos equipados com condicionamento de ar, o sistema VCRS (Vapour Compression Refrigeration System) é o utilizado. A sua fonte de energia é obtida do motor de combustão interna (MCI), utilizando-se correias no trem de acessórios do motor para o acionamento do compressor de vapor. Para sistemas de grande porte não é incomum a necessidade de utilização de um motor a combustão interna dedicado a este sistema de refrigeração.

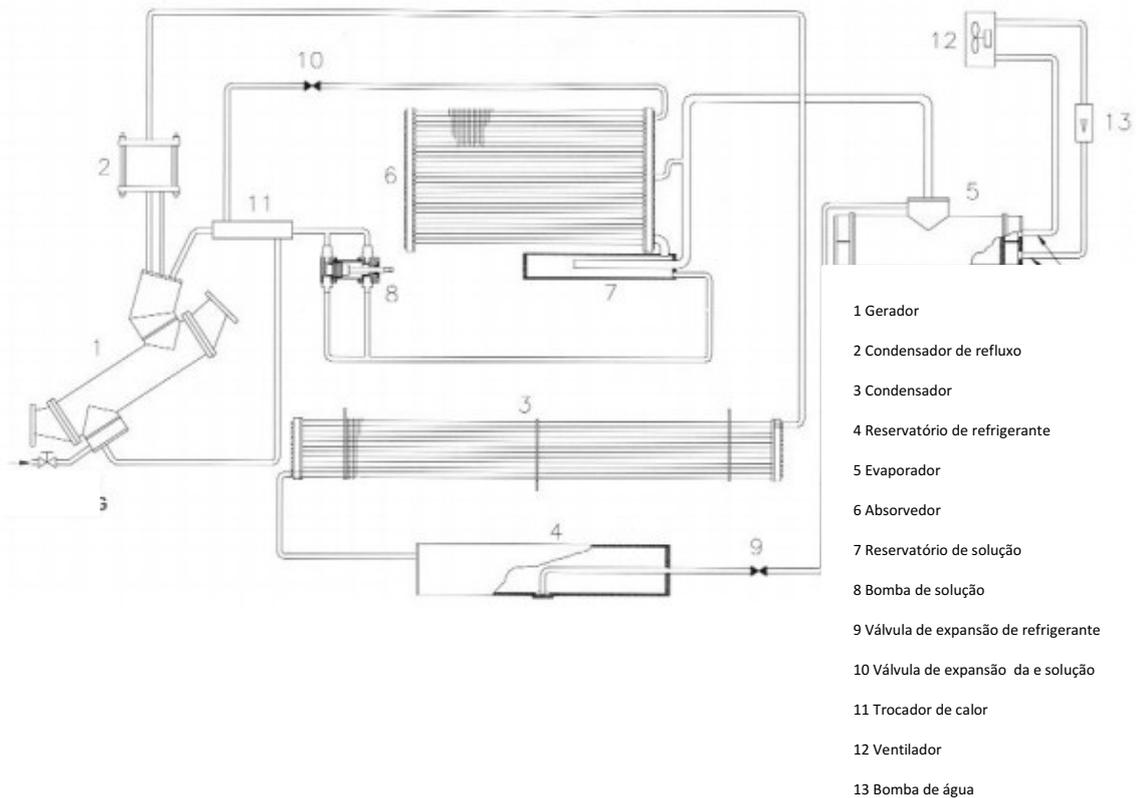
O Sistema Vapour Absorption Refrigeration System (VARs), tem sua aplicabilidade nestes equipamentos, pois com a utilização do potencial térmico dos gases de exaustão, o MCI poderia não ser utilizado como fonte geradora de energia mecânica para esse sistema. Isto contribuiria significativamente para a redução de consumo de combustível, emissões gasosas, além de ser um sistema silencioso e com baixíssima necessidade de manutenção. A necessidade de resfriamento nestes sistemas de grande porte deve acontecer em qualquer condição de regime dos gases de exaustão e principalmente em baixas cargas de motor e em paradas do veículo. Venkatesan (2005) entende que o assunto deveria ser largamente explorado em função dos benefícios que podem ser alcançados em termos de redução de combustível e emissões gasosas.

Considerando a utilização de sistemas VARs em veículos automotores, Mathapati et al. (2014) realizaram a análise teórica de um sistema de absorção com o par brometo de lítio e água para refrigeração de um veículo de passageiros utilizando os gases de exaustão como fonte de calor no gerador. Para este estudo foi realizado um levantamento real de temperaturas de exaustão em dinamômetro nas condições de $\frac{1}{2}$ e $\frac{1}{4}$ de plena carga. As temperaturas observadas foram de 502 a 669 °C. Foi realizado no EES o cálculo para concluir que um sistema de 2 kW pode ser funcional com a energia disponível no sistema de exaustão. Neste levantamento, foi observado que o COP aumenta com a maior temperatura de exaustão e diminui com o aumento da temperatura do condensador e absorvedor.

Foi desenvolvido por Vicatos et al. (2008) um protótipo de VARs, conforme figura 9, para utilização em um veículo Nissan, onde em laboratório foram geradas as primeiras análises substituindo a energia de gases de exaustão por combustão de propano em um sistema de absorção de amônia, com bomba de solução, construído para esta finalidade.

Em laboratório, 2kW de refrigeração foram obtidos. A partir destas observações, este sistema foi instalado em veículo e avaliado em teste de veículo, onde a solução evaporou à 120°C e o resfriamento estabilizou à 5°C. O sistema construído está apresentado na figura 10

Figura 10 – Esquema do ciclo de absorção proposto por Vicatos



Fonte: Vicatos, 2008

O sistema demonstrou sua viabilidade e gráficos de temperatura de compartimento demonstram queda de 10°C em média com relação à temperatura externa do veículo.

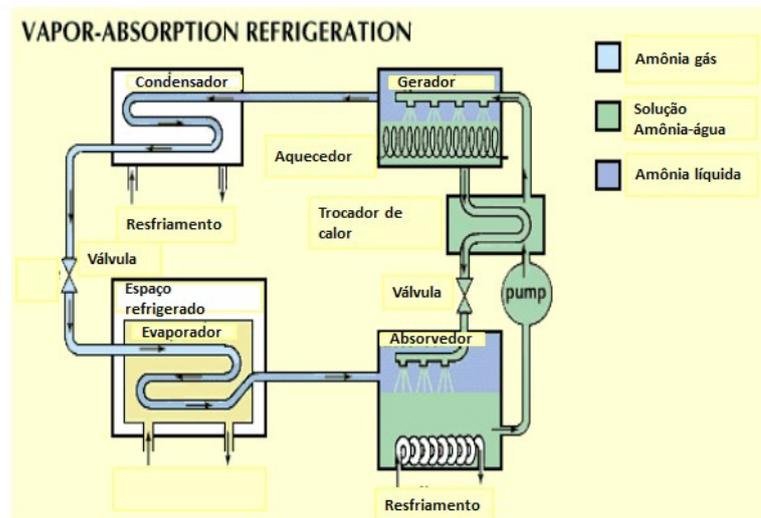
Os estudos de Maurya et al. (2014) apresentam as avaliações de um motor monocilíndrico de 3,7 kW com 1500 rpm para levantamento real de temperatura de exaustão, apresentando a faixa de temperatura entre 125 e 260°C. Seus resultados apresentam que o calor rejeitado pelo sistema de exaustão foi da ordem de 30% a 32% e pelo sistema de arrefecimento de 28% a 30%, portanto energias disponíveis para alimentar um VARS.

O VARS escolhido foi com o par amônia-água por seu relativo baixo custo e características da amônia de estabilidade na faixa de temperatura do ciclo, calor latente de vaporização, ponto de ebulição, vazamentos facilmente detectáveis e sem impactos ambientais, concluindo que o sistema VARS é viável, ecológico e traz benefício de consumo

de combustível, portanto possível um projeto para utilização de calor rejeitado pelo sistema de exaustão utilizando um sistema VARS para condicionamento de ar.

Em seu trabalho na Índia, onde as temperaturas internadas de cabine podem exceder os 55°C, Thakre et al. (2014) mostram a promissora alternativa de utilização do VARS em condicionamento de ar. Considerando que 25% da energia gerada pelo combustível é rejeitada para os gases de exaustão e 25% também pelo sistema de arrefecimento. Um modelo de VAR foi simulado para previsão de desempenho com diferentes características, quando alimentados pelas temperaturas rejeitadas. Um VARS, utilizando bomba de solução foi considerado conforme ilustra a figura 11.

Figura 11: Ciclo de refrigeração proposto por Thakre



Fonte: Thakre et al, 2014

O estudo demonstra que a carga de calor da cabine calculada com parâmetros conforme ASHRAE Handbook, leva a um valor de 2,8 kW, assim um resfriamento de 1 TR (3,5 kW) seria suficiente.

Para um motor de 112 kW, o calor disponível para o sistema de exaustão estimado é de 50 kW a uma temperatura média de 200°C, o calor rejeitado pelo sistema de arrefecimento de 45 kW a uma temperatura média de 95°C e o calor requerido por um sistema VAR com um COP de 0,2 seria de 17,5 kW.

A conclusão do estudo mostra que considerando um VAR amônia-água com COP de 0,3528 a 0,3113 poderia ser aplicado e que a carga de calor para o gerador considerando o

sistema de arrefecimento poderia ser utilizado, além da disponibilidade do calor do sistema de exaustão.

Martinelli Junior (2008) em seu trabalho apresenta análise exergético de uma máquina de absorção com o par Brometo de lítio e água, que utiliza o calor dos gases de exaustão de um motor de combustão interna (diesel) como fonte de energia. A utilização do brometo de lítio como absorvente tem vantagens, por ser essencialmente não volátil, resultando em um ciclo onde não há necessidade de um retificador. Enquanto a água é um ótimo absorvente porque não cristaliza (dentro das faixas de funcionamento do equipamento). O par brometo de lítio e água não é tóxico, o que prioriza a segurança do usuário. Como o Brometo de lítio tem a natureza de soluções salinas, os sais se precipitam quando a fração mássica de sal excede o limite de solubilidade e é suscetível a cristalização.

Os sistemas de exaustão estudados em diferentes motores forneceram de 11,5 kW a 35,0 kW e a variação de vazão de gases durante as diversas fases de funcionamento do veículo podem provocar a cristalização da mistura no absorvedor.

O rendimento global do sistema veículo aumenta, gerando valores de eficiência ecológica melhorada, concluindo que o calor rejeitado liberado pelo ônibus é suficiente para acionar o sistema de ar condicionado alternativo.

Pathania; Mahto (2012) em seu trabalho, mostraram que a combinação amônia-água apresenta as desejáveis qualidades: $1m^3$ de água absorve $800m^3$ de amônia (NH_3), calor latente da amônia a $15^\circ C$ igual a 1314 kJ/kg, temperatura crítica do NH_3 de $132.6^\circ C$, e ponto de ebulição na pressão atmosférica de $-33.3^\circ C$.

O sistema amônia-água requer temperatura de gerador de $125^\circ C$ a $170^\circ C$, utilizando absorvedor resfriado a ar, sendo que o COP está compreendido entre 0.6 e 0.7.

Deste trabalho, a tabela 2 mostra as diferenças entre sistemas VCRS e VARS, que nos direcionam no sentido desta tecnologia aplicada a veículos, considerando as esperadas reduções de consumo e emissões.

Tabela 2: Comparativo entre sistema de resfriamento por absorção e compressão de vapor

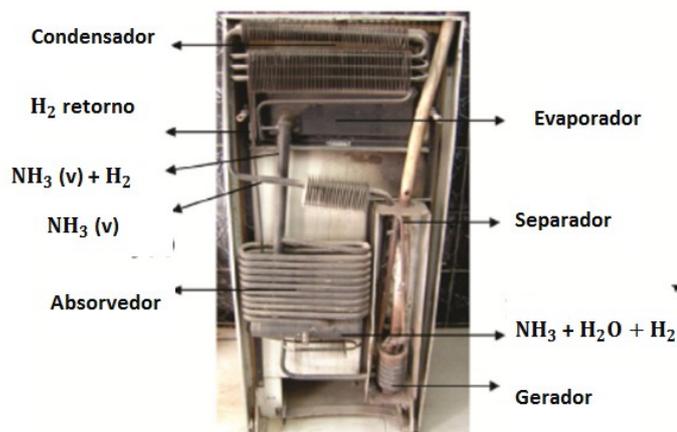
Sistema de absorção	Sistema de compressão de vapor
Usa energia de baixa qualidade como o calor, portanto, pode ser utilizado em sistema de exaustão de motores de combustão, etc.	Usa energia de alta qualidade, como trabalho mecânico.
Partes móveis somente na bomba de solução, que é um pequeno elemento do sistema, portanto de operação suave.	Partes móveis no compressor, portanto mais desgaste, rompimentos e ruído
O sistema pode trabalhar em baixas pressões de evaporador também sem afetar o COP.	O COP decresce consideravelmente com o decréscimo na pressão do evaporador
Nenhum efeito de reduzir a carga sobre o desempenho	Desempenho é adversamente afetado em cargas parciais
Traços de refrigerante líquido presente nos tubos na saída do evaporador	Traços de líquido na linha de sucção pode danificar o compressor
Operação automática para controle de capacidade é fácil	É difícil

Fonte: Pathania, 2012

Em seus estudos do VARS, Rêgo et al. (2014), apresentam resultados de testes de um refrigerador Consul CQG22D, figura 11, alimentado por sistema de exaustão de motor 1.6 ciclo Otto em diversas condições de carga e consequente temperatura de gases de exaustão.

