

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Recuperação do calor rejeitado em condensadores
de refrigeradores de pequeno porte para
aquecimento de água

Lucas Alexandre de Carvalho Zuzarte

São Paulo
2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Recuperação do calor rejeitado em condensadores
de refrigeradores de pequeno porte para
aquecimento de água

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Lucas Alexandre de Carvalho Zuzarte

Orientador: José R. Simões-Moreira

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Zuzarte, Lucas Alexandre de Carvalho

Recuperação do calor rejeitado em condensadores de refrigeradores de pequeno porte para aquecimento de água / L.A.C. Zuzarte. – São Paulo, 2014.

79 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.Aquecimento de água 2.Calor (Recuperação)
3.Condensadores**

.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Em todo ciclo de refrigeração ocorre a rejeição de calor. Nas situações convencionais, essa energia é simplesmente transferida para o ambiente através dos condensadores. O presente trabalho tem como objetivo recuperar esta energia desperdiçada em refrigeradores de pequeno porte, como residenciais e equipamentos comerciais do tipo *display*. A forma escolhida para aproveitar o rejeito térmico foi através do aquecimento de água para a utilização dentro do próprio domicílio ou estabelecimento. Para isso, um trocador de calor será instalado logo depois da saída do compressor do ciclo, em série com o condensador já existente, onde o fluido refrigerante quente aquecerá água. Medições de potência consumida e temperaturas serão realizadas antes e depois da instalação do trocador de calor para possibilitar a comparação das condições de operação do ciclo refrigerante e seu coeficiente de desempenho (COP). Também será realizado um estudo de viabilidade econômica e financeira do protótipo e sua possível inserção no mercado.

Palavras-chave: calor, recuperação, refrigerador, condensador, água

ABSTRACT

Every refrigeration cycle rejects heat. Usually, this energy is transferred to the surrounding environment by the condensers. This work has as goal to recover this wasted energy in small-scale refrigerators, like domestic and commercial display devices. The chosen method to use the thermic waste is heating water for local consumption. A heat exchanger will be placed downstream the compressor, in series with the existing condenser, and the hot refrigerant fluid will heat the water. Power and temperature measurements will be done before and after the heat exchanger installation in order to make a comparison between the working conditions of the cycle and its coefficient of performance (COP). An economic and financial study of the prototype will also be done in order to analyze a possible market insertion.

Keywords: heat, recovery, refrigerator, condenser, water

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------|---|
| \dot{Q}_{VC} | taxa de calor transferida para o volume de controle, |
| \dot{m} | vazão mássica |
| \dot{W}_{VC} | potência transferida do volume de controle, |
| h | entalpia específica |
| C_{P0} | calor específico à pressão constante |
| U | coeficiente global de transferência de calor |
| A | área |
| $DMLT$ | diferença média logarítmica de temperatura |
| h_i | coeficiente interno de transferência de calor por convecção |
| h_e | coeficiente externo de transferência de calor por convecção |
| k | condutividade térmica |
| g | aceleração da gravidade |
| ρ | massa específica do fluido |
| μ | viscosidade dinâmica |
| T_{sat} | temperatura de saturação |
| h'_{fg} | calor latente modificado |
| Pr | número de Prandtl |
| Ra_D | número de Rayleigh |
| ν | viscosidade cinemática |
| α | difusividade térmica |

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|---|----|
| Figura 5.5.1 - Transferência de calor para fluido em escoamento interno (Incropera, 2011)..... | 11 |
| Figura 5.2 - Gelo como meio de refrigeração (Dossat, 2001) | 12 |
| Figura 5.3 - Ciclo frigorífico de Carnot (Stoecker, 1994) | 13 |
| Figura 5.4 - Ciclo de Carnot em um diagrama T-s (Stoecker, 1994) | 14 |
| Figura 5.5 - Diagrama p-h de um ciclo de Carnot operando com mudança de fase (Stoecker, 1994) | 15 |
| Figura 5.6 - Diagrama T-s de um ciclo de Carnot operando com mudança de fase (Stoecker, 1994)..... | 16 |
| Figura 5.7 - Configuração do ciclo padrão de compressão de vapor (Stoecker, 1982) | 19 |
| Figura 5.8 - Diagrama p-h do ciclo padrão (Stoecker, 1982)..... | 20 |
| Figura 5.9 - Diagrama T-s do ciclo padrão (Stoecker, 1982)..... | 20 |
| Figura 5.10 - Comparação entre ciclo padrão e ciclo real (Stoecker, 1982)..... | 22 |
| Figura 5.11 - Comparação entre ciclo real e de Carnot..... | 22 |
| Figura 6.1 - Configurações de condensadores refrigerados a água (Dossat, 2001) | 25 |
| Figura 6.2 - Seção do condensador | 27 |
| Figura 6.3 - Condensação no interior do condensador para baixas velocidades de escoamento (Incropera, 2011) | 28 |
| Figura 6.4 - Esquema do condensador arame sobre tubo (Lima, 2008) | 31 |
| Figura 6.5 - Esquema de condensador helicoidal | 31 |
| Figura 8.1 - Refrigerador FRICON VCV-2E05..... | 34 |
| Figura 8.2 - Representação esquemática da configuração experimental para medições..... | 35 |
| Figura 8.3 - Temperatura na entrada do condensador (sem carga)..... | 36 |
| Figura 8.4 - Temperatura na saída do condensador (sem carga) | 36 |
| Figura 8.5 - Temperatura ambiente (sem carga)..... | 36 |
| Figura 8.6 - Potência ativa consumida pelo compressor (sem carga)..... | 37 |
| Figura 8.7 – Energia elétrica consumida pelo compressor (sem carga)..... | 37 |
| Figura 8.8 - Temperatura na entrada do condensador (40W) | 38 |
| Figura 8.9 - Temperatura na saída do condensador (40W) | 38 |
| Figura 8.10 - Temperatura ambiente (40W) | 38 |
| Figura 8.11 - Potência ativa consumida pelo compressor (40W) | 39 |
| Figura 8.12 - Energia elétrica consumida pelo compressor (40W)..... | 39 |
| Figura 8.13 - Temperatura na entrada de condensador (90W) | 40 |
| Figura 8.14 - Temperatura na saída do condensador (90W) | 40 |
| Figura 8.15 - Temperatura ambiente (90W) | 40 |
| Figura 8.16 - Potência ativa consumida pelo compressor (90W) | 41 |
| Figura 8.17 - Energia consumida pelo compressor (90W) | 41 |
| Figura 9.1 - Detalhe do tanque de água..... | 44 |

| | |
|---|----|
| Figura 10.1 - Representação esquemática da configuração experimental para medições pós-instalação | 45 |
| Figura 10.2 - Consumo de energia no compressor com tanque instalado | 46 |
| Figura 10.3 - Temperaturas com tanque de água acoplado (sem carga)..... | 47 |
| Figura 10.4 - Temperaturas com tanque de água acoplado (40W) | 47 |
| Figura 10.5 - Temperaturas com tanque de água acoplado (90W) | 48 |
| Figura 11.1 - Interior do tanque durante fabricação | 50 |
| Figura 11.2 - Esquema do protótipo final | 51 |
| Figura 11.3 - Tanque posicionado..... | 52 |
| Figura 11.4 - Consumo do compressor (protótipo final, 40W) | 52 |
| Figura 11.5 - Evolução de temperaturas (protótipo final) | 53 |
| Figura 12.1 - Curva de demanda típica do domicílio brasileiro (Procel, 2007) . | 55 |
| Figura 12.2 - Curva de demanda típica do domicílio brasileiro sem o uso de chuveiros elétricos (Procel, 2007) | 56 |

SUMÁRIO

| | | |
|--------|---|----|
| 1. | Introdução | 3 |
| 2. | Objetivo | 6 |
| 3. | Metodologia..... | 7 |
| 4. | Revisão bibliográfica | 8 |
| 5. | Revisão teórica | 10 |
| 5.1 | Processos de refrigeração | 10 |
| 5.2 | Ciclos de refrigeração | 13 |
| 5.2.1. | Ciclo de Carnot..... | 13 |
| 5.2.2. | Coeficiente de desempenho..... | 16 |
| 5.2.3. | Revisões no ciclo de Carnot..... | 17 |
| 5.2.4. | Ciclo de compressão de vapor padrão | 19 |
| 5.2.5. | Ciclo real | 21 |
| 6. | Condensadores..... | 24 |
| 6.1 | Configurações..... | 24 |
| 6.1.1. | Condensadores refrigerados a ar | 24 |
| 6.1.2. | Condensadores refrigerados a água | 25 |
| 6.2. | Características operacionais de condensadores..... | 26 |
| 6.3 | Configurações de condensadores em refrigeradores existentes no mercado..... | 30 |
| 7. | Número de refrigeradores existentes | 33 |
| 8. | Medições pré-instalação | 34 |
| 8.1. | Configuração experimental | 34 |
| 8.2. | Dados coletados | 35 |
| 8.2.1. | Sem carga térmica adicional | 35 |
| 8.2.2. | Carga térmica de 40,7W | 37 |
| 8.3.3. | Carga térmica de 90,5W | 39 |
| 9. | Projeto do trocador de calor | 42 |
| 9.1. | Cálculo do COP do refrigerador..... | 42 |
| 9.2. | Dimensionamento da superfície de troca de calor | 43 |
| 10. | Medições pós-instalação do trocador de calor | 45 |
| 11. | Protótipo final..... | 50 |
| 12. | Impactos..... | 54 |

| | |
|---|----|
| 12.1. Energéticos..... | 54 |
| 12.2. Econômicos | 56 |
| 13. Conclusões..... | 58 |
| Referências | 60 |
| Anexo I - Cronograma de atividades | 62 |
| Anexo II – Artigo enviado ao Encit 2014 | 63 |

1. Introdução

A refrigeração faz parte da vida do homem há muito tempo. Existem registros históricos relatando o uso do frio como forma de conservação de alimentos já na pré-história, porém, devido a limitações tecnológicas, essa prática se limitava a regiões de clima polar e temperado, durante o inverno, pois dependiam do gelo e da neve produzidas naturalmente.

O primeiro avanço tecnológico na refrigeração foi o transporte de grandes blocos de gelo obtidos em regiões frias para locais de temperatura mais amena e o armazenamento em construções isoladas termicamente através do uso de grossas paredes construídas com barro, esterco, gordura de animais e palha. O primeiro registro desta técnica está presente em um livro de poemas chinês, o *Shih-Ching*, datado por volta do ano de 10000 A.C., especificamente, no trecho do poema “Sétimo mês” reproduzido a seguir em tradução livre. “Durante os dias do Segundo, o gelo era cortado pelos machados/ Nos dias do Terceiro, ele era trazido para a casa de gelo” (reproduzido em Huang, 2000, tradução nossa).

A coleta e armazenamento de gelo para a refrigeração de alimentos perdurou como uma atividade muito presente e extremamente rentável até meados do século XIX, quando foi substituída por técnicas mais semelhantes às utilizadas atualmente. Foi nessa época que surgiu o conceito de tonelada de refrigeração (TR), utilizado amplamente até hoje para quantificar a capacidade de refrigeração de equipamentos. Uma tonelada de refrigeração é equivalente ao calor necessário para derreter uma tonelada de gelo no período de 24 horas, sendo, portanto uma medida de potência.

No século XVIII, a diminuição da temperatura de ebulição dos líquidos através da diminuição da pressão já era conhecida e a primeira demonstração da utilidade deste efeito para a refrigeração é atribuída a Willian Cullen, que, no ano de 1756, produziu gelo utilizando éter a baixas pressões.

Cerca de um século depois da experiência de Willian Cullen, o primeiro ciclo de refrigeração por compressão de vapor, muito semelhante ao que

conhecemos hoje, foi construído. Uma patente britânica de 1854 concedida a Jacob Perkins relata um ciclo de refrigeração constituído um compressor, uma válvula de expansão e dois trocadores de calor. Porém, os primeiros equipamentos frigoríficos viáveis comercialmente foram introduzidos pelo australiano James Harrison poucos anos mais tarde e, na década de 1860, já eram utilizados em indústrias alimentícias.

A invenção dos ciclos de refrigeração economicamente viáveis modificou profundamente a estrutura de produção mundial, não apenas devido à maior facilidade de conservação de alimentos, que é o aspecto mais notável para a população em geral, mas pela possibilidade de diversos novos processos industriais e pelo aprimoramento de tantos outros, sendo fundamental em processos de condensação, retirada de umidade de gases, tratamento térmico de metais, resfriamento de ar comprimido, controle de reações bioquímicas, condicionamento de ar e inúmeros outros.

Existem outros métodos de refrigeração além do ciclo de compressão de vapor, basicamente, dois deles destacam-se: os ciclos de absorção e a refrigeração termelétrica, porém essas técnicas não estão incluídas no escopo deste trabalho, embora sejam amplamente utilizadas na indústria, e serão apenas brevemente apresentadas a seguir.

O ciclo de refrigeração por absorção é tão antigo quanto o por compressão de vapor e a retirada de calor também se dá pela baixa temperatura de ebulição de líquidos a baixas pressões. A diferença entre os dois sistemas está na geração do vapor a alta pressão. Enquanto no ciclo por compressão isso ocorre às custas de um compressor, no ciclo por absorção o vapor é gerado pela dissociação de uma solução de água e refrigerante promovida pela adição de calor à solução. Dessa forma, é possível operar o ciclo apenas com uma fonte de calor, como a partir da queima de um combustível ou do fornecimento de um fluido a alta temperatura, sendo assim, muito utilizado em situações onde potência térmica é abundante.

A refrigeração termelétrica se baseia no “Efeito Peltier”. Por causa deste efeito, quando corrente elétrica percorre uma região constituída por dois metais diferentes, uma diferença de temperatura é criada entre os metais, assim, um

metal aquece e o outro esfria. Basicamente, o mesmo efeito ocorre em um termopar, porém de maneira inversa: uma diferença de temperatura entre os metais induz o surgimento de uma corrente elétrica. Devido à baixa capacidade de refrigeração, esta técnica é aplicada de maneira mais restrita, estando presente em pequenos refrigeradores e principalmente no resfriamento de componentes eletrônicos.

Os refrigeradores domésticos surgiram no início do século XX nos Estados Unidos, baseados no mesmo ciclo proposto por Willian Cullen e a sua utilização cresceu fortemente até os dias de hoje, quando praticamente toda residência possui um refrigerador. No Brasil, atualmente, mais de 95% dos domicílios urbanos possuem ao menos um refrigerador (IBGE, 2010).

Durante a operação de um refrigerador doméstico típico, para cada watt consumido pelo compressor, cerca de 6 watts são rejeitados na forma de calor pelo condensador (Stoecker, 1994). É esse fato que motivou este trabalho. Como os refrigeradores são equipamentos presentes em praticamente todas as residências e estabelecimentos comerciais e estão permanentemente ligados, uma quantidade imensa de energia que poderia ser reaproveitada é desperdiçada a todo momento nos condensadores de refrigeradores.

2. Objetivo

O objetivo deste trabalho é a criação de um sistema capaz de recuperar o calor rejeitado pelos condensadores de refrigeradores domésticos e/ou comerciais de pequeno porte e disponibilizar esta energia de maneira simples e economicamente viável ao usuário, sem que haja a necessidade de grandes alterações tanto no refrigerador como no local onde o equipamento será instalado.

3. Metodologia

Inicialmente, será realizada uma revisão bibliográfica e teórica a fim de reunir os conceitos teóricos básicos para o entendimento dos ciclos de refrigeração domésticos e analisar trabalhos que já foram feitos nesta área anteriormente. Depois de encerrada esta etapa, serão realizadas medições em um refrigerador comercial de pequeno porte convencional, aquisitando valores de temperatura e potência consumida para diferentes cargas térmicas introduzidas no gabinete. Com essas medições, será possível avaliar fatores de operação do equipamento como o coeficiente de desempenho e o calor rejeitado pelo condensador. Baseando-se nos dados coletados e em requisitos técnicos de fabricação, instalação e operação, será projetado um trocador de calor capaz de recuperar parte do calor rejeitado pelo condensador e armazenar água quente. Após a instalação do trocador, serão repetidas as medições de temperatura e potência para se determinar as novas condições de operação do refrigerador.

Paralelamente, serão realizados estudos de viabilidade do sistema proposto, como tamanho de mercado consumidor, tempo de retorno de investimento, instalação em diferentes refrigeradores e locais, potencial de vendas, etc.

4. Revisão bibliográfica

Reindl e Jekel (2007) exploraram os efeitos da recuperação do calor rejeitado em ciclos de refrigeração. O artigo, publicado pela ASHRAE, explica que a recuperação do calor tem efeitos significativos não só na redução da energia consumida por instalações de aquecimento, como também na redução da energia consumida pelo próprio ciclo de refrigeração.

Abu-Mulaweh (2006) projetou e construiu um sistema de recuperação de calor em um equipamento condicionador de ar. Para evitar a necessidade de bombas, foi utilizado o mecanismo de termosifão, no qual o movimento da água se dá pela diferença de temperaturas da água dentro do trocador de calor. Foram testadas duas configurações de trocador de calor: tubos concêntricos e de serpentina, ambos conectados em paralelo ao condensador original, com válvulas possibilitando o *by-pass* do refrigerante. Após quatro horas de funcionamento, foram alcançadas temperaturas de 40°C e 42°C na água de saída nos casos do trocador de serpentina e de tubos concêntricos respectivamente.

Ben Slama (2009) substituiu o condensador de um *freezer* por um trocador de calor de serpentina imerso em um tanque com água. Os resultados mostram que foi obtida água a 60°C em pouco mais de 14 horas de operação e também indicam um aumento do COP, em regime permanente, de 3 para 7, apesar de não ser explicado a metodologia do cálculo desse parâmetro. Também foi realizado um estudo sobre o impacto econômico e ambiental do uso massivo do sistema proposto, resultando em significativa redução de custos e emissões. Ben Slama (2013) também realizou um estudo semelhante utilizando o condensador de um *freezer* para o aquecimento de pisos, simulados por camadas de areia cobrindo tubos de cobre. Nesta configuração foram alcançadas temperaturas de 50°C em um período de 18 horas.

Rahman *et. al.* (2007) utilizaram um equipamento de ar condicionado do tipo *split* para aquecer a água consumida por um spa de inverno. Diferentemente dos demais casos, os tubos de cobre contendo o fluido refrigerante não estavam

em contato direto com a água a ser aquecida para se evitar riscos de contaminação. Foi projetado um tanque de aquecimento com duas câmaras: a câmara interior, de aço inoxidável, continha a água e era envolvida externamente pelo tubo contendo o fluido refrigerante. Com essa configuração, foi alcançada a temperatura da água de 75°C em cinco horas. Também foi observada uma redução no consumo de energia pelo compressor durante o início da operação, porém, a medida que a água no tanque esquentava, o consumo de energia aumentava.

