

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**Análise Comparativa Teórico e Experimental da
Efetividade dos Trocadores de Calor de um Sistema
de Refrigeração Automotiva por Ciclo de
Compressão de Vapor**

Bernardo Sad Porto

Pedro Serrão dos Santos

Prof. Orientador: José Luiz Fernandes
Prof. Coorientador: Sérgio Libanio de Campos

**Rio de Janeiro
Dezembro de 2017**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**Análise Comparativa Teórico e Experimental da
Efetividade dos Trocadores de Calor de um Sistema
de Refrigeração Automotiva por Ciclo de
Compressão de Vapor**

Bernardo Sad Porto

Pedro Serrão dos Santos

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Orientador: José Luiz Fernandes
Prof. Coorientador: Sérgio Libanio de Campos

**Rio de Janeiro
Dezembro de 2017**

DEDICATÓRIA

A todos aqueles que estiveram por perto e me incentivaram a continuar batalhando até o final. Finalizar este ciclo foi muito importante para mim.

Dedico à minha família, meu amor e meus amigos. O amor é a força que nos une.

Dedico também, ao Presidente Golpista Michel Fora Temer, por me fazer enxergar de forma clara, que a solução não era mudar o governo, para estancar a sangria, num grande acordo nacional - com Supremo, com tudo. Já sabemos exatamente em que tipo de sistema vivemos, quem ganha e quem perde.

Por isso, também, dedico este trabalho as gerações futuras, para que possam abrir o caminho do conhecimento livre e de qualidade. O tempo não para.

Bernardo Sad Porto

Dedico a minha família e todos meus amigos que me ajudaram nessa longa jornada.

Pedro Serrão dos Santos

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, pelo exemplo de perseverança. Minha mãe Marcia, por sempre me dar tanto amor que parece não caber em uma pessoa só. Ao meu pai Zeca, pelo carinho, incentivos e churrascos durante esses anos de existência. À minha irmã preferida, Marcelle, por todo carinho e paciência. À minha família, meus avós, tios e primos, meus alicerces de vida.

Ao meu amor, Ana Carolina, por ter a sorte de ter você na minha vida. Sempre serei grato pelo esforço e dedicação, por acreditar em mim. Amo você.

Aos amigos de longa e curta data, verdadeiros e companheiros, minha gratidão. Em especial, para o doutorando em Engenharia Mecânica, Arthur Adeodato, por auxiliar nas correções e análises deste trabalho, e aturar Pedro Serrão.

Agradeço ao orientador, Professor José Luís Fernandes, e ao coorientador, Sérgio Libanio, pela atenção e dedicação durante a realização deste trabalho. Vocês foram como pais para nós.

Bernardo Sad Porto

Agradeço a toda a minha família e namorada, Raiane Albuquerque, por estar presente em todos os momentos difíceis, aos meus orientadores José Fernandes e Sérgio Libanio.

Pedro Serrão dos Santos

RESUMO

Com o passar do tempo os sistemas de condicionamento de ar veicular evoluíram, ocupando menos espaço e apresentando eficiência cada vez melhor, atendendo a normas técnicas de conforto e segurança. Sistemas de refrigeração possuem como principal função remover calor de um reservatório de controle, com uma temperatura menos elevada, para um de temperatura mais elevada. O princípio de funcionamento de um sistema de refrigeração é explicado através do ciclo de compressão de vapor. Este trabalho se propõe a comparar e analisar dados experimentais obtidos em base a uma dissertação acadêmica, onde foi usado um equipamento simulador de sistema de ar condicionado automotivo próprio para experimentos. Com a teoria apresentada pela literatura e cálculos obtidos através do software EES (*Engineering Equation Solver*), foram gerados resultados sobre as efetividades dos trocadores de calor para quatro tipos de situações: um caso onde o sistema de refrigeração do veículo funciona normalmente, ao qual foi tomado como base comparativa; um outro caso com obstrução na passagem do ar pelo Evaporador; caso para obstrução do ar no Condensador e outro para obstrução em ambos os trocadores de calor, simultaneamente. Os resultados para as efetividades calculadas, através de equações fundamentais da termodinâmica, apresentaram boa correlação entre os valores calculados pela teoria e pelos dados obtidos no experimento, ao qual foi feita a simulação. Foi observado que a efetividade teórica dos trocadores de calor mostrou-se superior à experimental na maioria dos casos apresentados. Existe uma tendência de redução da efetividade por rotação do compressor nos gráficos gerados, onde apresenta maior discrepância no caso de ambos os trocadores de calor apresentando impurezas na passagem do ar, simultaneamente. Os resultados aqui apresentados formam uma base para critérios e análise de falha em sistemas de refrigeração proporcionando aumento da vida útil e menor consumo de combustível, bem como, menor dano causado ao meio ambiente. Em foco na efetividade dos trocadores de calor, devido a demanda por sistemas mais compactos, com reduções na área de contato, na medida que se mantem sua capacidade de refrigeração, a presença de impurezas, por falta de manutenção, o sistema pode vir a falhar, mantendo níveis de pressão e temperatura inoperantes. O estudo para outros tipos de falhas típicas ou para falhas simultâneas de mais componentes do sistema, se faz de total relevância para cada vez menor consumo de combustível gerando menor dano ao meio ambiente.

Palavras Chaves: Sistemas de Refrigeração Automotivo, Evaporador, Condensador

ABSTRACT

Over time, automotive air conditioning systems have evolved, occupying less space and presenting better efficiency, complying with technical standards of comfort and safety. Cooling systems have as main function to remove heat from a control reservoir, with a lower temperature, to a higher temperature. The operating principle of a cooling system is explained by the steam compression cycle. This work proposes to compare and analyze experimental data obtained on the basis of an academic dissertation, where a simulator of an automotive air conditioning system was used for experiments. With the theory presented in the literature and calculations obtained through the Engineering Equation Solver (EES) software, results were generated on the effectiveness of the heat exchanger for four of situations: a case where the vehicle cooling system operates normally, to which it was taken as a comparative basis; another case with obstruction of air flow through the Evaporator; a case for obstructing air through the Condenser and another for obstruction through both heat exchangers simultaneously. The results for the calculated efficiencies, through fundamental equations of thermodynamics, showed a good correlation between the values calculated by the theory and the data obtained in the experiment, to which the simulation was done. It was observed that the theoretical effectiveness of the heat exchangers was superior to the experimental one in the majority of the presented cases. There is a tendency of reduction of the effectiveness by rotation of the compressor in the graphs generated, where it presents greater discrepancy in the case of both heat exchangers presenting impurities in the air flow, simultaneously. The results presented here form a basis for criteria and analysis of failure in refrigeration systems providing increased life and lower fuel consumption as well as less damage to the environment. In the focus on the effectiveness of heat exchangers, due to the demand for more compact systems, with reductions in the contact area, as long as its cooling capacity is maintained, the presence of impurities, due to lack of maintenance, the system may fail, keeping pressure and temperature levels inoperative. The study for other types of typical failures or for simultaneous failures of more components of the system, becomes of total relevance for less fuel consumption, generating less damage to the environment.

Key Words: Air conditioning systems, Evaporator, Condenser

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVO DO TRABALHO	2
1.2. METODOLOGIA EMPREGADA	2
1.3. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO	3
1.4. CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS	4
CAPÍTULO 2	4
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	4
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	5
2.1.1 O ciclo ideal de Carnot	5
2.1.2 O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	7
2.1.3 O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	10
2.1.4 Fluido refrigerante	12
2.1.5 Métodos disponíveis pra análise do desempenho de trocadores de calor.....	13
2.2 COMPONENTES DO SISTEMA	14
2.2.1 Compressores	14
2.2.2 Evaporadores	17
2.2.3 Condensadores.....	19
2.2.4 Filtro Secador	21
2.2.5 Dispositivo de Expansão	23
2.2.6 Embreagem Eletromagnética.....	27
2.3 OPERAÇÃO DETALHADA DO SISTEMA CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO	28
CAPITULO 3	32
3.1 A BANCADA DE TESTE.....	33
3.1.1 Refrigerante R-134a	35
3.2 SISTEMA OPERANDO ISENTO DE FALHAS	36
3.2.1 Introdução ao problema	36
3.2.2 Análise dos resultados	36
3.3 SISTEMA OPERANDO COM FALHAS NO EVAPORADOR	40
3.3.1 Introdução ao problema	40

3.3.2 Análise dos resultados	41
3.4 SISTEMA OPERANDO COM FALHAS NO CONDENSADOR.....	43
3.4.1 Introdução ao problema	43
3.4.2 Análise dos resultados	44
3.5 SISTEMA OPERANDO COM FALHAS NO EVAPORADOR E CONDENSADOR	46
3.5.1 Introdução ao problema	46
3.5.2 Análise dos resultados	47
CAPÍTULO 4.....	50
CONCLUSÃO	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	53
APÊNDICE	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fluxograma de Organização do Trabalho	3
Figura 2: Esquema e diagrama T-s do ciclo de Carnot.	6
Figura 3: Esquema e diagrama T-s do ciclo ideal.	8
Figura 4: Diagrama p-h de um ciclo padrão de refrigeração.	10
Figura 5: Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração.	10
Figura 6: Diagrama p-h de um ciclo real de refrigeração.	11
Figura 7: Compressor alternativo de 5 cilindros SD-5H09.	155
Figura 8: Ciclo operativo de compressor alternativo de um cilindro.	16
Figura 9: Diagrama teórico de pressão - tempo de ciclo de compressão Vs. posição da árvore de manivelas	16
Figura 10: Diagrama teórico de pressão Vs. volume de um ciclo de compressão de vapor típico	17
Figura 11: Curvas típicas das temperaturas no condensador.	21
Figura 12: Filtro convencional vertical.	22
Figura 13: Filtro secador de líquido.	23
Figura 14: Esquema de válvula termostática de expansão.	26
Figura 15: Esquema de funcionamento da válvula de expansão termostática.	27
Figura 16: Esquema da embreagem eletromagnética.	28
Figura 17: Sistema de ar condicionado automotivo.	29
Figura 18: esquema da circulação do refrigerante através do sistema de ar condicionado.	31
Figura 19: Diagrama esquemático de Funcionamento da Bancada de Testes.	33
Figura 20: Diagrama pressão-entalpia (SEM IMP)	37
Figura 21: Efetividade do Condensador x RPM (SEM IMP)	39
Figura 22: Efetividade do Evaporador x RPM (SEM IMP)	40
Figura 23: Pressão x Entalpia (IMPEV)	41
Figura 24: Efetividade do Condensador x RPM (IMPEV)	42
Figura 25: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPEV)	43
Figura 26: Pressão x Entalpia (IMPCD)	44
Figura 27: Efetividade do Condensador x RPM (IMPCD)	45
Figura 28: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPCD)	46
Figura 29: Pressão x Entalpia (IMPEV e IMPCD)	47
Figura 30: Efetividade do Condensador x RPM (IMPEV e IMPCD)	48

Figura 31: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPEV e IMPCD)	49
--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros de entrada do experimento.	34
Tabela 2: Valores de entalpia (SEM IMP)	36
Tabela 3: Valores das efetividades (SEM IMP)	39
Tabela 4: Valores das Entalpias (IMPEV)	41
Tabela 5: Valores das Efetividades (IMPEV)	42
Tabela 6: Valores das Entalpias (IMPCD)	44
Tabela 7: Valores das Efetividades (IMPCD)	45
Tabela 8: Valores das Entalpias (IMPEV e IMPCD)	47
Tabela 9: Valores das Efetividades (IMPEV e IMPCD)	48

LISTA DE SIMBOLOS

CO_2	Dióxido de Carbono
HC	HidroCarboneto
EES	Engineering Equation Solver
R12	Clorofluorcarboneto
R134a	Refrigerante Isento de Cloro
CFC	Clorofluorcarbono
CH ₂ FCF ₂	Tetrafluoretano
R729	Refrigerante R729 (Ar)
T_L	Temperatura do fluido no reservatório quente (°C)
T_H	Temperatura do fluido no reservatório frio (°C)
T	Temperatura (°C)
T_1	Temperatura do refrigerante na entrada do compressor (°C)
T_2	Temperatura do refrigerante na entrada do condensador (°C)
T_3	Temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão (°C)
T_4	Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador (°C)
T_5	Temperatura do ar na entrada do condensador (°C)
T_6	Temperatura do ar na saída do condensador (°C)
T_7	Temperatura do ar na entrada do evaporador (°C)
T_8	Temperatura do ar na saída do evaporador (°C)
P	Pressão (MPa)
P_1	Pressão na entrada do compressor (MPa)
P_2	Pressão na entrada do condensador (MPa)
P_3	Pressão na entrada da válvula de expansão (MPa)
P_4	Pressão na entrada do evaporador (MPa)
s	Entropia (KJ/Kg.K)
h	entalpia (KJ/Kg)
h_1	Entalpia do refrigerante na entrada do compressor (KJ/Kg)
h_2	Entalpia do refrigerante na entrada do condensador (KJ/Kg)
h_3	Entalpia do refrigerante na entrada da válvula de expansão (KJ/Kg)
h_4	Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador (KJ/Kg)
$h_{ar;ev;max}$	Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador (KJ/Kg)

$h_{ar;ev;ent}$	Entalpia do ar na entrada do evaporador (KJ/Kg)
$h_{ar;ev;sai}$	Entalpia do ar na saída do evaporador (KJ/Kg)
ε_{cd}	Efetividade teórica do condensador
$\varepsilon_{cd;x}$	Efetividade experimental do condensador
ε_{ev}	Efetividade teórica do evaporador
$\varepsilon_{ev;x}$	Efetividade experimental do evaporador
\dot{W}_{comp}	Potência consumida pelo compressor (W)
\dot{Q}_L	Calor absorvido pelo fluido refrigerante
\dot{Q}_H	Calor rejeitado pelo fluido refrigerante
\dot{Q}_h	Taxa de rejeição de calor no condensador
\dot{m}_r	Vazão mássica de refrigerante
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica do ar no condensador
$Cp_{ar;cd}$	Calor específico do ar no condensador
COP	Coefficiente de Performance
MLDT	Média logarítmica das diferenças de temperatura
NUT	Número de unidade de transferência
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
TXV	Válvula de expansão termostática
HVAC	Heating Ventiation and Air Conditionig
RPM	Rotação por minuto
N	Velocidade do ventilador interno (m/s)
Δt_1	Diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do trocador de calor (°C)
Δt_2	Diferença de temperatura entre os fluidos na saída do trocador de calor (°C)
TC	Trocador de Calor
IMPEV	Sistema operando com obstrução na passagem de ar no Evaporador
IMPCD	Sistema operando com obstrução na passagem de ar no Condensador
SEM IMP	Sistema operando sem obstrução na passagem de ar

Capítulo 1

Introdução

No início do século XX, quando Henry Ford lançou os primeiros veículos fabricados em linha de produção em massa, as necessidades dos consumidores eram muito diferentes das atuais. Os veículos tinham como principal função transportar as pessoas de uma forma mais rápida do que os meios de transporte disponíveis. Alguns itens de conforto e segurança, que estão disponíveis hoje, não eram conhecidos e, mesmo características como consumo de combustível ou emissões de poluentes, não eram considerados pela indústria automobilística da época. Com o passar dos anos, as necessidades dos consumidores foram mudando e os antigos projetos de veículos já não as atendiam mais. Além disso, novos itens foram sendo introduzidos, visando também à segurança e o conforto. Um exemplo disso consiste nos sistemas condicionadores de ar automotivo, em dias chuvosos, que, devido à desumidificação parcial do ar, impedem a formação de embaçamento dos vidros, aumentando a segurança dos passageiros (BHATTI, 1999).

No caso de sistemas de climatização, o primeiro sistema desenvolvido para automóveis surgiu no início dos anos de 1930 nos Estados Unidos e foi adaptado em um *Cadillac* pela *C&C Kelvinator Co.* no Estado do Texas, EUA. Tratava-se de um sistema independente que possuía uma capacidade de refrigeração de 0,37 kW sendo alimentado por um motor de combustão interna movido a gasolina com 1,1 kW de potência. Os sistemas por compressão de vapor começaram a ser desenvolvidos pela *General Motors* em 1933 e utilizavam como fluido refrigerante o R12 (clorofluorcarbono). O primeiro sistema de climatização automotiva original de fábrica foi lançado pela *Packard Motor Car*, que possuía, além do sistema de refrigeração, um sistema de aquecimento. Somente em 1941, a *General Motors* introduziu o sistema de climatização original de fábrica na sua linha de veículos *Cadillac* (BHATTI, 1999a).

De acordo com Brown *et al.* (2002) e Kiatsiriroat e Euakit (1997), o impacto ambiental destes sistemas pode ser reduzido pelo uso de refrigerantes benignos, isentos de cloro. Igualmente, a eficiência energética pode ser melhorada, assim como os próprios procedimentos de manutenção. Refrigerantes tais como o CFC12 foram substituídos, pelo

tetrafluoretano (HFC134a) que, apesar de não agredir a camada de ozônio atmosférica, promove um impacto apreciável no efeito estufa. Outros refrigerantes, como o dióxido de carbono (CO_2) hidrocarbonetos (HC) e misturas de refrigerantes estão sendo estudados para substituir o HFC134a no futuro próximo.

Segundo Glehn e Badan (1999) os técnicos de manutenção dos sistemas condicionadores de ar automotivos tomam como base de diagnóstico somente as pressões das linhas de alta e de baixa pressão do sistema e a temperatura do ar na saída do evaporador. Este método desconsidera variáveis relevantes para um funcionamento adequado do sistema, tais como umidade relativa do ar, impurezas nas paredes externas do trocador de calor (condicionador e evaporador), quantidade de massa de refrigerante no sistema, quantidade de óleo no sistema, potência consumida, dentre outras (CAMPOS, S.L., 2007).

1.1) Objetivo do trabalho

Este trabalho tem como objetivo analisar a efetividade nos trocadores de calor do ciclo de refrigeração à compressão de vapor, característico dos sistemas condicionadores de ar automotivos, para avaliar seu comportamento durante a operação em condições normais e quando são apresentadas situações que podem comprometer o bom funcionamento do sistema por falhas características, no caso, obstrução da passagem de ar pelo trocador de calor.

Pensando em sistemas de ar condicionado veicular mais compactos, foi levantado um estudo que pode auxiliar em projetos de trocador de calor, avaliando seus limites de operação e como a falta de manutenção pode vir a fazer o sistema falhar.

A metodologia utilizada consta de ensaios experimentais, utilizando uma bancada de testes de sistema condicionador de ar automotivo e simulação numérica utilizando-se, para tal, os dados obtidos por Campos, S.L., (2007).

1.2) Metodologia empregada

O presente trabalho foi realizado através da coleta dados experimentais de propriedades do fluido R134a, através de um aparato experimental, que propiciou maior precisão dos diagnósticos de falhas característicos em sistemas de ar condicionado, obtidos por Campos, S.L., (2007), resolvendo o sistema resultante de equações não lineares algébricas, a partir das equações fundamentais da termodinâmica, de conservação de energia e

de massa. A citada simulação numérica foi executada pelo aplicativo EES (*Engineering Equation Solver*, 2004), com resultados que nos permitiram gerar gráficos comparativos do sistema de refrigeração estudado para cada situação e assim analisar sua tendência e correlação entre a teórica analítica e prática, através dos dados do experimento.

A organização do trabalho descrita é mostrada através do fluxograma ilustrado na Figura 1:

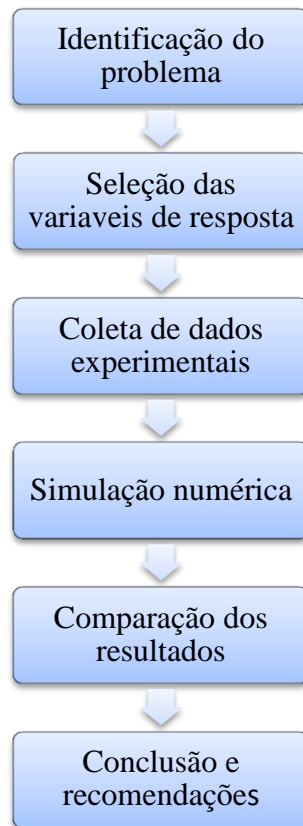


Figura 1: Fluxograma de Organização do Trabalho

1.3) Motivação do trabalho

Durante séculos, a humanidade pensou em maneiras de amenizar os efeitos do calor. Processos mais antigos, como a utilização de abanadores e blocos de gelos, faziam parte dos métodos para suavizar a temperatura em um ambiente. A partir dos anos 1930, com a necessidade de percorrer distâncias longas permanecendo muito tempo no automóvel, precisou melhorar o conforto e a segurança dentro do automóvel. Na mesma época, alguns motoristas chegaram a instalar os “Ice Box” em seus veículos, que eram uma espécie de caixas com gelo e um ventilador, forçando o ar a passar por dutos que atravessavam esta

caixa, tornando o ar menos quente. A *Packard Motor Car Company*, em 1939, apresentou ao consumidor o primeiro veículo equipado com ar condicionado automotivo, um opcional que custava na época cerca de 30% do valor do carro e ocupava quase todo o porta mala (BHATTI, 1999). O aumento da demanda por veículos mais confortáveis e, conseqüentemente, por projetos de sistemas de refrigeração mais compactos para aplicação automotiva, mantendo níveis operacionais normais até a possível falha do sistema é o motivador deste trabalho.