Com a temperatura de 200°C, o VARS apresenta resultado de resfriamento constante do evaporador e seu comportamento foi o mais favorável durante o período de testes. As temperaturas menores que 200°C trouxeram uma baixa eficiência, em contrapartida, o superaquecimento do refrigerante não permitia sua condensação no condensador, portanto redução de eficiência. Este trabalho propõe o controle de fluxo de gases, como forma de manter em regimes diferenciados do motor, em altas cargas, uma temperatura do gerador constante. Para isso, foi desenvolvido um sistema controlador de gases destinados ao gerador do VARS, como forma de garantir um valor máximo de calor nas condições de altas cargas e rotações do motor/veículo.

Figura 11 – Refrigerador e seus componentes principais



Fonte: Rêgo et al, 2013

Um VARS amônia-água foi avaliado e testado para utilização em refrigeração de carga, no trabalho de Koehler (1997). Apresenta um protótipo em que uma bomba de solução foi aplicada para permitir o fluxo de líquidos durante seu funcionamento. A correlação encontrada entre as análises teóricas e experimentais são em média menores que 4% e o ponto de total condensação foi previsto com acuracidade.

Também foi demonstrada a variação de temperaturas dos gases de exaustão em função de carga de motor que é afetada pelo perfil de rodovia, ou seja, subidas, descidas, planas, mistas. No ciclo de condução avaliado e considerando um sistema de absorção de 5 kW, o calor gerado é insuficiente em 20% do ciclo. Em 10% do ciclo o calor é excedido em 70% ou mais. O COP do sistema experimental teve seu valor de 0,27, considerando sua não otimização.

O trânsito em cidade é desfavorável em 70% do ciclo. Um sistema adicional de aquecimento é sugerido para manter o sistema nas condições em que o calor de exaustão não é suficiente e um by-pass no sistema de exaustão, ou seja, um controlador de gases, com o objetivo de garantir que o calor disponível no gerador não seja excedido.

O modelamento matemático de um VARS água-brometo de lítio foi descrito por Ramanathan; Gunasekaran (2008), visando estabelecer seus limites em regime constante e as inter-relações com as temperaturas do gerador e condensador. Foi desenvolvido, aplicando-se balanço de massa e energia em cada componente e utilizando MATLAB como ferramenta, obtendo um COP de 0,77. Em função de levantamento de calor rejeitado por um motor que

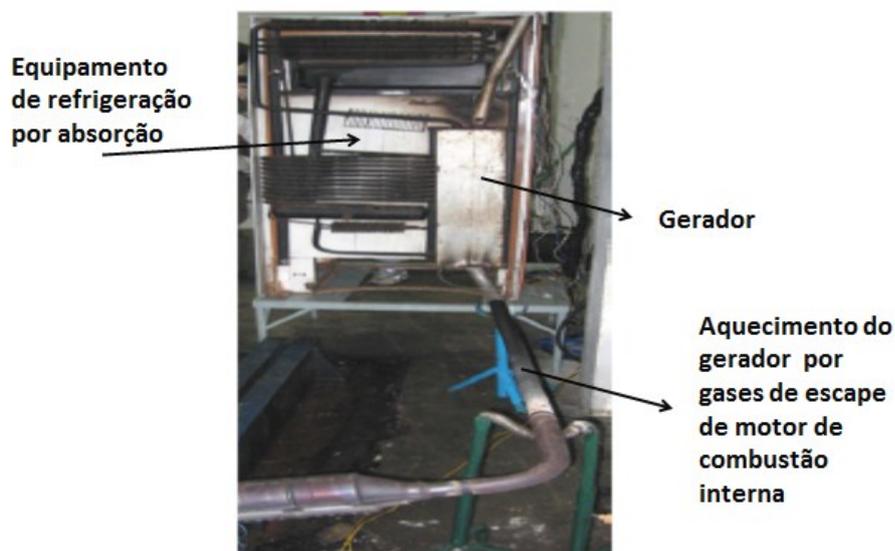
equipa um veículo F150, com motor 6 L, turbo diesel, em regime constante de 1300 rpm à 2000 rpm com gases de exaustão variando de 5 kW à 17 kW, foi utilizado como estudo de desempenho do VARS na condição de mínima potência térmica disponível 5 kW, considerado que para um veículo dessas características a potência de resfriamento é de 2 kW. Os resultados experimentais mostram as relações de temperatura do condensador, evaporador e como estas se inter-relacionam com o COP.

O estudo de viabilidade e impactos em um MCI como desempenho, consumo de combustível, emissões, foram realizados por Manzela et al. (2010) considerando as condições de 25%, 50%, 75% e 100% de carga. Em seus estudos, houve um incremento de hidrocarbonetos quando o sistema de VARS foi instalado, o monóxido de carbono foi reduzido e o dióxido de carbono permaneceu inalterado. Foi instalado um VARS de refrigerador de 215 L, figura 12, onde o gerador foi alimentado pelos gases de exaustão após o conversor catalítico, para isso, houve modificação no sistema de exaustão original da aplicação e supressão de câmaras do sistema. O motor utilizado para este estudo foi um Otto, 1.6 L instalado em dinamômetro e avaliado previamente quanto a rotação, onde observou-se que acima de 2000 rpm a temperatura do refrigerador aumentou, pelo fato da alta potência fornecida pelos gases de exaustão nestas condições.

Assim, as avaliações consideradas foram as parciais de 25 em 25%, até a carga máxima com o motor em rotação de 1500 rpm.

Os resultados mostram que a capacidade de resfriamento ficou compreendida entre 14,9 e 18,4 kW, nas condições de 25 e 100% de carga. Na condição de 25% foi encontrado o maior COP, 0,0475, e a menor capacidade de refrigeração, enquanto a maior capacidade de refrigeração foi encontrada a 100% com um COP menor, ou seja, 0,013, devido à alta potência de gases de exaustão nesta condição.

Figura 12 – Refrigerador instalado em dinamômetro



Fonte: Manzela et al, 2010

Não só em veículos urbanos o sistema de condicionamento ou resfriamento de ar por absorção foi estudado. Um sistema de adsorção VARS, mostrado na figura 9, foi desenvolvido e avaliado em laboratório e veículo real por Lu et al. (2004a), usando o par zeólita e água como fonte de resfriamento em cabine de locomotiva, com potência de resfriamento de 4.1kW e alimentado pelo calor rejeitado pelo motor de uma locomotiva, concluindo que o sistema é suficiente para manter uma condição ambiente de cabine confortável, 25°C contra 33°C de ambiente externo.

Em um trabalho mais focado Lu et al. (2004b) fizeram testes em diversas condições de condução da locomotiva e verificaram que o resultado de potência de resfriamento é afetado pela forma em que a locomotiva trafega. Durante viagens sucessivas, as medições de temperaturas foram realizadas e foi concluído que nas maiores velocidades estabilizadas e com menores paradas, maiores potências de arrefecimento são obtidas, o que justifica a utilização de sistemas que tem como fonte energética o calor perdido, desde que dimensionados especificamente para este fim.

Figura 13 - Protótipo do sistema de resfriamento de cabine para locomotiva



Fonte: Lu et al., 2004b.

Da mesma forma que foram estudados os sistemas VARS em trens de carga, estudos caminharam para os navios de carga e passageiros com o objetivo de condicionamento de ar para a tripulação ou resfriamento de carga. Estes sistemas aplicados em veículos de transporte maiores também levam em conta a redução de consumo de combustível e de emissões para a atmosfera. O nível de emissões para atmosfera em navios corresponde a 3,3 % das emissões de CO₂.

Cao et al. (2015) desenvolveram o trabalho de modelagem e confirmação de resultados em navios de carga, no qual simularam em condições regionais um sistema VARS água e brometo de lítio, pois os sistemas convencionais de ar condicionados nestas aplicações representam o segundo maior consumidor de energia.

O calor a ser recuperado em navios pode ser do sistema de exaustão (250 a 500°C) e pelo sistema de arrefecimento (70 a 120°C), valores coletados em campo, considerando a utilização do motor de combustão interna em carga. Sendo o regime deste motor estabilizado, as temperaturas encontradas nos sistemas e principalmente na exaustão são estabilizadas durante períodos longos. As considerações para aplicação de VARS em navios devem levar em conta a oscilação, vibração e corrosão, fatores que devem ser considerados em desenvolvimentos de sistemas VARS neste tipo de aplicação.

O sistema estudado apresentou um COP de 0,6 contra 3,6 do sistema comumente aplicado, ou seja, nos VCRS, considerando que este último utiliza alto grau de consumo de energia geradora, conseqüentemente consumo de combustível e liberação de emissões. Outro fato relevante nestas aplicações marítimas é que o condensador e absorvedor aproveitam a água do mar para resfriamento. A redução de consumo do sistema VARS é de 62% quando comparado ao sistema normalmente utilizado.

Pelos estudos realizados nos diversos trabalhos desta revisão, o sistema VARS tem sua viabilidade em veículos automotores, onde a energia dos gases de exaustão e do sistema de arrefecimento, perdidas para a atmosfera, podem ser a fonte de energia para um sistema de condicionamento de ar. Os aspectos que precisam ser atenciosamente avaliados, revisitados e melhor entendidos são os valores energéticos rejeitados do motor de combustão interna, principalmente nas fases de início de operação, em cargas baixas de utilização e em regimes não estabilizados de carga e rotação. Estes são os estudos pretendidos no decorrer deste trabalho.

4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com o objetivo da avaliação de viabilidade de um sistema de condicionamento de ar por um ciclo de absorção em micro-ônibus urbano, a seguinte análise experimental foi realizada.

Um micro-ônibus urbano movido com um motor de combustão interna do ciclo diesel de 2.8 litros foi utilizado para levantamento de parâmetros de seu funcionamento, incluindo temperaturas e vazões de gases de exaustão e fluido de arrefecimento, em diversas solicitações de carga com o veículo trafegando em rotas urbanas. Estas informações representam as reais energias térmicas disponíveis nestes sistemas em cada instante do percurso. O conhecimento das energias disponíveis permitirá a avaliação teórica de possibilidade da utilização do sistema de absorção como dispositivo de refrigeração.

A localização do ponto de medição da temperatura do sistema de arrefecimento (líquido de arrefecimento) foi definida imediatamente antes da válvula termostática, com o objetivo da obtenção da real e maior temperatura de circulação do fluido de arrefecimento sem a interferência do radiador. Este ponto do sistema é utilizado normalmente para derivação de fluido de arrefecimento para aquecimento de cabine de veículos em regiões de temperatura ambiente baixa. Esta localização permite fluxo de fluido imediato assim que a partida do motor for realizada.

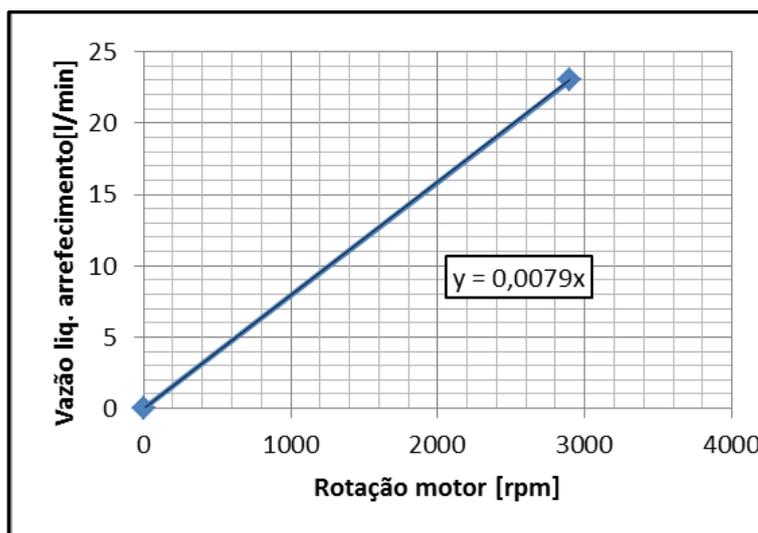
A medição desta temperatura foi feita com o próprio sensor de temperatura do motor, pois se trata de informação de alta confiabilidade e precisão de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e é utilizada no painel de instrumentos para controle de limites operacionais do motor e alerta ao condutor do veículo.

A vazão total de líquido de arrefecimento segue a rotação do motor, já que a bomba d'água do sistema é acionada pelo trem frontal do motor com correia acoplada à polia do virabrequim.