Souza *et. al.* (2011) desenvolveu um sistema de recuperação de calor em um refrigerador doméstico acrescentando um trocador de calor de tubos concêntricos entre o compressor e o condensador original do equipamento. A água aquecida era armazenada em um tanque com estratificação de temperaturas, produzindo o efeito de termosifão. Foi observado um aumento do COP do refrigerador de, aproximadamente, 30%, chegando a 1,45. Em 24 horas de operação, foram recuperados 2915,2 kJ através do aquecimento de água, alcançando a temperatura de 36°C.

5. Revisão teórica

5.1 Processos de refrigeração

Um dos conceitos termodinâmicos fundamentais para o entendimento dos processos de refrigeração é a primeira lei da termodinâmica. Ela pode ser expressa de diversas formas, como por exemplo, pela equação 5.1, válida para um volume de controle em regime permanente com uma única entrada e uma única saída.

$$\dot{Q}_{VC} = \dot{m}h_s - \dot{m}h_e + \dot{W}_{VC} \quad (5.1)$$

Onde,

\dot{Q}_{VC} é a taxa de calor transferida para a substância presente no volume de controle,

\dot{m} é a vazão mássica da substância que percorre o volume de controle,

\dot{W}_{VC} é a potência realizada pela substância presente no volume de controle,

h é a entalpia específica da substância presente em uma dada seção do volume de controle

Os subíndices s, e correspondem, respectivamente, às seções de saída e entrada do volume de controle.

Vale ressaltar a convenção utilizada neste trabalho, e em grande parte da literatura, referente aos valores de \dot{Q}_{VC} e \dot{W}_{VC} :

$\dot{Q}_{VC} > 0$, volume de controle recebe calor

$\dot{Q}_{VC} < 0$, volume de controle rejeita calor

$\dot{W}_{VC} > 0$, volume de controle realiza trabalho

$\dot{W}_{VC} < 0$, trabalho é realizado sobre o volume de controle

Tendo como base a primeira lei da termodinâmica, pode-se realizar o sistema de refrigeração mais elementar esquematizado na figura 5.1.

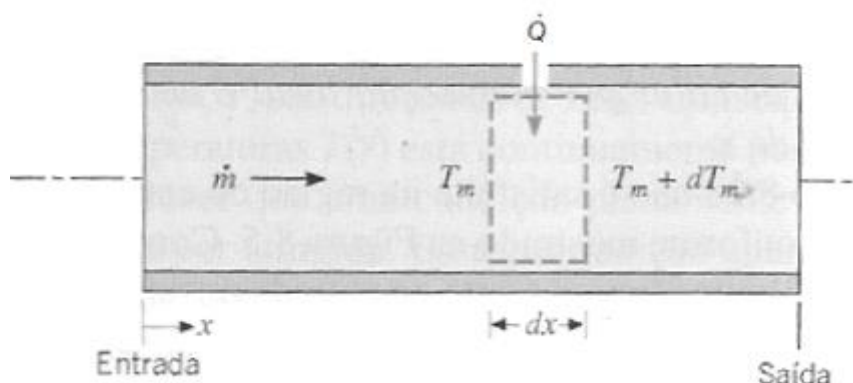


Figura 5.5.1 - Transferência de calor para fluido em escoamento interno (Incropera, 2011)

Na figura 5.1, um fluido, que será chamado de refrigerante no decorrer deste trabalho, escoar pelo volume de controle e recebe calor das vizinhanças do volume de controle, necessariamente a uma temperatura maior. Assim, pela equação 5.1, a entalpia do fluido na saída será maior do que na entrada, resultando em um aumento da temperatura do refrigerante, caso ele esteja fora da região de troca de fase, e no resfriamento das vizinhanças do volume de controle.

Considerando que este processo ocorre a pressão constante, o que é bastante aceitável desprezando-se as perdas de carga, a diferença entre as temperaturas do refrigerante na entrada e saída do volume de controle é determinada pela equação 5.2.

$$h_s - h_e = \int_{T_e}^{T_s} C_{P0} dT \quad (4.2)$$

Sendo, C_{P0} o calor específico à pressão constante. Este valor é tabelado para diversas substâncias e é dependente da temperatura. Assim, causando uma pequena imprecisão em processos onde a diferença de temperaturas é pequena e não há trabalho envolvido no processo, a quantidade de calor retirada do ambiente pelo processo indicado na figura 5.1 pode ser determinada pela equação 5.3.

$$\dot{Q}_{VC} = \dot{m}C_{p0m}(T_s - T_e) \quad (5.3)$$

Onde C_{p0m} é o calor específico a pressão constante determinado na temperatura média entre T_s e T_e .

De modo semelhante, pode-se analisar o uso do gelo como meio de refrigeração como mostrado na figura 5.2.

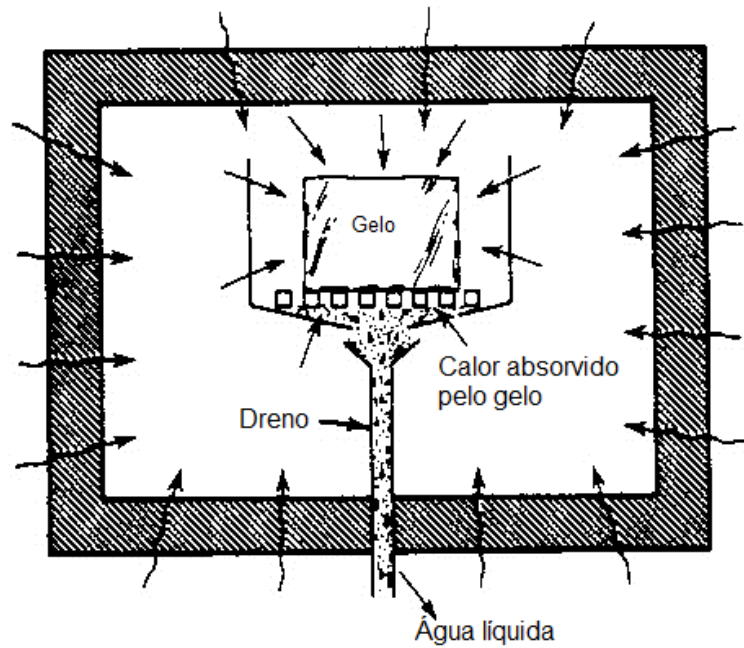


Figura 5.2 - Gelo como meio de refrigeração (Dossat, 2001)

A diferença neste caso decorre do fato de o gelo liquefazer a temperatura constante durante o processo, utilizando toda a energia absorvida para mudar de fase. Sendo assim, a quantidade de calor retirada de um ambiente durante o derretimento de uma massa m_g de gelo é:

$$Q_g = m_g h_{sl} \quad (5.4)$$

Onde h_{sl} é a entalpia de fusão da água.

As entalpias de fusão (e também de condensação) costumam apresentar valores muito maiores do que os calores específicos de modo geral, isso torna o uso de refrigerantes em mudança de estado muito vantajoso quando

comparado a processos monofásicos, o que justifica o uso até hoje do gelo, gelo seco (dióxido de carbono sólido) e nitrogênio líquido em processos de refrigeração.

5.2 Ciclos de refrigeração

5.2.1. Ciclo de Carnot

As técnicas de refrigeração apresentadas até agora constituem apenas processos termodinâmicos, ou seja, o refrigerante não retorna às condições iniciais, sendo muitas vezes descartado após o uso, o que pode se tornar uma prática inviável econômica e ambientalmente. Então, da ideia de reutilizar o refrigerante por diversas vezes, surgiram os ciclos de refrigeração.

Dentre os diversos ciclos, o que se destaca é o ciclo frigorífico de Carnot proposto pelo francês Sadi Carnot em 1825, por se tratar de um ciclo ideal, ou seja, o ciclo que apresenta a eficiência teórica máxima possível a um ciclo térmico operando entre dois níveis de temperatura. Os componentes e processos do ciclo de Carnot estão apresentados na figura 5.3.

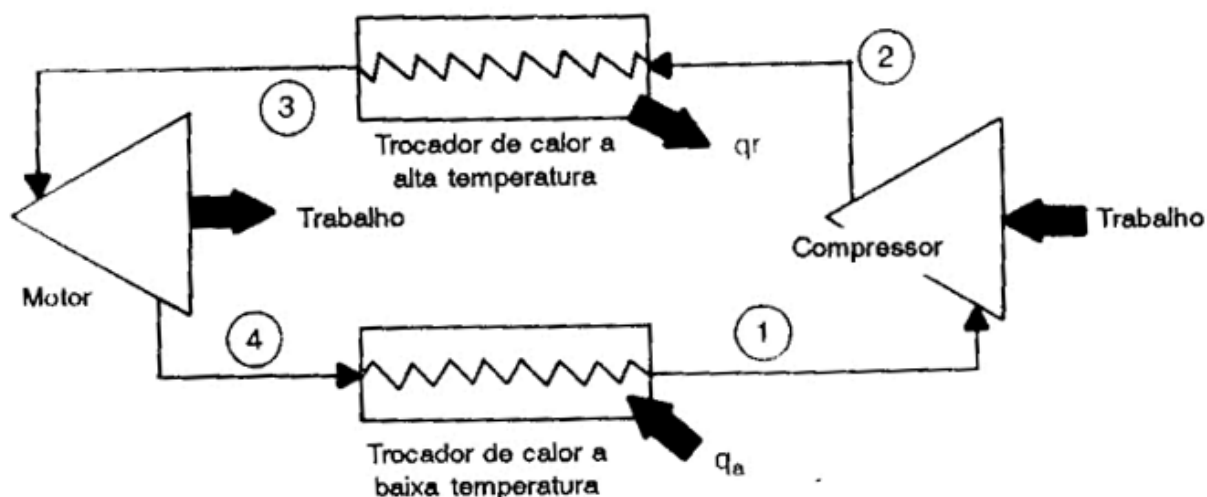


Figura 5.3 - Ciclo frigorífico de Carnot (Stoecker, 1994)

1-2: Compressão adiabática e reversível

2-3: Rejeição de calor a temperatura constante

3-4: Expansão adiabática e reversível em um motor térmico

4-1: Remoção de calor do ambiente a temperatura constante

Como os processos 1-2 e 3-4 são adiabáticos e reversíveis, pode-se concluir que são isentrópicos e, assim, o ciclo de Carnot pode ser representado em um diagrama temperatura x entropia específica (T-s) como na figura 5.4.

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (5.5)$$

Conhecendo a equação 5.5, é fácil notar que a quantidade de calor envolvida nos processo 2-3 e 4-1 por unidade de massa de refrigerante é numericamente igual às áreas sob as linhas dos respectivos processos no diagrama T-s da figura 5.4. Então, tem-se que o calor absorvido e rejeitado, por unidade de massa de refrigerante, pelo ciclo de refrigeração de Carnot valem, em módulo, respectivamente:

$$q_a = T_1(s_1 - s_4) \quad (5.6)$$

$$q_r = T_s(s_2 - s_3) \quad (5.7)$$

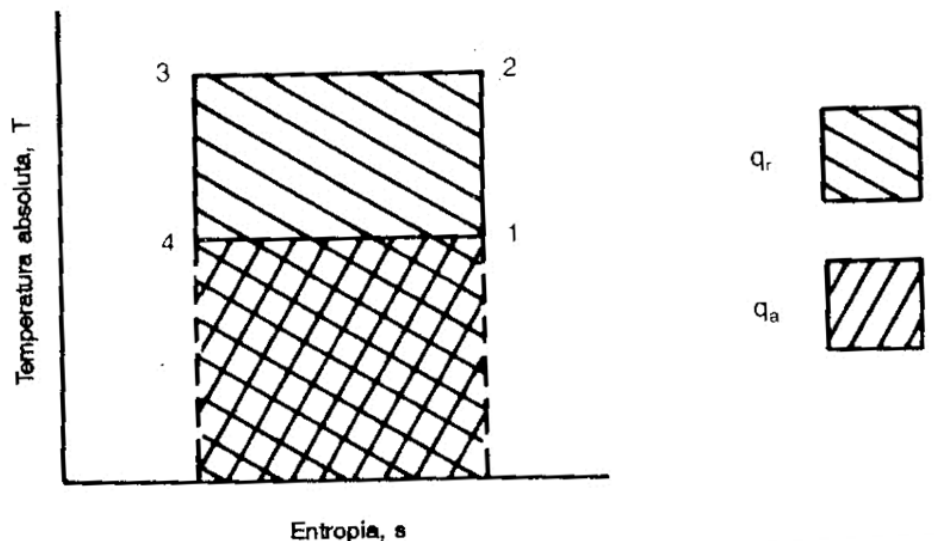


Figura 5.4 - Ciclo de Carnot em um diagrama T-s (Stoecker, 1994)

Observando o diagrama T-s, é perceptível que a quantidade de calor rejeitada pelo ciclo é sempre maior do que absorvida.

Outro parâmetro importante que pode ser obtido pela análise do ciclo de Carnot é o trabalho líquido do ciclo por unidade de massa de refrigerante (W_l), ou seja, a diferença entre o trabalho fornecido ao refrigerante durante a compressão e o trabalho realizado pelo refrigerante no motor térmico. Aplicando a primeira lei da termodinâmica (eq. 5.1) ao ciclo chega-se a:

$$W_l = q_a - q_r \quad (5.8)$$

E o valor do trabalho líquido do ciclo será sempre menor que zero, ou seja, será fornecido mais trabalho ao refrigerante durante a compressão do que o líquido realizará no motor térmico.

Embora o ciclo de Carnot apresente o máximo rendimento possível a um ciclo térmico, a sua utilização em ciclos reais é impossível, pois sempre existirão irreversibilidades associadas aos processos de compressão e expansão reais, o que altera as condições de operação do ciclo e, conseqüentemente, o seu rendimento. Porém, as trocas de calor a temperatura constante previstas por Carnot podem ser mais facilmente implementadas em ciclos reais utilizando-se das regiões de mudanças de fase dos refrigerantes.

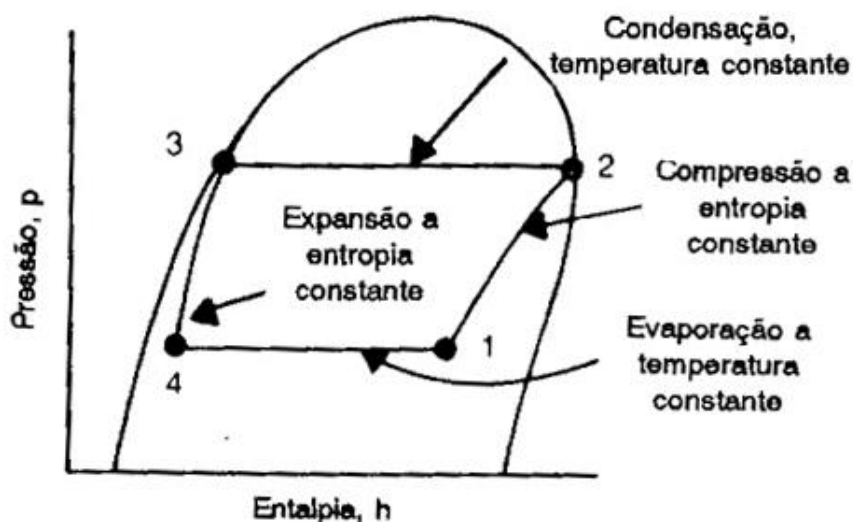


Figura 5.5 - Diagrama p-h de um ciclo de Carnot operando com mudança de fase (Stoecker, 1994)

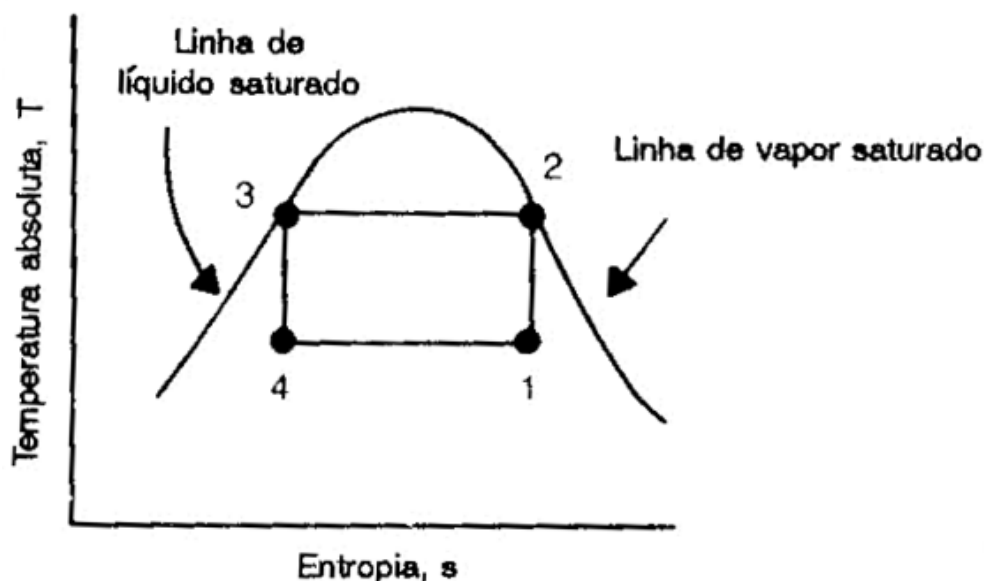


Figura 5.6 - Diagrama T-s de um ciclo de Carnot operando com mudança de fase (Stoecker, 1994)

A figura 5.5 ilustra o ciclo de Carnot contido na região de mudança de fase de um refrigerante. Pode-se observar que a compressão se inicia com um mistura de líquido e vapor e se encerra sobre a linha de vapor saturado. Então o refrigerante passa a rejeitar calor para o ambiente decorrente de sua condensação, por isso, dá-se o nome de condensador ao trocador de calor onde esse processo ocorre. A expansão inicia-se quando o refrigerante se encontra no estado de líquido saturado e ocorre isentropicamente, portanto, ao fim da expansão, o refrigerante se encontra como uma mistura líquido vapor de baixo título e baixa temperatura. Ao sair do motor térmico o refrigerante passa a receber calor do ambiente e evapora, sendo essa seção denominada evaporador. A evaporação não chega ao ponto de tornar o refrigerante em vapor saturado, mas encerra-se no estado inicial do ciclo, uma mistura de alto título.