1.4) Conteúdo dos capítulos

No primeiro capítulo, contamos uma breve história sobre a evolução da tecnologia de condicionamento de ar veicular e a demanda cada vez maior por reparos de manutenção nesse sistema, que promove um maior bem-estar e segurança para o condutor.

No segundo capítulo, abordamos teoricamente o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, desde o ciclo de Carnot, as irreversibilidades que diferenciam do ciclo ideal e as perdas de carga e pressão que acontecem no ciclo real. Também mostramos a operação detalhada do sistema e os componentes utilizados na bancada de teste.

No terceiro capítulo descrevemos a problemática do trabalho e a metodologia utilizada para extrair os resultados a serem analisados. Demonstramos os gráficos de efetividade baseada em dados teóricos e experimentais, comparando-os em cada situação do problema.

No quarto capítulo, concluímos comparando os gráficos de efetividade pela rotação do compressor, em operação normal, com os gráficos apresentando obstrução por impurezas na passagem de ar dos trocadores de calor, suas correlações e tendências qualitativas.

Capítulo 2

Sistema de refrigeração

Sistemas de refrigeração possuem como principal objetivo reduzir a temperatura do ambiente para níveis aceitáveis de conforto e segurança. Em diversos casos, este sistema precisa ser compacto para que possa ser instalado em pequenos espaços disponíveis, como em um carro por exemplo. Além disso, precisa apresentar a eficiência melhor possível para as condições de operação impostas, uma vez que os custos com consumo de energia e os

impactos ambientais são sempre determinantes em projetos e normas. Com todos os avanços tecnológicos e com a produção em escala, o sistema de refrigeração ainda é um dos opcionais de conforto mais caros de um automóvel.

Por esses motivos, o sistema adotado em automóveis é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Este sistema vem sendo utilizado desde o primeiro veículo equipado com sistema de refrigeração, o *Packard* (utilizando refrigerante R12), até os dias de hoje (BHATTI, 1999a). Há relatos de sistemas, como o ciclo aberto de refrigeração a ar (o ciclo Brayton), muito utilizado em aeronaves. Esse método, porém, ainda não se mostra viável para uso em automóveis. O ar (R-729) não oferece nenhum tipo de risco por ser não-tóxico e por não ser um gás de efeito estufa. No entanto, Bhatti (1998) destaca como desvantagem deste sistema o potencial aumento do consumo de combustível e a necessidade de altas eficiências do compressor e expensor (80% a 85%) e do trocador de calor ar-ar (75% a 85%). Devido ao aumento do consumo de combustível, o impacto total equivalente do sistema R-729 no aquecimento global é maior do que o sistema R134a de acordo com Bhatti (1998).

Segundo Glehn e Badan (1999) os técnicos de manutenção dos sistemas condicionadores de ar automotivos tomam como base de diagnóstico somente as pressões das linhas de alta e de baixa pressão do sistema e a temperatura do ar na saída do evaporador. Este método desconsidera variáveis relevantes para um funcionamento adequado do sistema, tais como umidade relativa do ar, impurezas nas paredes externas do trocador de calor (condicionador e evaporador), quantidade de massa de refrigerante no sistema, quantidade de óleo no sistema, potência consumida, dentre outras (CAMPOS, S.L, 2007).

O sistema de condicionamento de ar veicular é composto por um compressor de deslocamento positivo do tipo aberto; um condensador do tipo tubo e aletas, utilizando ar como fluido de troca de calor; um filtro secador lubrificador, que pode estar localizado na linha de alta ou baixa pressão; um dispositivo de expansão, tipo tubo de orifício calibrado ou válvula termostática; pressostatos e termostatos, como dispositivos de segurança e, para acionamento e desligamento do sistema, dispositivos elétricos de comando.

2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

2.1.1 O ciclo ideal de Carnot

O ciclo de Carnot é um ciclo totalmente reversível que consiste em dois processos isotérmicos reversíveis e dois processos isentrópicos. É o ciclo que oferece a maior eficiência

para transferir o calor de um reservatório térmico a uma dada temperatura T_L para um reservatório térmico a uma temperatura mais alta, T_H . Esta transferência de calor somente é possível devido a um trabalho realizado.

A Figura 2 ilustra o esquema do ciclo de Carnot e a representação do ciclo no diagrama temperatura-entropia (T-s)

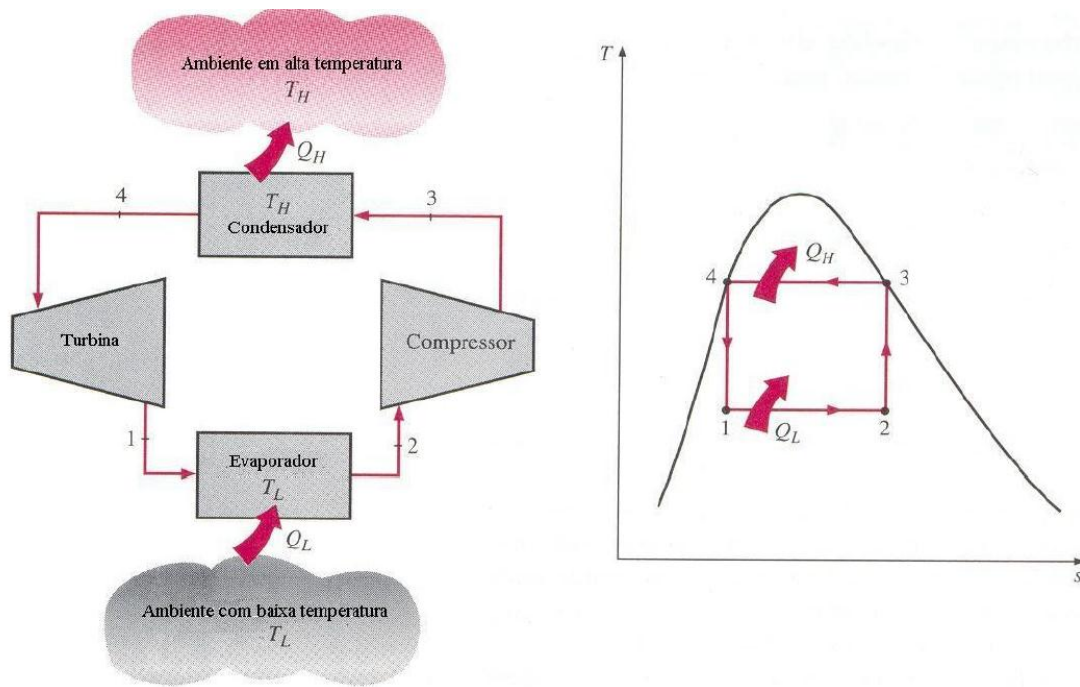


Figura 2: Esquema e diagrama T-s do ciclo de Carnot. Fonte: Çengel e Boles (1998)

O fluido refrigerante absorve o calor \dot{Q}_L do reservatório frio durante o processo isotérmico 1-2, no evaporador. Em seguida, ocorre a compressão isentrópica durante o processo 2.3 no compressor. O fluido rejeita o calor \dot{Q}_H para o reservatório quente durante o processo 3-4 no condensador, e finalmente é expandido isentropicamente durante o processo 4-1 em uma turbina, completando o ciclo. O coeficiente de performance (*COP*) é deduzido do diagrama T-s pelas áreas sob o ciclo de refrigeração e é dado pela Equação 1:

	$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L}$	(1)
--	-------------------------------	-----

Onde:

COP é o coeficiente de performance

T_H é a temperatura do fluido no reservatório quente

T_L é a temperatura do fluido no reservatório frio

Embora o ciclo de Carnot possua uma boa eficiência quando comparado com outros ciclos para refrigeração, ele apresenta algumas limitações práticas. Os processos isotérmicos 1-2 e 3-4 são obtidos com relativa facilidade em evaporadores e condensadores, pois ocorrem na região bifásica à pressão constante e, portanto, à temperatura de saturação constante. No entanto, a compressão úmida (processo 2-3) não é facilmente obtida, e a expansão em turbina no processo 4-1 nem sempre é economicamente viável. Uma solução proposta foi realizar o ciclo de Carnot fora dos limites da região de saturação para resolver o problema de compressão e expansão úmida. Para tal, ainda se encontra muita dificuldade para garantir que o fluido de trabalho sofra uma transformação isotérmica. Logo, o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor difere do ciclo de Carnot.

2.1.2 O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Uma alternativa para o problema da compressão úmida pode ser resolvido executando a compressão com o fluido superaquecido, conhecida como operação seca. Assim, a turbina é substituída por uma válvula de expansão ou um tubo capilar. Desta maneira, o sacrifício feito pela perda do trabalho que seria realizado pela turbina se justifica pelos custos menores de instalação e manutenção dos dispositivos de expansão (MORAN e SHAPIRO, 2004).

O ciclo ideal de refrigeração por compressão do vapor superaquecido 1-2, que ocorre de maneira isentrópica, atingindo a pressão de saturação correspondente à temperatura T_H no ponto 2. O fluido entra superaquecido no condensador e é resfriado até a temperatura de saturação T_H , e passa a perder calor devido à mudança de fase até o ponto 3. Durante o processo 2-3 o fluido rejeita o calor \dot{Q}_H para o reservatório quente. A expansão ocorre em uma válvula de expansão ou tubo capilar durante o processo irreversível 3-4, onde se nota um aumento da entropia e uma redução da capacidade de refrigeração \dot{Q}_L em relação à expansão na turbina representada pelo ponto 4'. A evaporação ocorre isotermicamente no processo 4-1 completando o ciclo.

Com exceção da expansão 3-4, os outros processos são internamente reversíveis. Fazendo uma análise em regime permanente, desprezando as mudanças de energia potencial e cinética, tem-se que para um volume de controle envolvendo o lado do refrigerante do evaporador o valor de \dot{Q}_L é dado pela Equação 2:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (2)$$

O calor absorvido do reservatório térmico a baixa temperatura \dot{Q}_L é chamado de capacidade de refrigeração. A vazão mássica de refrigerante, dado como \dot{m}_r . A diferença de entalpias $h_1 - h_4$ é chamada de efeito de refrigeração (STOECKER, 1985; DOSSAT e HORAN, 2001).

Para um volume de controle envolvendo o compressor, assumindo que o processo é adiabático, a potência de eixo \dot{W}_{comp} é dada pela Equação 3:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (3)$$

A potência do eixo \dot{W}_{comp} é também chamada de trabalho de compressão (Dossat e Horan, 2001). A diferença de entalpias $h_2 - h_1$ é chamado de efeito de superaquecimento.

A Figura 3 ilustrada a seguir representa esquematicamente o ciclo ideal de compressão de vapor.

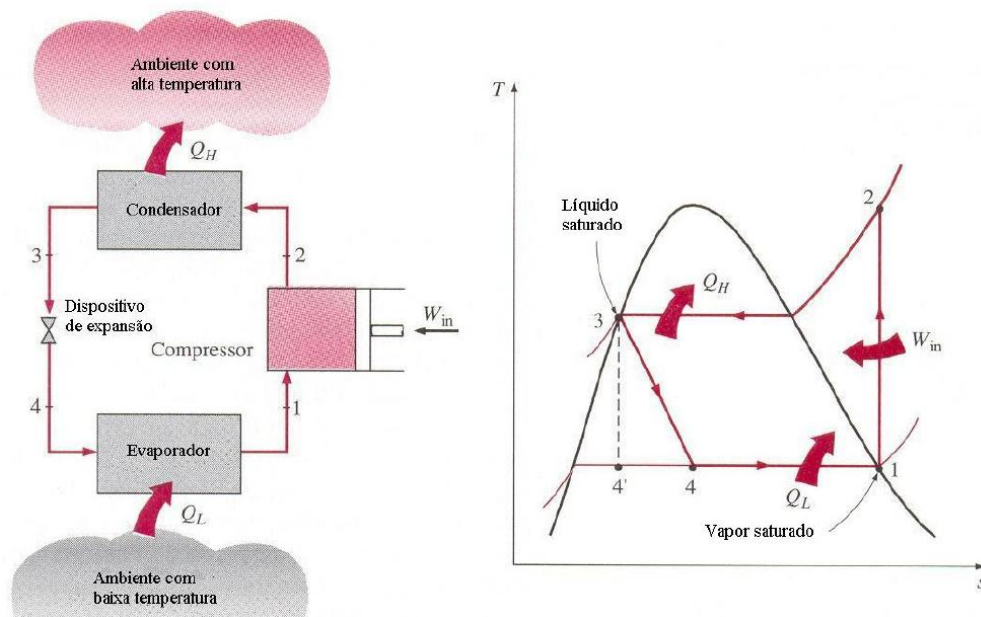


Figura 3: Esquema e diagrama T-s do ciclo ideal. Fonte: Çengel e Boles (1998)

A Equação 4 mostra que para um volume de controle envolvendo o lado do refrigerante do condensador, o calor rejeitado para o reservatório quente \dot{Q}_H vale:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \quad (4)$$

A expansão adiabática que ocorre no dispositivo de expansão é modelada como sendo isentálpica, como mostrado na Equação 5:

$$h_4 = h_3 \quad (5)$$

Onde:

\dot{m}_r é a vazão mássica de refrigerante (kg/s)

h_1, h_2, h_3, h_4 são as entalpias do refrigerante no estado 1, 2, 3 e 4 respectivamente (kJ/kg).

O coeficiente de performance COP do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é dado pela razão entre a capacidade de refrigeração \dot{Q}_L e a potência líquida consumida pelo sistema. Como não há potência entrando nem saindo no processo de expansão 3-4, a potência líquida consumida pelo sistema equivale à potência de eixo do compressor \dot{W}_{comp} . Desta forma, COP é dado pela Equação 6:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} \quad (6)$$

A Equação 6 define o máximo coeficiente de performance para um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, dadas as temperaturas de evaporação e condensação e as pressões de trabalho. Este coeficiente de performance será menor do que o coeficiente de performance do ciclo de Carnot, devido à expansão não isentrópica e à compressão seca do fluido.

Normalmente, encontra-se na literatura o ciclo representado por um diagrama pressão-entalpia devido a sua praticidade, pois a entalpia é uma propriedade importante para os cálculos e as pressões podem facilmente ser obtidas (STOECKER, 1985). Um ciclo de refrigeração ideal representado em um diagrama pressão-entalpia é apresentado na Figura 3.

As pressões de evaporação e condensação são constantes e aparecem como retas horizontais. A expansão do fluido é isoentálpica, e aparece como uma reta vertical. A compressão do fluido aparece em uma linha isentrópica.

Nos ciclos reais ocorrem outras irreversibilidades que fazem com que o coeficiente de performance seja reduzido ainda mais, como será visto na figura 4.



Figura 4: Diagrama p-h de um ciclo padrão de refrigeração. Fonte: Stoecker (1985)

2.1.3 O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Em um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor se difere acentuadamente do ciclo ideal. No ciclo real, ocorrem outras irreversibilidades que acabam por reduzir a eficácia do sistema. O ciclo padrão não admite perda de carga nos trocadores de calor e nas tubulações. Conforme demonstrado na Figura 5, pelo diagrama T-s.

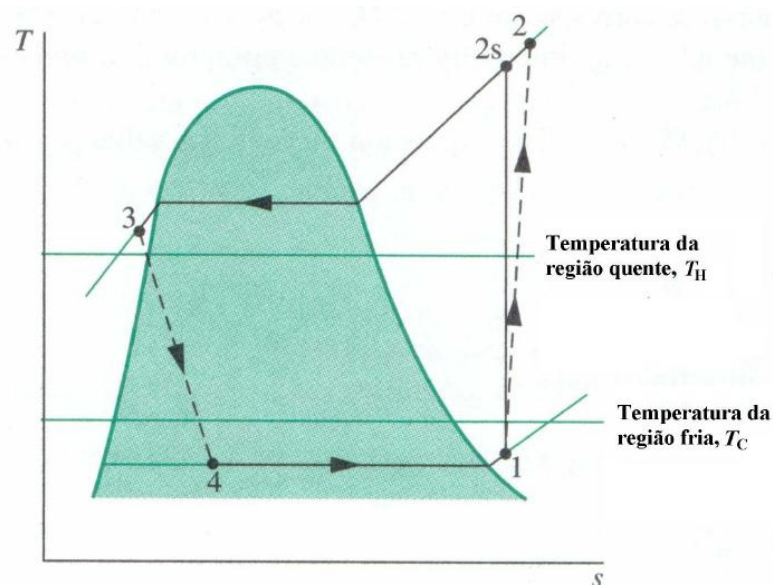


Figura 5: Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração. Fonte: Mora e Shapiro (2004)

Devido ao atrito no fluido ao escoar entre as paredes internas dos trocadores e das tubulações, ocorre uma perda de carga no ciclo real, demonstrada na Figura 6. Podemos

observar pelas linhas cheias D'-A e B'-C' ligeiramente inclinadas (condensador e evaporador), A-A' (linha de líquido), C'-C'' (linha de sucção), C''-C''' (volume morto das válvulas de admissão do compressor) e D'-D'' (volume morto das válvulas de descarga do compressor). O trabalho de compressão também sofre um aumento devido aos atritos no compressor, resultando em uma compressão não-isentrópica, conforme ilustrado pela linha tracejada na Figura 5.

É difícil garantir que o refrigerante que sai do condensador e o que sai do evaporador estejam exatamente sobre a linha de saturação. Uma prática comum nas aplicações de refrigeração é adotar algum sub-resfriamento na saída do condensador e um superaquecimento na saída do evaporador, o que resulta em mais um desvio em relação ao ciclo padrão. É importante observar que algum sub-resfriamento é conveniente, pois além de garantir que somente refrigerante líquido entre no dispositivo de expansão, o efeito de refrigeração aumenta proporcionalmente à diferença de entalpias dos pontos A e A' da Figura 6.

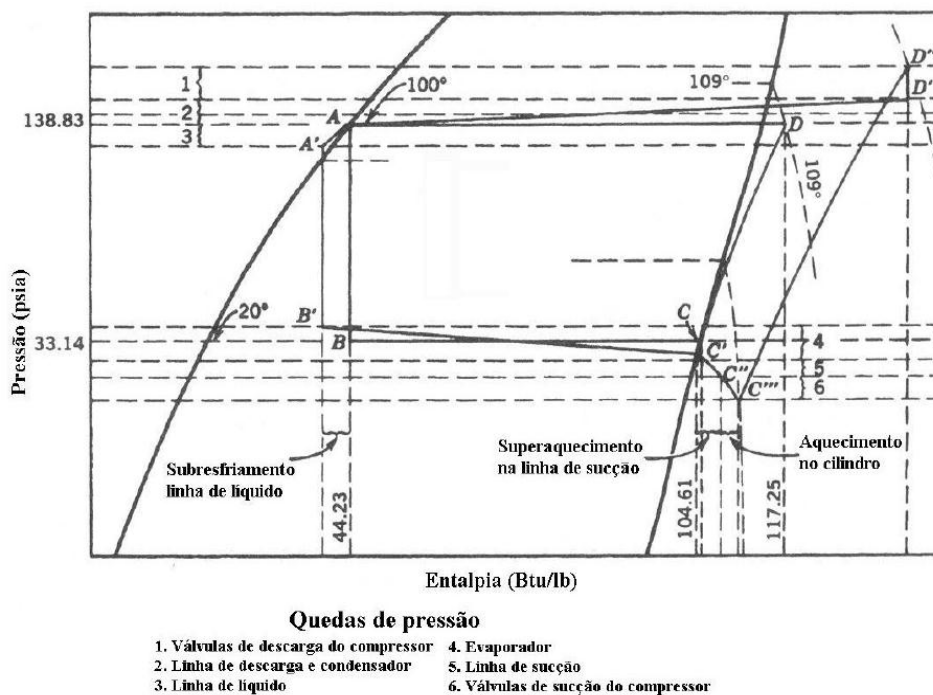


Figura 6: Diagrama p-h de um ciclo real de refrigeração, ilustrando os efeitos do sub-resfriamento e superaquecimento. Fonte: Dossat e Horan(2001)

Por fim, para se atingir uma transferência de calor adequada com trocadores de calor de dimensões praticáveis, é preciso projetar a temperatura de condensação acima da temperatura do reservatório quente (que no caso das aplicações automotivas é a temperatura do ar externo) e a temperatura de evaporação abaixo da temperatura do reservatório frio

(temperatura desejada no interior da cabine), como pode ser visto nas Figuras 5 e 6. Este fator acaba por reduzir significativamente o coeficiente de performance.