A vazão destinada para o sistema de absorção é foco das avaliações de testes para este trabalho, sendo esta uma porcentagem da vazão total do sistema de arrefecimento, que é gerada pela bomba de fluido de arrefecimento. Nos motores de combustão interna, uma porcentagem de vazão de fluido de arrefecimento pode ser destinada principalmente a um sistema de aquecimento de cabine. No caso deste trabalho o sistema de aquecimento de cabine utiliza 11,3% do volume total gerado pela bomba do sistema. Esta vazão é variável em decorrência da bomba de líquido de arrefecimento ser dependente da rotação do motor,

porém, em análises e estudos futuros poderá ser controlada e constante, o que permitirá um adequado fluxo ao gerador do ciclo de absorção. Este controle vazão do fluido que poderá ser utilizado no gerador do ciclo de absorção não está sendo considerado neste trabalho. A vazão de líquido de arrefecimento é conhecida para a faixa de utilização do motor, como também a porcentagem de vazão destinada ao sistema de aquecimento de cabine, conforme figura 14.

Figura 14 – Vazão de líquido de arrefecimento disponível para o gerador



Fonte: Autor.

Desta forma, com a curva de vazão disponível para aquecimento do ciclo e a temperatura medida durante todas as etapas de teste, tem-se as informações instantâneas do sistema de arrefecimento da porção destinada ao aquecimento do sistema de resfriamento por absorção.

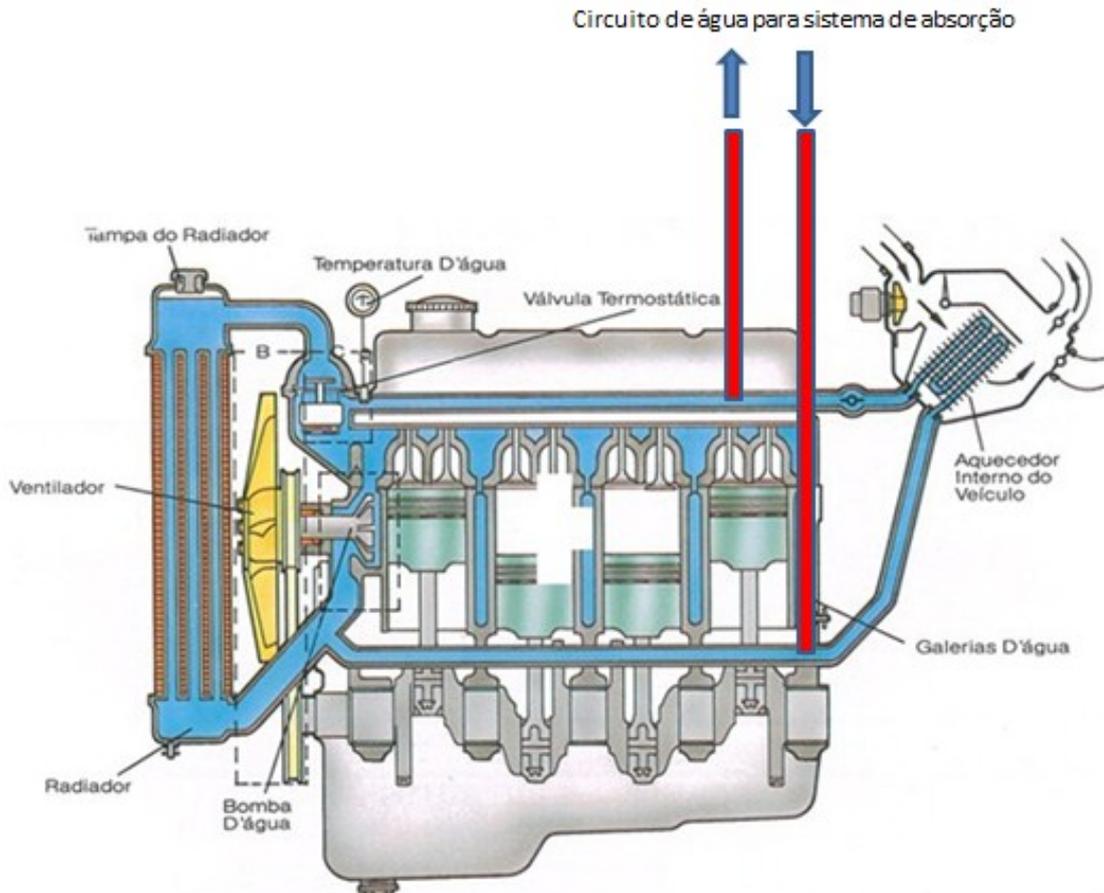
Para as análises termodinâmicas do ciclo por absorção, os valores médios de vazão e temperatura em cada trecho do estudo foram considerados, embora todos os valores instantâneos estejam disponíveis para futuras análises e estudos mais aprofundados.

O sistema de arrefecimento do veículo foi estudado, testado e abastecido com água pura, comumente utilizada para testes de desenvolvimento, ou seja, sem adição de anticongelante ou anticorrosivo, com sua pressão de acordo com a válvula de pressurização de 1 bar. Nenhum componente nesta análise foi adicionado ou retirado do sistema original do veículo.

Figura 15 mostra a localização das tomadas de fluido para o ciclo de absorção e a posição do sensor utilizado para a medição de temperatura.

De acordo com a carga imposta ao motor pode haver a abertura da válvula termostática, porém, a vazão de fluido para o sistema de absorção permanece.

Figura 15: Posicionamento do circuito de água para aquecimento do ciclo.



Fonte: Autor “adaptado de” Oficina Brasil, 2017.

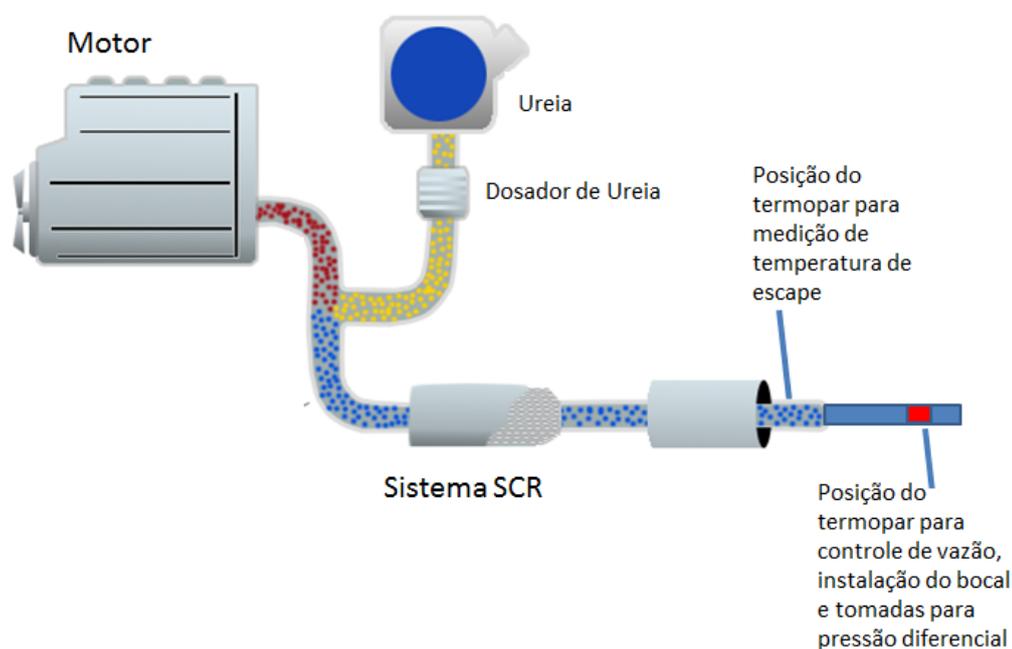
O sistema de exaustão do veículo não passou por nenhuma alteração até a saída do pós-tratamento, onde um termopar foi instalado com objetivo de monitorar a temperatura de gases de exaustão em um ponto que pode ser possível o desvio de fluxo ou a incorporação de trocador de calor entre os gases de escape e o sistema de absorção, conforme figura 16.

A posição escolhida não afeta emissões, mas a introdução de um trocador de calor merece a devida atenção, pois pode alterar o valor de restrição do fluxo de gases do sistema de exaustão, impedindo que os gases sejam enviados para a atmosfera dentro dos padrões requeridos para cada modelo de motor. O valor de restrição máxima deve ser mantido dentro da especificação do fabricante do motor, evitando-se assim danos ao seu funcionamento e garantindo os valores de emissões de poluentes pré-estabelecido pelo fabricante.

A vazão dos gases de exaustão será medida neste trabalho com o uso de um bocal instalado na última porção do tubo de exaustão, onde também serão medidas a temperatura dos gases e a pressão diferencial, antes e após o bocal. Pela equação de Bernouille será possível determinar a vazão em litros por segundo dos gases, considerando a densidade dos gases na temperatura em cada segundo de medição.

Os gases da exaustão em comparação com a composição do ar, contém concentrações aumentadas de vapor de água e dióxido de carbono e redução de oxigênio. O principal componente dos gases de escape de motor diesel, como é o caso do ar ambiente, é o nitrogênio. Como uma aproximação, as propriedades do ar podem ser usadas para cálculos de gases de escape diesel. O erro associado à negligência dos produtos de combustão geralmente não é superior a cerca de 2% (DIESELNET, 2017 apud PERRY, 1984).

Figura 16: Esquema do motor, pós-tratamento de gases, a posição do termopar e a posição de instalação do bocal de medição de vazão de gases.



Fonte: Autor “adaptado de” Clean Air Blue, 2017.

O bocal que permite a determinação da vazão de gases foi obtido por projeto e usinagem de componente. A montagem do bocal no tubo, a posição de tomadas para medição de pressão e temperatura estão demonstrados nas Figuras 17 a 23. (Livro da ASME, Fluid Meters: Their Theory and Application, 1971, norma que foi feito o bocal). A definição das

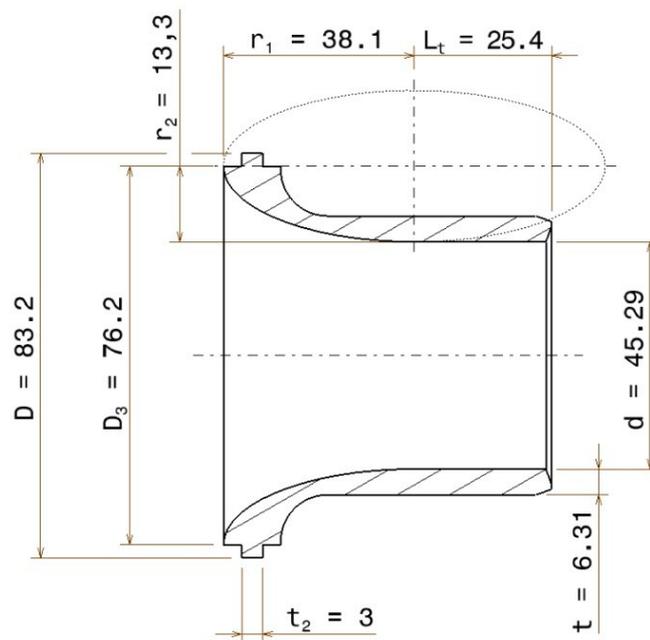
dimensões básicas do bocal se inicia com o diâmetro interno do tubo de descarga dos gases de exaustão, no caso deste estudo 76,2 mm. A espessura do tubo de 3,5 mm foi considerada no bocal na dimensão 83,2 mm na região de acoplamento dos tubos que define uma área de forma a permitir a solda do conjunto, como apresentado na Figura 16. Desta forma construtiva não existe possibilidade de penetração de solda para a parte interna do tubo, portanto não há risco de perturbação do fluxo de gases ao passar pelo bocal.

Um ponto importante na usinagem do bocal é o perfil onde o raio r_2 permite que não exista descontinuidade entre o diâmetro interno do tubo e o perfil interno do bocal.

As demais dimensões são definidas em função do diâmetro do tubo de exaustão e da NORMA..... onde também o posicionamento dos pontos de medição de pressão e de temperatura são decorrentes do diâmetro do tubo de exaustão.

A definição de instalação do bocal foi a de manter-se o sistema de exaustão com seus comprimentos inalterados, portanto na montagem do bocal, o tubo original do veículo foi cortado na região escolhida e o bocal inserido entre as duas partes do tubo, conforme mostra a Figura 18.

Figura 17 – Projeto do bocal para medição de vazão de gases de exaustão



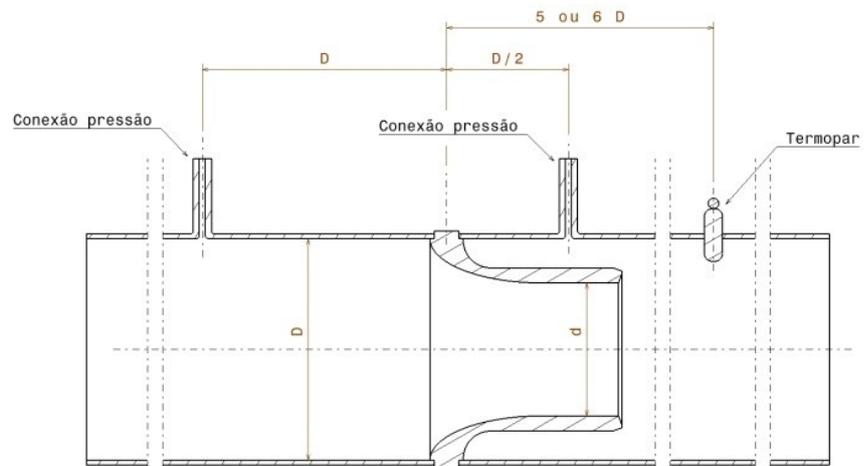
Fonte: Autor.