5.2.2. Coeficiente de desempenho

No caso de ciclos de refrigeração, o principal objetivo é a retirada de calor do ambiente que ocorre no evaporador. Então foi definida uma medida da eficiência do ciclo, o coeficiente de desempenho (COP). O COP relaciona a quantidade de calor absorvida com a quantidade de energia consumida pelo

ciclo, ou seja, o trabalho líquido do ciclo por unidade de massa de refrigerante definido anteriormente. Assim, o COP do ciclo de Carnot é definido pela equação 5.9.

$$COP_{Carnot} = \frac{q_a}{|W_l|} = \frac{q_a}{q_r - q_a} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{(T_2 - T_1)(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.9)$$

Da análise da equação 5.9 nota-se que a eficiência do ciclo de refrigeração de Carnot (e também dos demais ciclos de compressão de vapor) será regida pela diferença entre as temperaturas de evaporação (T_1) e de condensação (T_2). Além disso, uma redução na temperatura de condensação implica em um aumento do COP, bem como o aumento da temperatura de evaporação. Vale ressaltar que uma alteração na temperatura de evaporação impacta mais o COP do que uma modificação da temperatura de condensação.

No limite, o valor do COP tenderia ao infinito a medida que as temperaturas de condensação e evaporação se aproximassem, porém essa pequena diferença entre as temperaturas tornaria as superfícies de troca de calor muito grandes, limitando a construção de equipamentos de COP elevado.

5.2.3. Revisões no ciclo de Carnot

Como já foi dito, o ciclo de Carnot é apenas uma idealização do melhor ciclo possível, porém ele é repleto de características que impedem que ele seja construído e operado. Na tentativa de obter a máxima eficiência possível, são realizadas algumas alterações no ciclo de Carnot, a fim de possibilitar a sua implementação física, às custas do aumento do trabalho necessário para se retirar calor do ambiente.

A primeira revisão do ciclo de Carnot que será tratada aqui diz respeito ao motor térmico. Como se pode observar nas figuras 5.5 e 5.6, existe a necessidade de o motor operar com uma mistura de líquido e vapor o que torna a sua construção, manutenção e operação muito mais complexas já que problemas de erosão por cavitação e pelo choque de peças com gotas de líquido tornam-se bastante sérios, além da própria existência de partes móveis no motor

que, por si só, aumenta a complexidade do sistema e reduz a confiabilidade e robustez do equipamento.

Então, para promover a queda de pressão e temperatura do refrigerante, necessária para o funcionamento do ciclo, o motor térmico é substituído por uma válvula de expansão. Essa válvula, geralmente, é composta apenas por um aumento da área da seção transversal do duto que conduz o refrigerante.

Na seção de entrada da válvula, o refrigerante está na fase líquida a alta temperatura e pressão. Assim que o refrigerante escoar pela expansão, ocorre uma queda brusca na pressão o que reduz, quase que instantaneamente, a temperatura de saturação do refrigerante. Isso faz com que parte da massa de fluido mude de fase muito rapidamente, em um fenômeno conhecido por *flashing*. Para que esta porção se vaporize, calor é absorvido da porção de refrigerante que ainda está no estado líquido, reduzindo a sua temperatura. Este processo entra em equilíbrio quando a mistura líquido-vapor atinge a temperatura de saturação na pressão da troca de calor com o ambiente frio.

Já que a passagem do refrigerante pela válvula é muito rápida, é comum se desprezar a quantidade de calor trocada entre o fluido e a válvula e considerar esse processo como adiabático. Como a realização de trabalho durante a passagem do refrigerante pela válvula é nula, pela equação 5.1, a entalpia do refrigerante não é alterada pela presença da válvula, que é dita isoentálpica. Por outro lado, a existência de turbulência e atritos no escoamento gera entropia na passagem pela expansão, portanto, diferentemente do motor térmico idealizado por Carnot, a válvula de expansão não pode ser considerada isentrópica.

Assim como no motor térmico, o escoamento bifásico no compressor também pode se tornar muito problemático, gerando defeitos sistemáticos ao equipamento. Portanto, projetistas de equipamentos frigoríficos evitam realizar a compressão do refrigerante na região de mudança de fase, iniciando a compressão já no estado de vapor saturado, chamada compressão de vapor seca. Ao fim desse processo, o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido e, portanto a rejeição de calor no condensador não será isotérmica em toda a sua extensão.

5.2.4. Ciclo de compressão de vapor padrão

O ciclo de compressão de vapor padrão agrega as duas modificações indicadas na seção anterior (válvula de expansão e compressão seca) ao ciclo idealizado por Carnot, resultando na configuração representada na figura 5.7.

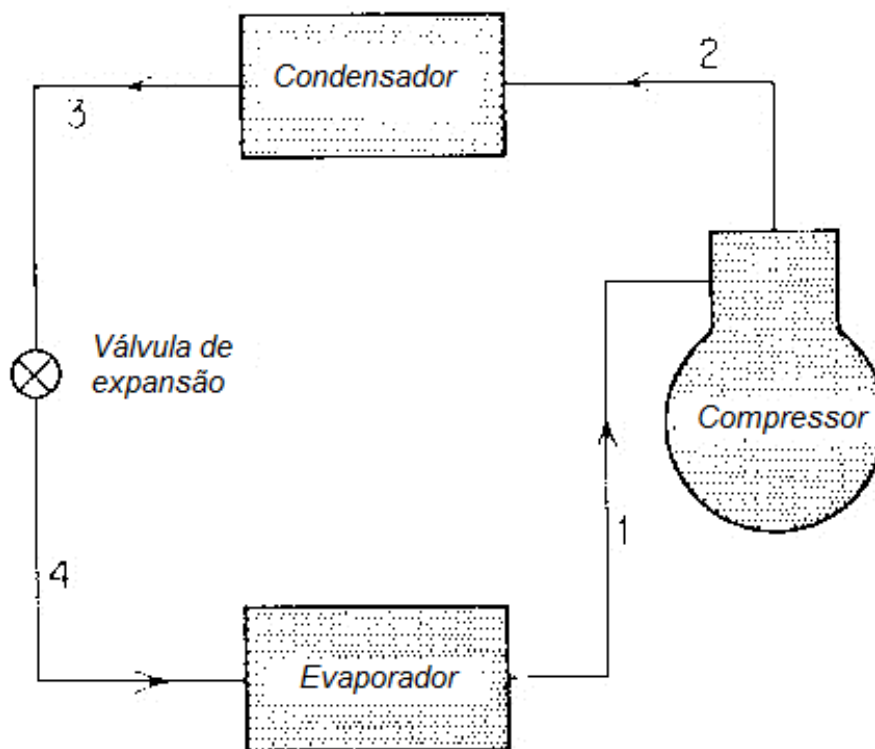


Figura 5.7 - Configuração do ciclo padrão de compressão de vapor (Stoecker, 1982)

A representação do ciclo padrão dos diagramas p-h e T-s estão indicadas nas figuras 5.8 e 5.9 respectivamente.

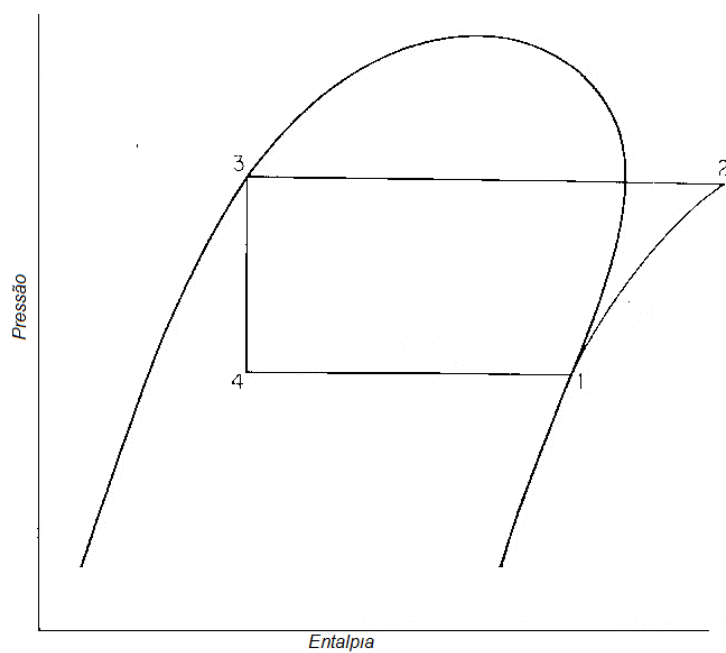


Figura 5.8 - Diagrama p-h do ciclo padrão (Stoecker, 1982)

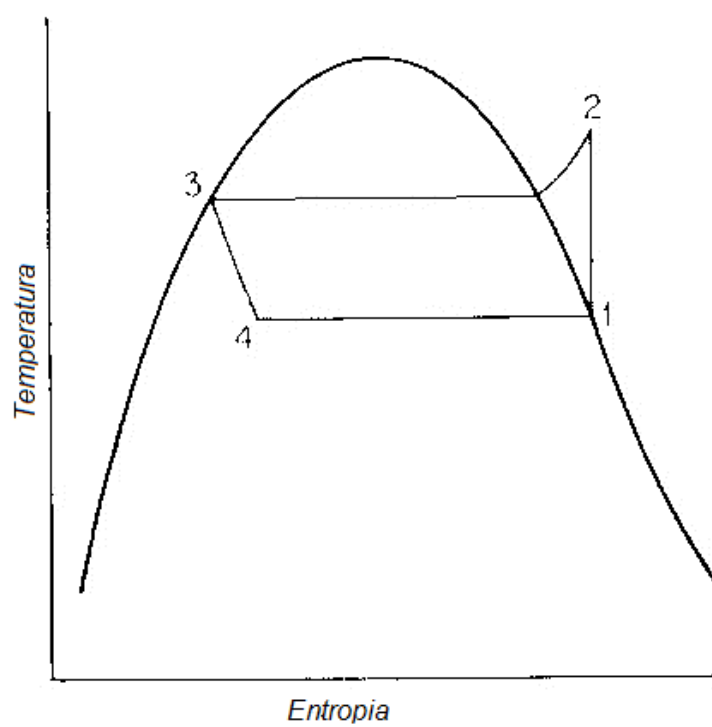


Figura 5.9 - Diagrama T-s do ciclo padrão (Stoecker, 1982)

5.2.5. Ciclo real

Porém, mesmo já bastante próximo de um ciclo real, utilizado em equipamentos de refrigeração, ainda existem alguns detalhes que diferenciam o ciclo padrão do ciclo real.

Em um equipamento real, o refrigerante, mesmo após ter saído do evaporador, continua absorvendo calor do ambiente, pois a sua temperatura ainda é menor que das vizinhanças e o isolamento dos dutos nunca é perfeito. Assim, ocorre o superaquecimento do refrigerante antes da entrada do compressor. Esse fato aumenta a garantia de o compressor trabalhar apenas com o refrigerante no estado de vapor e, por isso, o superaquecimento na saída do evaporador é muitas vezes desejado pelos projetistas. Fato semelhante ocorre na saída do condensador, porém nesta seção ocorre o sub-resfriamento do fluido.

Somando-se a esses fatos, no ciclo real, as quedas de pressão decorrente do escoamento ao longo dos trocadores de calor podem ser consideradas, alterando os estados do ciclo

Em suma, a figura 5.10 apresenta uma comparação entre o ciclo padrão e o ciclo real de refrigeração.

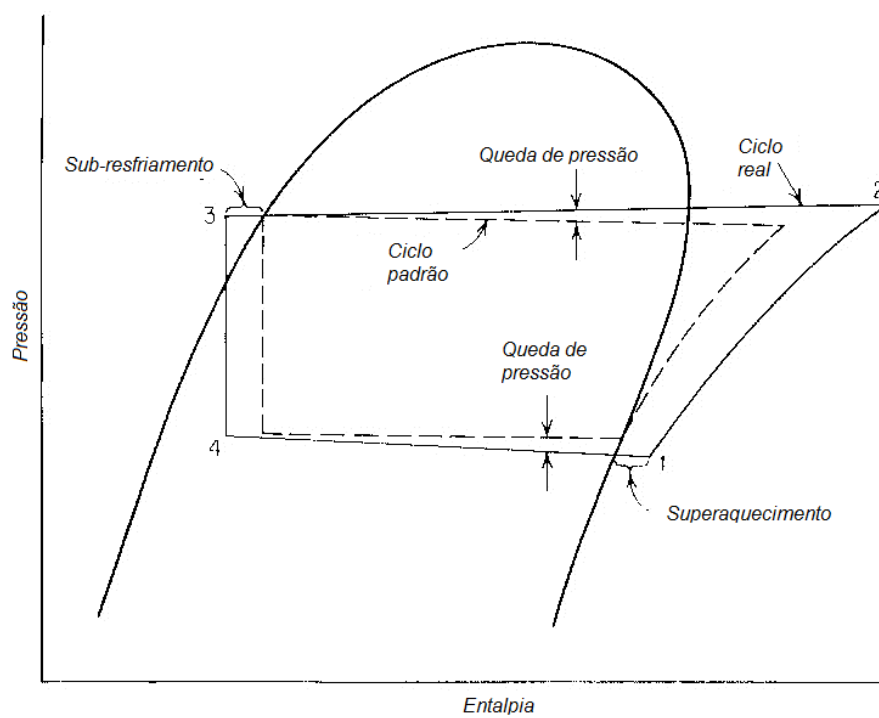


Figura 5.10 - Comparação entre ciclo padrão e ciclo real (Stoecker, 1982)

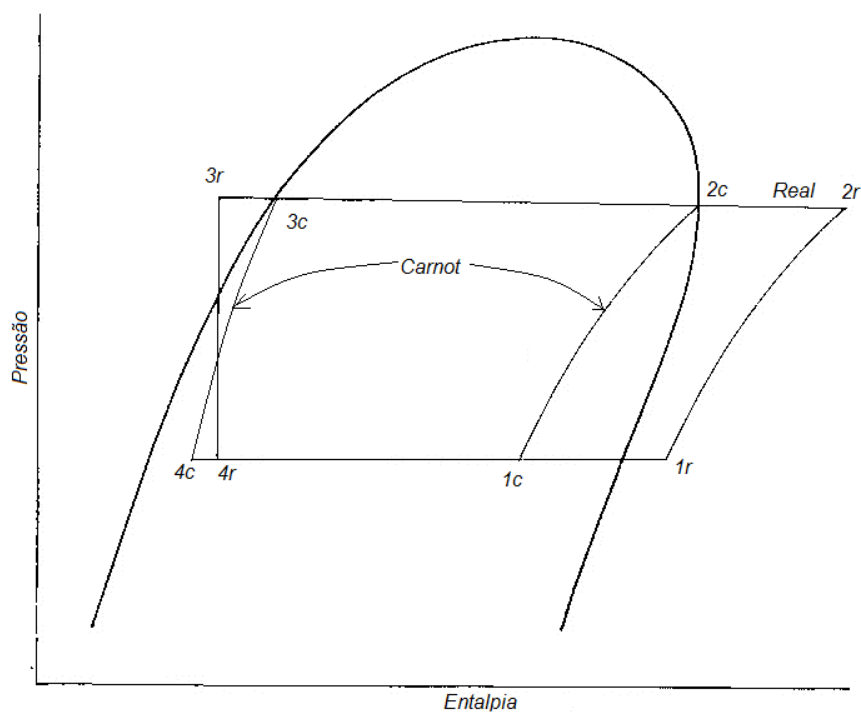


Figura 5.11 - Comparação entre ciclo real e de Carnot

A figura 5.11 apresenta uma comparação entre o ciclo real e o ciclo frigorífico de Carnot operando entre as mesmas temperaturas. Pode-se ver pela diferença entre as entalpias, que a quantidade de calor absorvida pelo ciclo real é maior do que a absorvida durante o ciclo de Carnot, porém a quantidade de calor rejeitada no real supera em muito a do de Carnot, portanto pode-se concluir, através do diagrama, que o COP do ciclo real é realmente inferior ao ciclo de Carnot como era previsto.

6. Condensadores

Como o foco principal deste trabalho são os condensadores, nesta seção serão descritas as configurações usuais dos condensadores utilizados nos ciclos de refrigeração domésticos e comerciais, bem como as principais características operacionais destes equipamentos.

6.1 Configurações

Usualmente, três tipos de condensadores são utilizados em aplicações padrão, são eles: refrigerados a ar, refrigerados a água e condensadores evaporativos, porém apenas os dois primeiros são utilizados em refrigeradores domésticos e comerciais de pequeno porte, portanto o último tipo não será abordado neste trabalho.

6.1.1. Condensadores refrigerados a ar

Condensadores refrigerados apresentam a menor taxa de rejeição de calor por unidade de área de troca dentre os apresentados anteriormente, por outro lado também são os mais simples de construir, instalar e manter, portanto essa é a configuração utilizada na maior parte dos equipamentos de refrigeração domésticos e comerciais de pequeno a médio porte.

Como o próprio nome sugere, a rejeição de calor nos condensadores refrigerados a ar se dá pela convecção existente entre a superfície externa dos dutos do condensador o ar que os circunda. Essa convecção pode ser natural ou forçada, caso sejam adicionados ventiladores para aumentar a velocidade de escoamento ao redor do condensador.

Devido à baixa eficácia da troca de calor por convecção com o ar, é comum a construção de condensadores aletados ou então contidos entre placas finas alinhadas na vertical para aumentar a convecção pelo efeito chaminé.

6.1.2. Condensadores refrigerados a água

Diferentemente dos refrigerados a ar, os condensadores refrigerados a água são envolvidos por água, que retira calor dos dutos por convecção. Apesar de apresentarem uma maior eficiência na troca de calor, cuidados com o tratamento da água utilizada e a necessidade da construção de uma tubulação adicional tornam a aplicação desta configuração bastante rara em refrigeradores domésticos.

Quanto a utilização da água, existem dois tipos principais de condensadores a água, os em que a água passa um única vez ao redor dos dutos e é descartada e os que a água é coletada e reutilizada diversas vezes. Sob o ponto de vista térmico, ambos os sistemas são semelhantes, porém eles diferem bastante sob o ponto de vista econômico e ambiental.

Em termos de construção, predominam três configurações: tubo em tubo, casco e serpentina e casco e tubo, que estão representadas nas figuras 6.1 a, b e c respectivamente.