2.1.4 Fluido refrigerante

A escolha do refrigerante deve levar em conta fatores como as temperaturas dos meios quentes e frios, as pressões de trabalho, flamabilidade, toxicidade, e miscibilidade com o óleo lubrificante. O fluido deve ser não-corrosivo e quimicamente estável, e deve ser disponível ao menor custo possível.

Para que haja uma transferência de calor a uma taxa razoável, a diferença de temperatura entre o refrigerante e o meio com o qual ocorre a troca térmica deve ser de 5° a 10°C (ÇENGEL e BOLES, 1998). A menor pressão do sistema deve ficar acima da pressão atmosférica para evitar infiltrações de ar. A temperatura de condensação não deve ficar abaixo da temperatura do meio externo, e a pressão de saturação deve preferencialmente ficar bem abaixo da pressão crítica para garantir uma condensação mais próxima possível de uma isotérmica (fato que não ocorre, por exemplo, com CO₂).

O desenvolvimento do refrigerante R12 em 1928, impulsionou a aplicação de sistemas de refrigeração em automóveis a partir de 1939 (FORREST e BHATTI, 2002). Além de ser um refrigerante não tóxico, atende às condições de operação previamente mencionadas. O R12 foi usado praticamente na totalidade das aplicações automotivas até o descobrimento da sua relação com a destruição da camada de ozônio, em 1974. A produção de clorofluorcarbono, incluindo R12 foi banida pelo Protocolo de Montreal de 1981 e somente em 1992 os fabricantes iniciaram a substituição pelo R134a (BHATTI, 1997). O tetrafluoretano atende às condições de operação previamente mencionadas, é considerado não tóxico em concentrações de até 440 ppm e não inflamável quando testado com ar a 14,7 psi e 18,3°C, sendo adequado para o uso automotivo (DOSSAT e HORAN, 2001) e é o refrigerante utilizado atualmente.

O refrigerante R134a tem sido recentemente associado com o efeito estufa, e por esse motivo há várias discussões no meio científico e entre os fabricantes de automóveis sobre o uso de refrigerantes alternativos como o dióxido de carbono e outras misturas azeotrópicas. Os fabricantes têm mostrado um interesse em particular na aplicação do CO₂ em veículos híbridos ou movidos a células de hidrogênio, pois o mesmo se mostra apropriado para sistemas reversíveis, podendo ser utilizado como refrigerador e como bomba de calor,

suprindo a necessidade de fonte de calor desse tipo de veículos. O estudo de refrigerantes alternativos não é o escopo deste trabalho, e por este motivo os cálculos, desenvolvimentos e dados reais apresentados irão considerar o refrigerante usado atualmente, ou seja, o R134a.

2.1.5 Métodos disponíveis para análise do desempenho de trocadores de calor

Para trocadores de calor, diferentes autores têm publicado diversos métodos ao longo dos anos. Segundo Incropera *et al.* (2002) encontram-se dois métodos para análise de trocadores de calor: média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT) e o método da efetividade-NUT. O método MLDT é utilizado quando as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas pelas equações de balanço de energia. Quando as temperaturas não são conhecidas, é preferível usar o método da efetividade-NUT. Basicamente, os métodos da efetividade exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível.

Método da media logarítmica da diferença das temperaturas – MLDT

Em virtude do presente trabalho estar baseado em ensaios realizados por Campos, S.L. *et al.* (2007), obtendo os valores das temperaturas do fluido de entrada e saída, optou-se por usar o método MLDT para análise experimental do sistema, conforme ilustrado na equação 7.

$$MDLT = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7)$$

Onde;

Δt_1 é a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do trocador de calor

Δt_2 é a diferença de temperatura entre os fluidos na saída do trocador de calor

2.2 Componentes do Sistema

2.2.1 Compressores

Comumente são usados três tipos de compressores para o serviço de refrigeração: alternativo, rotativo e centrífugo. Os tipos alternativo e rotativo são compressores de deslocamento positivo, sendo a compressão do vapor efetuada mecanicamente por meio de um elemento de compressão. No compressor alternativo o elemento de compressão é um pistão alternativo, enquanto que no compressor rotativo, o elemento de compressão toma a forma de um rolo, aleta ou lóbulo. O compressor centrífugo, por outro lado, não tem elemento de compressão, sendo a compressão do vapor efetuada originalmente pela ação de uma força centrífuga que é desenvolvida quando o vapor é girado por um rotor de alta velocidade.

Todos os três tipos de compressores têm certas vantagens em seu próprio campo de uso. Na maioria dos casos, o tipo de compressor empregado em qualquer aplicação individual depende da dimensão e da natureza da instalação e do refrigerante usado (DOSSAT e HORAN, 2001).

2.2.1.1 Compressores Rotativos

Os compressores rotativos de uso comum são de três projetos gerais: de pistão de rolamento, de aletas giratórias, e de lóbulo helicoidal (rosca).

2.2.1.2 Compressores Centrífugos

O compressor centrífugo consiste essencialmente de uma série de rodas propulsoras montadas sobre um eixo de aço e revestidas de ferro fundido: O número de rodas propulsoras empregadas depende principalmente da grandeza do alcance termodinâmico que o compressor deve desenvolver durante o processo de compressão. Os compressores que empregam duas, três e quatro rodas (estágios de compressão) são comuns. Podem ser usadas mais rodas quando o aumento requerido no alcance é suficientemente grande para tal exigência. Em alguns casos individuais foram usadas uma média de doze rodas.

2.2.1.3 Compressores Alternativo

Aspira o fluído refrigerante, na face de vapor, desde o evaporador e o comprime até alcançar a pressão de condensação, afim de tornar possível a rejeição de calor, com mudança de fase, a alta pressão do condensador.

A bancada de testes utilizada possui instalado um compressor habitualmente utilizado nas aplicações automobilísticas, do tipo alternativo, aberto, da marca “Sanden” com 5 cilindros concêntricos, mostrado na Figura 7.



Figura 7: Compressor alternativo de 5 cilindros SD-5H09. Fonte: Sanden (2002)

Para a escolha de um compressor, devem ser analisados diversos parâmetros; podem-se mencionar os principais, a saber:

- Relação de compressão
- Coeficiente volumétrico
- Volume Morto

A Figura 8 representa as etapas do ciclo de um compressor de um cilindro. Nesta figura pode-se verificar que:

- 1- Válvula de entrada do fluido aberta, pistão no ponto morto inferior (PMI);
- 2- Válvula de saída do fluido fechada, pistão no PMI;
- 3- Válvula de saída do fluido aberta, do pistão no ponto morto superior (PMS);
- 4- Pistão no PMI;
- 5- Válvula de entrada do fluido fechada, pistão no PMS;
- 6- Pistão no PMS.

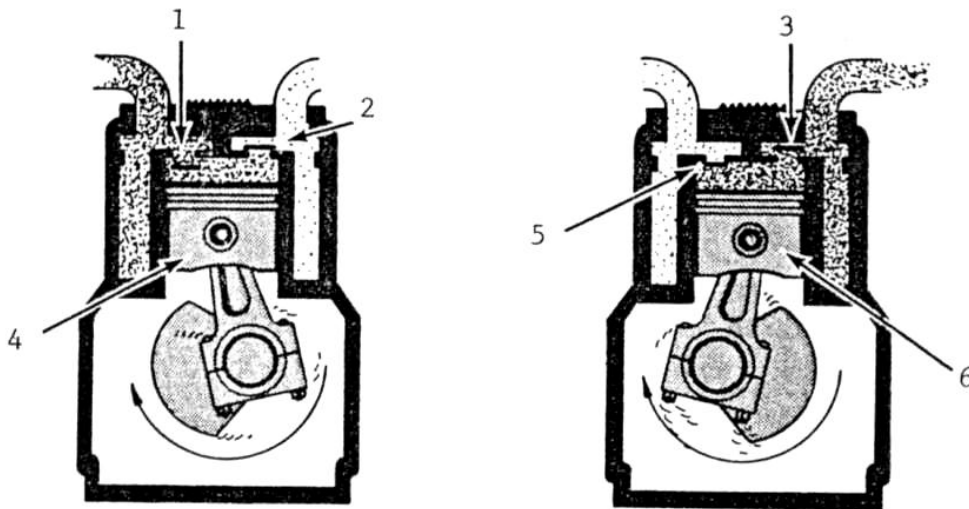


Figura 8: Ciclo operativo de compressor alternativo de um cilindro. Fonte: Didacta (2003).

A figura 9 ilustra o diagrama teórico característico, Pressão x Ângulo da árvore de manivelas, gerada por um compressor alternativo, aberto. São quatro as fases do ciclo de compressão:

- AB - Expansão poli trópica;
- BC - Admissão ou sucção isobárica;
- CD - Compressão poli trópica;
- DA - Descarga isobárica.

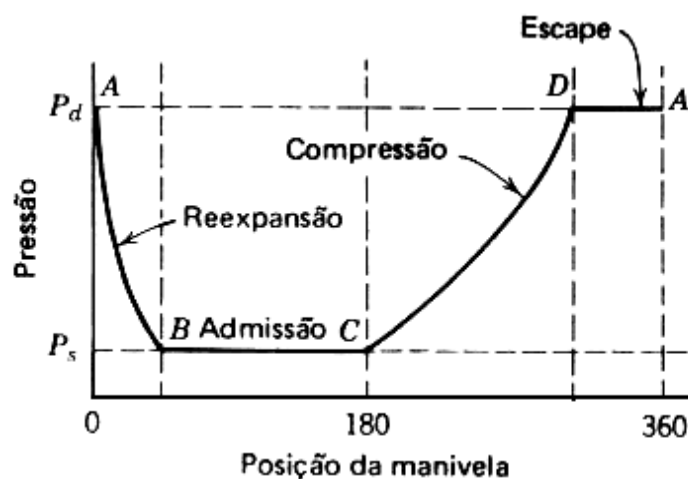


Figura 9: Diagrama teórico de pressão - tempo de ciclo de compressão Vs. posição da árvore de manivelas. Fonte: Dossat (1961).

A figura 10 mostra o diagrama característico pressão x volume, gerada por um compressor alternativo, aberto. São quatro as fases deste ciclo: AB - Expansão, poli trópica,

do vapor do interior do cilindro; BC - Admissão ou sucção, isobárica, de vapor, através do aumento de volume do cilindro; CD - Compressão do vapor, poli trópica, através da redução do volume do cilindro e DA - Descarga isobárica, do vapor.

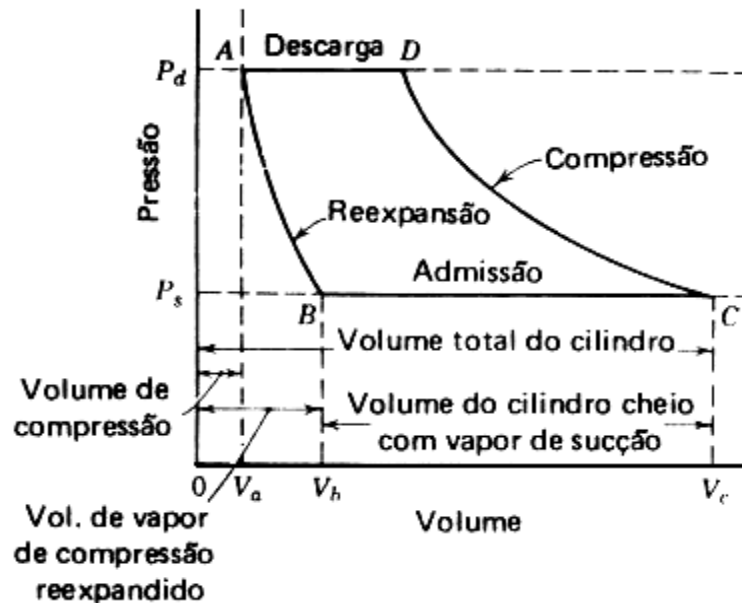


Figura 10: Diagrama teórico de pressão Vs. volume de um ciclo de compressão de vapor típico. Fonte: Dossat (1961).

2.2.2 Evaporadores

Um evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto refrigerado. Por causa das muitas e diversas aplicações de refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, formas, tamanhos e projetos, e podem ser classificados em um número de diferentes modos, tais como tipo de construção, método de alimentação dos líquidos, condição de operação, método de circulação de ar (o líquido), tipo de controle de refrigerante, e aplicação (DOSSAT, 1961).

Os três tipos principais de construção de evaporadores são: de tubo liso, evaporadores de placa e com aletas. Os evaporadores de tubo liso e de placa, são algumas vezes classificadas junto com os evaporadores de superfície primária, nos quais a superfície inteira de ambos estes tipos está mais ou menos em contato com o refrigerante interior. Com o evaporador com aletas, os tubos que transportam o refrigerante são a única superfície primária. As próprias aletas não são carregadas com refrigerantes e são, por isso, somente superfícies de transmissão de calor secundário, cuja função é captar calor do ar ambiente e conduzi-lo aos tubos que transportam refrigerante.

2.2.2.1 Evaporadores de Tubo Liso

Os evaporadores de tubo liso geralmente são construídos ou de tubulação de aço ou de canalização de cobre. A tubulação de aço é usada para evaporadores grandes e para evaporadores para serem usados com amônia, enquanto que a canalização de cobre é utilizada na fabricação de evaporadores menores, destinados mais para o uso de outros refrigerantes do que amônia. Serpentinhas de tubo liso são acessíveis em um número de tamanhos, formas e projetos, e feitas geralmente para aplicação individual. As formas comuns para serpentinhas de tubo liso são planas, em ziguezague e em forma de trombone oval. As serpentinhas de tubo liso em espiral são muitas vezes empregadas para resfriamento de líquido.

São usadas também, ou como serpentinhas “secas” ou de “vaporização”, em conjunto com ventiladores centrífugos para fornecer o ar resfriado a alta velocidade para resfriamento a jato ou operações de congelamento.

2.2.2.2 Evaporadores de Placa

Os evaporadores de placa são de diversos tipos. Alguns são construídos de duas chapas lisas de metal, com tal relevo e soldadas juntas que permitem um trajeto para o fluxo de refrigerante entre duas chapas.

2.2.2.3 Evaporadores de Aletas

Serpentinhas com aletas são serpentinhas de tubo liso sobre as quais foram instaladas placas de metal ou aletas. As aletas, servindo como superfícies secundárias de absorção de calor, têm o efeito de aumentar a área de superfícies externas do evaporador, melhorando assim sua eficiência para resfriar ar e outros gases. Com os evaporadores de tubo liso, grande parte do ar que circula ao redor da serpentina passa através dos espaços abertos entre os tubos e não entra em contato com a superfície da serpentina. Quando as aletas são adicionadas a uma serpentina elas se desenvolvem no interior de espaços abertos entre os tubos e atuam como coletores de calor. Elas removem o calor da porção de ar que ordinariamente não entraria em contato com a superfície primária e o conduzem de volta à tubulação. É evidente que, para serem eficazes as aletas devem ser unidas à tubulação de tal maneira que seja assegurado bom contato térmico entre elas e a tubulação. Em alguns casos, as aletas são soldadas diretamente à tubulação.

A dimensão e distância da aleta dependem, em parte, do tipo especial de aplicação a que destina a serpentina. A dimensão do tubo determina aquela da aleta. Tubos pequenos

requerem aletas pequenas. Quando o tamanho do tubo aumenta o tamanho da aleta aumenta efetivamente. O espaçamento das aletas varia de 1 a 14 aletas por polegada, dependendo principalmente da temperatura da operação da serpentina.

Quando a circulação de ar sobre a serpentina de aleta é por gravidade, é importante que a serpentina ofereça a menor resistência possível ao fluxo de ar; por isso, geralmente, a distância das aletas deve ser mais ampla para serpentinas de convecção natural do que para serpentinas que empregam aletas.

2.2.3 Condensadores

Como o evaporador, o condensador é uma superfície de transmissão de calor. O calor do vapor refrigerante quente passa através das paredes do condensador para o meio de condensação. Como o resultado de calor perdido para o meio de condensação, o vapor refrigerante é primeiro resfriado ao ponto de saturação e então condensado no estado líquido.

Embora se usem salmoura ou refrigerantes de expansão direta, algumas vezes como meios de condensação em aplicações de temperatura baixa, na maior parte dos casos o meio de condensação empregado é ar ou água, ou uma combinação de ambos (DOSSAT, 1961).

Os condensadores são de três tipos gerais: resfriado a ar, resfriado a água, e evaporativo. Os condensadores resfriados a ar empregam ar como meio de condensação, enquanto que os condensadores resfriados a água utilizam água para condensar o refrigerante. Em ambos os condensadores, resfriado a ar e resfriado a água, o calor cedido pelo refrigerante de condensação aumenta a temperatura do ar ou água usado como meio de condensação.

Os condensadores evaporativos empregam tanto ar como água. Mesmo que haja alguma elevação na temperatura do ar que passa através do condensador, a condensação do refrigerante no condensador resulta principalmente da evaporação da água pulverizada sobre o condensador. A função do ar é aumentar a taxa de evaporação tirando vapor de água que resulta do processo de evaporação.

2.2.3.1 Carga do Condensador

A rejeição total de calor no condensador inclui tanto a absorção de calor no evaporador como a potência equivalente do trabalho de compressão. Qualquer absorção de superaquecimento pelo vapor de sucção do ar ambiente também se torna uma parte da carga sobre o condensador.

2.2.3.2 Condensadores Resfriados a Ar

A circulação de ar sobre um condensador resfriado a ar pode ser ou por convecção natural ou pela ação de um ventilador ou ventoinha.

Os condensadores resfriados a ar que empregam ventiladores ou ventoinhas para garantir a circulação de “ar forçada” podem ser divididos em dois grupos de acordo com a localização do condensador: montado sobre chassis e remoto.

2.2.3.3 Velocidade e Quantidade de Ar

Para um condensador resfriado a ar há uma relação definida entre o tamanho (área de face) do condensador e a quantidade de ar circulado uma vez que a velocidade do ar através do condensador é crítica dentro de certos limites. O bom projeto prescreve a mínima velocidade de ar que produzirá fluxo turbulento e um alto coeficiente de transmissão.

2.2.3.4 Condensadores Resfriados a Água

Os condensadores resfriados a água são de três tipos básicos: tubo duplo, serpentina e carcaça e tubo e carcaça.

Como seu nome indica, o condensador de tubo duplo consiste de dois tubos dispostos de tal modo que um fica no interior do outro. A água encanada através de um tubo interno enquanto o refrigerante flui na direção oposta no espaço entre os tubos interno e externo. Com esta disposição, é prevista algum resfriamento de ar do refrigerante em adição ao resfriamento de água. O contra fluxo dos fluidos em qualquer tipo de trocador de calor é sempre desejável dado que provoca a maior diferença de temperatura média entre os fluidos e, portanto, a taxa de transmissão de calor mais elevada.

2.2.3.5 Condensadores Evaporativos

Um condensador evaporativo é essencialmente um dispositivo de conservação de água e é, com efeito, um condensador e uma torre de resfriamento combinados dentro de uma unidade simples.

Como estabelecido previamente, são empregados tanto ar como água, num condensador evaporativo. A água bombeada do reservatório para o topo do coletor de jato, pulveriza as serpentinas de refrigerante e retorna para o reservatório. O ar é puxado para o lado externo para a base do condensador pela ação da ventoinha e é descarregado de volta para o lado exterior no topo do condensador.

Na figura 11, está representada a evolução qualitativa da temperatura dos dois fluídos, ar e refrigerante no condensador. O trecho horizontal, da curva do refrigerante, representa a troca de fase (condensação) do refrigerante.

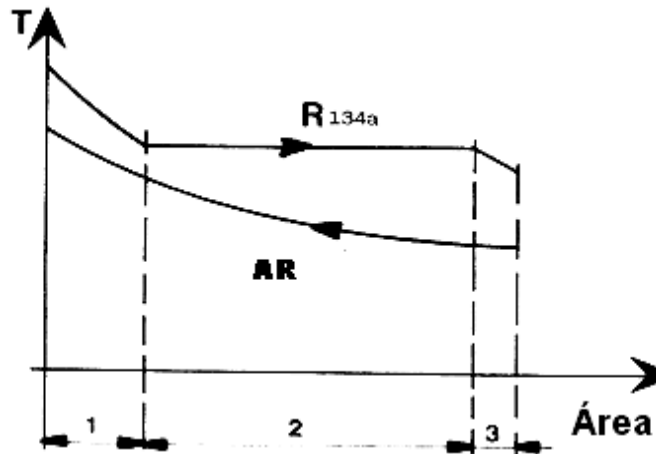


Figura 1: Curvas típicas das temperaturas no condensador. Fonte: Didacta (2003).