Figura 18 – Foto do bocal usinado finalizado



Fonte: Autor.

Figura 19 – Projeto do duto de escape com instalação das conexões de pressão e temperatura



Fonte: Autor.

Figura 20 – Foto do duto de escape com instalação das conexões de pressão



Fonte: Autor.

A instalação do bocal na porção final do sistema de exaustão, especificamente dentro do tubo que conduz os gases residuais da combustão, foi escolhida por ter a menor temperatura de gases do sistema. Nesta condição, a instrumentação, termopar e mangueiras flexíveis que foram utilizadas para a medição da pressão diferencial, não são danificadas pela exposição a altas temperaturas. No decorrer dos resultados de teste, pode-se observar a reduzida temperatura de gases nesta região escolhida.

Como não houve aumento de comprimento da tubulação pela instalação do bocal para medição da vazão, os suportes originais do veículo puderam ser utilizados, assim como os coxins que fazem parte da sustentação de toda a tubulação de gases de exaustão no veículo.

Figura 21 – Foto do duto de escape com instalação das conexões de pressão no veículo



Fonte: Autor.

A instalação do termopar tipo K para a medição de temperatura dos gases, na região escolhida do sistema de exaustão, onde seria recuperado o calor para o ciclo de absorção, foi realizada com a usinagem de um furo de 1,5 mm na parede do tubo, para permitir a introdução do termopar e este foi posicionado no centro do tubo para que a temperatura do fluxo ocorresse de forma adequada. Para se evitar vazamento de gases entre o termopar e tubo, uma massa resistente à temperatura foi utilizada, vedando a instalação totalmente. A Figura 21 mostra a instalação do termopar e a massa de vedação.

Figura 22 – Foto do duto de escape com instalação do termopar na região de tomada de gases para o ciclo de absorção



Fonte: Autor.

Considerando a medição de temperatura na região do bocal para medição de vazão de gases, um termopar tipo K foi instalado na porção final do tubo de exaustão. A Figura 22 mostra o posicionamento do termopar antes dos ensaios dinâmicos do veículo. Durante os ensaios dinâmicos o termopar foi posicionado à 15 mm para dentro da extremidade do tubo de descarga, no centro do fluxo de gases.

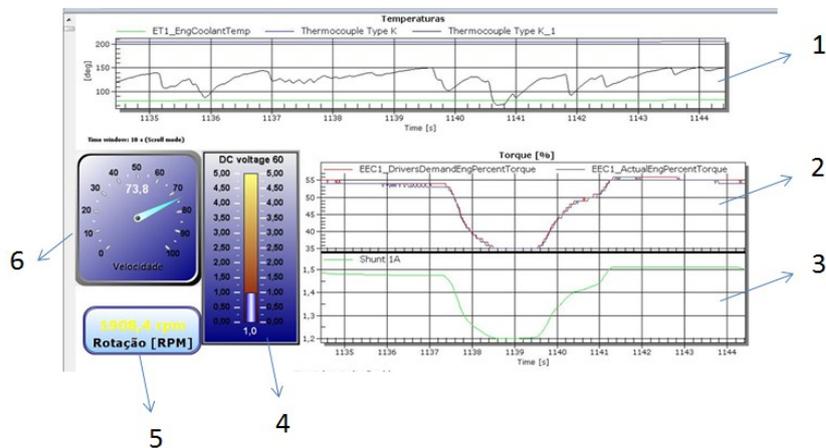
Figura 23 – Foto do duto de escape com instalação do termopar para controle de temperatura dos gases na região do bocal de medição de vazão



Fonte: Autor.

Durante os testes de rodagem, a forma de observação e controle das medições ocorreu como mostra a figura 24, onde a cada segundo são mostrados os parâmetros de acompanhamento.

Figura 24 – Foto da tela do notebook com as informações do teste



Fonte: Autor.

Figura 24, mostra as leituras em tempo real do teste realizado em veículo, sendo:

- 1 – Gráfico apresentando as temperaturas do fluido de arrefecimento, dos gases na região proposta para aquecimento do sistema de absorção e dos gases de exaustão na região do bocal para medição da vazão de gases
- 2 – Gráfico apresentando as porcentagens de torque solicitado e real do motor
- 3 – Gráfico da tensão do medidor de pressão posicionado antes e após o bocal para medição de vazão de gases de escape
- 4 – Tensão do pedal de acelerador que se converte em porcentagem de atuação
- 5 – Rotação do motor
- 6 – Velocidade do veículo

Os parâmetros avaliados durante a rota serão os seguintes:

- 1) Distância (km): é lida diretamente pela rede CAN, mesma informação disponibilizada para o painel de instrumentos
- 2) Velocidade (km/h): é lida diretamente pela rede CAN, mesma informação disponibilizada para o painel de instrumentos
- 3) Rotação do motor (rpm): é lida diretamente pela rede CAN, mesma informação disponibilizada para o painel de instrumentos
- 4) Temperatura de fluido de arrefecimento (°C): é lida diretamente pela rede CAN, mesma informação disponibilizada para o painel de instrumentos
- 5) Temperatura de gases de exaustão no ponto idealizado pelo sistema de absorção (°C): é lida com termopar tipo K instalado no fluxo de gases
- 6) Temperatura de gases de exaustão utilizada para cálculo de vazão (°C): é lida com termopar tipo K instalado no fluxo de gases
- 7) Pressão diferencial no bocal (kPa): é lida pelo MPX 5010 Freescale
- 8) Torque solicitado do motor (%): é uma informação via CAN
- 9) Torque real do motor (%): é uma informação via CAN
- 10) Acelerador em (%): é uma informação via CAN

Com os resultados levantados na rota, pode-se estabelecer a condição máxima, mínima e média de vazão e temperaturas dos sistemas de arrefecimento e exaustão, bem como o tempo

para aquecimento destes sistemas. Estas informações fornecem a real disponibilidade térmica para o calor do gerador do sistema de absorção.

4.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO TESTE VEICULAR

Para aquisição de dados de rodam, os seguintes equipamentos foram utilizados:

- Notebook HP Elitebook 8560W
- Hardware de aquisição MX 840 A Quantum HBM
- Software de aquisição Catman Easy
- Sensor de pressão MPX 5010 Freescale (erro máximo 5%) – aferido com coluna d'água durante a realização dos testes
- Termopar Tipo K (0 - 800°C ± 1°C)

4.2 CONVERSÃO DOS SINAIS DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A aquisição da diferença de pressão do bocal foi realizada com o sensor que possui saída em tensão (V), portanto a seguinte equação será utilizada para conversão de tensão (V) em pressão diferencial (kPa):

- Pressão em kPa = [(Tensão lida/5)-0,04]/0,09

Para a aquisição de posição de pedal em porcentagem foi realizada a leitura em tensão (V) e convertido em porcentagem pela equação da curva do pedal de acelerador:

- Posição do pedal em % = [(Tensão lida-0,25)x100]/1,95

Para a determinação da vazão de gases de exaustão, foi utilizada a equação de Bernoulli, no bocal, onde:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (3)$$

Considerando que no tubo de descarga dos gases de exaustão, Z_1 e Z_2 estão na mesma cota de referência, tem-se que:

$$v_2 = \left[\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \beta^4)} \right]^{1/2} \quad (4)$$

$$\text{onde } \beta = \frac{D_2}{D_1} \quad (5)$$

$$\Delta p = P_1 - P_2 \quad (6)$$

No bocal utilizado, $\beta = 0,6$, $D_1 = 76,2$ mm e $D_2 = 45,72$ mm, e Δp medido.

Para cálculo da vazão real, a vazão teórica calculada foi corrigida pelo coeficiente de descarga, igual a 0,97 para as condições do bocal (ASME, 1971).

A massa específica e entalpia dos gases de exaustão em função da temperatura e foram obtidas diretamente no EES, considerados como ar.

4.3 TESTES EM VEÍCULO

Testes veiculares foram realizados para levantamento de temperaturas e vazões de gases de exaustão e fluido de arrefecimento em diversos regimes de carga de motor, em período de aquecimento (*warm-up*), trânsito urbano, e estrada.

Em um veículo micro-ônibus urbano com motor de 2.8 L, potência de 110 kW, com peso do veículo de teste em ordem de marcha, significando que o peso do veículo é o menor possível, proporcionando a menor utilização de carga do motor, refletindo na menor temperatura de exaustão e de arrefecimento durante os ciclos testados.

O veículo permaneceu com motor desligado por 12 horas para garantia de condicionamento de todo o sistema na temperatura ambiente. Após a partida do motor, o sistema de aquisição de dados foi ligado, para que a queda de tensão durante a partida não afetasse as medições do sistema de aquisição.

O acompanhamento do teste foi feito por 2 pessoas e o motorista de teste, que representam com o equipamento de aquisição uma carga acima do peso em ordem de marcha de aproximadamente 170 kg.

4.4 INSTRUÇÕES AO MOTORISTA.

Foi observado na primeira rodagem realizada para verificação de aquisição nos equipamentos que a forma de condução do veículo altera significativamente a resposta de temperaturas do sistema de exaustão e arrefecimento.

Uma condução mais agressiva provoca maiores cargas de motor e conseqüente aumento da temperatura de exaustão e ciclos de abertura da válvula termostática. A condução de veículo mais branda impõe as menores cargas ao motor, assim, o motorista de teste foi instruído a fazer a rota na menor condição de carga ao motor possível, para tanto, as trocas de marchas seguiram a recomendação de não ultrapassarem as rotações de “dirigibilidade econômica”.

4.5 DESCRIÇÃO DOS TESTES EM VEÍCULO

As fases de testes foram três: aquecimento do motor até a primeira abertura da válvula termostática; ciclo cidade, identificando baixas cargas do motor; ciclo rodovia, identificando cargas médias do motor.

4.5.1 Aquecimento do motor

Após a partida do motor, o equipamento de aquisição foi ligado e em aproximadamente 2 minutos as aquisições se iniciaram. A forma de aquecimento foi definida com o veículo em movimento em manobra de garagem e posteriormente em vias de baixa velocidade. Pelo mapeamento das aquisições é possível definir claramente o final desta fase com a primeira abertura da válvula termostática.

4.5.2 Ciclo cidade

Neste ciclo, foi definida uma rota em que as condições de paradas consecutivas (simulando entrada e saída de passageiros) fosse possível, além de trânsito intenso. Períodos em marcha lenta, rotações de até 1600 rpm, desacelerações são objetivadas neste roteiro. Desta forma, é possível a verificação do comportamento das temperaturas dos sistemas neste ciclo. O veículo em estudo, predominantemente tem este ciclo como o mais usual durante seu trabalho diário em algumas aplicações específicas, como escolar, por exemplo.

4.5.3 Roteiro estrada

O percurso escolhido para as avaliações será de no mínimo 10 km de rodovia com trânsito livre mantendo-se uma velocidade máxima de 90 km/h. Quando na entrada na estrada, o veículo já está acondicionado no ciclo cidade, significando que as temperaturas estão estabilizadas. Durante o percurso de estrada as ultrapassagens são normais e não há parada ou simulação de embarque ou desembarque de passageiros. Este percurso compreende trechos planos intercalados com aclives e declives.

A figura 25 mostra os roteiros escolhidos para realização dos testes no veículo.

Figura 25 – Roteiros de teste



Cidade ———

Estrada ———

Fonte: Autor.