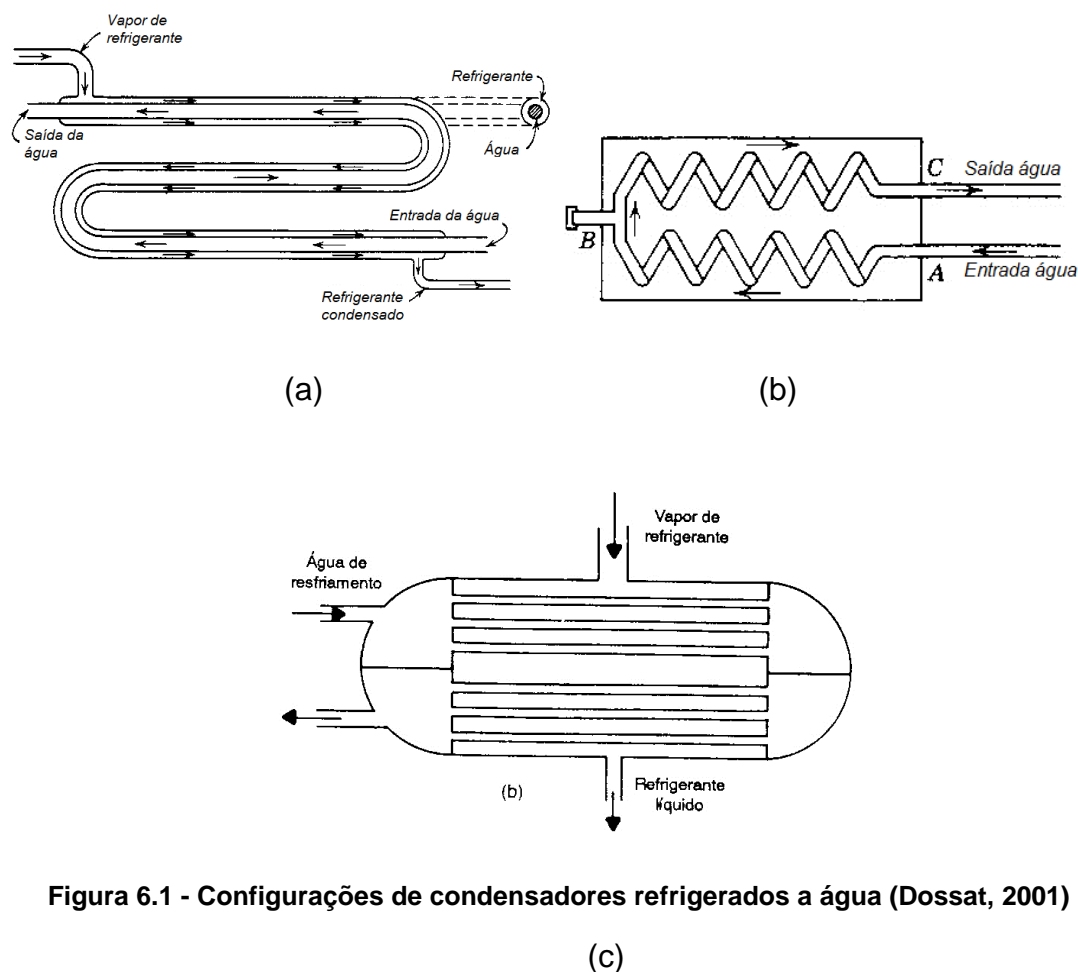


Figura 6.1 - Configurações de condensadores refrigerados a água (Dossat, 2001)

6.2. Características operacionais de condensadores

A função do condensador é rejeitar calor para o ambiente, assim, uma característica fundamental é a capacidade do condensador. A capacidade do condensador é a máxima quantidade de calor que pode ser rejeitada para o meio condensante (ambiente). Para fechar o balanço energético do ciclo, essa capacidade deve ser igual à soma da quantidade de calor absorvida no evaporador com uma possível energia de superaquecimento do refrigerante recebida na saída do evaporador com a energia equivalente ao trabalho de compressão.

Em termos de potência, a quantidade de calor rejeitada, por unidade de tempo, pelo condensador pode ser simplificada pela equação 6.1

$$\dot{Q}_c = U.A.DMLT \quad (6.1)$$

Sendo:

U o coeficiente global de transferência de calor que será estudado adiante,

A a área total da superfície do condensador

e $DMLT$ a diferença média logarítmica de temperatura determinada pela equação 6.2.

$$DMLT = \frac{\Delta T_g - \Delta T_p}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_p}} \quad (6.2)$$

Onde ΔT_p e ΔT_g são, respectivamente, a menor e a maior diferença entre as temperaturas do refrigerante e do meio condensante.

A determinação do coeficiente global de transferência de calor pode ser um pouco mais complexa e depende de cada situação de troca de calor. Aproximando uma seção do condensador pela mostrada na figura 6.2, o coeficiente global de transferência de calor é expresso pela equação 6.3.

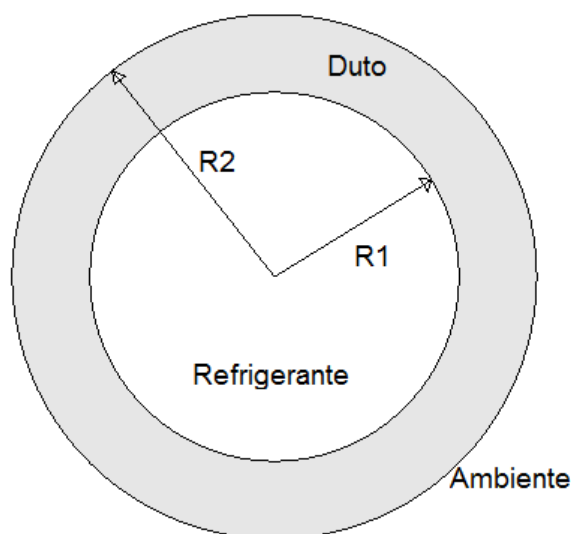


Figura 6.2 - Seção do condensador

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{R1}{k} \ln \frac{R2}{R1} + \frac{R1}{R2 \cdot h_e}} \quad (6.3)$$

Sendo h_i e h_e os coeficientes interno e externo de transferência de calor por convecção e k a condutividade térmica do material que compõe a parede do duto.

Na parede interna do duto, ocorre a condensação do fluido refrigerante, o que torna a determinação do coeficiente interno de transferência de calor um pouco mais complexo. De forma geral, a velocidade de escoamento de fluido refrigerante nos condensadores de pequeno porte é baixa, a ponto de o número de Reynolds do escoamento não ultrapassar o valor de 35000. Para estas condições, o vapor de refrigerante condensa ao longo das paredes do duto e o condensado escoar para a região inferior do tubo, formando uma região onde predomina a fase líquida do fluido, como mostrado na figura 6.3.

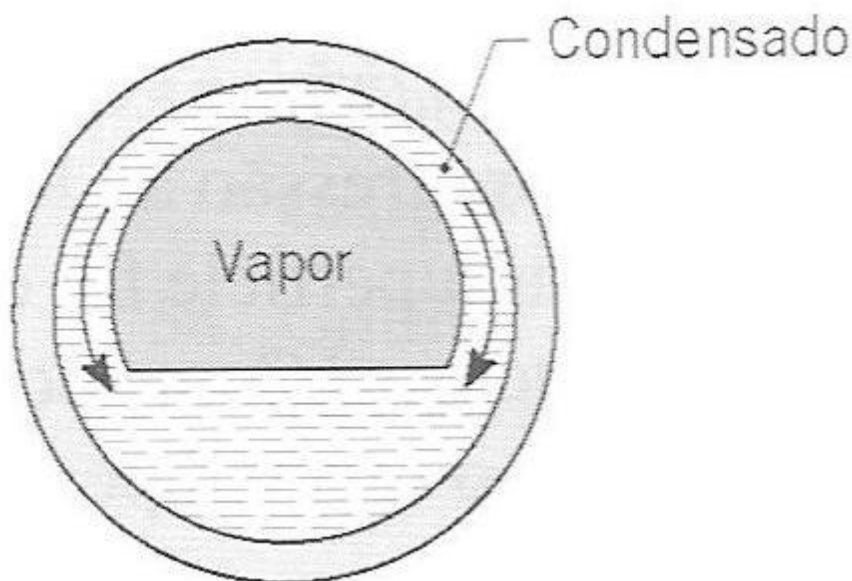


Figura 6.3 - Condensação no interior do condensador para baixas velocidades de escoamento (Incropera, 2011)

A formação da camada líquida na região inferior altera sensivelmente as condições de troca de calor, tornando a determinação analítica do coeficiente de troca de calor praticamente impossível. A expressão utilizada para o cálculo do h_i está apresentada na equação 6.4.

$$h_i = 0,555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) 2 R_1} \right]^{1/4} \quad (6.4)$$

Onde,

g é a aceleração da gravidade,

ρ é a massa específica do fluido,

k é a condutividade térmica do fluido,

μ é a viscosidade dinâmica do refrigerante,

T_{sat} é a temperatura de saturação do refrigerante na pressão do condensador,

T_s é a temperatura da parede interna do condensador e

h'_{fg} é o calor latente modificado do fluido refrigerante e é determinado pela equação 6.5.

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,375 C_{p,l} (T_{sat} - T_S) \quad (6.5)$$

Os índices l e v correspondem às fases líquida e de vapor do fluido refrigerante, respectivamente.

Na parede externa do condensador, ocorre a troca de calor por convecção com o meio condensante que, na grande maioria dos casos de refrigeradores de pequeno porte, é o próprio ar atmosférico.

Em casos onde a convecção é natural, a equação 6.6 é utilizada para determinar o h_e .

$$h_e = \frac{k}{2R_2} \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{25}}} \right\} \quad (6.6)$$

Sendo,

Pr o número de Prandtl do ar

e Ra_D o número de Rayleigh, calculado pela equação 6.7.

$$Ra_D = \frac{2g(T_S - T_\infty)D_2^3}{(T_S + T_\infty)\alpha\nu} \quad (6.7)$$

Onde

T_∞ é a temperatura do ar longe do condensador

ν é a viscosidade cinemática do ar

e α é a difusividade térmica do ar

Nos casos de convecção forçada no condensador, é utilizada a equação 6.8 para o cálculo do h_e .

$$h_e = \frac{k C Re_D^m Pr}{D_2} \quad (6.8)$$

Onde C e m são constantes empíricas que dependem do número de Reynolds do escoamento do ar de acordo com a tabela 6.1.

Tabela 6.1: Constantes da equação 6.8 (Incropera, 2011)

| Re_D | C | m |
|----------------|-------|-------|
| 0,4 – 4 | 0,989 | 0,330 |
| 4 – 40 | 0,911 | 0,385 |
| 40 – 4000 | 0,683 | 0,466 |
| 4000 – 40000 | 0,193 | 0,618 |
| 40000 - 400000 | 0,027 | 0,805 |

De acordo com a análise realizada nesta seção, é possível perceber que a taxa de rejeição de calor no condensador de um refrigerador depende de diversos fatores construtivos e do escoamento dos fluidos e, como os mecanismos de troca de calor se tornam muito complexos, o cálculo da taxa de calor é baseada fundamentalmente em expressões empíricas.

6.3 Configurações de condensadores em refrigeradores existentes no mercado

Atualmente, existem basicamente dois tipos de condensadores que equipam refrigeradores de pequeno porte. Em geladeiras domésticas predomina o tipo arame sobre tubo. Esse tipo de condensador se baseia em um único tubo, usualmente fabricado em aço ou cobre, que é moldado em forma de serpentina, como mostrado na figura 6.4. A esse tubo são soldados diversos arames cilíndricos de ambos os lados do tubo para cumprir a função de aletas e aumentar a taxa de rejeição de calor para o ambiente.

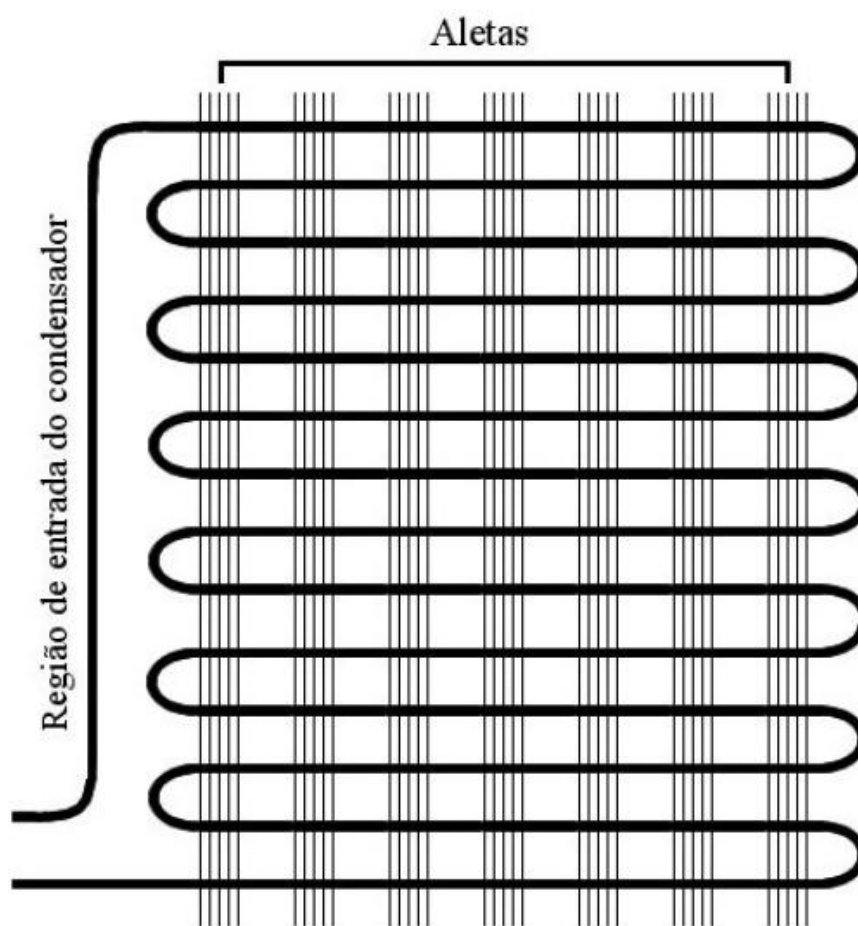


Figura 6.4 - Esquema do condensador arame sobre tubo (Lima, 2008)

Nos refrigeradores comerciais, predomina o tipo helicoidal. Esse tipo de condensador é formado normalmente por torres paralelas constituídas de um único tubo de aço moldado no formato helicoidal, como mostra a figura 6.5.



Figura 6.5 - Esquema de condensador helicoidal

Por ser mais compacto que o arame sobre tubo e não possuir aletas, o condensador helicoidal é projetado para operar apenas sob convecção forçada, tornando necessária a instalação de ventiladores no refrigerador para aumentar a velocidade de escoamento de ar na região do condensador.

Atualmente, os tubos de ambos os tipos de condensador são padronizados, existindo apenas nos diâmetros de 3/8" e 5/16".

7. Número de refrigeradores existentes

De acordo com o censo 2010 (IBGE, 2010), existem no Brasil, aproximadamente, 50.000.000 de domicílios urbanos, dos quais 95,7% possuem ao menos uma geladeira. Já no estado de São Paulo, 98,4% dos 12.000.000 de domicílios possuem ao menos uma geladeira.

Quanto aos refrigeradores comerciais, Quanto a equipamentos comerciais, estima-se que há 4 milhões de equipamentos de pequeno porte (até 800 litros) instalados no país, além de uma produção anual de cerca de 400 mil unidades (Cetesb, 2011).

8. Medições pré-instalação

8.1. Configuração experimental

Para a realização das medições, será utilizado um refrigerador comercial do tipo *display* modelo FRICON VCV-2E05, mostrado na figura 8.1. Para algumas cargas térmicas no interior do gabinete, serão medidos os seguintes parâmetros do equipamento:

- Potência e energia consumida pelo compressor;
- Potência e energia total consumida;
- Temperatura ambiente;
- Temperatura na entrada do condensador (T1);
- Temperatura na saída do condensador (T2);



Figura 8.1 - Refrigerador FRICON VCV-2E05

Para a aquisição das potências e energias consumidas, foram utilizados dois módulos medidores modelo *Mult-K Grafic* da marca *Kron*. Já para temperaturas, foram utilizados termopares do tipo J, conectados a transmissores de temperatura e a um módulo de aquisição da *National Instruments* modelo NI6008. O esquema experimental das medições está apresentado na figura 8.2.

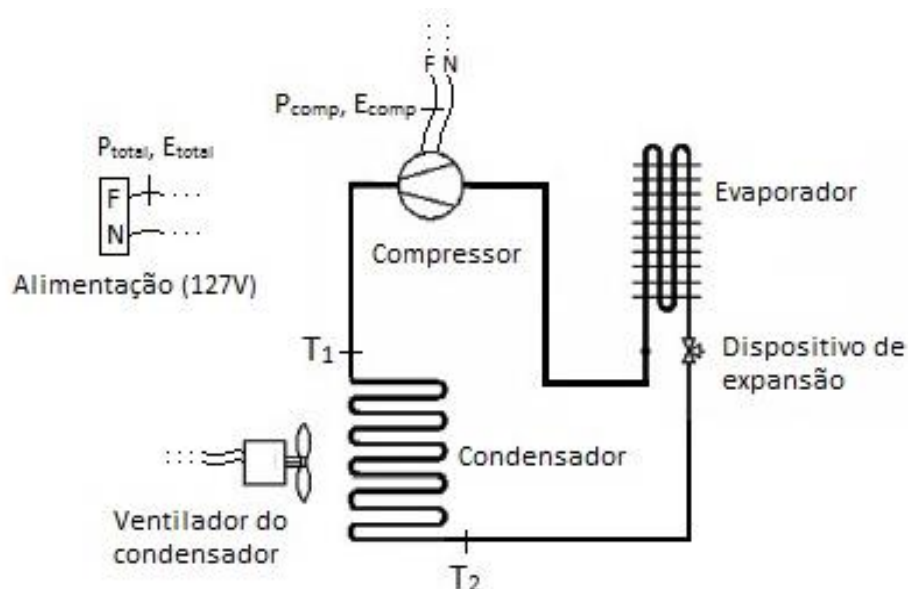


Figura 8.2 - Representação esquemática da configuração experimental para medições

8.2. Dados coletados

Para a captação de dados, foram realizadas medições durante 5 horas para cada uma das 3 condições de carga térmica estabelecidas: sem carga térmica adicional, 40,7 W e 90,5 W.