O condensador é um elemento crítico do sistema de condicionamento e climatização, seu mal funcionamento pode afetar todo o sistema e, em particular, o compressor, pois gera, em sua descarga, pressões excessivas.

As possíveis causas de um funcionamento ineficiente do condensador são:

- Redução do fluxo de ar pela sujeira que se depositou nas aletas ou por algum obstáculo de outro tipo, tais como insetos, papel, etc.
- Redução do fluxo de fluido refrigerante na parte interna dos tubos, devido, geralmente, à presença de partículas sólidas de diversas naturezas que circulam junto com o fluido refrigerante, situação típica dos equipamentos já utilizados e desgastados;
- Excessiva quantidade de óleo lubrificante no circuito, que provoca a redução do coeficiente de troca térmica e conseqüentemente um aumento da pressão do fluido refrigerante.

2.2.4 Filtro Secador

Possui três funções básicas: Remover a umidade do refrigerante e do óleo; filtrar os materiais estranhos (partículas sólidas) e atuar como separador de líquido (DOSSAT, 1961).

Existem dois tipos de filtros secadores mais utilizados em sistemas veiculares. No filtro convencional vertical, mostrado na Figura 12, o refrigerante sai do condensador e entra no filtro secador onde o líquido e os vapores não condensados são separados; um tubo aspirador extrai o líquido da base do filtro assegurando o abastecimento contínuo de refrigerante em fase líquida à válvula de expansão.

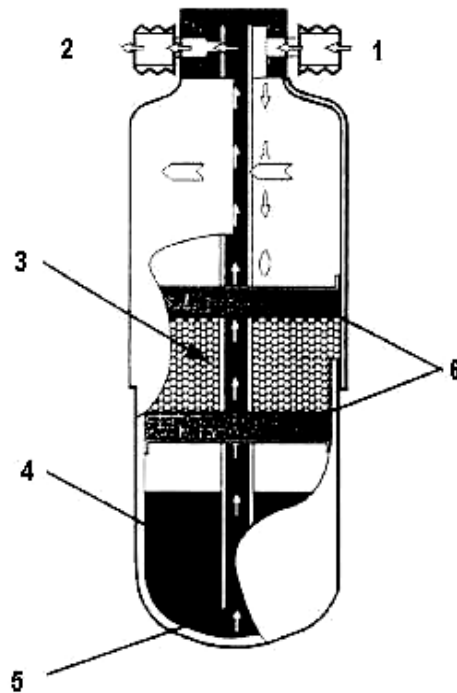


Figura 2: Filtro convencional vertical. Fonte: Didacta (2003).

Sendo;

- 1 – Entrada;
- 2 – Saída;
- 3 - Filtro secador;
- 4 –Tanque líquido refrigerante;
- 5 - Aspirador de líquido;
- 6 – Elementos filtrantes

Já o filtro secador na linha de líquido, mostrado na Figura 13, vem sendo muito utilizado nos sistemas condicionadores de ar automotivos, pois, protege o condensador de partículas sólidas, normalmente geradas pelo funcionamento do compressor.

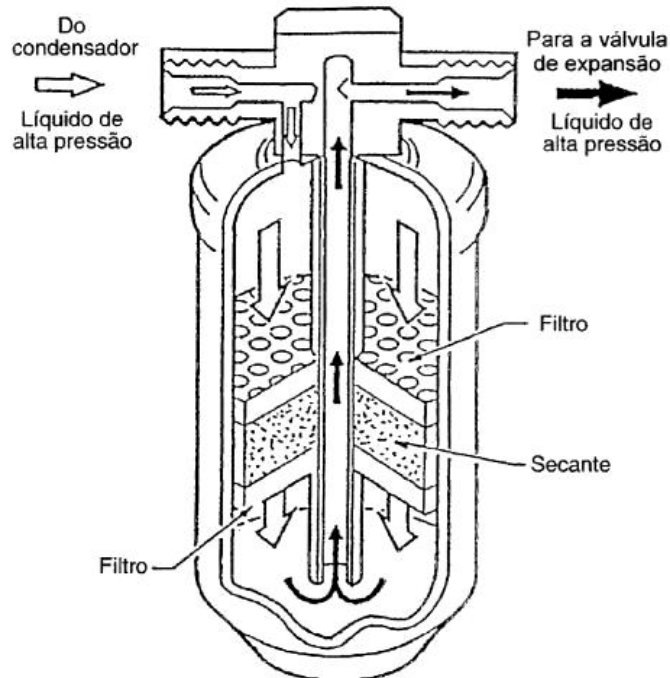


Figura 3: Filtro secador de líquido. Fonte: Didacta (2003).

O elemento desidratante é constituído, geralmente, por sílica gel ou zeólito; o material é mantido na parte interna do reservatório por meio de telas, possuindo dispositivos de proteção afim de evitar que o mesmo se impregne de partículas, perdendo suas características.

2.2.5 Dispositivo de Expansão

Existem seis tipos básicos de controle de fluxo de refrigerante: válvula de expansão manual, válvula de expansão automática, válvula de expansão termostática, tubo capilar, a boia de baixa pressão e a boia de alta pressão.

Independentemente do tipo, a função de qualquer controle de fluxo de refrigerante é duplicada: medir o refrigerante líquido da linha de líquido dentro do evaporador a uma taxa proporcional com a taxa à qual a vaporização do líquido está ocorrendo na última unidade, e manter um diferencial de pressão entre os lados de pressão alta e baixa do sistema, a fim de permitir ao refrigerante vaporizar sob a pressão baixa desejada no evaporador e ao mesmo tempo condensar a uma pressão elevada no condensador.

O objetivo dos dispositivos de expansão é diminuir a pressão do refrigerante na fase líquida, de maneira que, no evaporador, se realize a evaporação a temperatura suficientemente baixa para promover o resfriamento do ar que escoar para a cabine e um leve superaquecimento no refrigerante, geralmente de 5 a 8 °C (DOSSAT, 1961).

2.2.5.1 Válvula de Expansão Manual

As válvulas de expansão manual são válvulas de agulha acionadas à mão. A taxa de fluxo de líquido através da válvula depende do diferencial da pressão através do orifício da válvula e do grau de abertura da válvula, sendo o último ajustável manualmente.

2.2.5.2 Válvulas de Expansão Automáticas

A válvula consiste principalmente de agulha e assento, fole ou diagrama de pressão, e uma mola, sendo a tensão da última variável por meio de um parafuso regulador. Geralmente é instalado um filtro ou crivo na entrada de líquido da válvula a fim de evitar a entrada de materiais estranhos que podem causar o entupimento da válvula.

A válvula de expansão automática funciona para manter uma pressão constante no evaporador, alargando mais ou menos sua superfície em resposta às mudanças na carga do evaporador.

2.2.5.3 Tubos Capilares

O tubo capilar é o mais simples dos controles de fluxo de refrigerante, consistindo meramente de uma extensão fixa de tubo de diâmetro pequeno instalado entre o condensador e o evaporador, geralmente substituindo a linha de líquido convencional. Por causa da alta resistência de atrito resultante de sua extensão e pequeno diâmetro interno e por causa do efeito de estrangulamento resultante da formação gradual de gás em jato no tubo quando a pressão do líquido é reduzida abaixo da sua pressão de saturação, o tubo capilar age para limitar ou medir o fluxo de líquido do condensador para o evaporador e também para manter a diferença de pressão de operação requerida entre duas unidades.

2.2.5.4 Controle de Boia de Baixa Pressão

O controle de boia de baixa pressão (boia do lado baixo) age para manter um nível constante de líquido no evaporador pela regulação do fluxo de refrigerante líquido dentro daquela unidade de acordo com a taxa à qual o suprimento de líquido está sendo esgotado por vaporização. Ele é flexível somente ao nível de líquido no evaporador e manterá o evaporador

cheio com refrigerante líquido a um nível desejado sob todas as condições de carga, sem importar a temperatura e pressão do evaporador.

2.2.5.5 Válvula de Boia de Alta Pressão

Do mesmo modo que a válvula de boia de baixa pressão, a válvula de boia de alta pressão é um controle de fluxo de refrigerante do nível de líquido acionado que regula o fluxo de líquido para o evaporador de acordo com a taxa à qual o líquido está sendo vaporizado. Porém, enquanto a válvula de boia de baixa pressão controla diretamente o nível de líquido do evaporador, a válvula de boia de alta pressão está localizada no lado de alta pressão do sistema e controla indiretamente a quantidade de líquido no evaporador mantendo um nível de líquido constante na câmara de alta pressão da válvula (DOSSAT, 1961).

O princípio de operação da válvula de boia de alta pressão é relativamente simples. O vapor refrigerante do evaporador condensa no estado líquido no condensador e passa para a câmara de boia elevando o nível de líquido neste componente, fazendo assim com que a esfera flutuante se eleve e abra a válvula de modo que uma quantidade proporcional de líquido passa da câmara de boia para completar o suprimento de líquido no evaporador. Como o vapor é sempre condensado no condensador na mesma taxa que o líquido é vaporizado no evaporador, a válvula de boia de alta pressão irá introduzir contínua e automaticamente o líquido de volta para o evaporador numa taxa proporcional à taxa de evaporação, independentemente da carga do sistema.

2.2.5.6 Válvula de Expansão Termostática

Por causa de alta eficiência e sua pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação de refrigeração, a válvula de expansão termostática é, provavelmente, o controle de refrigerante mais extensamente usado atualmente. Enquanto que a operação da válvula de expansão automática é baseada na manutenção de uma pressão constante no evaporador, a operação da válvula de expansão termostática é baseada em manter um grau constante de superaquecimento de sucção na saída do evaporador, uma circunstância que permite ao último controle conservar o evaporador completamente cheio com refrigerante sob todas as condições de carregamento do sistema, sem perigo de transbordamento de líquido dentro da linha de sucção. Por sua capacidade em oferecer aplicação plena e efetiva de toda a superfície do evaporador sob todas as condições de carga, a válvula de expansão termostática é particularmente um controle de refrigerante adequado para sistemas que estão sujeitos a largas e frequentes variações na carga.

O dispositivo de expansão utilizado na bancada de testes utilizada é uma válvula de expansão termostática (TXV– *Thermal Expansion Valve*), mostrado na Figura 14. Este tipo de válvula capta a temperatura de saída do evaporador e a abertura da válvula é variada proporcionalmente à variação da temperatura do refrigerante, neste ponto.

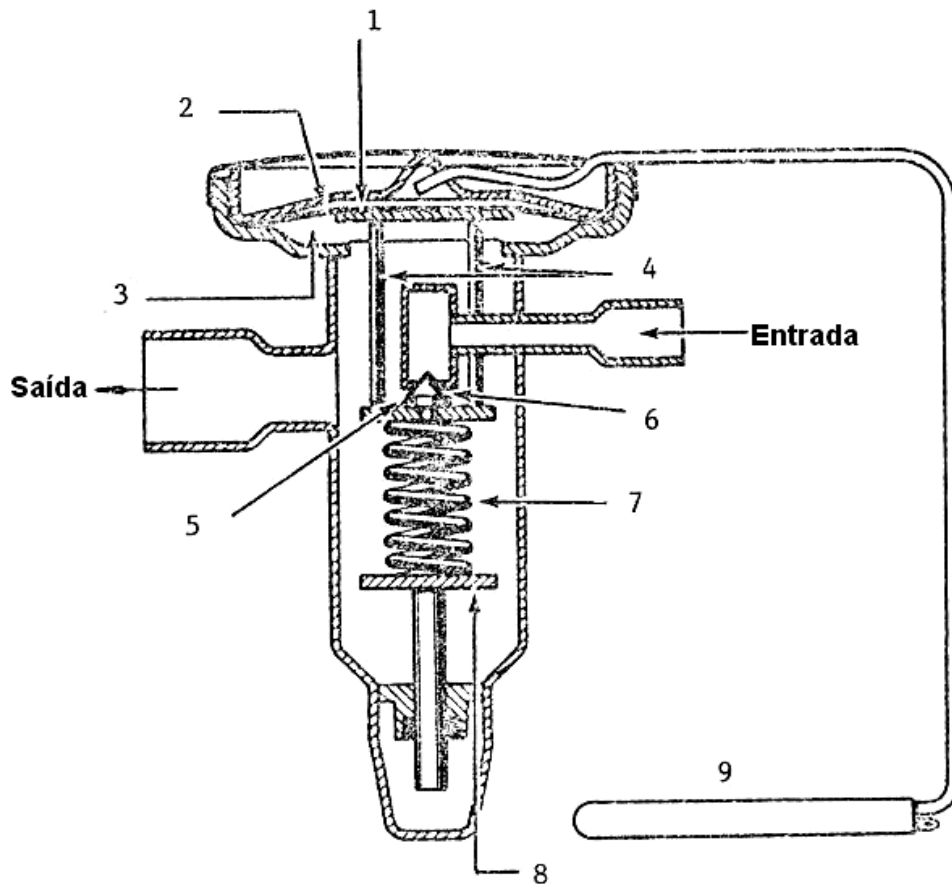


Figura 4: Esquema de válvula termostática de expansão. Fonte: Didacta (2003).

Onde:

1 - Ponto onde atua a pressão do fluido presente no bulbo situado na saída do evaporador;

2 - Diafragma sensível;

3 – Vácuo sobre o qual atua a pressão do evaporador;

4 - Porca de ajuste da pressão;

5 - Passagem da válvula;

6 - Assento da válvula;

7 – Mola;

8 - Parafuso de regulagem da válvula;

9 – Bulbo sensor termostático

A Figura 15 mostra o esquema de funcionamento de uma válvula de expansão termostática com controle interno, conhecida pela sigla TXV.

O funcionamento da válvula de expansão termostática é, em princípio, o seguinte: a passagem do fluido é regulada com base na temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

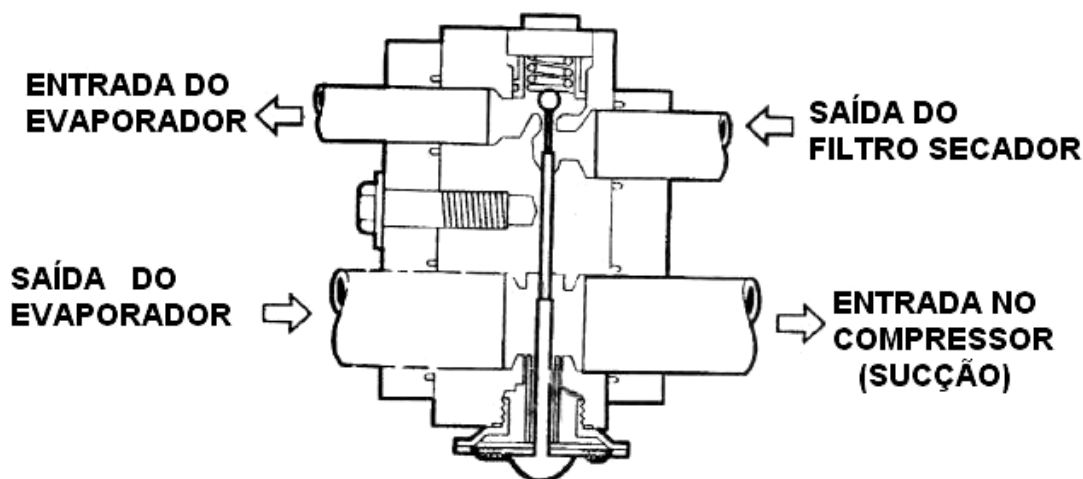


Figura 5: Esquema de funcionamento da válvula de expansão termostática com controle interno. Fonte: Glehn e Badan (1999).

Quando esta grandeza assume valores superiores ao estabelecidos, um mecanismo dosador é acionado aumentando a vazão mássica de refrigerante a ser expandido. Se, após a evaporação, na saída do evaporador, obtém-se um grau de superaquecimento do fluido, menor que o desejado, o sensor de temperatura faz com que a válvula se feche, reduzindo a vazão mássica de refrigerante a ser expandido, aumentando, assim, sua temperatura na saída do evaporador. Este mecanismo permite que o grau de superaquecimento na saída do evaporador permaneça o mais estável possível, mesmo que o sistema venha operar em situações diferenciadas.

2.2.6 Embreagem Eletromagnética

O compressor de um sistema de condicionamento ou climatização automotivo é colocado em operação através de uma embreagem eletromagnética.

A força motriz de acionamento é fornecida por uma correia acoplada a polia da árvore de manivelas do motor. A ligação é comandada pelo termostato ou pressostato que se encarrega de enviar ou não corrente à embreagem, acoplando ou não o compressor, como

requer um normal funcionamento de um sistema de condicionamento de ar automotivo (DOSSAT, 1961).

A ligação eletromagnética é composta por:

1. Bobina eletromagnética
2. Polia
3. Placas

A bobina eletromagnética fica junto à carcaça do compressor, enquanto que a polia arrastada gira livre sobre um rolamento quando a embreagem eletromagnética é acionada a placa se acopla à polia e põe em movimento a árvore do compressor.

O acoplamento é gerado pela atração eletromagnética entre a polia e a placa. O campo magnético é gerado pela passagem da corrente elétrica através das espiras da bobina.

A Figura 16 ilustra esquematicamente a embreagem eletromagnética.

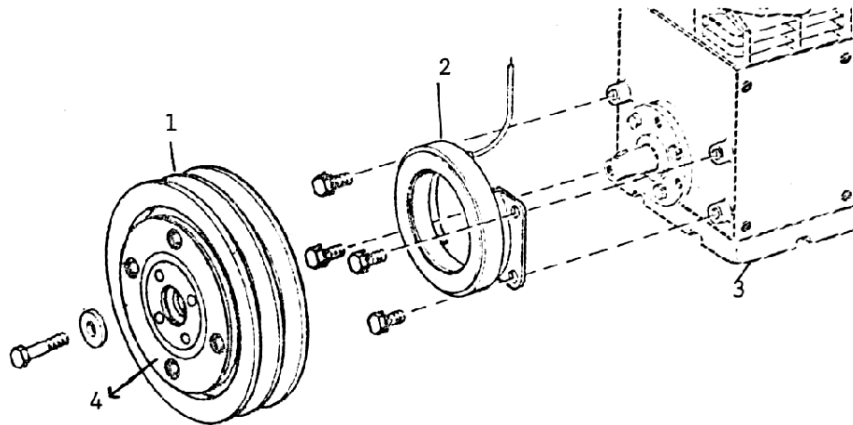


Figura 6: Esquema da embreagem eletromagnética. Fonte:Didacta (2003).

Onde:

1- Polia; 2 – Bobina eletromagnética; 3 – Compressor; 4 – Placa solidária com a árvore do compressor.

2.3 Operação detalhada do sistema Condicionador de Ar Automotivo

O sistema de ar condicionado automotivo é mostrado na Figura 17, onde é possível observar, além da disposição dos componentes, também que o acionamento do compressor é realizado por meio de correia.

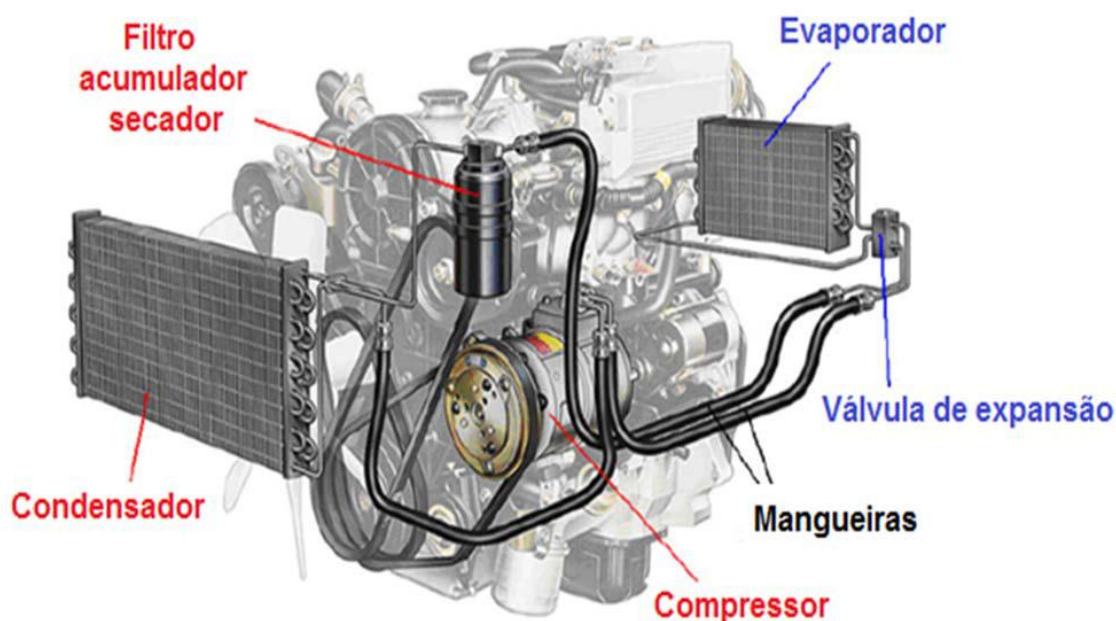


Figura 7: Sistema de ar condicionado automotivo. Fonte: Hulsey (2004).