5 ANÁLISE TERMODINÂMICA

O ciclo de absorção de simples efeito descrito na literatura considera o gerador como uma fonte de calor para o sistema. Neste trabalho, em função da disponibilidade de duas fontes (arrefecimento e exaustão) foram adicionados dois trocadores de calor, um para cada sistema. Em função destas alterações, um novo ciclo foi proposto, objetivando um melhor aproveitamento das fontes energéticas disponíveis. Uma observação importante é que o

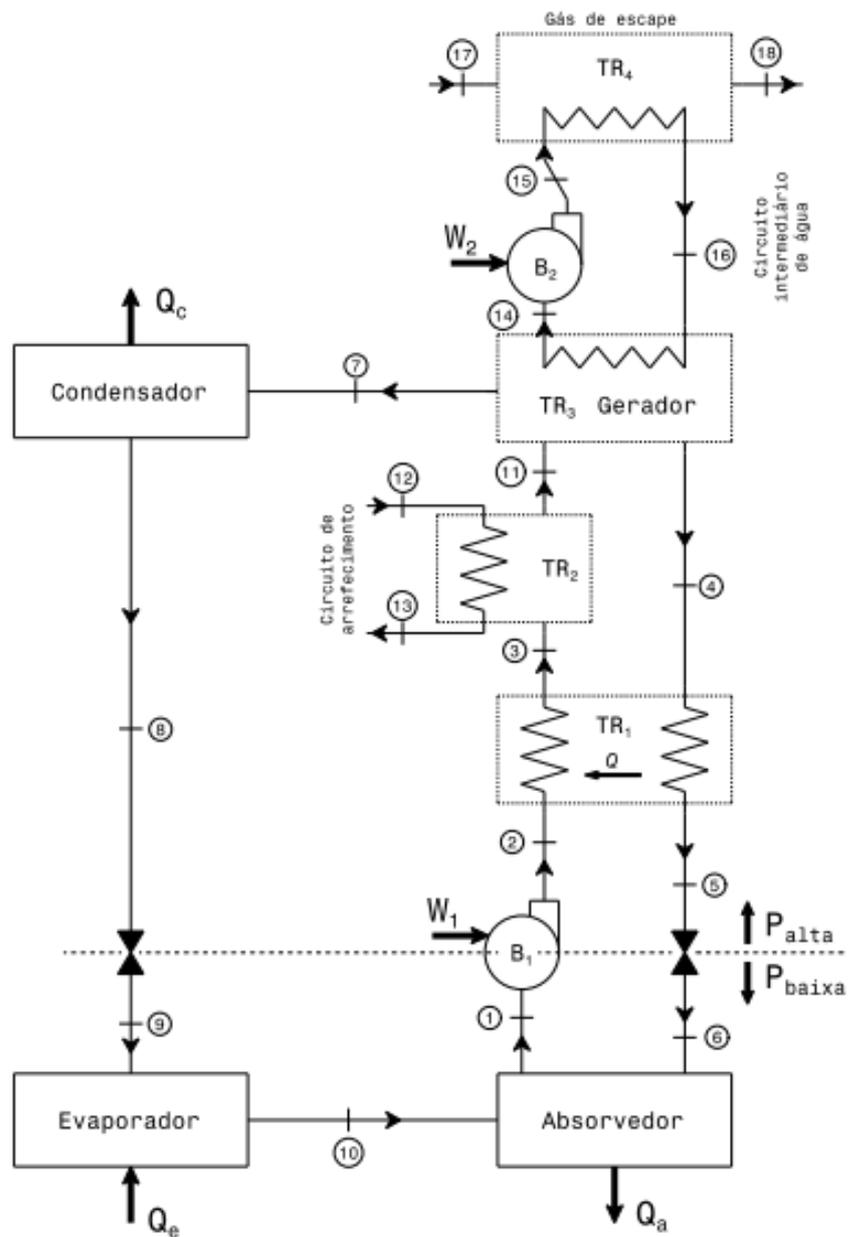
sistema de exaustão não mantém estabilização de temperatura e vazão em um trânsito urbano, portanto, foi considerado um circuito de água pressurizado entre o trocador de gases de exaustão e o gerador, visando a estabilização da temperatura no gerador.

5.1 PROPOSTA DO CICLO DE ABSORÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO E ÁGUA

Em revisão do ciclo de absorção, o par brometo de lítio/água é o mais adequado ao sistema de resfriamento em um compartimento veicular, principalmente pelo fato da água, que é o fluido refrigerante, não causar nenhum dano aos ocupantes do veículo e ao meio ambiente, em caso de ruptura do sistema e vazamentos. Em um ciclo proposto na literatura (HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996), onde são apresentadas em detalhes as temperaturas de cada ponto do ciclo, a saída de solução de brometo de lítio e água do trocador de calor de solução é de 63,3°C e a saída de vapor de água do gerador está em 77°C, enquanto a saída de solução rica em brometo de lítio que segue em direção ao absorvedor é de 89,9°C. Desta forma foi possível estabelecer uma sequência de aquecimento do gerador primeiramente com o fluido de arrefecimento, que controlado pela válvula termostática do motor, se encontra em torno de 80°C estabilizado. Posteriormente em um novo trocador de calor os gases de escape (que é bem menos estabilizado em termos de temperatura) levarão a solução à temperatura de evaporação da água da solução de brometo de lítio, portanto, o aquecimento da solução foi considerado em duas fases.

Buscando a estabilização de temperatura de aquecimento da solução com a parcela relativa aos gases de escape, foi considerado um circuito adicional de água que buscará para o aquecimento do gerador. A figura 26 apresenta esta proposta e descreve o ciclo.

Figura 26 – Proposta do ciclo de absorção



Fonte: Autor.

Neste ciclo, a solução de trabalho passará por 3 fases de aquecimento sucessivos, sendo a primeira etapa quando deixa o absorvedor impulsionada pela bomba de solução B1, entrando em TR1 (trocador de calor 1) e sendo aquecida em contra fluxo com a solução rica vinda de TR3 (gerador). O trocador TR2 é o responsável por gerar a segunda etapa de aquecimento da solução a partir do circuito de água do motor estabilizado em 80°C/82°C.

Em TR4, os gases de escape transferem calor para a água do circuito adicional, onde uma bomba B2 é a responsável por criar o fluxo entre TR4 e TR3 (gerador) onde se estabelece a 3ª fase de aquecimento da solução. Desta forma, uma fonte mais estabilizada de calor abastece o gerador onde se origina o vapor de água necessário ao funcionamento do ciclo.

Nesta proposta, foi aumentada a quantidade de trocadores de 2 para 4, além do acréscimo uma bomba. O circuito adicional de água é interessante ao equipamento já que os gases de escape estão posicionados embaixo do veículo e possivelmente o equipamento de refrigeração estará, por questões de espaço, posicionado no interior do veículo ou em seu teto, e o circuito de água possibilitará esta transferência de calor à distância.

No circuito adicional, para se evitar que a água de circulação entre em ebulição, será necessária a utilização de uma tampa de pressurização, garantindo que na temperatura de trabalho, não exista vapor no circuito.

Os demais componentes do ciclo e seus equipamentos seguem com as mesmas características dos ciclos apresentados (HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996; ASHRAE, 2009).

5.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO PROPOSTO

Esta proposta do ciclo de absorção foi equacionada por balanço de massa e energia, baseada no ciclo brometo de lítio e água de Herold, Radermacher e Klein (1996) e nos ciclos de amônia nos estudos de Kaushik (2014), Oliveira et al., (2004), e Sonnomia (2009).

As seguintes equações mostram o balanço de massa e energia do ciclo de absorção com o par brometo de lítio e água, proposto neste trabalho:

As hipóteses para a elaboração do estudo do ciclo, seguem conforme as considerações mostradas na tabela 3

Tabela 3 – Considerações de estados em cada ponto do ciclo proposto

Ponto	Estado
1	Solução de líquido saturado
2	Solução de líquido subresfriado
3	Solução de líquido subresfriado
4	Solução de líquido saturado
5	Solução de líquido subresfriado
6	Estado da solução líquido - vapor
7	Vapor de água superaquecido
8	Água líquida saturada
9	Estado da água líquido - vapor
10	Vapor de água saturado
11	Solução de líquido subresfriado

Fonte: Autor “adaptado de” Herold et al, 1996

Massa de Brometo de lítio:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (7) \quad \text{Sendo}$$

que:

x_1 = Concentração de LiBr na solução de trabalho (kg/kg)

x_6 = Concentração de LiBr na solução concentrada (kg/kg)

Absorvedor:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (8)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (9)$$

Sendo que:

\dot{Q}_A = Calor trocado no absorvedor (kW)

h_{10} = Entalpia ponto 10 (kJ/kg)

h_6 = Entalpia ponto 6 (kJ/kg)

h_1 = Entalpia ponto 1 (kJ/kg)

\dot{m}_1 = Vazão em massa da solução de trabalho (57% de LiBr) (kg/s)

\dot{m}_{10} = Vazão em massa água (kg/s)

\dot{m}_6 = Vazão em massa de solução concentrada (62% de LiBr) (kg/s)

Bomba 1

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (10)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (11)$$

Sendo que:

\dot{W}_1 = Trabalho da bomba (kW)

h_2 = Entalpia ponto 2 (kJ/kg)

\dot{m}_2 = Vazão em massa da solução de trabalho (kg/s)

Válvula 2

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (12)$$

$$h_5 = h_6 \quad (13)$$

Sendo que:

\dot{m}_5 = Vazão em massa de solução concentrada (62% de LiBr) (kg/s)

h_5 = Entalpia ponto 5 (kJ/kg)

Trocador TR1

$$\dot{m}_2 h_2 + Q_{TR1} = \dot{m}_3 h_3 \quad (14)$$

$$\dot{m}_4 h_4 - Q_{TR1} = \dot{m}_5 h_5 \quad (15)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (16)$$

Sendo que:

\dot{Q}_{TR1} = Calor trocado no trocador 1 (kW)

\dot{m}_3 = Vazão em massa da solução de trabalho (kg/s)

h_3 = Entalpia ponto 3 (kJ/kg)

Trocador TR2

$$\dot{m}_3 h_3 + Q_{TR2} = \dot{m}_{11} h_{11} \quad (17)$$

Sendo que:

\dot{Q}_{TR2} = Calor trocado no trocador 2 (kW)

\dot{m}_{11} = Vazão em massa da solução de trabalho (kg/s)

h_{11} = Entalpia ponto 3 (kJ/kg)

Circuito de água do motor

$$\dot{m}_{a12}h_{12} - Q_{TR2} = \dot{m}_{a13}h_{13} \quad (18)$$

$$\dot{m}_{a12} = \dot{m}_{a13} \quad (19)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{11} \quad (20)$$

Sendo que:

\dot{m}_{a12} = Vazão em massa do fluido de arrefecimento do motor (kg/s)

\dot{m}_{a13} = Vazão em massa do fluido de arrefecimento do motor (kg/s)

h_{12} = Entalpia ponto 12 (kJ/kg)

h_{13} = Entalpia ponto 13 (kJ/kg)

Gerador (TR3)

$$\dot{m}_{11}h_{11} - Q_{TR3} = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 \quad (21)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (22)$$

Sendo que:

\dot{Q}_{TR3} = Calor trocado no trocador 3 (kW)

\dot{m}_4 = Vazão em massa da solução concentrada (kg/s)

h_4 = Entalpia ponto 4 (kJ/kg)

\dot{m}_7 = Vazão em massa de vapor de água (kg/s)

h_7 = Entalpia ponto 3 (kJ/kg)

Bomba 2

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14}) \quad (23)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (24)$$

Sendo que:

\dot{W}_2 = Trabalho da bomba 2 (kW)

\dot{m}_{14} = Vazão em massa de água circuito adicional (kg/s)

\dot{m}_{15} = Vazão em massa de água circuito adicional (kg/s)

h_{14} = Entalpia ponto 14 (kJ/kg)

h_{15} = Entalpia ponto 15 (kJ/kg)

Trocador (TR4)

$$\dot{m}_{15}h_{15} + Q_{TR4} = \dot{m}_{16}h_{16} \quad (25)$$

$$\dot{m}_{17}h_{17} - Q_{TR4} = \dot{m}_{18}h_{18} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (28)$$

Sendo que:

\dot{Q}_{TR4} = Calor trocado no trocador 4 (kW)

\dot{m}_{16} = Vazão em massa de água circuito adicional (kg/s)

h_{16} = Entalpia ponto 16 (kJ/kg)

\dot{m}_{17} = Vazão em massa gases de escape (kg/s)

h_{17} = Entalpia ponto 17 (kJ/kg)

\dot{m}_{18} = Vazão em massa gases de escape (kg/s)

h_{18} = Entalpia ponto 18 (kJ/kg)

Condensador

$$\dot{m}_7h_7 = \dot{m}_8h_8 + Q_C \quad (29)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (30)$$

Sendo que:

\dot{m}_8 = Vazão em massa de água líquida saturada (kg/s)

h_8 = Entalpia ponto 8 (kJ/kg)

\dot{Q}_C = Calor trocado no condensador (kW)

Válvula 1

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (31)$$

$$h_8 = h_9 \quad (32)$$

Sendo que:

\dot{m}_9 = Vazão em massa de água líquido-vapor (kg/s)

h_9 = Entalpia ponto 9 (kJ/kg)

Evaporador

$$\dot{m}_9 h_9 - Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (34)$$

Sendo que:

\dot{Q}_E = Calor trocado no evaporador (kW)

\dot{m}_{10} = Vazão em massa de vapor de água saturado (kg/s)

h_{10} = Entalpia ponto 10 (kJ/kg)

Foi utilizado o valor de 7 kPa para a alta pressão do ciclo e o valor de 0,7 kPa para a baixa pressão, com base em valores sugeridos por Herold; Radermacher; Klein (1996). A concentração de brometo de lítio foi de 57% na solução de trabalho e 62% na solução concentrada. A vazão da bomba de solução foi calculada em função desses valores e da disponibilidade de energia.

Os trocadores TR1 e TR2 foram considerados com efetividade 0,7 e os trocadores TR3 e TR4 com o coeficiente global UA de 0,14 W/K, sendo esses valores médio para trocadores líquido/líquido de área pequena (ÇENGEL; GHAJAR, 2012; HEROLD; RADERMARCHER; KLEIN, 1996).