8.2.1. Sem carga térmica adicional

Operando sem nenhuma carga extra interna ao gabinete, foram obtidos os gráficos apresentados nas figuras 8.3 a 8.7.

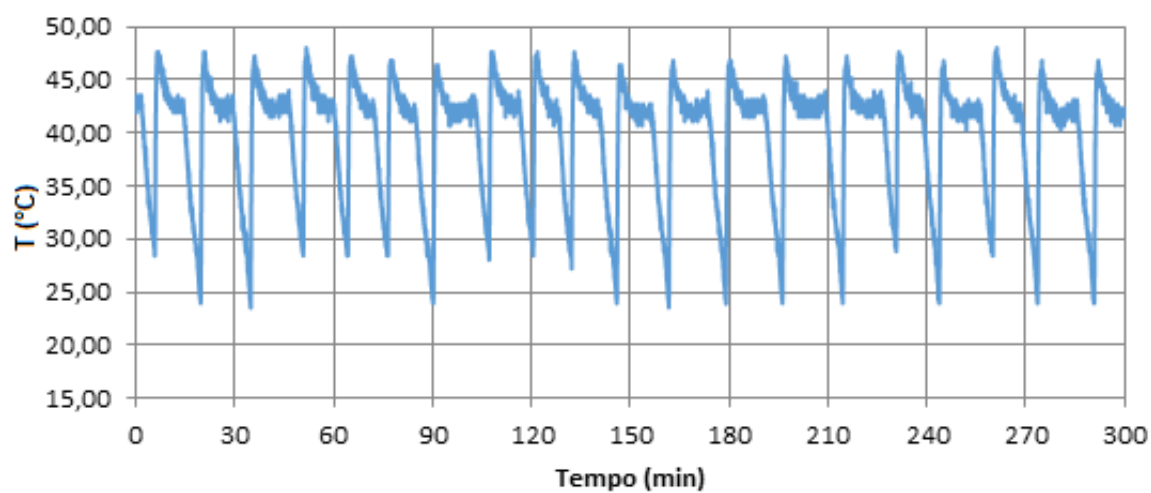


Figura 8.3 - Temperatura na entrada do condensador (sem carga)

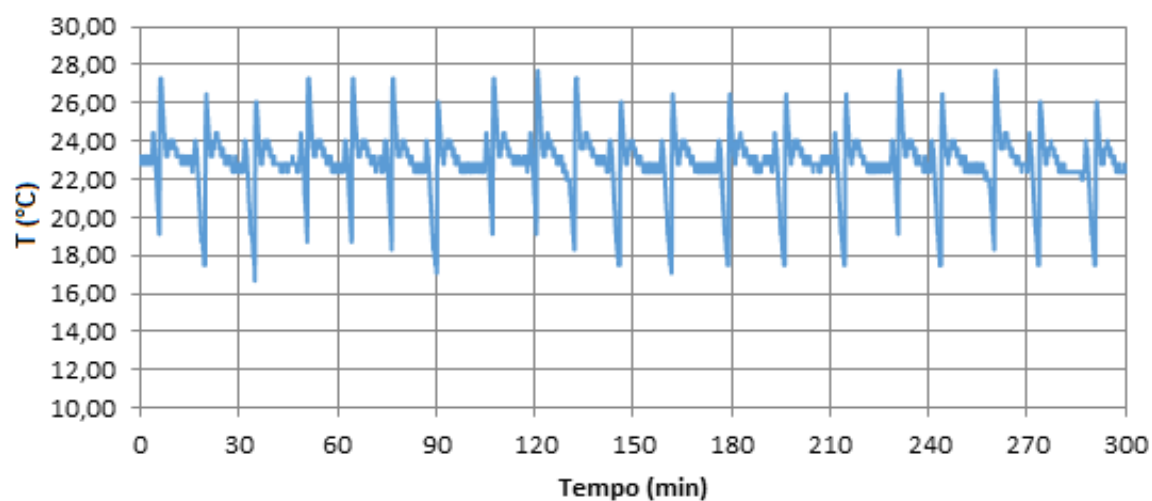


Figura 8.4 - Temperatura na saída do condensador (sem carga)

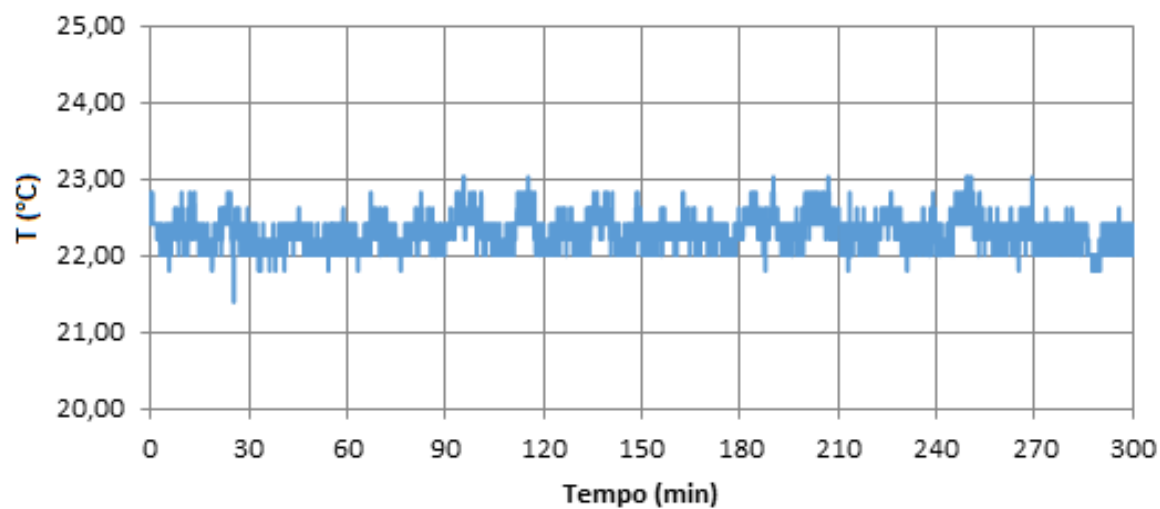


Figura 8.5 - Temperatura ambiente (sem carga)

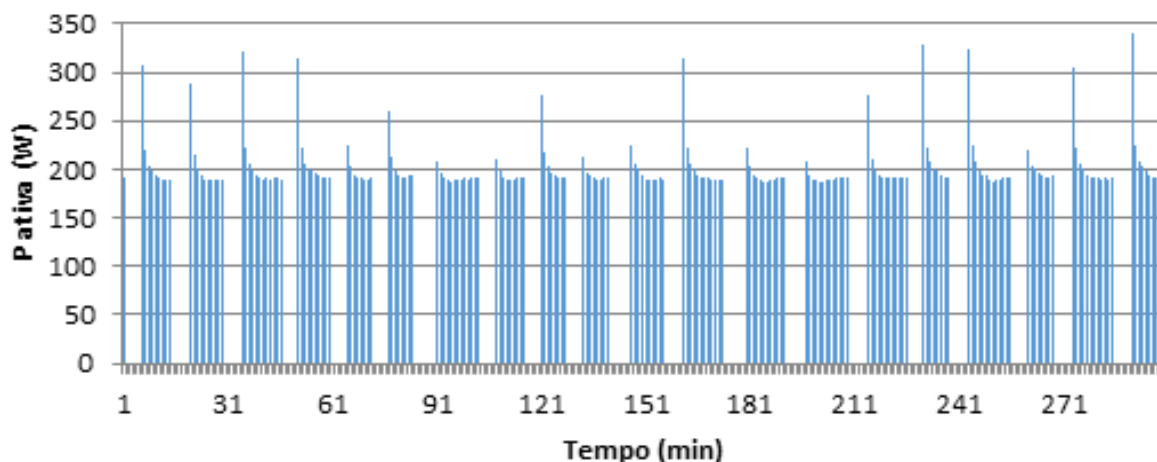


Figura 8.6 - Potência ativa consumida pelo compressor (sem carga)

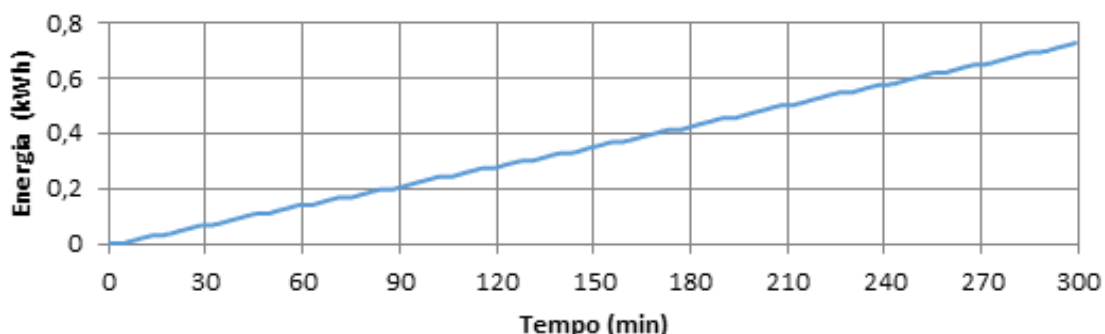


Figura 8.7 – Energia elétrica consumida pelo compressor (sem carga)

A oscilação das temperaturas no condensador é proveniente da operação intermitente do compressor nessa configuração, atingindo picos próximos aos $47,5^{\circ}\text{C}$, o que é visível também dos gráficos de potência e energia consumidas pelo equipamento. Nota-se que, a cada ciclo de operação, o compressor permanece ligado por 9 minutos e desligado por 6 minutos aproximadamente. No final do período de 5 horas, a energia elétrica consumida pelo compressor foi de 728 Wh.

8.2.2. Carga térmica de 40,7W

Introduzindo duas resistências, de $180\ \Omega$, em série, conectadas a uma tomada de 127 V corrente alternada (média de 121 V), totalizando uma dissipação de 40,7 W, foram obtidos os dados apresentados nas figuras 8.8 a 8.12.

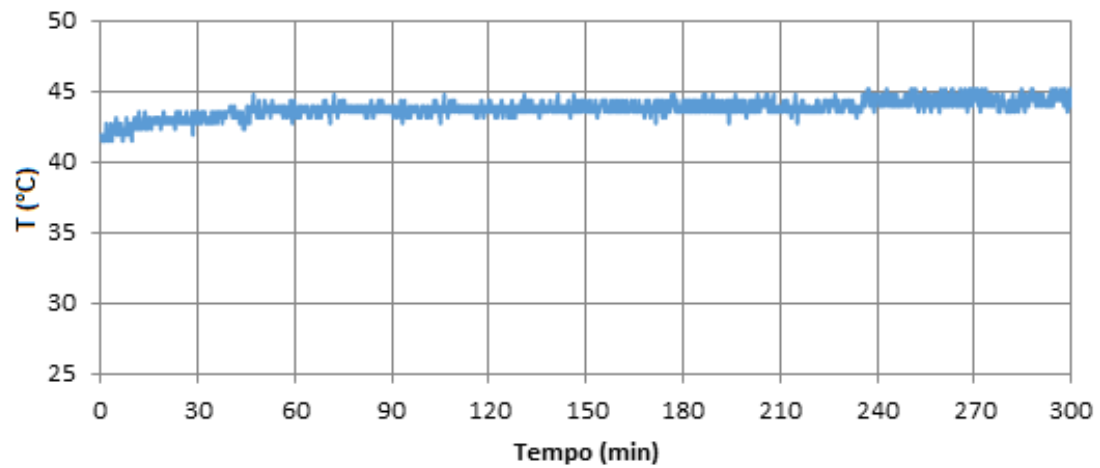


Figura 8.8 - Temperatura na entrada do condensador (40W)

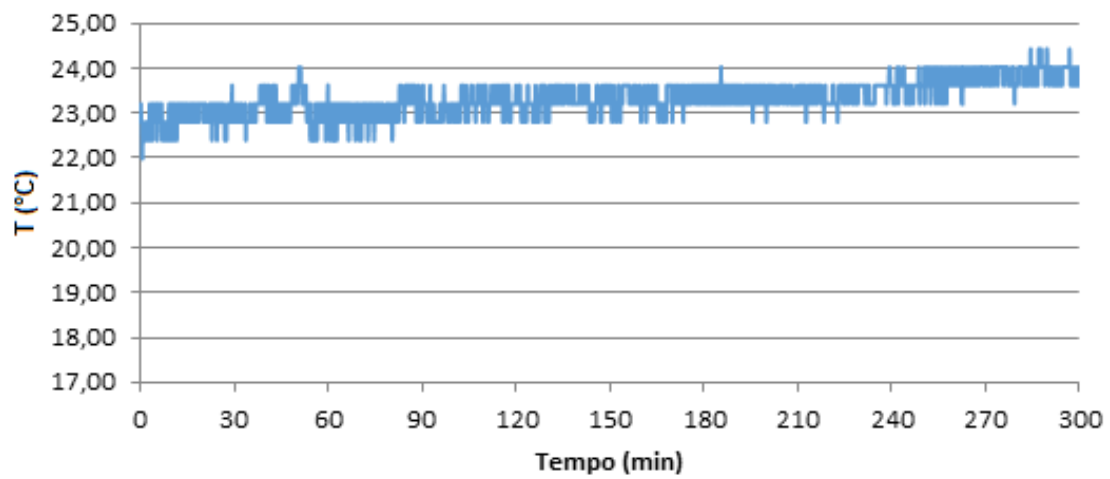


Figura 8.9 - Temperatura na saída do condensador (40W)

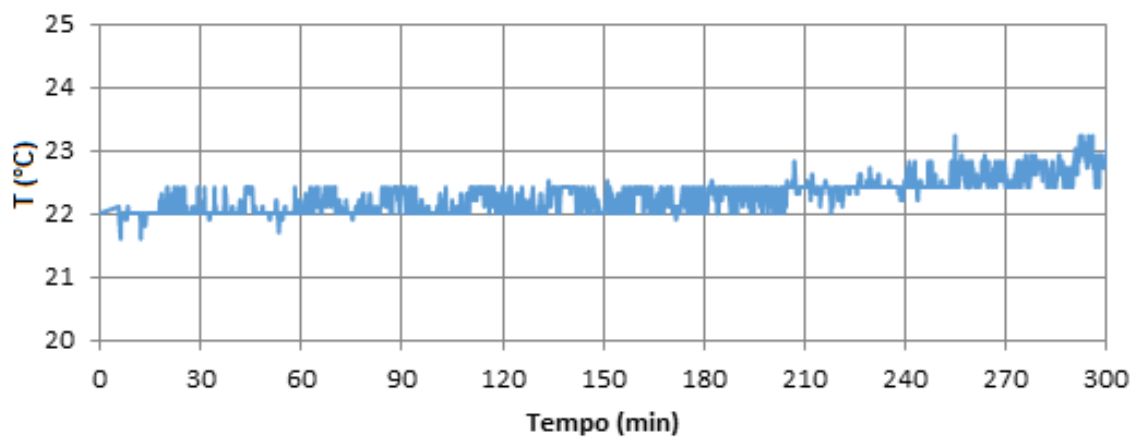


Figura 8.10 - Temperatura ambiente (40W)

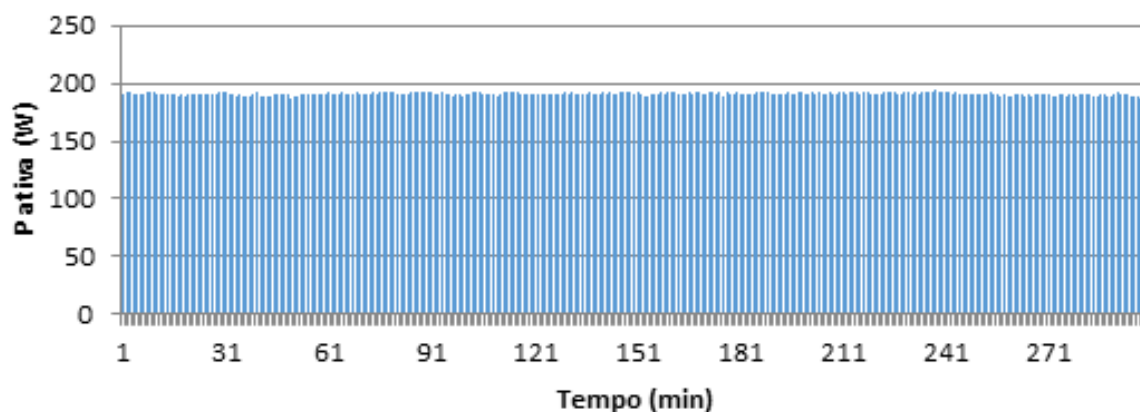


Figura 8.11 - Potência ativa consumida pelo compressor (40W)

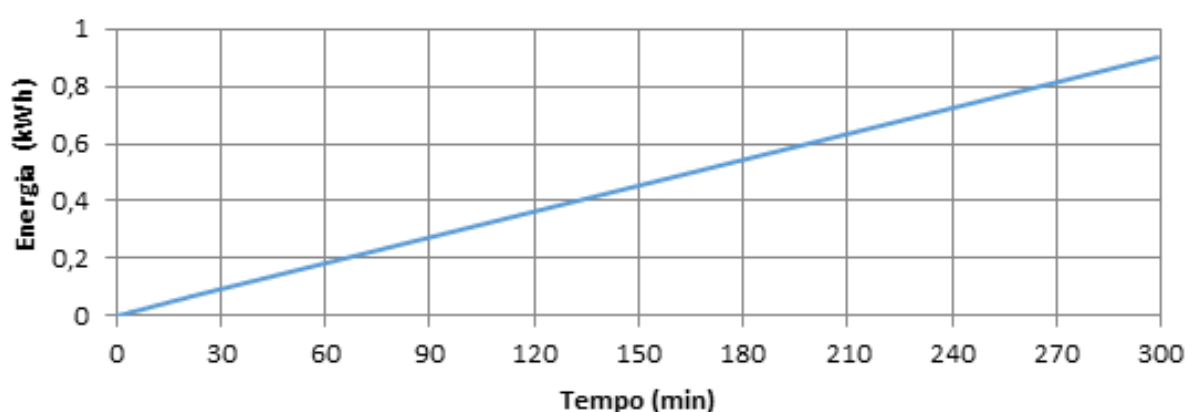


Figura 8.12 - Energia elétrica consumida pelo compressor (40W)

Quando acrescentada a carga térmica de 40,7 W (indicada apenas por 40W nos gráficos por simplicidade), o compressor permaneceu ativo durante todo o período, como pode ser observado na figura 8.11. Isso acarretou em temperaturas, aproximadamente, constantes nas seções do condensador, permanecendo em torno de 44,0°C e 23,5°C na entrada e saída, respectivamente. Ao final das 5 horas de medições, foram consumidos 901Wh.