A função primária do compressor está relacionada com o estabelecimento de um diferencial de pressão associado ao deslocamento do fluido refrigerante. Ele admite vapor a baixa temperatura e pressão, proveniente do evaporador. Esse refrigerante é comprimido e é descarregado pelo compressor, que passa a possuir temperatura e pressão elevadas, direcionando-o para o condensador. O compressor é acoplado ao motor do veículo por meio de uma correia, que liga a polia do eixo de manivelas à polia da embreagem de engate eletromagnético, que é montada no eixo do compressor.

O condensador é localizado na frente do radiador, na parte frontal do veículo. Por meio do sistema de ventilação do motor (ventoinha), o fluido refrigerante no condensador perde calor para o ambiente, diminuindo sua temperatura, gradativamente, transformando-se em uma mistura bifásica, até a fase de líquido sub-resfriado. Este ainda se encontra sob considerável pressão e uma troca térmica ineficiente no condensador pode acarretar em um aumento na pressão e na temperatura do fluido refrigerante, além da condensação incompleta do fluido. Se isso ocorrer, o refrigerante tenderá a sair do mesmo na fase de mistura bifásica. Para se evitar isso, o sistema possui como dispositivo de segurança, um pressostato (com três níveis) que aciona o eletro ventilador do sistema de ventilação, fazendo com que a temperatura e a pressão do refrigerante sejam reduzidas, garantindo assim, a integridade dos componentes do sistema.

O líquido sub-resfriado que sai do condensador é enviado para o filtro acumulador secador (no caso do sistema de expansão ser por meio da válvula de expansão termostática).

Esse filtro possui três diferentes funções. A primeira diz respeito à acumulação de uma grande parte do fluido refrigerante, funcionando como um tanque de reserva. Também exerce a função de secador, tendo em seu interior zeólito (no caso do R134a), que absorve as partículas de água, evitando que elas congelem na saída da válvula de expansão, o que acarretaria danos no funcionamento do sistema. Além dessas funções, há ainda a função de retenção de eventuais partículas sólidas.

Como não há mudança de pressão e de temperatura através do filtro acumulador secador, o refrigerante chega à válvula de expansão com as mesmas propriedades com que deixou o condensador. A válvula de expansão é montada na entrada do evaporador e tem como funções, regular o fluxo de refrigerante e em sua expansão, provoca uma elevada queda de pressão e temperatura. Pelo fato do compressor estar ligado ao motor do veículo, o qual sofre variações de rotações, a válvula promove uma regulagem automática da vazão do fluido que vai para o evaporador, para que o sistema seja estável, mesmo com essas variações.

O evaporador está localizado, juntamente com o eletro ventilador de climatização e com os comandos de regulagem do sistema, no que é chamado de caixa HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditionig*). O fluido chega ao evaporador em mistura bifásica, com baixa temperatura e baixa pressão. O eletro ventilador de climatização aspira o ar do habitáculo ou do ambiente e insufla esse ar em direção as aletas do evaporador. Como o fluido refrigerante que circula no evaporador está a uma temperatura mais baixa que a do ar insuflado, o fluido se aquece e passa da fase bifásica para a fase de vapor superaquecido. Com isso, o ar insuflado cede calor ao fluido refrigerante no interior do evaporador, tornando-se mais frio, além de perder umidade. O ar refrigerado chega ao compartimento de passageiros por meio de dutos.

A umidade relativa do ar que passa pelo evaporador é reduzida devido a condensação da umidade ao entrar em contato com as aletas, à baixa temperatura, do evaporador, produzindo assim, água na fase líquida. O condensado produzido é descartado do sistema para o ambiente por meio de drenos.

A Figura 18 mostra um esquema da circulação do fluido refrigerante através do sistema de ar condicionado.

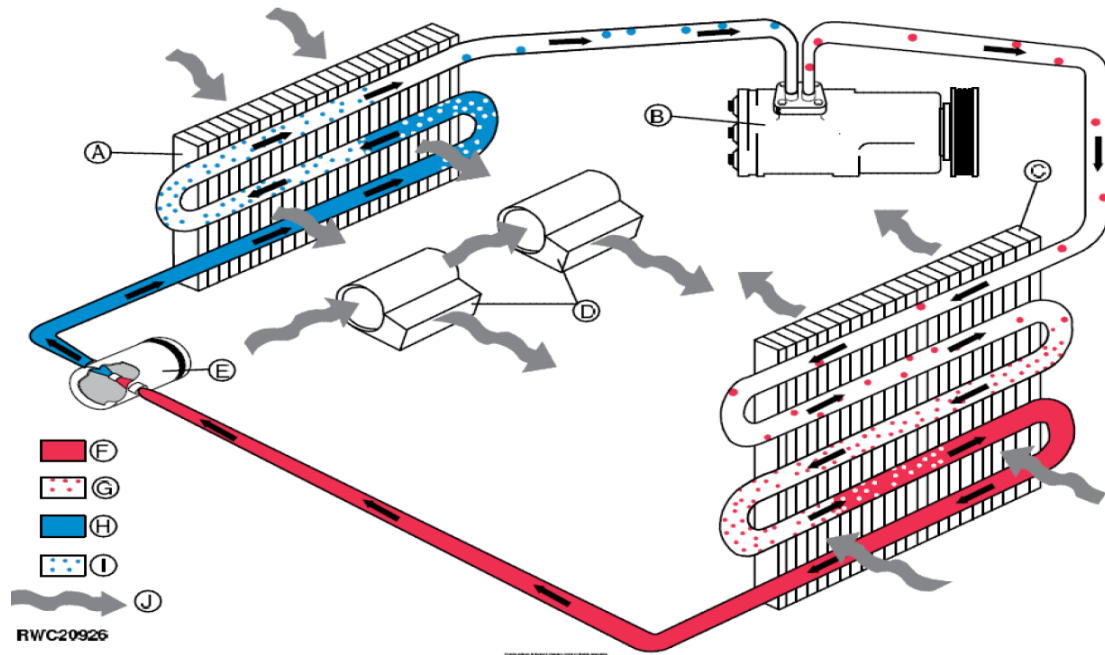


Figura 8: Esquema da circulação do fluido refrigerante através do sistema de ar condicionado. Fonte: Hulsey (2004).

Onde;

A- Evaporador; B- Compressor; C- Condensador; D- Motores do Difusor de Ventilação; E- Válvula de Expansão; F- Líquido Sub-resfriado à Alta Pressão; G- Vapor Superaquecido à Alta Pressão; H- Mistura Bifásica à Baixa Pressão; I- Vapor Superaquecido à Baixa Pressão; J- Vazão de Ar.

CAPITULO 3

Campos, S.L., (2007), criou um procedimento de diagnóstico para sistemas condicionadores veiculares. Este procedimento consistiu da realização de uma série de simulações numéricas. Para tal, foi utilizada uma bancada de teste objetivando coletar dados experimentais de propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração automotivo por compressão de vapor. Foram levantados dados sobre pressão e temperatura para cinco diferentes velocidades do compressor (rpm). Simulando um veículo parado com o motor em marcha lenta até a rotação máxima permitida pelo aparato experimental utilizado.

Alem da variação da rotação do compressor, foram simuladas condições de funcionamento e de falhas, tais como, redução das efetividades do condensador e do evaporador, devido á obstrução da superfície de troca de calor do condensador e da redução da área de entrada do ar do ventilador do evaporador. Simulou-se também o funcionamento do sistema sob condições severas de operação consideradas que foram: (a) elevação da temperatura do ar de troca do condensador, simulando, um veículo trafegando sob trafego urbano em dias quentes; (b) elevação da temperatura da cabine, simulando, um veículo exposto ao sol. Simulou também, a operação em condições normais.

No caso específico do condensador foi utilizado o processo de redução da área superficial de troca de calor, inserindo-se um anteparo na parte frontal do mesmo reduzindo a passagem de ar de sua refrigeração, ou seja, reduzindo-se a área da superfície de troca de calor. Nos ensaios foi conseguida uma redução máxima de área do condensador de (1800cm²), sem a simulação de impureza para (315cm²), gerando uma redução de área de (82%) da área inicial do projeto.

Redução acima deste valor, o sistema de proteção (pressostato) do equipamento passa a impedir seu funcionamento, pois a pressão de descarga atinge níveis inseguros para o funcionamento do sistema, preservando a integridade dos componentes e do operador.

No evaporador foi utilizado o processo de simulação de impurezas no filtro do ar, reduzindo assim a vazão mássica de ar que passa pelo evaporador e segue para o compartimento de passageiros do veículo, isto foi feito por meio da redução da área de sucção do ventilador interno (N).

3.1 A bancada de teste

A figura 19 apresenta o diagrama esquemático de funcionamento do sistema experimental de condicionador de ar veicular, no caso, a bancada de testes, T66-D da Didacta Itália (CAMPOS, S.L, 2007, p. 4).

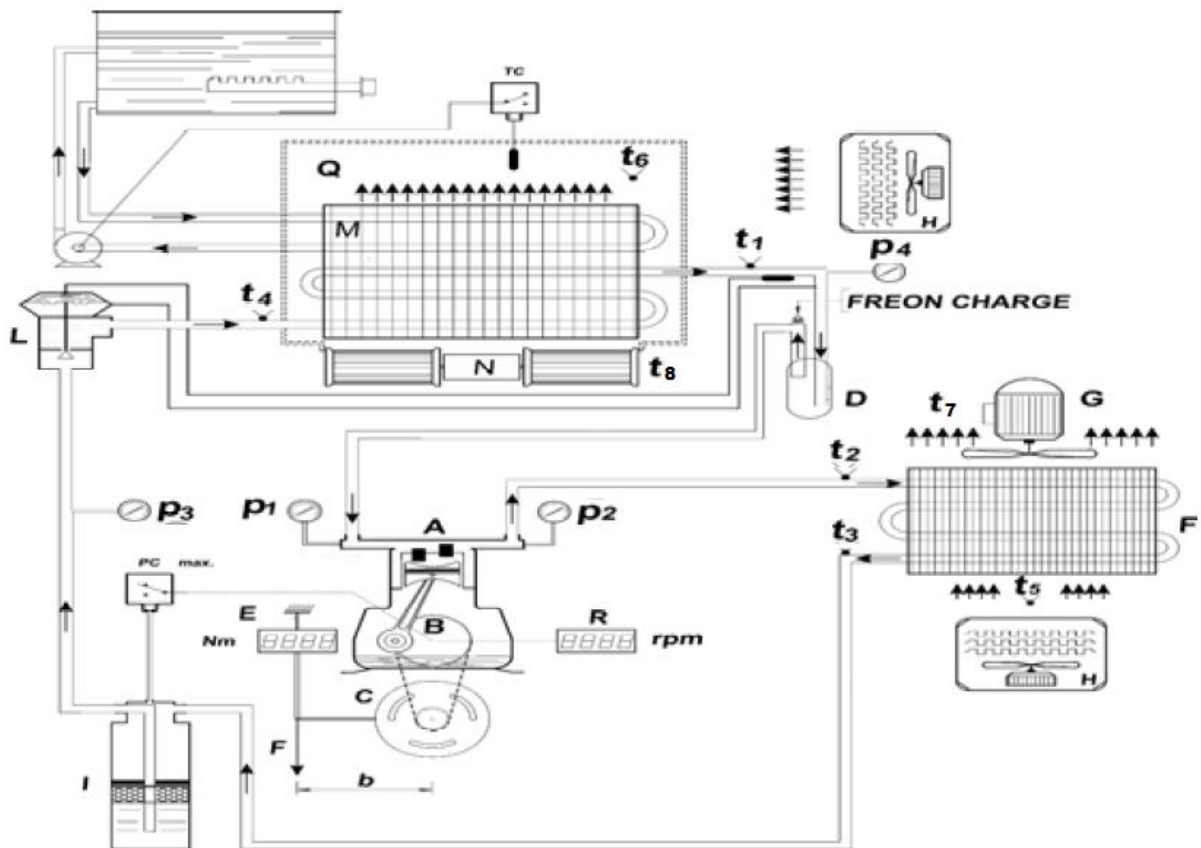


Figura 9: Diagrama esquemático de Funcionamento da Bancada de Testes. (Didacta, 2003)

Onde:

- A – Compressor aberto;
- B – Embreagem eletromagnética;
- C – Motor elétrico de corrente contínua;
- D – Separador de líquido;
- E – Indicador digital de torque;
- F – Condensador;
- G – Eletro ventilador;
- H – Termo ventilador;
- I – Filtro secador;

- L – Válvula de expansão termostática;
 M – Evaporador;
 N – Eletro ventilador interno;
 P_1 à P_4 – Manômetros;
 Q – Compartilhamento de Passageiros;
 R – Indicador digital da rotação do compressor;
 T_1 à T_8 – Termo Resistores.

A bancada de teste permite o estudar o comportamento do ciclo de refrigeração de automóveis, simulando a refrigeração e aquecimento do compartimento de passageiros. Também inclui os componentes básicos presentes neste tipo de sistema e permite simular as reais condições de trabalho. O fluido utilizado é o Freon R134a (HFC), livre de CFC. A unidade é montada numa armação sobre rodas e acoplada com os instrumentos necessários para medir os parâmetros de trabalho, conforme ilustrado na tabela 1.

RPM	Velocidade do compressor	rpm
P1	Pressão do refrigerante na entrada do compressor	MPa
P2	Pressão do refrigerante na saída do compressor	MPa
P3	Pressão do refrigerante na saída do condensador	MPa
P4	Pressão do refrigerante na entrada do evaporador	MPa
T1	Temperatura do refrigerante na entrada do compressor	°C
T2	Temperatura do refrigerante na saída do compressor	°C
T3	Temperatura do refrigerante na saída do condensador	°C
T4	Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador	°C
T5	Temperatura do ar na entrada do condensador	°C
T6	Temperatura do ar na saída do evaporador	°C
T7	Temperatura do ar na saída do condensador	°C
T8	Temperatura do ar na entrada do evaporador	°C

Tabela 1: Parâmetros de entrada do experimento.

A Tabela 1 indica as temperaturas e pressões de cada ponto do sistema utilizadas como parâmetros de entrada para calcular as variáveis de resposta, como entalpias, efetividade teórica e experimental nos trocadores de calor.

3.1.1 Refrigerante R-134a

Como característica principal, o fluido refrigerante não pode ser inflamável ou explosivo, não deve ser tóxico, não deve ter efeito prejudicial sobre os metais, não deve produzir danos aos produtos refrigerados, caso ocorram fugas, ou seja, os refrigerantes devem ser identificáveis em caso de vazamento, ter forte odor e coloração (Glehn e Badan, 1999).

Sobre suas propriedades termodinâmicas, as pressões de trabalho não devem ser elevadas, pressões de trabalho superiores à pressão atmosférica evitam a penetração de ar e umidade no sistema, deve ter a temperatura de evaporação baixa, deve produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor movimentado, deve ter a temperatura de descarga não muito elevada e a temperatura crítica bem acima da temperatura de condensação.

Diante das características e propriedades descritas anteriormente, a indústria automotiva elegeu o fluido R-12 como fluido ideal para aplicações de ar condicionado. O R-12 é ideal para estabilidade, seja alta ou baixa a temperatura de funcionamento, misturáveis com lubrificantes, inerte à maioria dos metais. Ultimamente, porém, não só o Freon 12 ou R-12, mas toda a família de compostos químicos denominados clorofluorcarbonos (CFC), pelo seu conteúdo de cloro e pela sua estabilidade, são classificados entre os responsáveis do fenômeno de empobrecimento da camada de Ozônio que protege nosso planeta das radiações ultravioletas.

Em consequência, desde 1992, os produtores de circuitos refrigerantes estão substituindo os compostos CFC pelos compostos HFC ou hidrofluorcarbonetos, que não contém cloro e não possuem efeitos negativos sobre a camada de Ozônio.

As propriedades e características dos HFC são similares àsquelas dos CFC, e requerem pequenas modificações nos sistemas que utilizam.

O composto que está se impondo sobre os novos veículos com o Condicionador de Ar é o tetrafluoretano (CH_2FCF_2) denominado R-134a e representou a alternativa ao Freon 12.

O R-134a trabalha a uma temperatura de pressão superior se comparada com o antigo R-12, motivo pelo qual os sistemas novos são devidamente redimensionados (tubulações, superfícies de troca, válvulas de expansão e fluido lubrificante).

Segundo Glehn e Badan (1999), as diferenças principais entre os dois sistemas são:

- R-134a absorve mais água que o R-12. São necessários novos agentes dessecadores;
- R-143a penetra nas mangueiras de borracha com maior frequência que o R-12. Necessita-se mangueiras com forro de nylon;

- Óleos baseados em minerais não providenciam lubrificação adequada em sistemas com R-134a. O óleo desenvolvido para uso com o R-134a em combinação com o R-12 se decompõe formando algo parecido com “lama” e podem danificar sistemas;
- Sistema de condicionamento de ar que utilizam R-134a operam com pressões maiores daqueles com R-12.

3.2 Sistema operando sem obstrução na passagem de ar dos TC (SEM IMP)

3.2.1 Introdução ao problema

Nesta etapa foram usados os dados obtidos por Campos, S.L., (2007), para o sistema em condições normais de operação, sem nenhum tipo de obstrução da passagem do ar externo pelos trocadores de calor.

3.2.2 Análise dos resultados

Para achar os valores da entalpia (h) de cada ponto do diagrama, foram utilizados, para todos os casos estudados neste trabalho, a base de dados do *EES*, gerados a partir das informações de entrada de pressão e temperatura, respectivos de cada ponto, conforme ilustrado nas variáveis da equação 8.

$$\begin{aligned}
 h_1 &= h ["R134a" ; T = T_1 ; P = P_1] \\
 h_2 &= h ["R134a" ; T = T_2 ; P = P_2] \\
 h_3 &= h ["R134a" ; T = T_3 ; P = P_3] \\
 h_4 &= h ["R134a" ; T = T_4 ; P = P_4]
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Sendo, h_1, h_2, h_3, h_4 representando a entalpia nos pontos 1, 2, 3 e 4 respectivamente.

Para este caso, foram obtidos os resultados mostrados na Tabela 2.

RPM	h_1	h_2	h_3	h_4	$h_{ar,ev,max}$	$h_{ar,ev,ent}$	$h_{ar,ev,sai}$
800	256,5	292,5	107,9	107,9	276,9	298,1	288,5
1350	256,6	293,3	106,9	106,9	277,4	296,2	289,9
1900	256,9	295	106,4	106,4	277,6	294,9	285
2450	257,3	294,7	105,5	105,5	278,4	293,5	283,6
3000	257,9	295,6	104,6	104,6	278,7	293	282,8

Tabela 2: Valores de entalpia (SEM IMP)

A Figura 20 ilustra a pressão-entalpia para o caso isento de falhas.