Pela biblioteca do EES LiBrH₂O,, as propriedades da água e brometo de lítio foram obtidas.

6 RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados os resultados de temperaturas e vazões dos sistemas de exaustão e arrefecimento obtidos nos testes veiculares e seus respectivos gráficos. Também apresentadas as tabelas de valores máximos, mínimos e médios em cada condição de teste, e as análises teóricas do programa EES com os resultados de potência de resfriamento em cada condição avaliada.

6.1 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados das rotas foram obtidos em dias distintos de teste. A fase de aquecimento e cidade no primeiro dia de teste forneceu o gráfico da figura 26.

Pelo gráfico identifica-se que o período de aquecimento finaliza na primeira abertura da válvula termostática, onde existe a estabilização em decorrência das cargas médias e baixas utilizadas nas rotas de teste em torno de 380 segundos, portanto, para o estudo desta fase será utilizado o instante 400s como garantia de finalização do ciclo aquecimento. Para o motor chegar a esta temperatura, o veículo rodou por 500m em baixa velocidade, com rotações de motor de até 2500 rpm. Os gases de escape chegaram a 150°C e a temperatura de fluido de arrefecimento 80°C.

No gráfico da figura 27, pode-se observar a separação das fases de aquecimento e cidade e os resultados que servirão para o estudo teórico do ciclo no EES.

No gráfico da figura 26, seguem as informações levantadas durante a rodagem do ciclo estrada.

O ciclo cidade foi realizado em dia de chuva leve. Houve ligeira influência de jatos de água no termopar de controle de temperatura do bocal. Este termopar foi posicionado próximo à saída dos gases de escape, portanto, suscetível aos jatos. Para a análise do ciclo e objetivamente para a definição da massa específica dos gases de escape, o valor médio das medições de temperatura foi considerado,

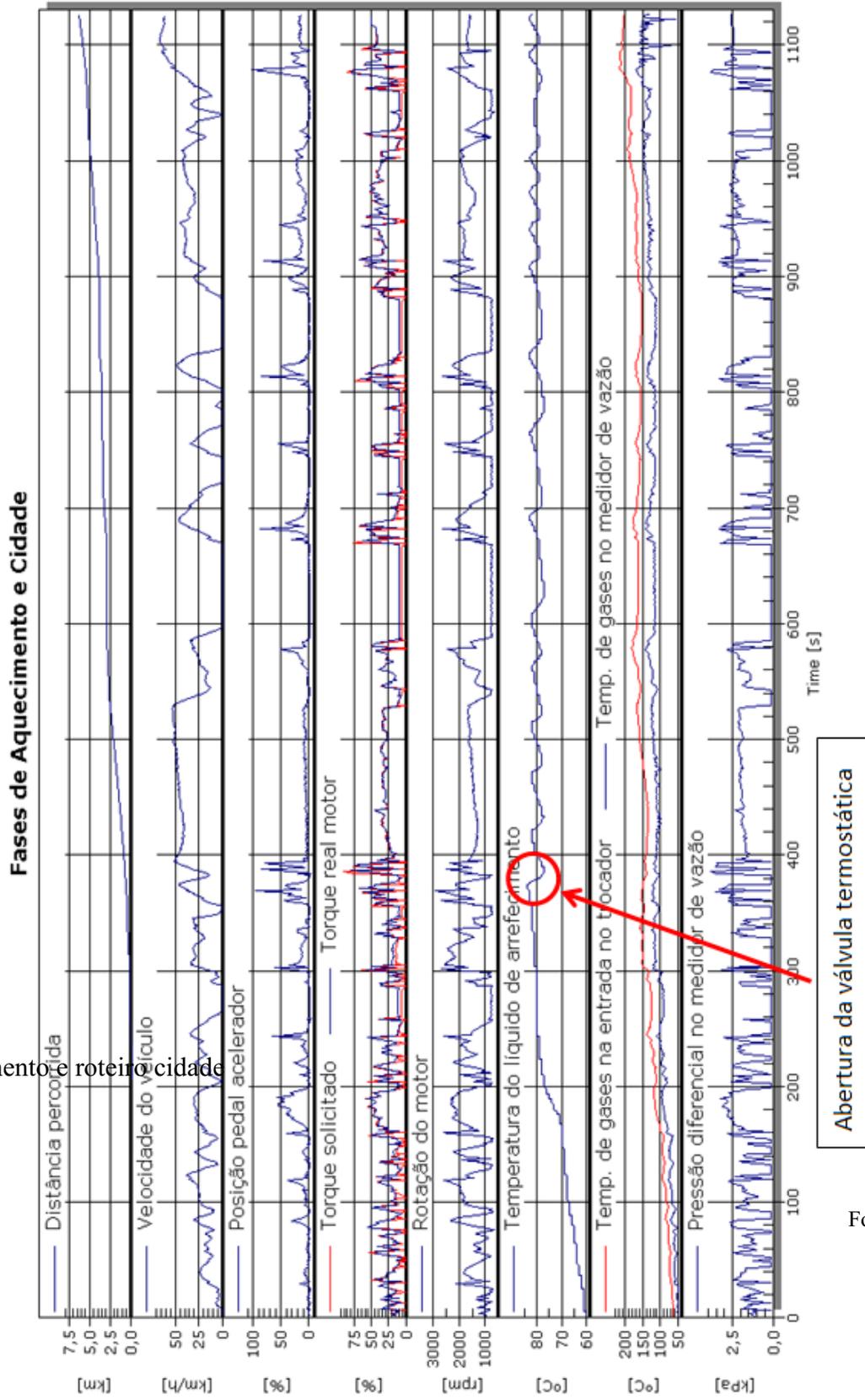


Figura 26: Fase de aquecimento e roteiro em cidade

Fonte: Autor.

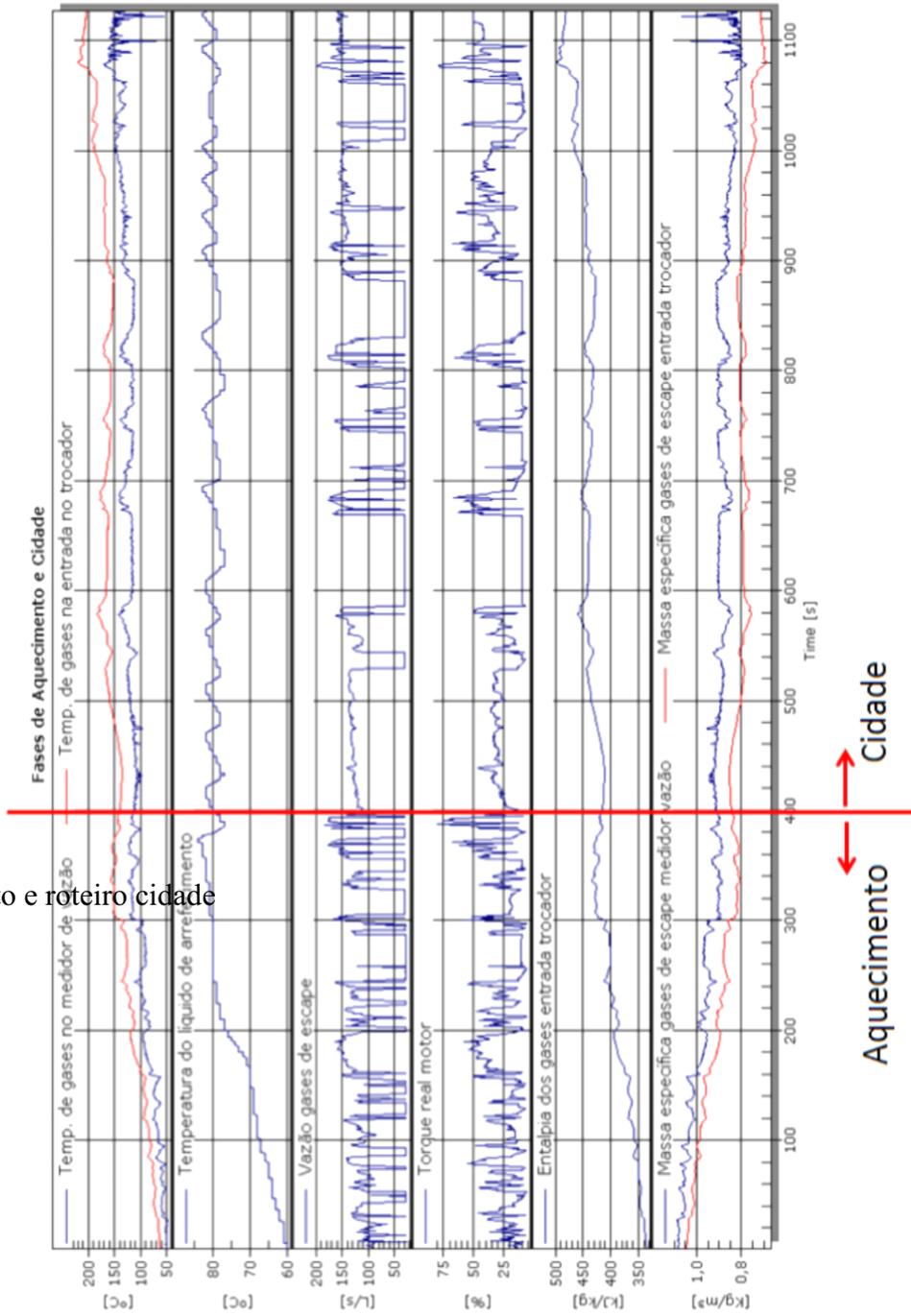


Figura 27: Fase de aquecimento e roteiro cidade

Fonte: Autor.

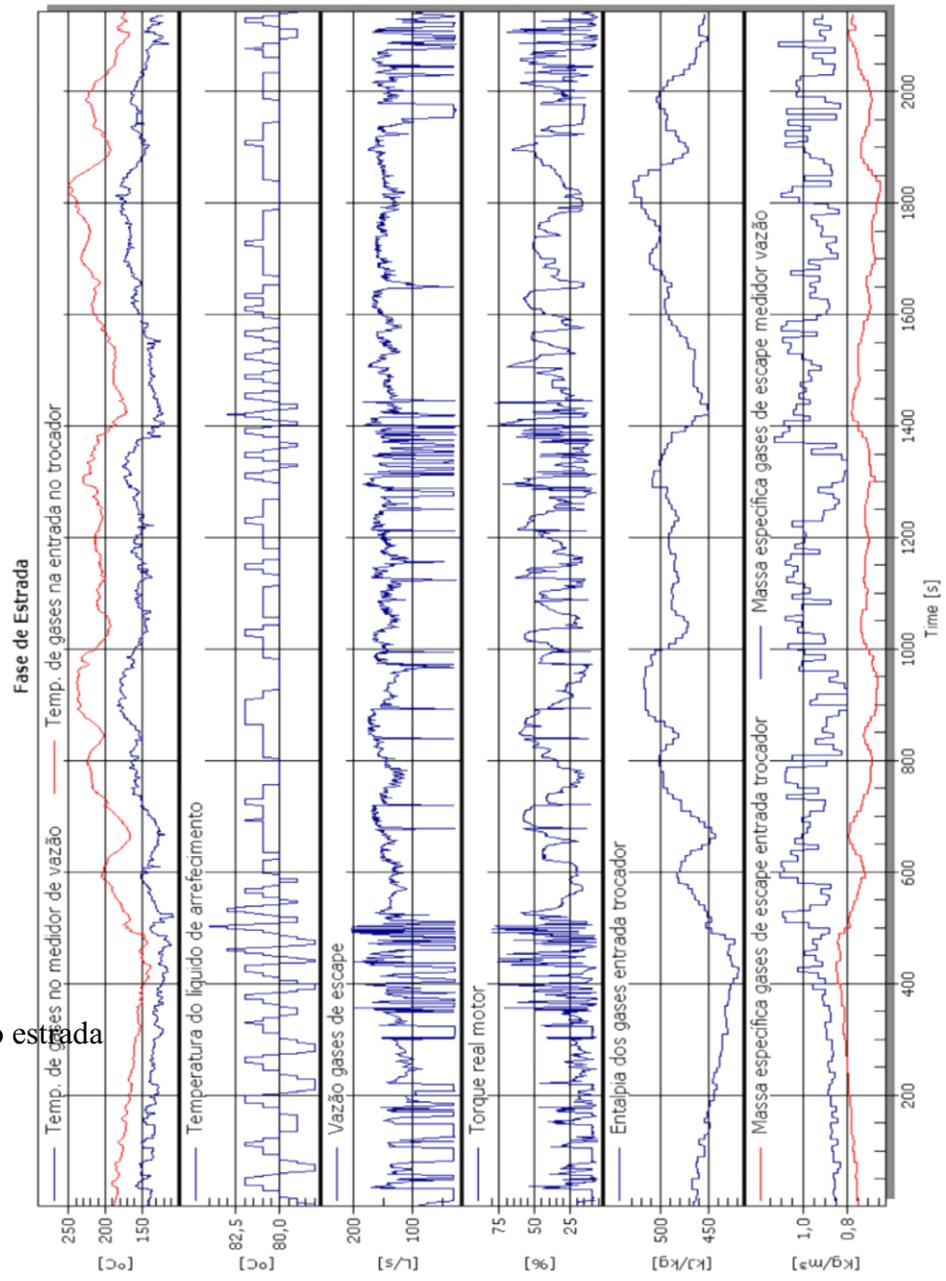


Figura 28: Roteiro estrada

Fonte: Autor.