8.3.3. Carga térmica de 90,5W

Introduzindo três resistências, de 180 Ω , em série, conectadas a uma tomada de 220 V, corrente alternada (média de 221 V), totalizando uma dissipação de 90,5 W, foram obtidos os dados apresentados nas figuras 8.13 a 8.17.

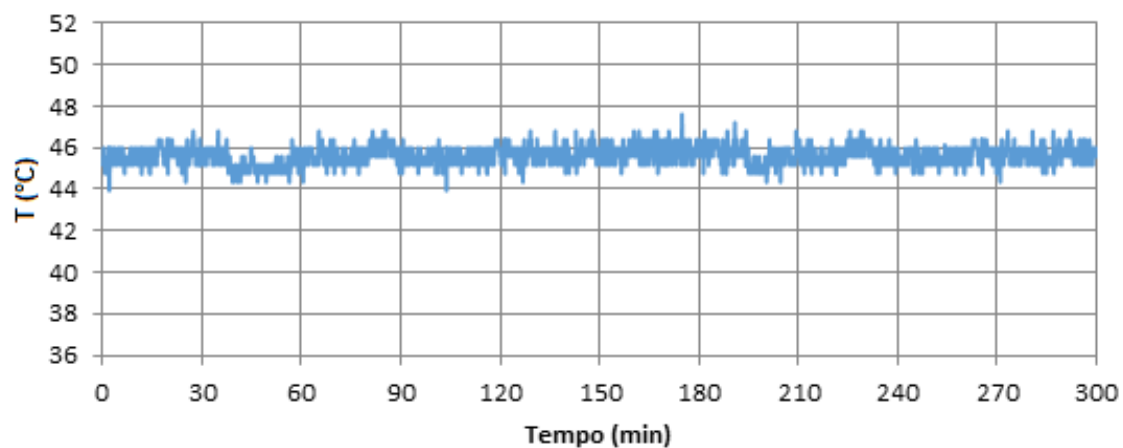


Figura 8.13 - Temperatura na entrada de condensador (90W)

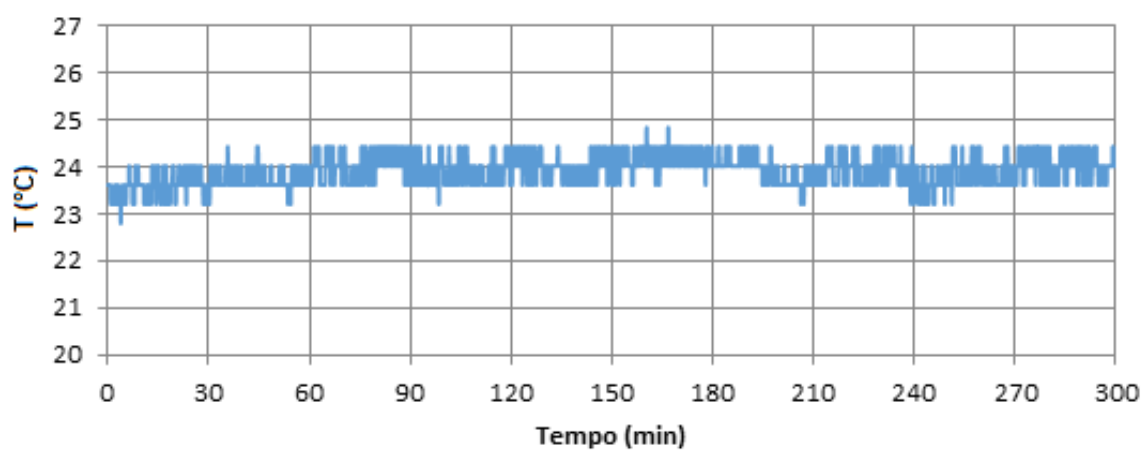


Figura 8.14 - Temperatura na saída do condensador (90W)

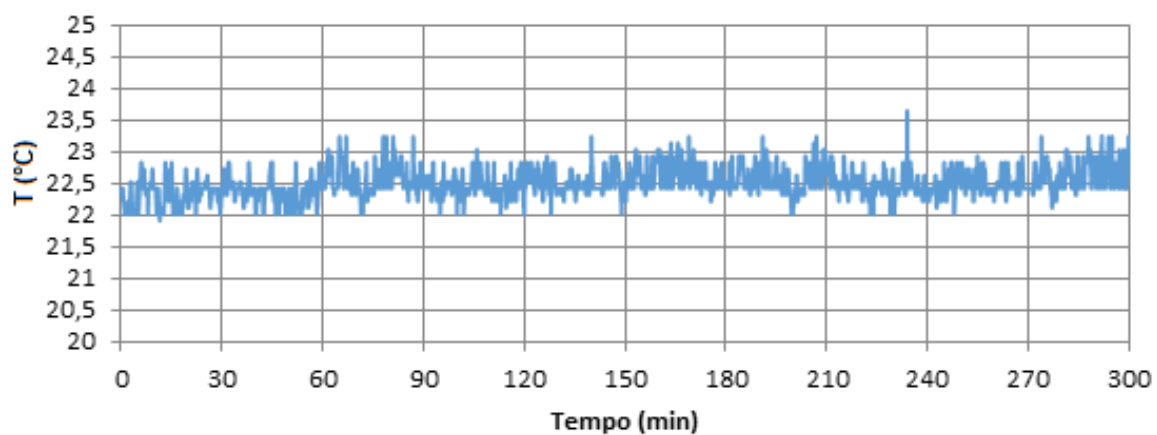


Figura 8.15 - Temperatura ambiente (90W)

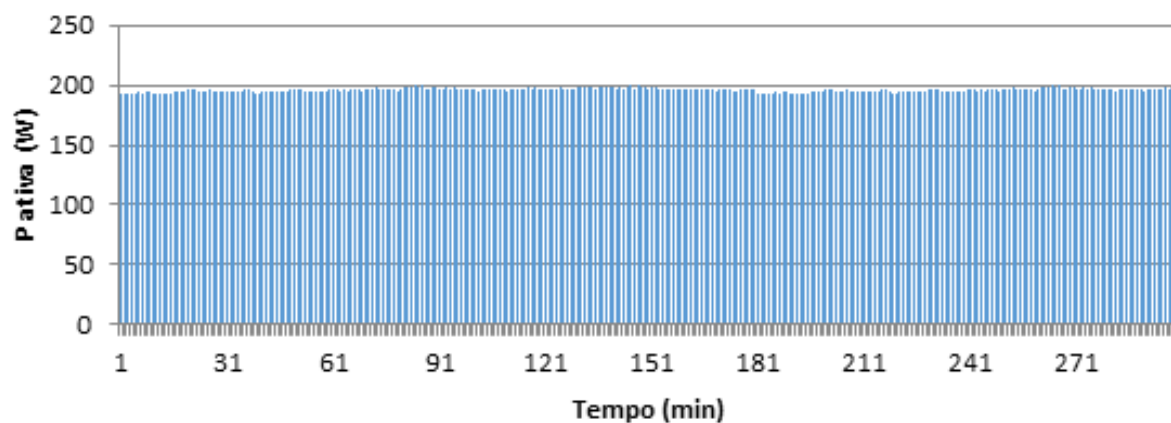


Figura 8.16 - Potência ativa consumida pelo compressor (90W)

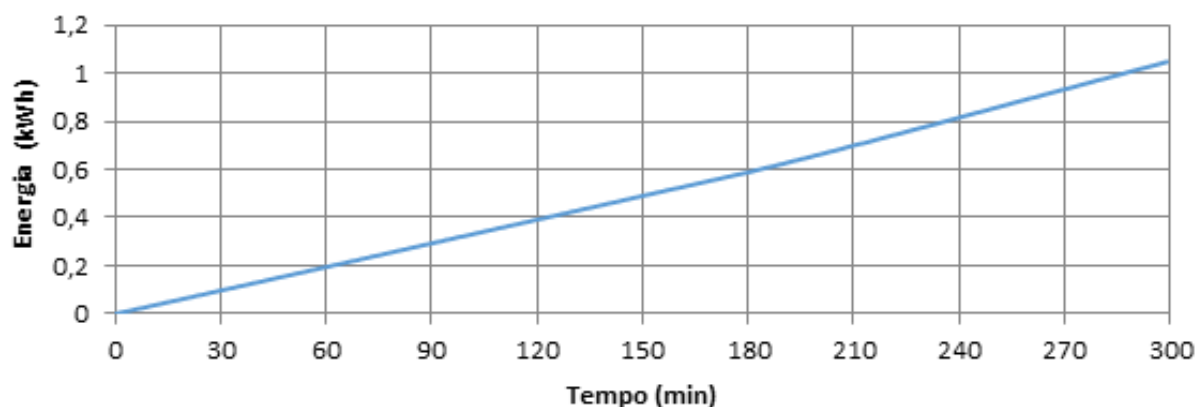


Figura 8.17 - Energia consumida pelo compressor (90W)

Assim como no caso anterior, com a carga térmica de 90,5W, não ocorreu o desligamento do compressor e as medições foram realizadas sob condições de operação, praticamente, constantes. As temperaturas na entrada e saída do condensador oscilaram em torno de 45,5°C e 24,0°C, respectivamente. Ao final das 5 horas de medições, o compressor consumiu 1047Wh.

9. Projeto do trocador de calor

Para o projeto do trocador de calor que aquecerá a água, será assumido que todo o calor rejeitado pelo condensador original deveria ser rejeitado em uma condição intermediária de operação, com a água a uma temperatura de 35°C. Como o objetivo do projeto é o desenvolvimento de um equipamento simples e de fácil fabricação e não há a necessidade de um rápido aquecimento da água, o trocador foi concebido como uma serpentina imersa em água, envolta por um tanque isolado termicamente.

A determinação do calor rejeitado pelo condensador será realizada através da análise do COP do refrigerador.

9.1. Cálculo do COP do refrigerador

Como a temperatura ambiente se manteve aproximadamente constante durante as medições realizadas (médias de 21,9°C, 22,3°C e 22,5°C), foi considerado que a taxa de infiltração de calor no gabinete e o coeficiente de performance do refrigerador mantiveram-se, aproximadamente, constantes nas três situações. Sendo assim, pode-se igualar o COP dos três casos, dois a dois, e considerar a média como uma aproximação aceitável do COP do refrigerador. O procedimento será desenvolvido a seguir. Vale ressaltar que a expressão para a determinação do COP está indicada na seção 5.2.2. e que Q_{inf} é a quantidade de infiltração de calor para o interior do gabinete no período de 5 horas.

i) Sem carga e 40,7W

$$COP_i = \frac{Q_{inf}}{728} = \frac{Q_{inf} + 40,7 \times 5}{901}$$

$$Q_{inf} = 856,35Wh$$

$$COP_i = 1,18$$

ii) Sem carga e 90,5W

$$COP_{ii} = \frac{Q_{inf}}{728} = \frac{Q_{inf} + 90,5 \times 5}{1047}$$

$$Q_{inf} = 1032,66Wh$$

$$COP_{ii} = 1,42$$

$$\text{iii)} \quad 40,7W \text{ e } 90,5W$$

$$COP_{iii} = \frac{Q_{inf} + 40,7 \times 5}{901} = \frac{Q_{inf} + 90,7 \times 5}{1047}$$

$$Q_{inf} = 1333,14Wh$$

$$COP_{iii} = 1,48$$

$$\text{Portanto, } \overline{Q_{inf}} = 1074,05 \quad COP = \frac{COP_i + COP_{ii} + COP_{iii}}{3} = 1,36$$

9.2. Dimensionamento da superfície de troca de calor

Através da análise dos gráficos presentes nas figuras 8.6, 8.11 e 8.16, é possível observar que a potência ativa consumida pelo compressor, operando em regime permanente, é próxima a 180W, portanto, considerando o COP obtido na seção anterior, a taxa de rejeição de calor no condensador pode ser obtida pela equação 9.1:

$$\dot{Q}_{cond} = (1 + COP) \times \dot{W}_{comp} \quad (9.1)$$

$$\text{Portanto, } \dot{Q}_{cond} = 425W.$$

Considerando uma situação de temperatura de água no tanque intermediária, tem-se:

$$T_{\infty} = 35^{\circ}C$$

$$T_s = 45^{\circ}C$$

Utilizando a temperatura média de 40°C para o cálculo das propriedades da água:

$$k = 0,6178 \text{ W/m.K}$$

$$\nu = 65,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 14,9 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 4,422$$

$$\beta = 3,195 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Para a construção do trocador será utilizado um tubo de cobre com o diâmetro externo padronizado de 5/16" (7,94mm). Introduzindo os parâmetros citados na equação 6.6, encontra-se o valor aproximado do coeficiente de película para o caso de convecção natural:

$$h \approx 951,6 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Assim, a superfície de troca de calor deve ser igual a:

$$A = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h \cdot \Delta T} = \frac{425}{951,6 \cdot 10} = 0,045 \text{ m}^2$$

O que implica em um comprimento de tubo de, aproximadamente, 1,8m.

Para a construção de um primeiro protótipo, foi utilizada um botijão térmico com capacidade para 8 litros como tanque de armazenamento de água. Uma serpentina de cobre com 1,80m de comprimento total foi inserida no botijão, de forma que as extremidades atravessassem a tampa e fossem conectadas entre a saída do compressor e a entrada do condensador. Também foi feita uma conexão extra para a entrada de água. Após montado e vedado, o tanque foi fixado na parte posterior do refrigerador, como mostra a figura 9.1.



Figura 9.1 - Detalhe do tanque de água

10. Medições pós-instalação do trocador de calor

Após terminada a instalação do trocador de calor para aquecer a água, foram repetidas as medições realizadas anteriormente para apurar possíveis mudanças nas condições de operação do refrigerador, já que diversas alterações ocorreram no equipamento como o aumento do condensador, nova carga de fluido refrigerante e redução da temperatura média no interior do laboratório em cerca de 3°C por razões sazonais.

Após as medições de controle, foram realizados os ensaios utilizando o condensador imerso em água. O esquema experimental pode ser visto na figura 10.1.

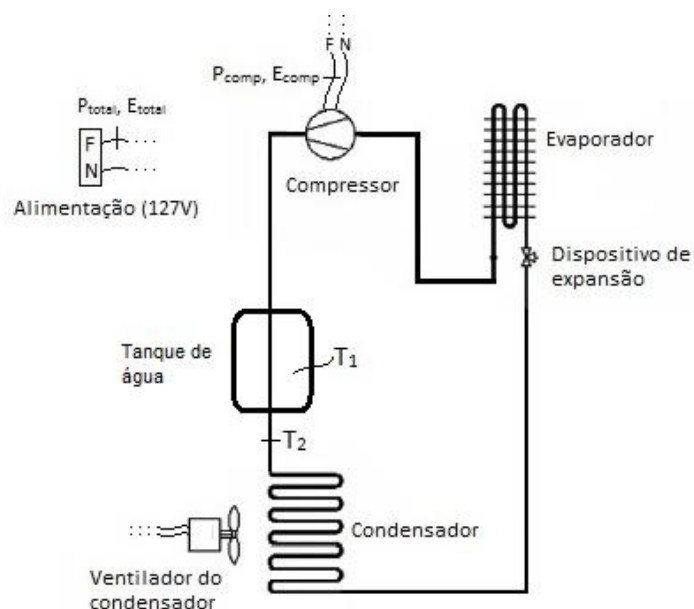


Figura 10.1 - Representação esquemática da configuração experimental para medições pós-instalação

A fim de facilitar a comparação entre os casos, a figura 10.2 mostra as curvas de energia consumida pelo compressor nos casos com e sem água, para as diferentes cargas térmicas.

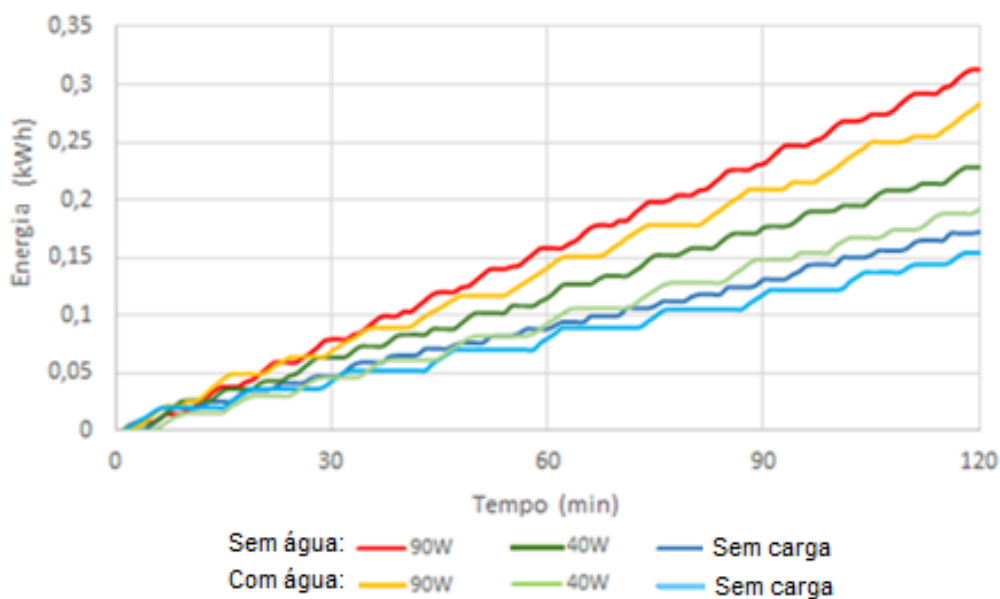


Figura 10.2 - Consumo de energia no compressor com tanque instalado

Vale ressaltar que, na figura 10.2, as curvas em cores claras referem-se aos ensaios com a adição de água ao tanque. Pode-se perceber a redução do consumo de energia para todas as cargas térmicas ensaiadas quando foi acoplado o sistema de aquecimento de água. Ao final das duas horas, o consumo de energia se mostrou até 15% menor no melhor caso.

No que se refere às temperaturas, as figuras 10.3 a 10.5 mostram a evolução das temperaturas na entrada do condensador e da água presente no tanque ao longo dos ensaios.