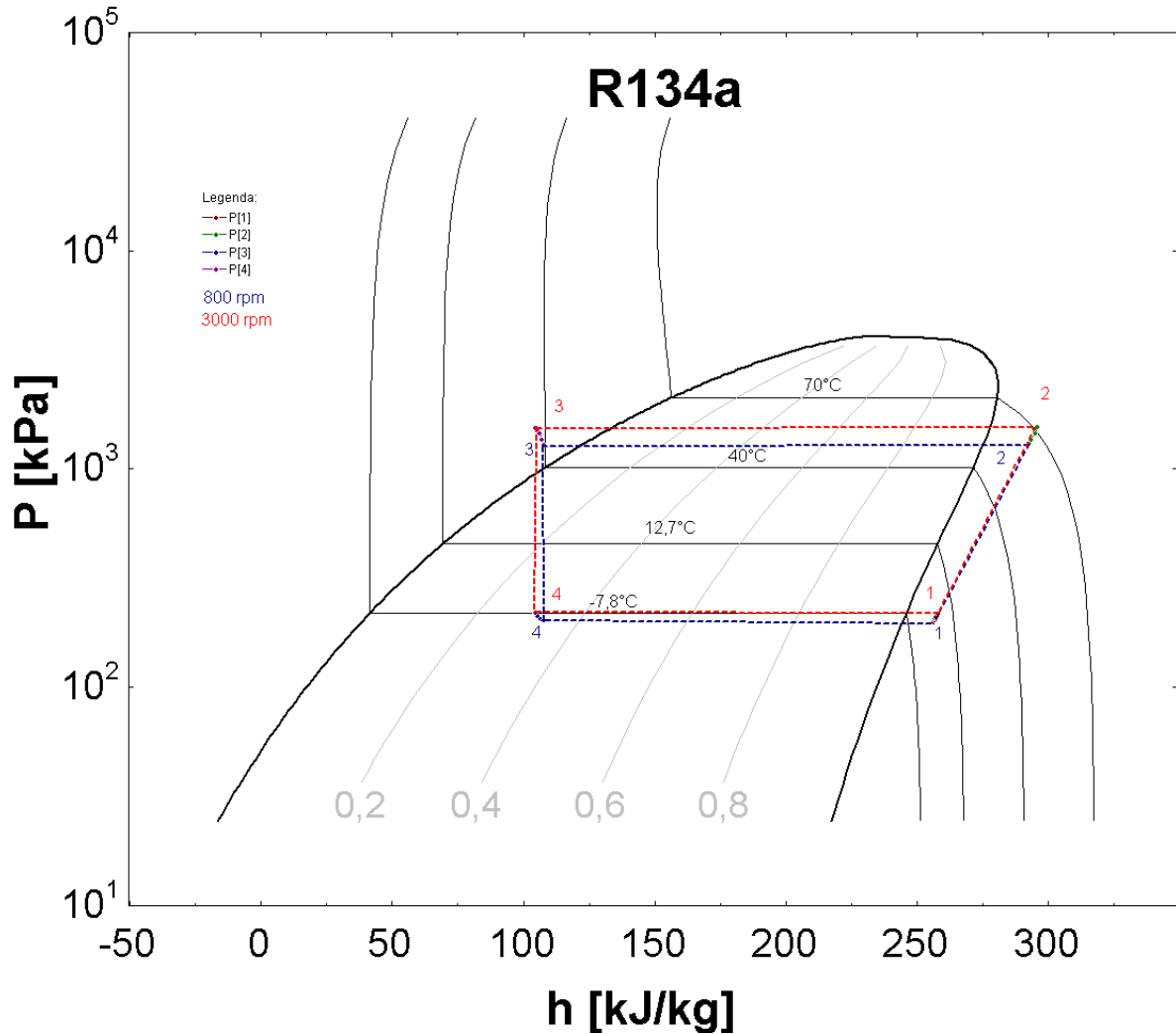


Figura 20: Diagrama pressão-entalpia (SEM IMP)

Analisando-se a Figura 20, observa-se que a capacidade de refrigeração do sistema analisado aumenta com a rotação do compressor, pois a variação da entalpia entre os pontos 4-1 do ciclo em baixa rotação (800 rpm) é menor que variação da entalpia entre os pontos 4-1 do ciclo em alta rotação (3000 rpm).

Para todos os casos estudados, foram calculados os valores das efetividades teóricas dos trocadores de calor em cada rotação, segundo Campos, S.L., (2007).

Para o condensador foi utilizada a Equação 9.

$$\varepsilon_{cd} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{m}_{ar;cd} \cdot c_{p_{ar;cd}} \cdot [T_7 - T_5]} \quad (9)$$

Onde;

ε_{cd} é a efetividade teórica no condensador

\dot{Q}_h é a taxa de rejeição de calor no condensador;

$\dot{m}_{ar;cd}$ é a vazão mássica do ar no condensador;

$c_{p_{ar;cd}}$ é o calor específico do ar no condensador;

T_7 é a temperatura do ar na saída do condensador;

T_5 é a temperatura do ar na entrada do condensador.

Já para o evaporador, foi usada a Equação 10.

$$\varepsilon_{ev} = \frac{h_{ar;ev;ent} - h_{ar;ev;sai}}{h_{ar;ev;ent} - h_{ar;ev;max}} \quad (10)$$

Onde:

ε_{ev} é a efetividade teórica no evaporador;

$h_{ar;ev;ent}$ é a entalpia do ar de entrada no evaporador;

$h_{ar;ev;sai}$ é a entalpia do ar na saída do evaporador;

$h_{ar;ev;max}$ é a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador.

Para o cálculo dos valores das efetividades experimentais do condensador e evaporador para cada rotação, em todos os casos estudados, foram utilizadas as equações 11 e 12 respectivamente.

Condensador:

$$\varepsilon_{cd,exp} = \frac{T_7 - T_5}{T_2 - T_5} \quad (11)$$

sendo,

$\varepsilon_{cd,exp}$ a efetividade experimental no condensador;

T_7 é a temperatura do ar na saída do condensador;

T_5 é a temperatura do ar na entrada do condensador;

T_2 é a temperatura do refrigerante na saída do compressor.

No evaporador:

$$\varepsilon_{ev,exp} = \frac{T_8 - T_6}{T_8 - T_1} \quad (12)$$

Com, $\epsilon_{cd;exp}$ para a efetividade experimental no condensador;

T_8 é a temperatura do ar na saída do evaporador;

T_6 é a temperatura do ar na entrada do evaporador;

T_1 é a temperatura do refrigerante na entrada do compressor.

Os valores das efetividades obtidos na simulação, para o caso de obstrução na passagem de ar nos TC's, são mostrados na Tabela 3.

RPM	Teórico	Experimental	Teórico	Experimental
	ϵ_{cd}	$\epsilon_{cd;exp}$	ϵ_{ev}	$\epsilon_{ev;exp}$
800	0,6268	0,4145	0,4524	0,4634
1350	0,6274	0,4106	0,5134	0,5208
1900	0,5843	0,4156	0,5756	0,5964
2450	0,5519	0,441	0,66	0,6735
3000	0,5866	0,4232	0,7183	0,7669

Tabela 3: Valores das efetividades (SEM IMP)

A Figura 11 ilustra os dados da Efetividade do Condensador x RPM (SEM IMP)

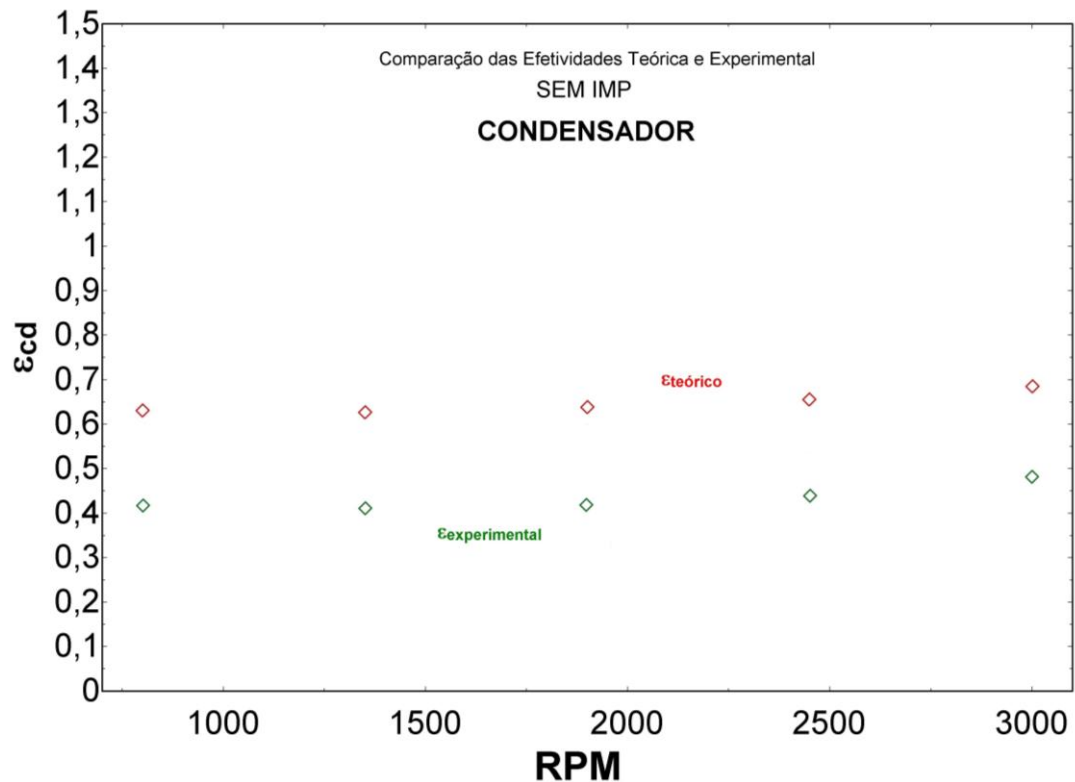


Figura 21: Efetividade do Condensador x RPM (SEM IMP)

Analisando a Figura 21, é verificado que a efetividade do condensador aumenta diretamente proporcional à rotação do compressor, pois a vazão mássica de refrigerante aumenta no interior do trocador de calor, aumentando assim, a troca de calor com o condensador.

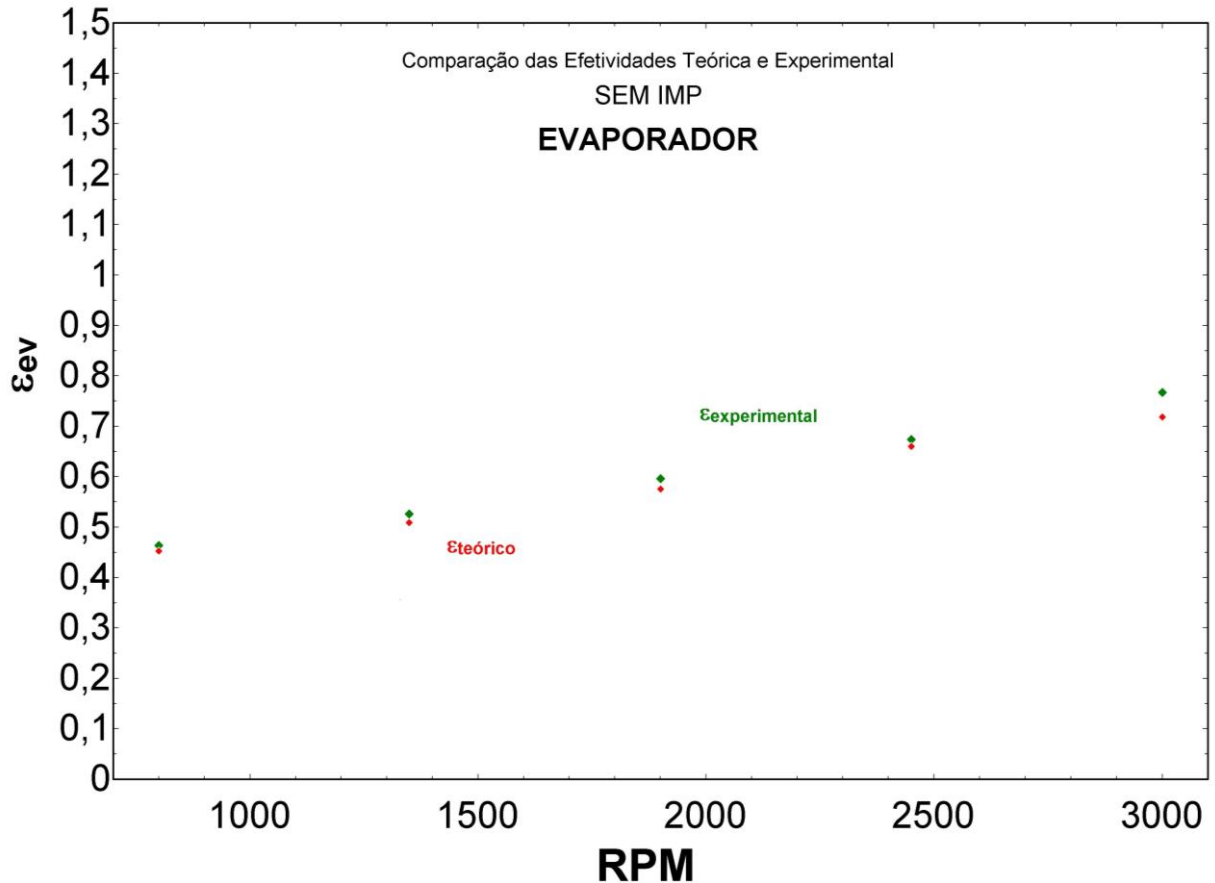


Figura 22: Efetividade do Evaporador x RPM (SEM IMP)

Observando a Figura 22, verifica-se que a efetividade do trocador de calor aumenta com a rotação de compressor, devido ao aumento da vazão mássica do refrigerante no evaporador.

3.3 Sistema operando com obstrução na passagem de ar do evaporador (IMPEV)

3.3.1 Introdução ao problema

Utilizando os dados obtidos por Campos, S.L., (2007), para o sistema apresentando obstrução na passagem do ar externo pelo evaporador.

3.3.2 Análise dos resultados

Para este caso, foram obtidos os valores de entalpias mostrados na Tabela 4.

RPM	h_1	h_2	h_3	h_4	$h_{ar;ev,max}$	$h_{ar;ev,ent}$	$h_{ar;ev,sai}$
800	246,1	288,8	102,3	102,3	261,2	301,6	297,6
1350	246,5	291	104,1	104,1	262	300,6	296,1
1900	247,4	292,3	105,1	105,1	262,4	299,6	293,8
2450	247,6	292,3	106	106	263,4	298,6	292,2
3000	247,7	294,5	106,8	106,8	264,9	297,6	291

Tabela 4: Valores das Entalpias (IMPEV)

A Figura 23 ilustra a Pressão x Entalpia (obstrução no Evaporador).

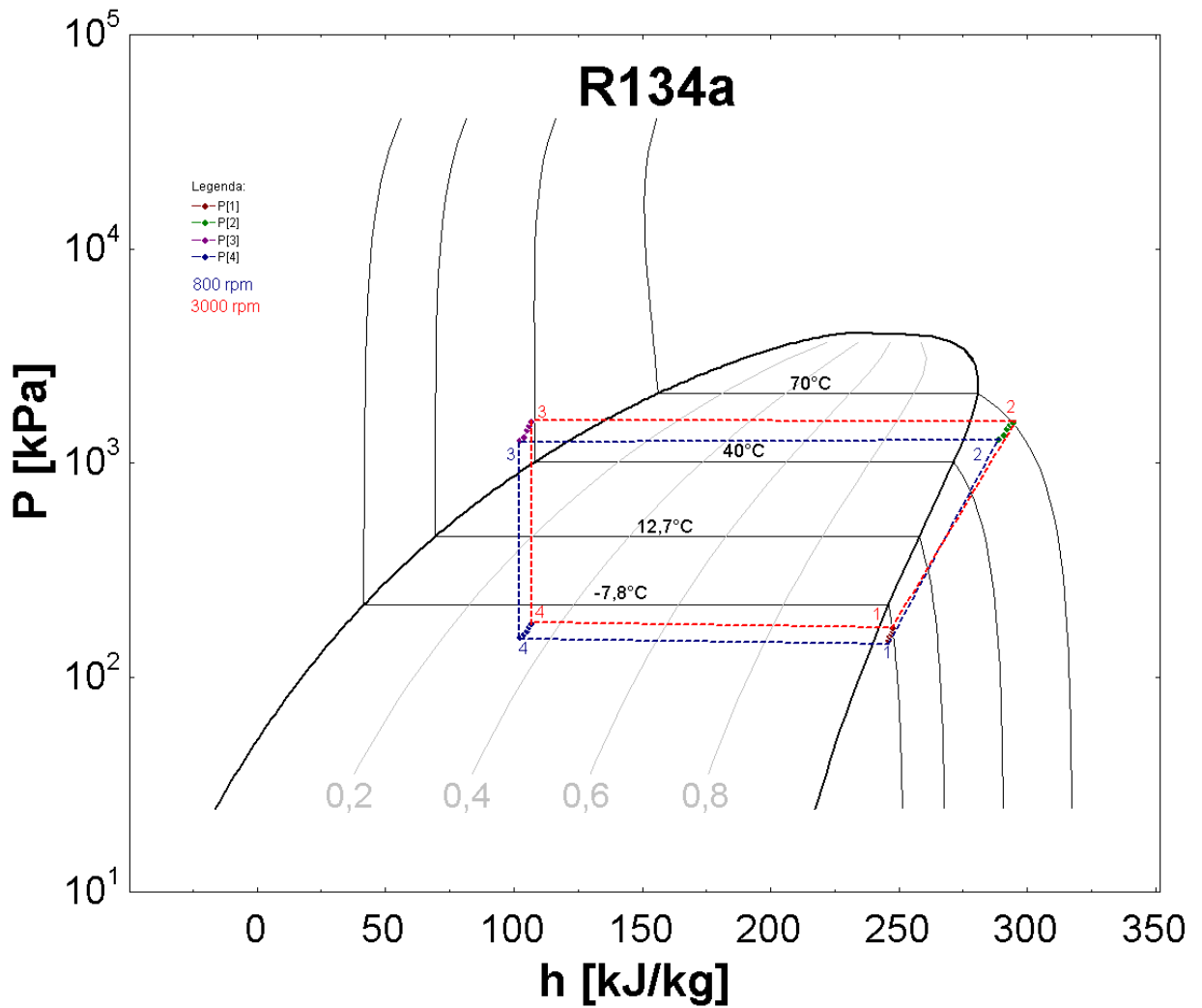


Figura 23: Diagrama pressão-entalpia (IMPEV)

Analisando A Figura 23, podemos observar que, para o evaporador obstruído, ou seja, o trocador de calor funcionando com área de face reduzida e, portanto, absorvendo menor quantidade de energia para o interior do sistema, este fato acarreta na redução da capacidade de refrigeração do ciclo e com o aumento da rotação do compressor, a variação da entalpia também fica reduzida. Os valores obtidos das efetividades, para este caso (Evaporador obstruído), através da simulação, são mostrados na Tabela 5.

RPM	Teórico	Experimental	Teórico	Experimental
	ϵ_{cd}	$\epsilon_{cd;exp}$	ϵ_{ev}	$\epsilon_{ev;exp}$
800	0,3474	0,5536	0,09978	0,1053
1350	0,3465	0,5209	0,1175	0,1243
1900	0,329	0,5036	0,1545	0,1676
2450	0,323	0,4955	0,1806	0,1933
3000	0,3345	0,4818	0,2	0,2077

Tabela 5: Valores das Efetividades (IMPEV)

A Figura 24 ilustra a Efetividade do Condensador x RPM (obstrução no Evaporador)

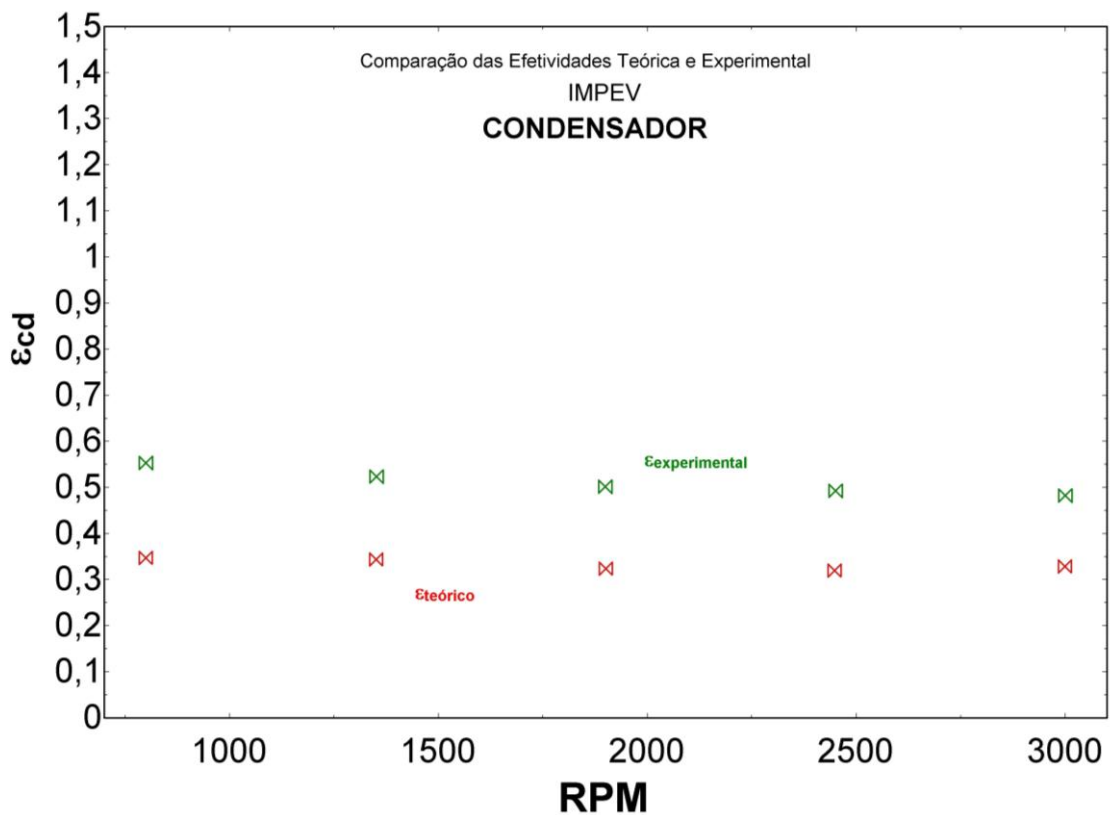


Figura 24: Efetividade do Condensador x RPM (IMPEV)

Verifica-se na Figura 24, que devido à redução da área no evaporador, a quantidade de calor introduzido no ciclo é baixa, logo, o calor rejeitado no condensador é também reduzido, mantendo a efetividade do trocador de calor praticamente constante.