As tabelas 4 e 5 mostram os valores mínimos, médios e máximos das medições efetuadas durante as rodagens.

Tabela 4: Temperatura e vazão de fluido de arrefecimento obtidas durante testes

	Temperatura do fluido arrefecimento			Vazão do fluido arrefecimento		
	Aquecimento	Cidade	Estrada	Aquecimento	Cidade	Estrada
Unidade	°C	°C	°C	L/s	L/s	L/s
Min	60	77	78	0,1	0,1	0,2
Max	84	83	84	0,35	0,35	0,33
Média	73,51	79,94	81,02	0,275	0,275	0,267

Fonte: Autor.

Tabela 5: Temperatura e vazão de gases de exaustão obtidas durante testes

	Temperatura de gases na entrada do trocador			Vazão dos gases		
	Aquecimento	Cidade	Estrada	Aquecimento	Cidade	Estrada
Unidade	°C	°C	°C	L/s	L/s	L/s
Min	62,19	49,08	137,81	26,17	28,54	29,7
Max	158,4	219,3	250	184,2	197	204,9
Média	111,2	167,5	196,78	89,45	95,32	150

Fonte: Autor.

6.2 RESULTADOS DO MODELO DO CICLO DE ABSORÇÃO

A análise teórica realizada no ciclo de absorção com o par brometo de lítio e água foi nas equações do balanço de massa e energia anteriormente apresentadas.

A tabela 5 mostra os resultados do ciclo considerando os testes de campo. Os resultados completos obtidos no EES estão no Anexo A.

7. DISCUSSÃO

Os resultados das análises teóricas mostraram que as potências de resfriamento nas diversas condições avaliadas são de 0,97 kW à 7,01 kW, considerando as eficiências de trocadores dos trocadores de calor com base na literatura. As vazões das bombas tiveram seus valores ajustados para a busca de uma maior potência de resfriamento do ciclo no roteiro cidade, pois este é o foco de utilização do sistema de absorção em veículo desta categoria. A partir da definição de todos os parâmetros do ciclo cidade, o programa foi adequado para os demais roteiros (aquecimento e estrada), alterando-se as vazões e temperaturas de gases de escape e fluido de arrefecimento. Este último em função de suas médias, ficou praticamente inalterado.

Quanto à análise do ciclo, as cargas de motor na condição de aquecimento geraram 0,97 kW de potência de resfriamento após 400 segundos de funcionamento, o que proporciona o aquecimento do sistema de absorção, porém com resposta de potência de resfriamento baixa.

Nas condições de cidade e estrada, onde o sistema de resfriamento do motor do veículo está estabilizado, pode-se estimar que no ciclo de refrigeração o circuito adicional do trocador TR4 também estaria estabilizado, encontrando-se valores de potências de gerador e de evaporador mais adequadas ao ciclo de absorção. Na condição cidade, 4,17 kW de potência de evaporador foi encontrado no programa EES, o que representa a possibilidade de utilização do ciclo de absorção. Este valor representa 78,9% de potência de resfriamento comparado ao sistema utilizado em veículo desta categoria, na condição de roteiro cidade.

Koehler (1997) descreve em seu trabalho que o calor disponível no sistema de escape é insuficiente para um o sistema de absorção amônia-água de 5 kW para 70% do tempo de ciclo. Por outro lado, o calor de exaustão é muito para os 30% restantes do tempo de ciclo. A análise do calor de escape disponível mostra que seria necessário fazer um ciclo de absorção com duas considerações: um queimador para aquecer o gerador durante períodos de calor de escape insuficiente e um by-pass para limitar a entrada de calor para controle do calor de gás de escape excessivo ao gerador. No presente trabalho é considerada a temperatura aproximada de 100°C no gerador. Tanto a água de resfriamento como o gás de escape conseguem manter a partir do período de aquecimento do motor a temperatura para que o ciclo apresente uma potência de resfriamento no evaporador de 4,17 kW. O desenvolvimento de equipamento

adequado à aplicação veicular pode elevar o valor de potência de resfriamento para níveis compatíveis com a necessidade.

Ramanathan; Gunasekaran (2008), em seu estudo no MATLAB com um ciclo de absorção de brometo de lítio água, obteve com um motor turbo diesel de 6 L em regime constante de 1300 à 2000 rpm, potência de gases de escape de 5 kW à 17 kW, potência do evaporador de 3,7 kW à 11 kW e COP de 0,77. Estes valores de potência de evaporador são considerados como similares aos encontrados neste trabalho.

Uma análise experimental de um pequeno resfriador de absorção de brometo de lítio e água realizado por PRASARTKAEW (2014) demonstrou que alimentado por água a uma temperatura de 85°C (gerador) com 11,6 kW, obtêm-se como potência de resfriamento 7 kW com COP de 0,6. No presente trabalho, o sistema de aquecimento proposto para o gerador passa por um circuito adicional de água com dois principais objetivos: a) manter uma fonte mais estabilizada pela água de aquecimento e b) possivelmente em uma instalação protótipo, o equipamento estará distante da fonte de energia dos gases de escape

ALY (2016) apresenta um refrigerador doméstico, portanto utilizando o par amônia/água, operado por gases de escape de um motor diesel 1.8 L, onde obteve por controle de fluxo de gases, rotação de motor constante (1750 rpm) e torques de 15, 30 e 45 Nm em dinamômetro, resultando de 10°C à 14°C no refrigerados nos torques de 15 e 45 Nm.

Seguindo o mesmo conceito de avaliações estabilizadas, ALAN (2006) descreve o sistema amônia doméstico, com cargas parciais de $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ da plena carga, obtendo uma potência de gases de escape de 3,05 kW à 6,02 kW em 1500 rpm e 3500 rpm respectivamente, que são suficientes para operar um sistema de 1 ton de refrigeração (3,52 kW).

A condição de teste nestes casos foi estabilizada, ou seja, mantendo-se a carga de motor durante toda a avaliação, diferentemente do analisado neste trabalho, onde a estabilização ocorreu na marcha lenta, e rotações de estrada, pelo período em que a rota e o trânsito permitiram esta condição. Desta forma, este trabalho procura estudar a real utilização do veículo e conseqüentemente a disponibilidade de energia disponível, nestas condições. Outra informação relevante é que as avaliações realizadas com sistemas de amônia domésticos não incorporam bomba de solução, portanto sua estabilização acontece em um tempo maior e o sistema se torna vulnerável às oscilações impostas pelo pavimento.

8. CONCLUSÃO

Este trabalho objetivou a análise teórica e experimental da viabilidade de utilização de um sistema de refrigeração por absorção com o par brometo de lítio e água como forma de climatização do ambiente de um micro-ônibus nas diversas condições de tráfego urbano. Neste contexto, foi realizada a análise teórica de um ciclo de absorção proposto para utilização da energia térmica disponível no sistema de exaustão e no sistema de arrefecimento de um micro-ônibus urbano. As análises experimentais em veículo foram realizadas em três fases, sendo: aquecimento do motor, roteiro cidade e roteiro estrada, com as menores cargas impostas ao motor, visando as menores temperaturas dos sistemas em estudo.

Em função das cargas térmicas obtidas durante as análises experimentais dos sistemas de arrefecimento e exaustão e dos levantamentos teóricos, existe potencial de utilização de um sistema de resfriamento por absorção em veículo desta categoria.

A potência de resfriamento obtida foi calculada com as médias dos valores de temperaturas e vazões dos sistemas de arrefecimento e exaustão obtidos em testes de rodagem. Cabe salientar que se a potência de resfriamento fosse calculada com os valores máximos obtidos, os resultados seriam significativamente superiores e representariam desempenho de refrigeração maior do que o apresentado. Principalmente no circuito cidade, os valores máximos de temperaturas e vazões são encontrados por tempo reduzido em função do circuito escolhido, como consequência das situações de paradas constantes e trânsito congestionado. Esta forma de abordagem considerando os valores máximos, seria a continuidade deste estudo, considerando também neste futuro estudo uma melhor forma de estabilização de temperatura disponível para aquecimento do gerador.

O desenvolvimento de um sistema adequado às necessidades de instalação no veículo e sua adequação ao desempenho necessário ao veículo em estudo são possibilidades de estudos futuros, visando o atendimento às mínimas exigências de resfriamento do compartimento.

Importante salientar que a análise realizada chegou a uma potência de resfriamento de compartimento que representa 78,9% da utilizada atualmente em veículos desta categoria, portanto demonstra a possibilidade de utilização de um sistema de resfriamento por absorção reaproveitando a energia que é desperdiçada para o ambiente em veículos equipados com um motor de combustão interna pelos sistemas de exaustão e arrefecimento.

8.1 TRABALHOS FUTUROS

O tempo de estabilização do sistema precisa ser melhor estudado, ou seja, o tempo para que a temperatura de resfriamento atenda os requisitos mínimos impostos pelo projeto do veículo, preferencialmente com um protótipo instalado e avaliado em campo, nas condições reais de utilização do veículo. A consideração dos valores máximos de vazões e temperaturas nos estudos teóricos também é um aspecto importante que merece um aprofundamento em estudos futuros.

REFERÊNCIAS

ALAM, Shah. **A proposed model for utilizing exhaust heat to run automobile air-conditioner.** The 2nd Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)”. Bangkok, THA, 2006.

ASHRAE. **ASHRAE HVAC Fundamentals Handbook**, 2009.

ASME. **Fluid meters: their theory and application.** 6. ed. New York:ASME, 1971.

BARBOZA, J. D. Helton et al. **Caracterização de um refrigerador por absorção de vapor água-amônia.** In: MERCOFRIO - 9º CONGRESSO INTERNACIONAL DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO. Porto Alegre, 2014.

BRILEY, George. A history of refrigeration. **ASHRAE Journal**, 2004.

CAO, Tao et al. **Performance investigation of engine waste heat powered absorption cycle cooling system for shipboard applications.** Applied Thermal Engineering, 90 v., p. 820-830. Republic of Korea, 2015.

CATERPILLAR. **3000 Engine family installation manual.**[200-]. Disponível em: <enginesnow.com/3000%20Series%20Install.pdf>. Acesso em: 23 jun. 2016.

ÇENGEL, Y. A; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 5. ed. São Paulo:McGraw-Hill, 2007.

CLEANAIRBLUE: **SCR technology.** Cheshire, 2016. Disponível em: <<http://cleanairblue.com/scr-technology>>. Acesso em: 04 jul. 2017.

CORRÊA, J. E. **Apostila de Refrigeração e Climatização.** Universidade Federal do Pará. Pará, 2010.

DIESELNET: **Diesel exhaust emission standards.** Washington, 2011. Disponível em: <https://www.dieselnet.com/tech/diesel_exh.php#intro>. Acesso em: 04 jul. 2017.

DSR- CAR. Out, 2013: Disponível em: < <http://drscar.com.br/blog/sistema-de-arrefecimento-controlando-a-temperatura-do-seu-motor/>>. Acesso em 30 de Ago. de 2017.

ELECTROLUX. Vapour absorption cycle domestic. Electrolux refrigerator. [200-].

Disponível

em:<http://engineersedge.weebly.com/uploads/4/6/8/0/4680709/domestic_electrolux_refrigerator.pdf>. Acesso em: 23 jun. 2016.

GENIÊR, F. S. et al. Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência. **Enciclopédia Biosfera**, v. 9, p.2878-2893, 2013.

GUIMARÃES, L. G. 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. Dissertação, Mestrado em Engenharia da Energia. Universidade Federal de São João Del Rei, MG. 2011.

HEROLD, K.E; RADERMACHER, R; KLEIN,S.A. Absorption Chillers and Heat Pumps. Florida: CRC, 1996.

JADHAO, J. S.; THOMBARE, D. G. Review on exhaust gas heat recovery for I.C. Engine. **International Journal of Engineering and Innovative Technology**, 2 v., p. 93-100, 2013.

KAUSHIK, S.; SING, S. Thermodynamic analysis of vapor absorption refrigeration system and calculation of COP. **International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology**, 2 v., p. 73-80, 2014.

KOEHLER J. et al., Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases. **Heat and Mass Transfer**, 32 v., p. 333–340, 1997.

LU, Y. Z. et al. Performance of a diesel locomotive waste-heat-powered adsorption air conditioning system. **Adsorption**, 10 v., p. 57– 68, 2004a.

LU, Y. Z. et al. Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive. **Applied Thermal Engineering**, 24 v., p. 1051-1059, 2004b.

MANZELA, A. A. et al. Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. **Applied Energy**, 87 v., p. 1141–1148, 2010.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia., Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, SP. 2008.

MATHAPATI, S. S. et al. A study on automobile air conditioning based on absorption refrigeration system using exhaust heat of a vehicle. **International Journal of Engineering Research and General Science**, 2 v., p. 80-86, 2014.