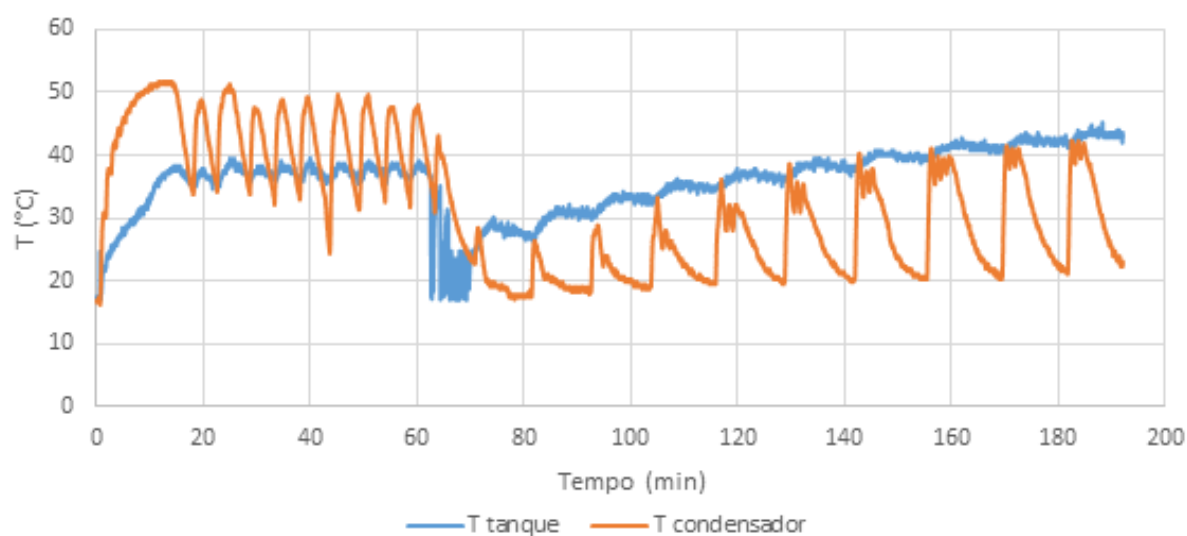


Figura 10.3 - Temperaturas com tanque de água acoplado (sem carga)

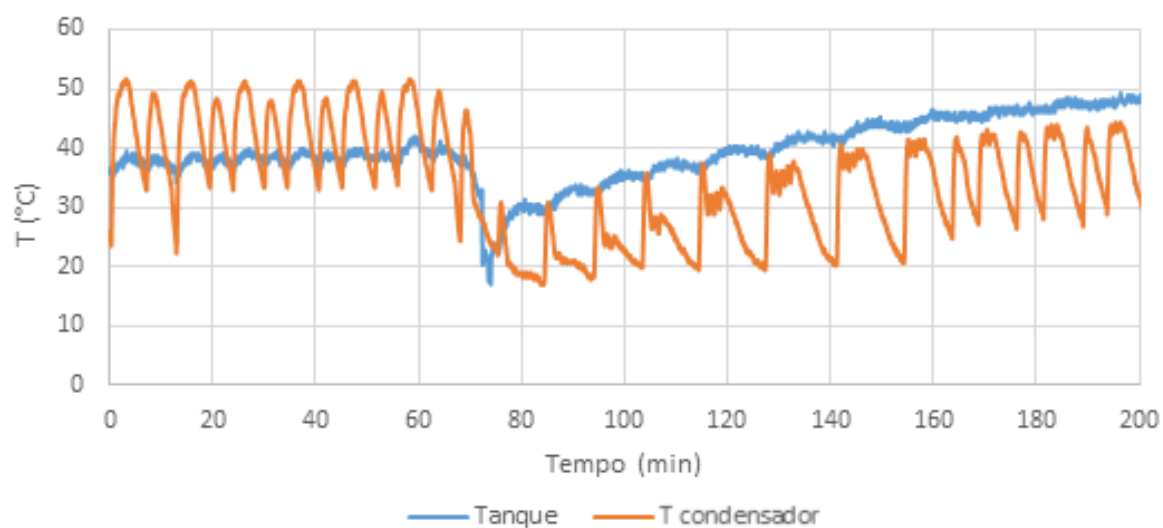


Figura 10.4 - Temperaturas com tanque de água acoplado (40W)

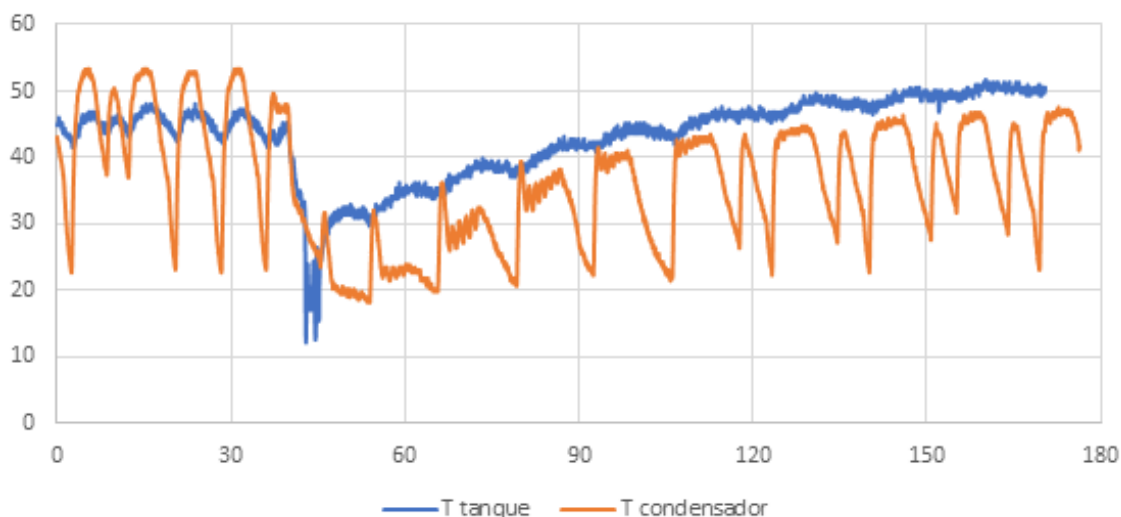


Figura 10.5 - Temperaturas com tanque de água acoplado (90W)

Durante os ensaios, o refrigerador foi acionado sem que houvesse água no tanque, condição que foi mantida até que fosse alcançado o regime de operação estável do compressor, com ciclos de acionamento constantes. Após esse momento, foi adicionada água à temperatura ambiente (17°C) no tanque e o equipamento permaneceu ligado por, aproximadamente, mais duas horas.

Analisando as figuras 10.3 a 10.5, percebe-se uma nítida modificação nas condições de operação do refrigerador após a adição de água. O tempo entre acionamentos do compressor aumentou, além de ocorrer uma redução de 20°C na temperatura da entrada do condensador original no início da operação. Conforme a água no interior do tanque aqueceu e portanto trocou menos calor com a serpentina, a temperatura da entrada do condensador original também aumentou, estabilizando-se entre 40°C e 45°C . Ao final das 2 horas, a temperatura da água alcançou valores entre 43°C e 50°C , revelando um aumento de mais de 25°C em todos os casos.

Aplicando regressão linear nos pontos de aquecimento de água, chega-se as taxas médias de aquecimento presentes na tabela 10.1

Tabela 10.1: Taxas de aquecimento da água

| Carga Térmica | Taxa de Aquecimento |
|---------------|---------------------|
| Sem carga | 8,9°C/h |
| 40W | 9,7°C/h |
| 90W | 10,2°C/h |

Considerando o valor médio de aquecimento de 9,6°C/h, obtém-se a quantidade média de calor transferida para a água de 89,6W.

Aplicando o mesmo método apresentado na seção 9.1 para o cálculo do COP do refrigerador com o aquecimento de água acoplado, obtém-se:

i) Sem carga e 40,7W

$$COP_i = \frac{Q_{inf}}{154} = \frac{Q_{inf} + 40,7 \times 2}{192}$$

$$Q_{inf} = 325,83Wh$$

$$COP_i = 2,11$$

Sem carga e 90,5W

$$COP_{ii} = \frac{Q_{inf}}{154} = \frac{Q_{inf} + 90,5 \times 5}{283}$$

$$Q_{inf} = 216,08Wh$$

$$COP_{ii} = 1,40$$

ii) 40,7W e 90,5W

$$COP_{iii} = \frac{Q_{inf} + 40,7 \times 2}{192} = \frac{Q_{inf} + 90,7 \times 2}{283}$$

$$Q_{inf} = 129,59Wh$$

$$COP_{iii} = 1,10$$

$$\text{Portanto, } COP = \frac{COP_i + COP_{ii} + COP_{iii}}{3} = 1,54.$$

Considerando também o aquecimento de água, na taxa de 89,6W, no cálculo do COP, obtém-se o valor de 2,61.

11. Protótipo final

Com a conclusão dos ensaios realizados, comprovando a possibilidade da realização de um sistema de aquecimento de água acoplado a um refrigerador de forma simples e benéfica ao equipamento, foi construído um sistema maior, mais robusto e confiável.

Partindo de uma chapa de cobre, foi construído um tanque com volume interno de, aproximadamente 25 litros. A serpentina de cobre foi posicionada na parte inferior interna do tanque e soldada, bem como as conexões de entrada e saída de fluido refrigerante e água. Após a finalização da construção, o tanque foi envolvido por uma camada de poliestireno, a fim de isolá-lo termicamente. A figura 11.1 mostra a parte interior do tanque durante o processo de fabricação e um esquema mais detalhado do sistema é apresentado na figura 11.2.

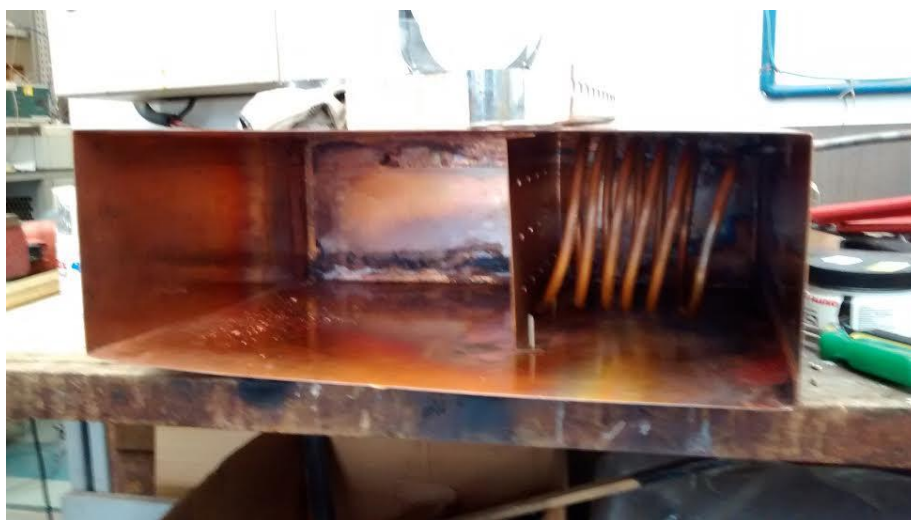


Figura 11.1 - Interior do tanque durante fabricação

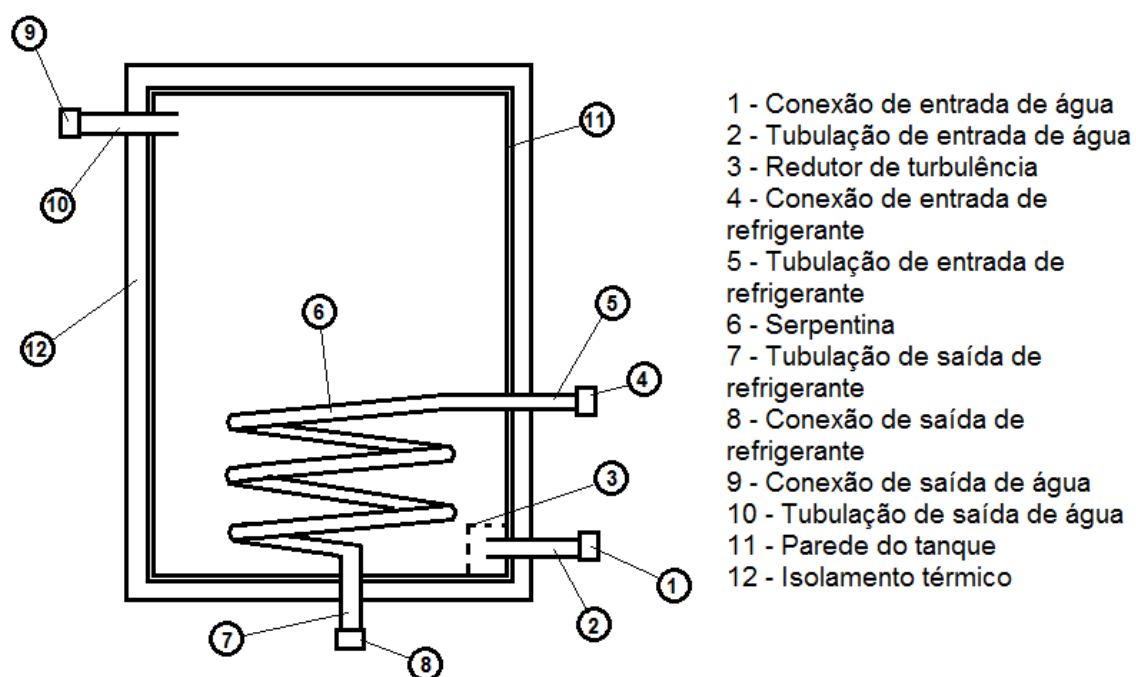


Figura 11.2 - Esquema do protótipo final

O sistema foi então conectado ao refrigerador e à linha de água e posicionado na parte posterior do equipamento, como mostra a figura 11.3.



Figura 11.3 - Tanque posicionado

Novamente, para avaliar o desempenho do sistema, foi realizado um ensaio com carga térmica de 40W no interior do gabinete, nas situações com e sem água no tanque. O consumo de energia pelo compressor nas situações analisadas é mostrado na figura 11.4.

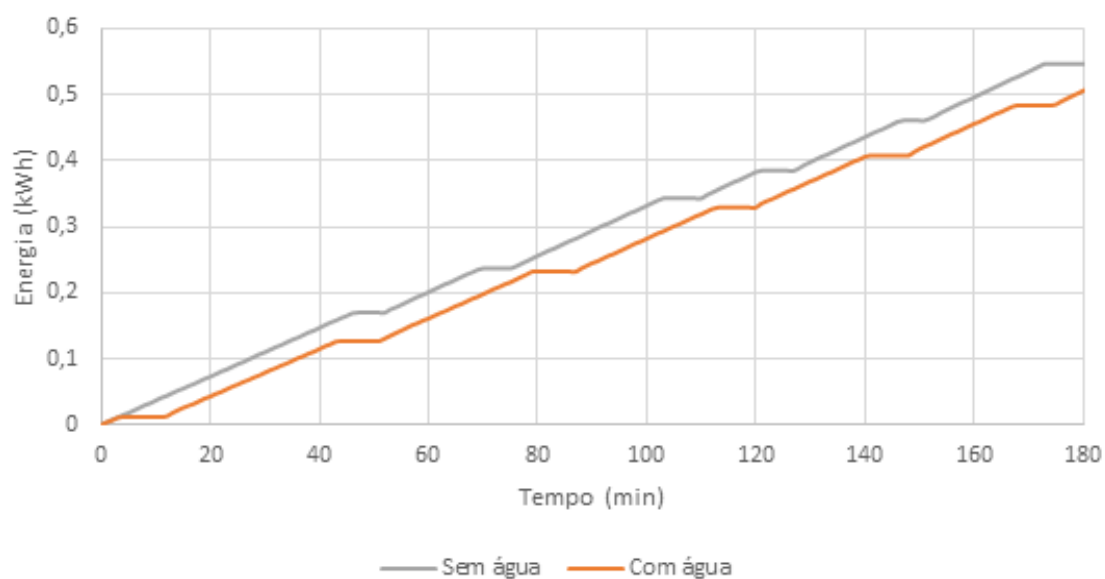


Figura 11.4 - Consumo do compressor (protótipo final, 40W)

Nota-se que, novamente, houve a redução do consumo de energia pelo compressor quando o condensador é refrigerado a água. Ao final das 3 horas, o consumo foi reduzido de 0,547kWh para 0,509kWh, representando uma redução de 7%.

A figura 11.5 mostra o perfil das temperaturas de entrada do condensador e da água no interior do tanque ao longo do ensaio.

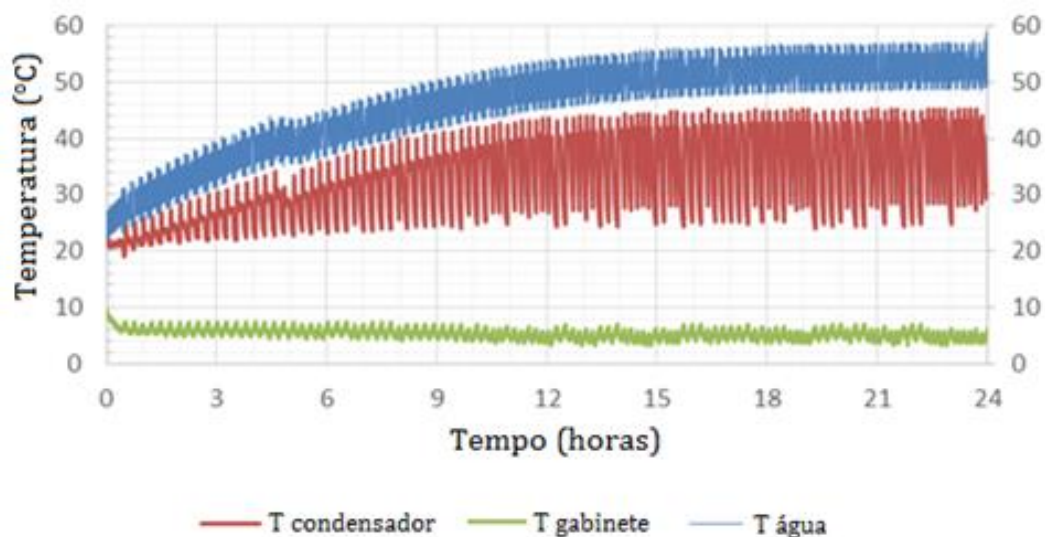


Figura 11.5 - Evolução de temperaturas (protótipo final)

Devido às maiores dimensões do novo tanque e a distância entre a serpentina e o ponto de medição de temperatura da água (a serpentina foi instalada na porção inferior do tanque enquanto o termopar, na porção superior), as correntes de convecção passaram a interferir de maneira significativa na medição da temperatura da água, fazendo com que a temperatura da água em contato com o termopar oscilasse cerca de 5°C, a uma frequência de, aproximadamente, 2 vezes por minuto. Porém, mesmo com a oscilação da temperatura da água em dada seção do tanque, é possível observar que em média, a temperatura da água recebe um incremento de 5°C por hora de funcionamento do refrigerador. Assim, partindo de uma temperatura de água inicial de 20°C, obteve-se 25 litros de água a uma temperatura média de 45°C em 5 horas.