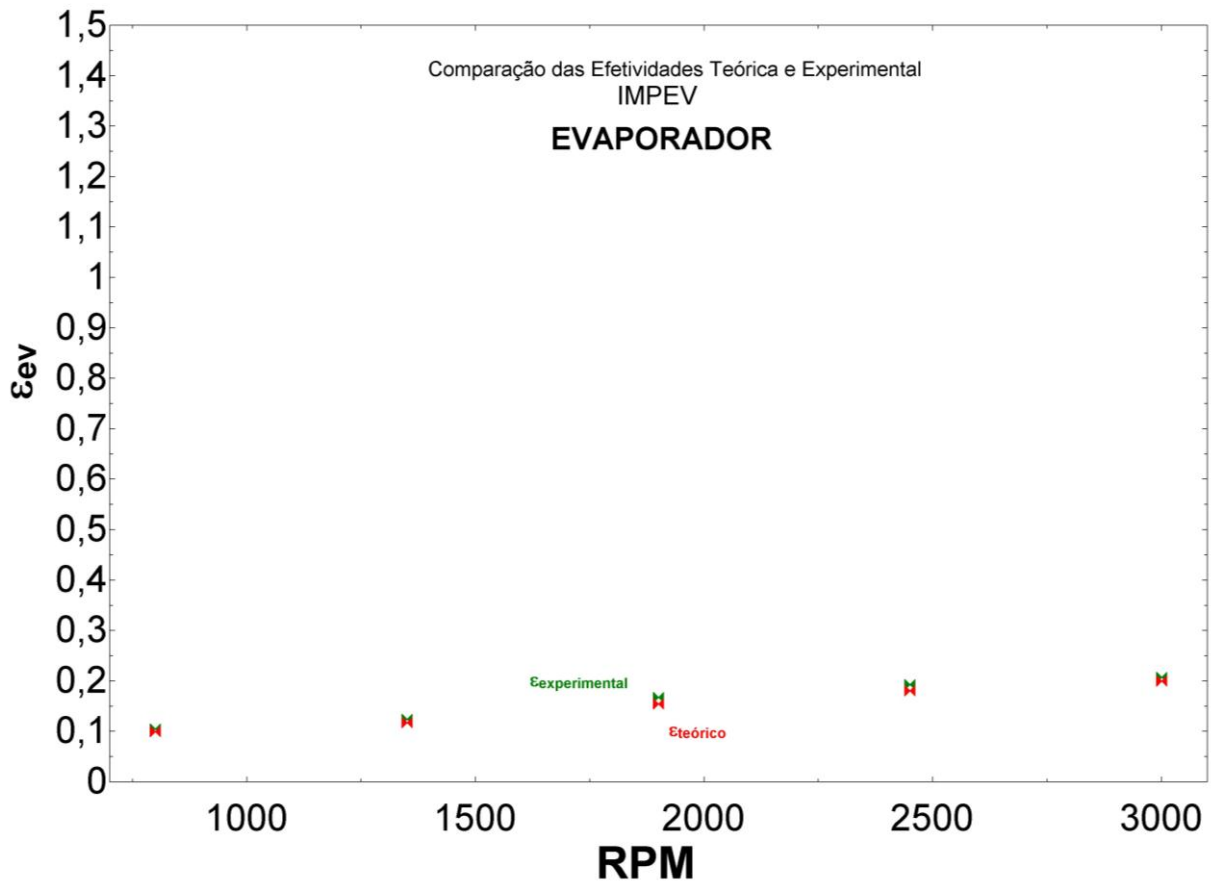


Figura 25: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPEV)

De acordo com o Figura 26, observa-se que as efetividades, teórica e experimental, do evaporador estão reduzidas, pelo fato de haver pouca transferência de calor do fluido refrigerante com o ar externo.

3.4 Sistema operando com obstru o da passagem de ar no Condensador (IMPCD)

3.4.1 Introdu o ao problema

Utilizando os dados obtidos por Campos, S.L, (2007), para o sistema apresentando obstru o da passagem do ar externo no Condensador.

3.4.2 Análise dos resultados

Para o caso de obstrução no Condensador, foram obtidos os valores das entalpias mostrados na Tabela 6.

RPM	h_1	h_2	h_3	h_4	$h_{ar;ev;max}$	$h_{ar;ev;ent}$	$h_{ar;ev;sai}$
800	262,3	289,7	132,9	132,9	287,5	301,6	290,3
1350	261,2	290,5	136,6	136,6	287,4	301,6	290
1900	260,9	291,8	139,6	139,6	287,6	301,6	289,9
2450	260,7	292,7	143,2	143,2	288	301,6	290,3
3000	259,2	293,7	147,9	147,9	288,3	301,6	291,1

Tabela 6: Valores das Entalpias (IMPCD)

A Figura 26 ilustra a Pressão x Entalpia (obstrução no Condensador).

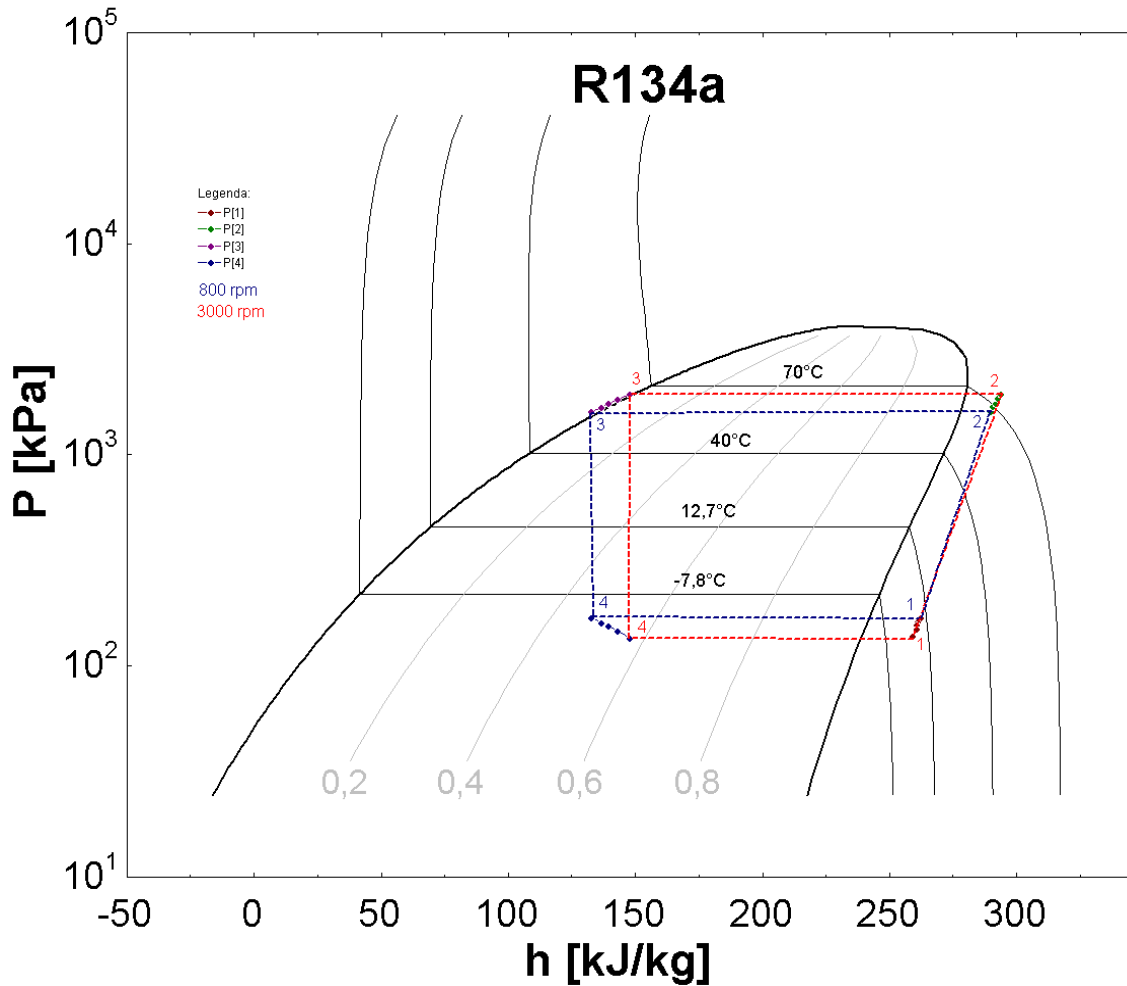


Figura 26: Diagrama pressão-entalpia (IMPCD)

No Figura 26, verifica-se que houve uma redução da variação das entalpias na etapa 2-3 com o aumento da rotação do compressor. O ponto 3, do diagrama P x h, nos mostra que o fluido refrigerante está próximo a linha de saturação, ou seja, a redução da efetividade do condensador, impõe um grau de sub-resfriamento tendendo a zero, ou seja, podemos verificar na Figura 26 que na saída do condensador, o fluido refrigerante encontra-se saturado e não sub-resfriado, como deveria. Com a obstrução da passagem de ar externo ao trocador de calor, a energia absorvida pelo evaporador não é totalmente rejeitada no condensador e, neste caso, podemos observar que tanto a pressão da linha de alta, como também a temperatura do fluido refrigerante, aumentam.

Na tabela 7, é mostrado os valores das efetividades teórica e experimental no condensador.

RPM	Teórico	Experimental	Teórico	Experimental
	ϵ_{cd}	$\epsilon_{cd,exp}$	ϵ_{ev}	$\epsilon_{ev,exp}$
800	0,6306	0,2413	0,8	0,6222
1350	0,6062	0,2191	0,8156	0,5897
1900	0,5584	0,2118	0,8345	0,58
2450	0,4861	0,2066	0,8296	0,549
3000	0,3957	0,2072	0,7879	0,4622

Tabela 7: Valores das Efetividades (IMPCD)

A Figura 27 ilustra a Efetividade do Condensador x RPM (obstrução no Condensador).

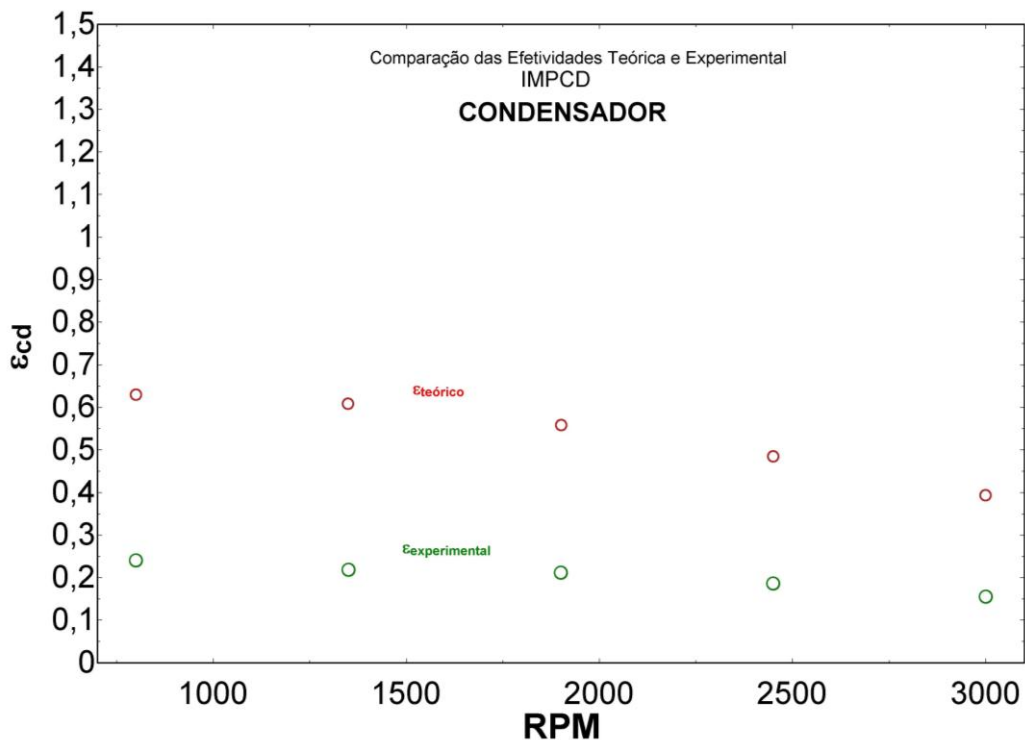


Figura 27: Efetividade do Condensador x RPM (IMPCD)

Na Figura 27, observa-se que à baixa rotação, as efetividades dos trocadores de calor tendem a se manter constante. Porém, com o aumento da vazão mássica de refrigerante, o condensador perde sua capacidade de rejeitar calor, reduzindo assim sua efetividade. O mesmo acontece com o evaporador, devido ao aumento da temperatura do refrigerante na entrada do trocador de calor.

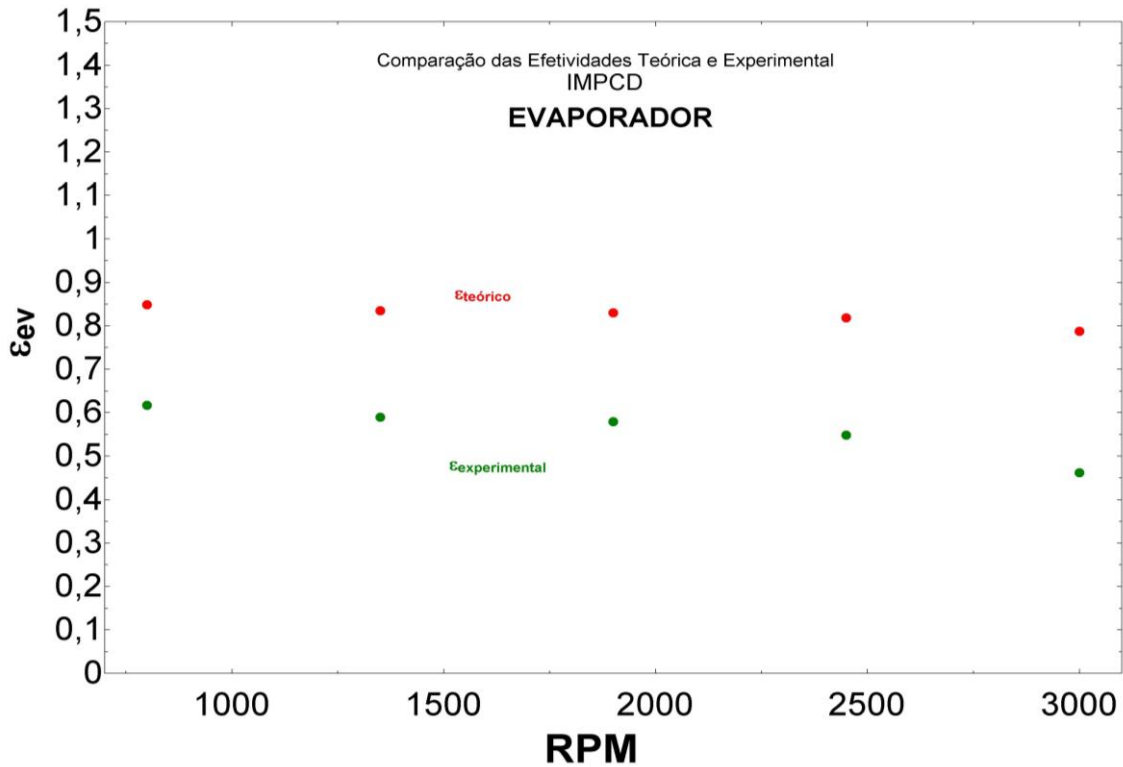


Figura 28: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPCD)

A Figura 28 ilustra a Efetividade do Evaporador x RPM (Falha no Condensador). Podemos verificar que as efetividades, teórica e experimental, do evaporador tem comportamento similar às do condensador, porém com uma taxa maior, pois o evaporador absorve calor para o sistema normalmente.

3.5 Sistema operando com obstruções na passagem de ar no Evaporador e Condensador (IMPEV e IMPCD)

3.5.1 Introdução ao problema

Utilizando os dados obtidos por Campos, S.L, (2007), para o sistema apresentando obstrução da passagem do ar externo em ambos os trocadores de calor.

3.5.2 Análise dos resultados

Na Tabela 8, é mostrado os valores obtidos das Entalpias, para este caso.

RPM	h_1	h_2	h_3	h_4	$h_{ar;ev,max}$	$h_{ar;ev,ent}$	$h_{ar;ev,sai}$
800	253,1	280,4	111,2	111,2	284	303,6	285,5
1350	254,5	282,6	113,5	113,5	284,8	302,6	288,1
1900	255,1	283,4	119,3	119,3	284,5	302,6	291,3
2450	255,7	286,9	125,8	125,8	285	302,6	293,5
3000	256,6	290,2	136,3	136,3	285,7	302,6	298,6

Tabela 8: Valores das Entalpias (IMPEV e IMPCD)

A Figura 29 ilustra a Pressão x Entalpia (obstruções no Evaporador e Condensador).

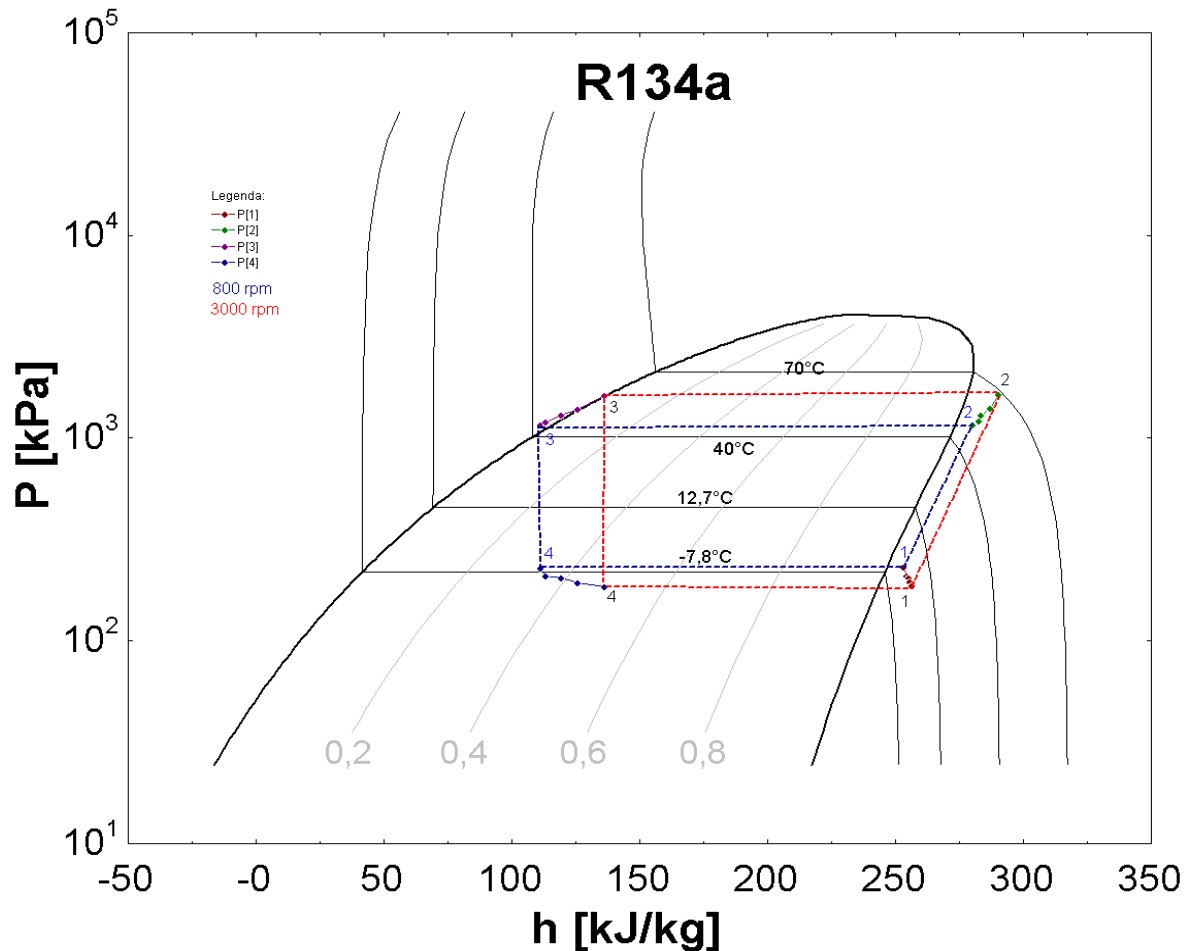


Figura 29: Diagrama pressão-entalpia (IMPEV e IMPCD)

Na Figura 29, pode-se verificar que o ciclo está funcionando em sua capacidade reduzida, as variações das entalpias do ciclo de alta (etapa 2-3) e de baixa (etapa 4-1), em suas

respectivas rotações do compressor, diminuem, reduzindo, assim, o grau de sub-resfriamento, como também o grau de superaquecimento do fluido refrigerante.