MAURYA, S. K. et al. A cooling system for an automobile based on vapour absorption refrigeration cycle using waste heat of an engine. **Journal of Engineering Research and Applications**, 4 v., p. 441-444, 2014.

MONDAL, D. et al., Experimental Observation of a Small Capacity Vapor Absorption Cooling System, **International Journal of Scientific & Engineering Research**. 5 v., n. 8, 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Engineering thermodynamics**. 5. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2006.

MTE. MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **N899**. Refrigeração industrial por amônia: riscos, segurança e auditoria fiscal. Brasília: Mar, 2004.

OLIVEIRA JÚNIOR, Silvio et al. **Sistemas de refrigeração por absorção**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2004.

PATHANIA, A.; MAHTO, D. Recovery of engine waste heat for reutilization in air conditioning system in an automobile: an investigation. **Global Journal of Researches in Engineering**, 12 v., 2012.

PORTAL DA REFRIGERAÇÃO. **História da Refrigeração e ar condicionado**. [200-] Disponível em:<http://www.refrigeracao.net/Topicos/historia_refri.htm>. Acesso em: 23 jun. 2016.

PRASARTKAEW, Boonrit. **Performance Test of a Small Size LiBr-H₂O Absorption Chiller**. ScienceDirect, In: 11th **ECO-ENERGY AND MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING** (11th EMSES), 56, p. 487-497. Thailand, 2014.

RAMANATHAN, A. ; GUNASEKARAN, P. Simulation of absorption refrigeration system for automobile application. **Thermal Science**, 12 v., p. 5-13, 2008.

REFRISUL. **História da refrigeração 2**. 2015. Disponível em:<<http://www.teste.webvitrine.org/historia-da-refrigeracao-2/>>. Acesso em: 23 jun. 2016.

RÊGO, A.T. et al. Automotive exhaust gas flow control for an ammonia water absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**. 64 v., p. 101-107, 2014.

RV REFRIGERATORS. **Theory of operation**. [201-] Disponível em:<<http://bryantrv.com/reefer.html>>. Acesso em: 23 jun. 2016.

SILVEIRA, I. C. et al. **Simulação e desenvolvimento experimental de sistemas de refrigeração por absorção de água-amônia de única pressão**. In: VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, Campina Grande, 2010.

SONNOMIA, M. A. **Modelagem e simulação de um ciclo de refrigeração de absorção de calor por brometo de lítio e água**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2009.

SRIKHIRIN, P. et al. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 5 v., p. 343-372, 2001.

STOECKER, W.F; JONES, J.W. **Refrigeration and air conditioning**. 2 ed. New York:McGraw-Hill, 1985.

THAKRE S. D. et al., Cooling of a truck cabin by vapour absorption refrigeration system using engine exhaust. **International Journal of Research in Engineering and Technology**. 3 v., p. 816-822, 2014.

VENKATESAN, J. et al., Performance improvement in automotive engines using vapour absorption refrigeration system for air conditioning. **SAE Technical Paper**. 2005.

VICATOS, G. et al., A car air-conditioning system based on an absorption refrigeration cycle using energy from exhaust gas of an internal combustion engine. **Journal of Energy in Southern Africa**, 9 v., p. 6-11, 2008.

WAEEL, Aly et al. Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system driven by waste heat from diesel engine exhaust gases. **Applied Thermal Engineering**. 114 v., p. 621-630, 2017.

ANEXO A. RESULTADOS COMPLETOS DO CICLO PROPOSTO

Cálculo do ciclo considerando o período de aquecimento, com massa de gases de escape disponível e T18 como resultante do trocador TR4

EES Academic Professional: C:\Users\man\Desktop\programa do trabalho aquecimento com massa travada e t18 consequencia.EES - [Solution]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

C0311 = 0,04032 [kW/C]	C1213 = 0,8388 [kW/C]	C1516 = 0,1155 [kW/C]	C1718 = 0,08275 [kW/C]	C23 = 0,03916 [kW/C]	C45 = 0,03909 [kW/C]	Cmin1 = 0,03909 [kW/C]	Cmin2 = 0,04032 [kW/C]
Cmin4 = 0,08275 [kW/C]	COP = 0,6196	e1 = 0,75 [-]	e2 = 0,75 [-]	e3 = 0,4626 [-]	e4 = 0,6847 [-]	mgas = 0,08181	Pagua = 200 [kPa]
Palta = 7 [kPa]	Patm = 101,3 [kPa]	Pbaixa = 0,7 [kPa]	Qabs = 1,543 [kW]	Qcond = 1,026 [kW]	Qevap = 0,9681 [kW]	Qgas = 0,08995	Qger = 1,221 [kW]
Qmax1 = 1,772 [kW]	Qmax2 = 0,4549 [kW]	Qmax4 = 1,784 [kW]	qT3 = 1,621	qT4 = 1,621	Qtroc1 = 1,329 [kW]	Qtroc2 = 0,3411 [kW]	Qtroc3 = 1,221 [kW]
Qtroc4 = 1,221 [kW]	$\rho = 0,9095$	T3a = 19,88	T3b = 12,26	T4a = 11	T4b = 6,785	Tml3 = 8,723	Tml4 = 8,723
UA3 = 0,14 [kW/K]	UA4 = 0,14 [kW/K]	vol1 = 0,000606 [m ³ /kg]	Wbomba1 = 0,00007635 [kW]	W6 = 0,5854 [-]			

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

8 potential unit problems were detected.

[Check Units](#)

Calculation time = 1,38 s

EES Academic Professional: C:\Users\man\Desktop\programa do trabalho aquecimento com massa travada e t18 consequencia.EES - [Arrays Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main

Sort	h _i [kJ/kg]	m _i [kg/s]	x _i [-]	T _i [C]	w _i [-]	Tsat _i [C]
[1]	92.06	0.02	0	34.79	0.57	34.79
[2]	92.06	0.02		34.79	0.57	77.53
[3]	159.6	0.02		68.72	0.57	77.53
[4]	187	0.01959	0	80.12	0.582	80.12
[5]	119.9	0.01959		46.12	0.582	80.12
[6]	119.9	0.01959	0.00577	37.88	0.582	37.2
[7]	2645	0.0004136		77.53	0	39.01
[8]	163.4	0.0004136	0	39.01	0	39.01
[9]	163.4	0.0004136	0.06228	1.88	0	1.88
[10]	2504	0.0004136	1	1.88	0	1.88
[11]	176.8	0.02		77.18	0.57	77.53
[12]		0.2		80		
[13]		0.2		79.59		
[14]	374.7	0.02748		89.44		
[15]	374.7	0.02748		89.44		
[16]	419.1	0.02748		100		
[17]	385.2	0.08181		111		
[18]	370.3	0.08181		96.23		

Cálculo do ciclo considerando o roteiro cidade, com massa de gases de escape disponível e T18 como resultante do trocador TR4

EES Academic Professional: C:\Users\ma\Desktop\programa do trabalho cidade com massa travada e t18 consequencia.EES

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Solution

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

C0311 = 0,04037 [kW/C] C1213 = 0,8388 [kW/C] C1516 = 0,2696 [kW/C] C1718 = 0,07702 [kW/C] C23 = 0,03916 [kW/C] C45 = 0,03432 [kW/C] Cmin1 = 0,03432 [kW/C] Cmin2 = 0,04037 [kW/C]
 Cmin4 = 0,07702 [kW/C] COP = 0,7512 e1 = 0,75 [-] e2 = 0,75 [-] e3 = 0,876 [-] e4 = 0,7866 [-] mgas = 0,07558 Pagua = 200 [kPa]
 Palta = 7 [kPa] Patm = 101,3 [kPa] Pbaixa = 0,7 [kPa] Qabs = 5,35 [kW] Qcond = 4,416 [kW] Qevap = 4,166 [kW] Qgas = 0,09532 Qger = 5,271 [kW]
 Qmax1 = 1,888 [kW] Qmax2 = 0,3661 [kW] Qmax4 = 6,701 [kW] qT3 = 3,699 qT4 = 3,699 Qtroc1 = 1,416 [kW] Qtroc2 = 0,2745 [kW] Qtroc3 = 5,271 [kW]
 Qtroc4 = 5,271 [kW] ρ = 0,7929 T3a = 10,21 T3b = 2,761 T4a = 67,5 T4b = 18,25 Tml3 = 37,65 Tml4 = 37,65
 UA3 = 0,14 [kW/K] UA4 = 0,14 [kW/K] vol1 = 0,000606 [m³/kg] Wbomba1 = 0,00007635 [kW] W6 = 0,6266 [-]

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

8 potential unit problems were detected.

Calculation time = 1,67 s

EES Academic Professional: C:\Users\ma\Desktop\programa do trabalho cidade com massa travada e t18 consequencia.EES - [Arrays Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main

Sort	h _i [kJ/kg]	m _i [kg/s]	x _i [-]	T _i [C]	w _i [-]	Tsat _i [C]
[1]	92,06	0,02	0	34,79	0,57	34,79
[2]	92,06	0,02		34,79	0,57	77,53
[3]	164,1	0,02		70,93	0,57	77,53
[4]	226,3	0,01822	0	89,79	0,6257	89,79
[5]	150,1	0,01822		48,54	0,6257	89,79
[6]	150,1	0,01822	0,001441	46,27	0,6257	46,08
[7]	2645	0,00178		77,53	0	39,01
[8]	163,4	0,00178	0	39,01	0	39,01
[9]	163,4	0,00178	0,06228	1,88	0	1,88
[10]	2504	0,00178	1	1,88	0	1,88
[11]	177,9	0,02		77,73	0,57	77,53
[12]		0,2		80		
[13]		0,2		79,67		
[14]	337,1	0,06427		80,49		
[15]	337,1	0,06427		80,49		
[16]	419,1	0,06427		100		
[17]	442,6	0,07558		167,5		
[18]	372,8	0,07558		98,74		

Cálculo do ciclo considerando o roteiro estrada, com massa de gases de escape disponível e T18 como resultante do trocador TR4

EES Academic Professional: C:\Users\mar\Desktop\programa do trabalho estrada com massa travada e t18 consequencia.EES - [Solution]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

C0311 = 0,0404 [kW/C] C1213 = 0,8388 [kW/C] C1516 = 0,4074 [kW/C] C1718 = 0,1142 [kW/C] C23 = 0,03916 [kW/C] C45 = 0,02992 [kW/C] Cmin1 = 0,02992 [kW/C] Cmin2 = 0,0404 [kW/C]
 Cmin4 = 0,1142 [kW/C] COP = 0,7609 e1 = 0,75 [-] e2 = 0,75 [-] e3 = 0,9996 [-] e4 = 0,6615 [-] mgas = 0,1115 Pagua = 200 [kPa]
 Palta = 7 [kPa] Patm = 101,3 [kPa] Pbaixa = 0,7 [kPa] Qabs = 8,853 [kW] Qcond = 7,426 [kW] Qevap = 7,005 [kW] Qgas = 0,15 Qger = 8,969 [kW]
 Qmax1 = 1,951 [kW] Qmax2 = 0,3175 [kW] Qmax4 = 13,56 [kW] qT3 = 2,437 qT4 = 2,437 Qtroc1 = 1,463 [kW] Qtroc2 = 0,2381 [kW] Qtroc3 = 8,969 [kW]
 Qtroc4 = 8,969 [kW] ρ = 0,7435 T3a = 0,02128 T3b = 0,008732 T4a = 96,78 T4b = 39,71 Tmi3 = 64,06 Tmi4 = 64,06
 UA3 = 0,14 [kW/K] UA4 = 0,14 [kW/K] vol1 = 0,000606 [m³/kg] Wbomba1 = 0,00007635 [kW] W6 = 0,6703 [-]

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

8 potential unit problems were detected.

[Check Units](#)

Calculation time = 3,30 s

EES Academic Professional: C:\Users\mar\Desktop\programa do trabalho estrada com massa travada e t18 consequencia.EES - [Arrays Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main

Sort	h_i [kJ/kg]	m_i [kg/s]	x_i [-]	T_i [C]	w_i [-]	T_{sat_i} [C]
[1]	92,06	0,02	0	34,79	0,57	34,79
[2]	92,06	0,02		34,79	0,57	77,53
[3]	166,6	0,02		72,14	0,57	77,53
[4]	271,9	0,01701	0	99,98	0,6703	99,98
[5]	188,2	0,01701		51,09	0,6703	99,98
[6]	188,2	0,01701	-100	55,01	0,6703	55,01
[7]	2645	0,002993		77,53	0	39,01
[8]	163,4	0,002993	0	39,01	0	39,01
[9]	163,4	0,002993	0,06228	1,88	0	1,88
[10]	2504	0,002993	1	1,88	0	1,88
[11]	178,6	0,02		78,04	0,57	77,53
[12]		0,2		80		
[13]		0,2		79,72		
[14]	326,8	0,09718		78,04		
[15]	326,8	0,09718		78,04		
[16]	419,1	0,09718		100		
[17]	472,5	0,1115		196,8		
[18]	392,1	0,1115		117,8		