Para os valores das efetividades obtidas nos trocadores de calor, são mostrados na Tabela 9.

RPM	Teórico	Experimental	Teórico	Experimental
	ϵ_{cd}	$\epsilon_{cd;exp}$	ϵ_{ev}	$\epsilon_{ev;exp}$
800	0,8175	0,6739	0,9231	0,6207
1350	0,7156	0,6039	0,8136	0,5333
1900	0,6687	0,5439	0,6222	0,4226
2450	0,59	0,4721	0,5143	0,3462
3000	0,5089	0,3837	0,2381	0,1587

Tabela 9: Valores das Efetividades (IMPEV e IMPCD)

A Figura 30 ilustra a Efetividade do Condensador x RPM (obstruções no Evaporador e Condensador).

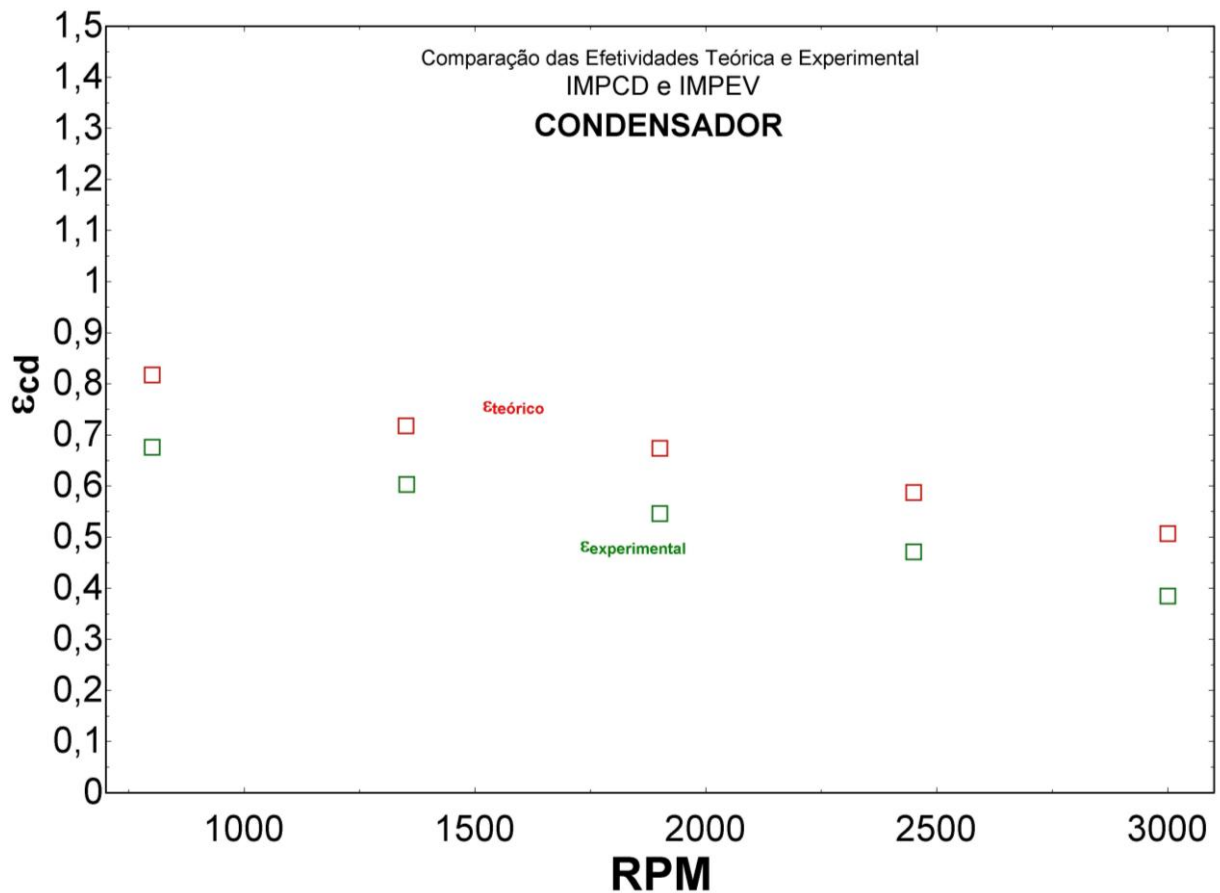


Figura 30: Efetividade do Condensador x RPM (IMPEV e IMPCD)

Na Figura 30, como os trocadores de calor (Evaporador e Condensador) encontram-se com sua área de troca com o ar externo reduzida, a efetividade do TC decresce com o aumento da rotação do compressor, devido ao aumento da vazão mássica de refrigerante, ou seja, quanto menor a quantidade de calor absorvido por uma vazão mássica de refrigerante elevada, menor é quantidade de calor rejeitada pelo condensador.

A Figura 31 ilustra a Efetividade do Evaporador x RPM (obstruções no Evaporador e Condensador)

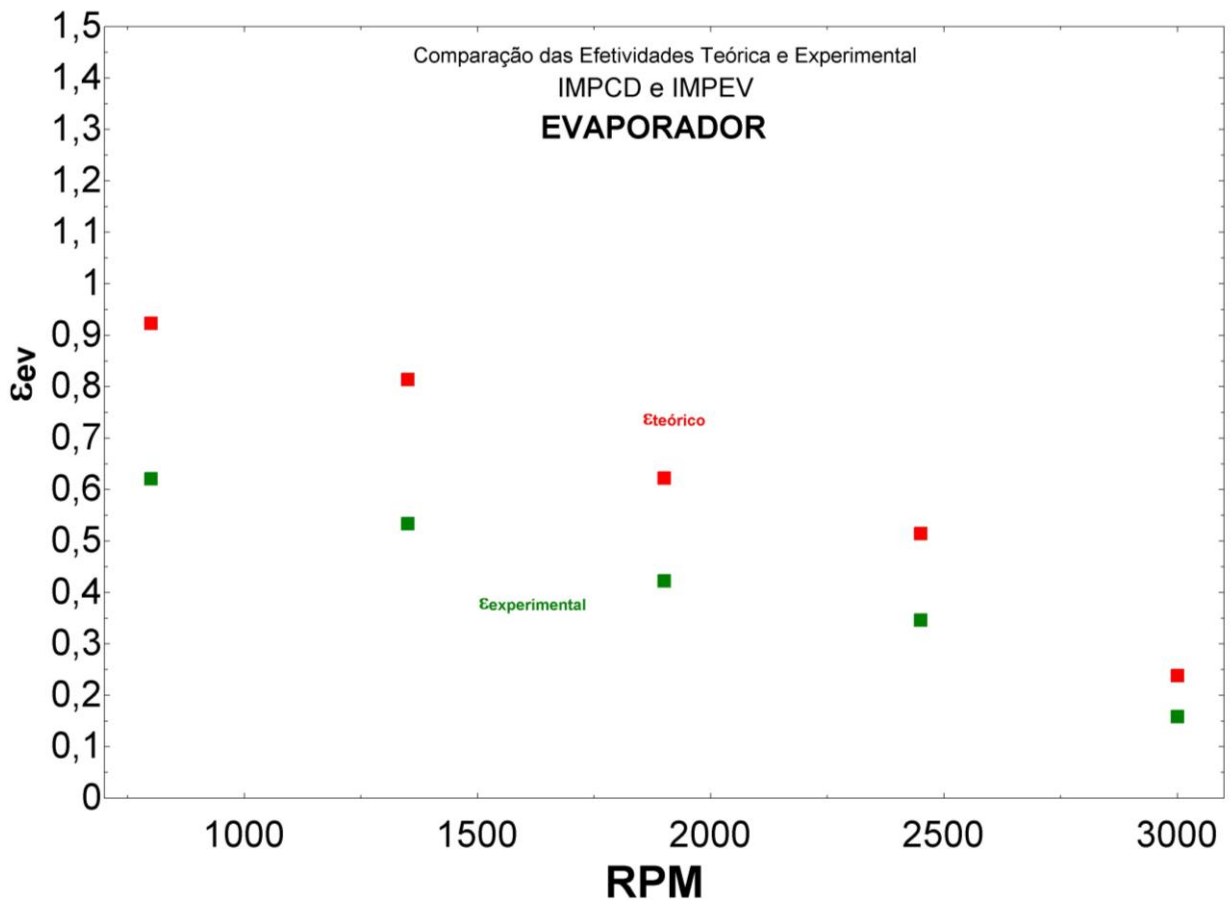


Figura 31: Efetividade do Evaporador x RPM (IMPEV e IMPCD)

Na Figura 31, observa-se que, similarmente ao resultado obtido no condensador, com o aumento da rotação do compressor, houve uma redução da efetividade dos trocadores de calor do sistema.

Capítulo 4

Conclusão

Diversos avanços na indústria foram possíveis graças a implementação e evolução de sistemas de refrigeração. Mais adiante, esses sistemas foram implementados em veículos comerciais necessitando ser adaptado para caber em um pequeno espaço disponível, ser eficiente e proporcionar conforto e segurança ao condutor.

Neste trabalho, foi apresentada uma revisão bibliográfica contendo a fundamentação teórica que dá base para o estudo e compreensão dos principais componentes de um sistema de refrigeração, bem como, o comportamento do ciclo termodinâmico ideal e real, por compressão de vapor, de um sistema automotivo de condicionamento de ar, até a operação detalhada do sistema. Em seguida, foi apresentado e descrito um trabalho experimental capaz de mensurar a efetividade dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração para condições normais de funcionamento e para condições apresentando falhas recorrentes, diagnosticadas pela literatura, entre elas, a redução da área troca de calor com o meio externo, pelo acúmulo de impurezas. Com base nos resultados experimentais, foi utilizado um software comercial EES (*Engineering Equation Solver*) para calcular as efetividades teórica e experimental dos trocadores de calor para cada situação.

A análise dos diagramas pressão x entalpia, nos permitiram fazer comparações entre o comportamento dos ciclos. Avaliamos em cada situação, que os graus de sub-resfriamento e superaquecimento, tem comportamentos inversamente relacionados, a não ser para o caso de obstruções, simultâneas, nos trocadores de calor, mostrando ambos os graus reduzidos. Para o caso de impurezas no evaporador, o gráfico mostra redução no grau de superaquecimento, isso pode ser explicado pelo fato de haver pouca troca de calor do Evaporador com o meio a ser resfriado, elevando a temperatura do fluido refrigerante durante esta etapa do ciclo e elevando, ligeiramente, o grau de sub-resfriamento do fluido que sai do Condensador. Já na situação em que apresenta obstrução de troca de ar no Condensador (IMPCD), o grau de sub-resfriamento é reduzido, tendendo a zero, na linha de saturação de líquido, onde pode apresentar mudança de fase, prejudicando a eficiência do ciclo na etapa de expansão do líquido refrigerante e, para o Evaporador, deste caso, apresentou elevado grau de superaquecimento.

Foi avaliado que para o caso do sistema em funcionamento normal, os valores obtidos para as efetividades nos trocadores de calor seguem um comportamento correlacionado ao

aumento da rotação no compressor, ou seja, aumentando a vazão mássica de refrigerante que passa no sistema é maior, conseqüentemente, haverá maior troca de calor com o meio externo.

Utilizando esta situação como base comparativa, analisamos que na maior parte dos casos, com exceção do “IMPEV”, os trocadores de calor apresentaram valores de efetividade teórica superiores aos valores das efetividades obtidos pelos dados experimentais. Entretanto, é evidenciado no gráfico do Evaporador, no “IMPEV”, por a obstrução acontecer na passagem de ar do Evaporador, apresentam valores muito baixos de efetividade, por haver menor superfície de contato para transferência de calor entre as aletas do TC e o ar. Já no gráfico do Condensador, no mesmo caso, o TC trabalha em com maior taxa de efetividade, pois todo calor pode ser rejeitado do sistema com folga. Observamos também, para este caso, que à baixas rotações do compressor, as efetividades mostraram-se constantes, com leves declínios ao aumentar a rotação, pois quanto maior a vazão mássica de refrigerante injetado no sistema, menor será o tempo para trocar calor com o meio externo, afetando a eficiência do ciclo.

Para o caso de obstrução da passagem de ar, por impurezas, na área de contato do Condensador (IMPCD), os trocadores de calor obtiveram altas taxas de efetividade, exceto no gráfico do Condensador, em que é evidente a discrepância entre os valores teóricos e experimentais, mostrando que o valor da efetividade experimental, sendo mais baixa, se aproxima do esperado para este caso, onde em “IMPCD”, o Condensador não é capaz de rejeitar todo o calor do sistema, ocasionando em baixa efetividade neste TC. No gráfico do Evaporador, verificam-se maiores taxas de efetividade, correlacionando com maior troca de calor do TC sem impurezas.

Por último, na situação em que apresentam obstruções em ambos os TC's simultaneamente (IMPEC e IMPCD), foram gerados dados que nos mostram boa correlação com a teoria, pois, como os TC's operam com baixa capacidade de refrigeração e rejeição de calor, funcionam limitados, por isso, apresentam valores de alto desempenho efetivo. Sobre sua relação com o aumento da rotação do compressor, podemos observar uma queda brusca da efetividade, pois, operando com alto fluxo de refrigerante no sistema, a troca já limitada, tende a reduzir severamente.

Pela análise dos resultados gerados para cada caso, foram observadas tendências correlacionadas com o aumento da vazão mássica de refrigerante que circula no sistema, que puderam complementar os estudos relacionados ao comportamento dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração para veículos automotores, mostram muito úteis para o

dimensionamento de projetos relacionados a trocadores de calor e implicação no rendimento global do ciclo de compressão de vapor.

Os estudos sobre a efetividade de um sistema de refrigeração para veículos automotores se mostram muito úteis para análise de falhas, principalmente, no caso “IMPEV”, pois como a taxa de absorção de energia para sistema é reduzida, o condensador pode trabalhar com folga. Mesmo assim, ainda há muito o que se desenvolver. Uma simulação numérica utilizando algoritmos mais complexos talvez possam apresentar resultados mais próximos do experimental. Sobre a efetividade dos trocadores de calor, devido a demanda por sistemas mais compactos, com reduções na área de contato, na medida que é mantida sua capacidade de refrigeração, com a presença de impurezas na superfície do TC, por falta de manutenção, o sistema pode vir a falhar, alcançando níveis de pressão e temperatura inoperantes.

Referências Bibliográficas

- BHATTI, M. S. “*Open air cycle air conditioning system for motor vehicles*”. SAE Special Publications, v1347, paper number 980289, Society of Automotive Engineers, 1998.
- BHATTI, M. S. “*Riding in Comfort: Part II*”. ASHRAE Journal, September, p.p. 44-50, 1999a.
- BHATTI, M.S; “*Evolution of Automotive Air Conditioning – Riding in Comfort: Part II*”, ASHRAE Journal, 41(9), Set. 1999.
- BROWN, J.S.; YANA-MOTTA, S.F., DOMANSKI, P.A.; “*Comparative analysis of an automotive air conditioning system operating with CO₂ and R134a*”, International Journal of Refrigeration, vol. 25, pp. 19-32, 2002.
- CAMPOS, S. L. *Análise de confiabilidade nos diagnósticos de falhas em sistemas condicionadores de ar veiculares*, Dissertação de M.Sc., Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 3rd Edition. McGraw Hill, 1998.
- DIDACTA; “*Manual de Operação do Equipamento T66-D*”, 2003
- DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. *Principles of Refrigeration*, 5th Edition. Prentice Hall, 2001.
- EE, *Engineering Equation Solver*, F-chart, Atlanta, 2003.
- FORREST, W. O. and BHATTI, M. S., *Energy Efficient Automotive Air Conditioning System*, SAE paper 2002-01-0229, SAE World Congress, 2002.
- GLEHN, von.F.R., BADAN, M.A.B.C.; *Ar Condicionado para Veículos*, 1ª ed., Ciclo Engenharia, Goiânia, GO, Brasil, Out. 1999.
- INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P.; *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 4ª Edição, Rio de Janeiro. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1998.
- KIATSIRIOROAT, T., EUAKIT, T.; “*Performance Analysis of an Automobile Air-conditioning System with R22/R124/R152a Refrigerant*”, Applied Thermal Engineering, vol. 17, no. 11, pp. 1085-1097, 1997.
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th Edition. John Wiley & Sons, Inc, 2004.
- SANDEN CORPORATION. “*Curvas de desempenho de compressor*”, 2005. Disponível em: <<http://www.sanden.com/products/performance5data.html>>. Acesso em 08julho. 2017.
- STOECKER, W. F. *Refrigeração e ar condicionado*; São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil, 1985.

APÊNDICE

{CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO}

{Dados de Entrada}

$P_{atm}=101,325100$ [kPa]	{Pressão atmosférica}
{w=R}	
$R=0,6$	{Umidade Relativa}
$\{h_4=Enthalpy(R134a;T=T[4];P=P[4])\}$	{Cálculo da entalpia na entrada do evaporador}
$Q_{cr}=Q_{dot_1}-W_{dot_{cp}}$	{Capacidade de Refrigeração}
$Q_{dot_1}=m_{dot}*(h_1-h_4)$	{Taxa de calor absorvido no evaporador}
$W_{dot_{cp}}=m_{dot}*(h_2-h_1)$	{Trabalho do Compressor}
$Q_{dot_h}=m_{dot}*(h_2-h_3)$	{Taxa de calor rejeitado no Condensador}
$COP=(Q_{dot_1}/W_{dot_{cp}})$	{Coeficiente de Performance do Ciclo}
$h_1=Enthalpy(R134a;T=T[1];P=P[1])$	{Entalpia na entrada do Compressor}
$h_2=Enthalpy(R134a;T=T[2];P=P[2])$	{Entalpia na descarga do Compressor}
$h_3=Enthalpy(R134a;T=T[3];P=P[3])$	{Cálculo da entalpia na saída do Condensador}
$h_3=h_4$	{Expansão Isentrópica}
$s_2=Entropy(R134a;T=T[2];P=P[2])$	{Cálculo da entropia na descarga do Compressor}
$m_{dot} = ((V_c/v_1)*RPS*(1-r_{cp}*((P[2]/P[1])^{(1/n)}-1))*C_v)$	{Vazão mássica de refrigerante}
$V_c=147,1*10^{(-6)}$	{Cilindrada do Compressor}
$v_1=volume(R134a;T=T[1];P=P[1])$	{Volume na entrada do Compressor}
$RPS=50$	{Rotações por Segundo}
$r_{cp}=0,0336$	{Razão de espaço nocivo do Compressor}
$n=1,08$	{Expoente Poli Trópico}
$C_v=0,8$	{Coeficiente volumétrico do Compressor}

{Cálculo da Efetividade do EVAPORADOR Experimental}

$$\epsilon_{ev_x} = (T[8]-T[6])/(T[8]-T[1])$$

{Cálculo da Efetividade do EVAPORADOR Teórica}

$$\epsilon_{ev} = (h_{ar_ev_ent} - h_{ar_ev}) / (h_{ar_ev_ent} - h_{ar_ev_max}) \quad \text{{Equação da Efetividade Evaporador}}$$

$$h_{ar_ev} = enthalpy(AIR; T=T[6]) \quad \text{{Entalpia do ar úmido na saída do evaporador}}$$

$$h_{ar_ev_ent} = enthalpy(AIR; T=T[8]) \quad \text{{Entalpia do ar úmido na entrada do evaporador}}$$

$$h_{ar_ev_max} = enthalpy(AIR; T=T[4]) \quad \text{{Entalpia do ar na entrada do evaporador umedecido}}$$

{Cálculo da Efetividade do CONDENSADOR Teórica}

$$\{Q_{dot_{cd}} = \epsilon_{cd} * m_{dot_arcd} * c_{par_cd} * (T_{cd} - T_{amb})\}$$

$$\epsilon_{cd} = Q_{dot_h} / (m_{dot_arcd} * c_{par_cd} * (T[7] - T[5])) \quad \text{{Equação da Efetividade do Condensador}}$$

$$m_{dot_arcd} = 0,95 \text{ [kg/s]} \quad \text{{Vazão Mássica do Ar no Condensador}}$$

$$c_{par_cd} = SPECHEAT(AIR; T=T[5]) \quad \text{{Calor específico para o Ar}}$$

{Cálculo da Efetividade do CONDENSADOR Experimental}

$$\text{epsilon}_{cd_x} = (T[7] - T[5]) / (T[2] - T[5])$$