12. Impactos

12.1. Energéticos

Como a principal meta deste projeto, é desenvolver uma forma alternativa de aquecimento de água, vale levantar as características da produção de água quente para fins domiciliares no Brasil.

De acordo com o último grande levantamento divulgado pelo Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel) em 2007, com ano base 2005, o principal uso de água quente nos domicílios é para banho, sendo que a quantidade de água aquecida para demais usos é marginal. Para atender a essa demanda, o principal meio de aquecimento é através de chuveiros elétricos, o que ocorre em 73,5% dos domicílios brasileiros e representa quase 23% do consumo de energia elétrica das residências. É interessante notar que a quantidade de domicílios que utiliza aquecimento de água a gás ou solar é inferior aos domicílios que não aquecem água para banho, comuns nas regiões Norte e Nordeste. Embora estes dados sejam relativamente antigos, não se acredita que ocorreu uma mudança drástica na maneira com que o brasileiro aquece a água para o banho, embora o uso do gás e aquecedores solares deva ter aumentado significativamente.

Considerando que o gasto de energia elétrica para o funcionamento de chuveiros elétricos é de 498kWh/ano.domicílio (EPE, 2010) e que, no Brasil, existem cerca de 50.000.000 de domicílios (IBGE, 2010), chega-se a 36.500.000 domicílios que utilizam chuveiro elétrico, consumindo, aproximadamente, 18TWh por ano. Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN) de 2012, o consumo total de energia elétrica no país no ano foi de 480TWh, revelando que os chuveiros elétricos são responsáveis por quase 4% do consumo nacional de eletricidade.

Porém, mais relevante que o valor de consumo absoluto, é o perfil da demanda ao longo do dia que gera maiores consequências. No caso de chuveiros elétricos, o uso é concentrado durante períodos curtos de manhã e no início da noite, como mostra a figura 12.1.

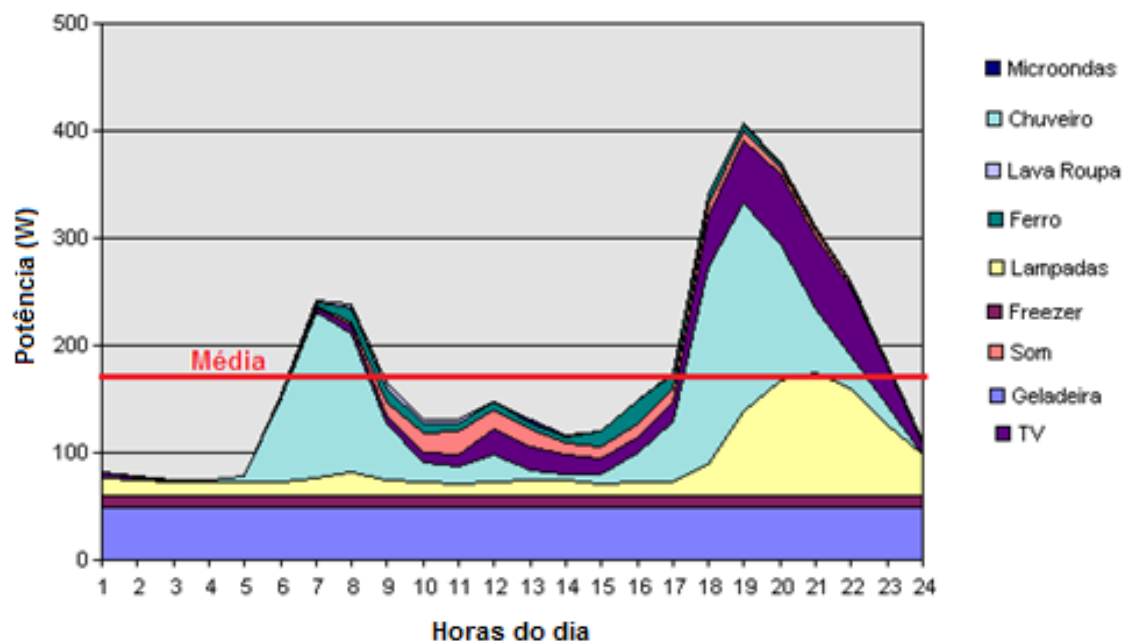


Figura 12.1 - Curva de demanda típica do domicílio brasileiro (Procel, 2007)

Este perfil de consumo leva a um superdimensionamento das linhas de distribuição de eletricidade nas zonas residenciais pois elas devem ser capazes de transmitir a potência máxima requerida durante o curto período de pico, muito superior à média diária. Desta forma, a linha permanece ociosa durante a maior parte do dia, transportando uma capacidade de energia muito inferior à sua capacidade máxima.

Considerando um cenário sem o uso de chuveiros elétricos, como mostra a figura 12.2, pode-se ver que ocorre apenas um pico de consumo, gerado pelo acendimento de lâmpadas, cerca de 40% menor que na situação atual. Neste cenário, ocorre a aproximação da demanda máxima da demanda média, elevando o fator de utilização da linha, provocando uma melhor eficiência no emprego de recursos nas linhas de distribuição de eletricidade, como mostra a tabela 12.1.

Tabela 12.1: Taxa de utilização de linhas de transmissão de eletricidade

| | $\frac{\text{Demanda média}}{\text{Demanda máxima}}$ |
|---------------|--|
| Com Chuveiros | 42,2% |
| Sem Chuveiros | 50,3% |

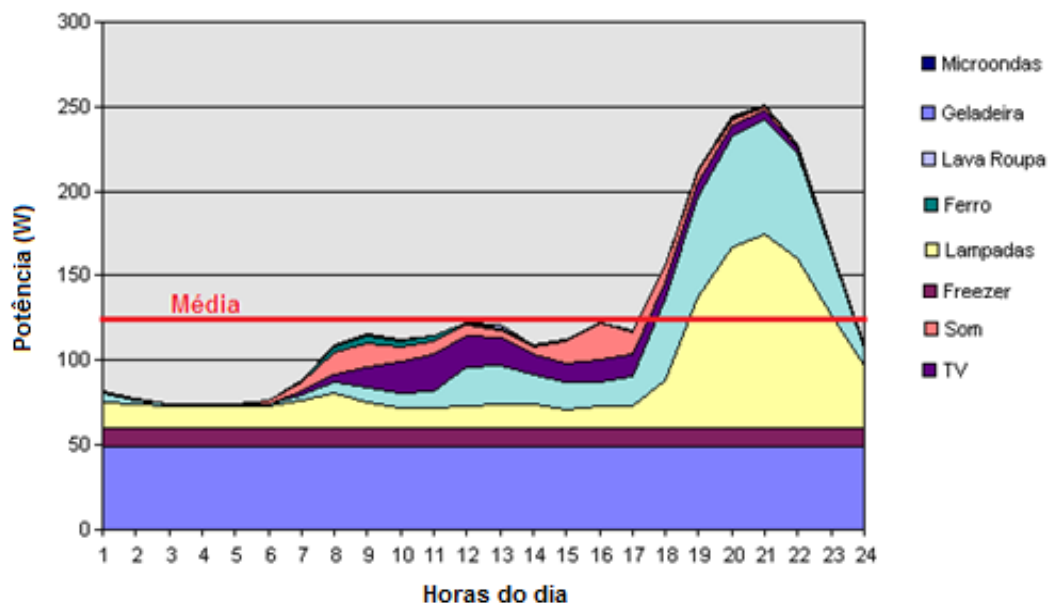


Figura 12.2 - Curva de demanda típica do domicílio brasileiro sem o uso de chuveiros elétricos (Procel, 2007)

Assim, pode-se concluir, de forma resumida, que a substituição do uso de chuveiros elétricos por outras formas de aquecimento de água, como o sistema produzido neste trabalho, seria muito benéfica ao sistema elétrico brasileiro, já que, além da redução do consumo de eletricidade, poderá haver uma redução de capacidade de transmissão de energia instalada nas cidades, reduzindo o uso de recursos materiais e financeiros.

Quanto ao aquecimento de água para outras finalidades, como para atividades de cozinha, não são encontrados dados mais detalhados pois este é basicamente desprezível em escala nacional e a grande maioria das residências não aquece a água para estes fins. Portanto, o sistema proposto seria uma nova possibilidade de conforto para estas pessoas, sem que haja a necessidade de maior emprego de recursos para aquecer a água.

12.2. Econômicos

Considerando o aquecimento de água de 20°C a 40°C, temperatura aproximada da água quente utilizada nas residências, as duas principais formas de aquecimento são o elétrico e pela queima de gás natural. Para a realização dos cálculos, serão considerados os rendimentos térmicos de 95% e 85% respectivamente. Partindo dos resultados obtidos da operação do sistema construído na seção 11, tem-se o aquecimento de 25 litros de água, de 20°C a 40°C em 4 horas, equivalente a 2100kJ.

Para a realização do mesmo aquecimento, através de um sistema elétrico, seriam gastos 2210kJ ou 0,58kWh em unidade mais comum no meio elétrico. Partindo do preço médio cobrado pelo quilowatt-hora ao consumidor residencial no Brasil de R\$0,30, o referido aquecimento custaria em torno de R\$0,17.

Da mesma forma, através de um aquecedor a gás, seriam consumidos 2470kJ. Diferentemente da tarifa da eletricidade, o preço final do gás natural residencial, varia significativamente dentre os estados do país, por isso, será tomado um valor aproximado de R\$3,00/m³, que pode ser um pouco distante do praticado em certas regiões ou faixas de consumo. Sob esta tarifa, o custo do aquecimento seria de R\$0,19.

Agora, considerando a capacidade diária máxima de aquecimento do sistema construído de 12,6MJ (aquecimento de 25 litros de 20°C a 40°C em 4 horas, seis vezes ao dia), seriam economizados cerca de R\$30,60 por mês em comparação ao aquecimento elétrico e R\$34,20 em relação ao gás.

Além do aquecimento de água, também foi observada a redução do consumo de energia elétrica pelo refrigerador, quando utilizado o sistema de recuperação de calor, de, no mínimo, 7%. Considerando este valor de redução e o consumo médio de um refrigerador residencial de, aproximadamente, 31,4kWh/mês (Inmetro, 2014), chega-se a uma redução de consumo de energia elétrica de cerca de 2,2kWh/mês. Aplicando a tarifa média do quilowatt-hora no Brasil, já mencionada, de R\$0,30, chega-se a uma economia de R\$0,60 por mês, o que representa uma redução desprezível comparada aos custos de aquecimento de água.

O custo total do protótipo final foi de cerca de R\$300,00, que obviamente pode ser reduzido com a utilização de métodos e materiais mais adequados. Porém, mesmo superior ao custo quando produzido em escala, o investimento pode ser recuperado em cerca de 10 meses quando comparado a outros sistemas de aquecimento. Obviamente o tempo de retorno pode ser maior ou menor dependendo de maiores detalhes do regime de operação do sistema, sendo influenciado principalmente pelo consumo de água aquecida no local.

13. Conclusões

Após a definição do escopo deste trabalho, percebeu-se que vários outros projetos similares já haviam sido ou estão sendo feitos relacionados mas nunca com o enfoque na utilização doméstica ou comercial de forma simples e eficaz, com o acoplamento direto a refrigeradores já existentes nos locais. Com esse objetivo, foi concebida uma configuração simples capaz de realizar a troca de calor, armazenagem e disponibilização da água de forma simultânea e compacta.

A principal característica e diferencial do sistema criado é a conexão em série com o ciclo de refrigeração existente, entre o compressor e o condensador. Desta forma, o fluido refrigerante superaquecido sai do compressor e perde calor para a água presente no tanque, porém, quando a temperatura da água armazenada atinge uma temperatura elevada que prejudique a condensação do fluido (não utilização da água quente), a condensação ocorre perfeitamente através do condensador original localizado à jusante.

Após a construção e instalação do sistema de aquecimento de água, notou-se que, de fato, o equipamento se mostrou eficaz, possibilitando o aquecimento da água sem prejudicar o funcionamento do refrigerador, mas sim de forma benéfica. Através da condensação à água, alcançou-se uma redução no consumo de energia elétrica pelo compressor entre 7% e 15% enquanto a temperatura da água ainda não havia atingido um valor elevado, dependendo da condição de operação e tamanho do protótipo.

Referente à capacidade de aquecimento de água, o protótipo final executou o aquecimento de 25 litros de água a uma taxa média de 5°C por hora entre a faixa de 20°C a 45°C, sendo equivalente a uma transferência média de cerca de 145W. A temperatura máxima alcançada pelo sistema oscilou por volta dos 55°C, porém já foram observados picos de 70°C em dias mais quentes e sem consumo de água quente.

Analisando o uso do sistema de uma forma mais ampla, pode-se pensar nele como um substituto ao chuveiro elétrico, muito utilizado no Brasil. A substituição do chuveiro elétrico traria grandes benefícios ao sistema elétrico brasileiro pois, além de promover uma redução relevante no consumo absoluto de eletricidade, os picos de consumo de eletricidade no Brasil seriam reduzidos significativamente, de forma a praticamente eliminar o pico da manhã. Desta forma o fator de utilização das linhas de distribuição seria maior, barateando investimentos e operações. Também haveria economia ao usuário do recuperador de calor pois o aquecimento de água aconteceria de forma gratuita, em detrimento às formas convencionais como a eletricidade e gás. Esta

economia de cerca de R\$30,00 por mês promoveria um tempo de retorno de investimento ao usuário por volta de dez meses.

Referências

ABU-MULAWEH, H. I. **Design and performance of a thermosiphon heat recovery system**, Applied Thermal Engineering 26 pp.471–477, 2006.

BEN SLAMA, R. **Refrigerator Coupling to a Water-Heater and Heating Floor to Save Energy and to Reduce Carbon Emissions**. Computational Water, Energy, and Environmental Engineering, Vol. 2, pp. 21-29, 2013.

BEN SLAMA, R. **Water-heater coupled with the refrigerator to develop the heat of the condenser**. International Renewable Energy Congress November 5-7, 2009.

BORGNAKKE, Claus, SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 7.ed. Blucher, 2010.

CETESB – Companhia Ambiental do Estado de São Paulo. **Emissões no setor de refrigeração e ar condicionado**. 2011.

DOSSAT, R. **Principles of Refrigeration**. 5. ed. Prentice Hall, 2001.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional – Ano Base 2012**. 2013. Disponível em <https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final_2013_Web.pdf>. Acessado em julho de 2014.

IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Pesquisa Nacional por Amostragem de Domicílios 2009**. 2010. Disponível em <<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/trabalhoerendimento/pnad2009/>>. Acessado em setembro de 2012.

INCROPERA, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6. Ed. LTC, 2011.

INMETRO – INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Programa Brasileiro de Etiquetagem**. 2014. Disponível em <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/tabelas.asp>>. Acessado em outubro de 2014.

JUNIOR, H. X. S. **Aplicação das Metodologias de Análise Estatística e de Análise do Custo do Ciclo de Vida (ACCV) para o Estabelecimento de Padrões de Eficiência Energética: Refrigeradores Brasileiros**. Unicamp, 2009.

HUANG, H. T. **Science and Civilization in China**. V.6. Cambridge University Press, 2000.

PROCEL – PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DA ENERGIA ELÉTRICA. **Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Consumo – Ano Base 2005.** 2007.

RAHMAN, M. M., MENG, C. W., NG, A. **Air Conditioning and Water Heating- An Environmental Friendly and Cost Effective Way of Waste Heat Recovery**, AEESEAP, Journal of Engineering Education, Vol. 31, No. 2, 2007.

REINDL, D. T., JEKEL, T. B. **Heat Recovery in Industrial Refrigeration**, ASHRAE Journal, 2007.

SOUZA, L. M. P., JÚNIOR, G. B. O., SCALON, V. L., PADILHA, A. **Analysis of the coefficient of performance of a domestic refrigerator modified associated with a storage tank.** 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering. 2011.

STOECKER, W.F. **Refrigeração Industrial.** Blucher, 1994.

STOECKER, W.F. **Refrigeration and Air Conditioning.** McGraw-Hill, 1982.

Anexo II – Artigo enviado ao Encit 2014

HEAT RECOVERY IN SMALL-SCALE REFRIGERATOR CONDENSER FOR HEATING WATER

Lucas Alexandre de Carvalho Zuzarte, lucasazuzarte@gmail.com

José R. Simões-Moreira, jrsimoes@usp.br

SISEA – Alternative Energy Systems Laboratory
Mechl. Eng. Dept. – Escola Politécnica at University of São Paulo
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 – Cidade Universitária – São Paulo – SP – Brazil
Phone: +55 11 3091-9678

Abstract. *The following work has as goal the design and construction of a device that recoveries the heat rejected by the condenser of small scale refrigerators, such as domestic and comercial refrigerators. That heat will be used to generate warm water for own consumption, either in households or small business. The effect over the coefficient of performance (COP) of the refrigeration cycle is also be analyzed, as well as the integration with existing devices and market acceptance. A prototype has been built and tested.*

Keywords: *heat, recovery, refrigerator, condenser, water*

1. INTRODUCTION

In Brazil, there are more than 47 million urban households, of which 95% have, at least on refrigerator (IBGE, 2009). As for commercial equipment, it is estimated that there are 4 million small-sized equipment (up to 800 litres) installed in Brazil (Cetesb, 2011). In all of the mentioned refrigeration devices, heat is just rejected for the environment by the condensers, meaning that a enormous amount of energy is constantly wasted in basically every house, restaurant, hotel, etc. Nowadays when climate changes and energetic crisis are constant threats, every effort in the sense of reducing wastes has to be done. The aim of this project is to design a heat exchanger that can be attached to the condenser of a refrigerator in order to heat water using the rejected energy from the refrigeration cycle. Such water would be stored and used within the household/business for diverse activities like washing dishes and showering. It is very important that the proposed equipment is easy to install and maintain as well as cheap. Souza et al. (2011) has analyzed the overall COP behavior of a domestic refrigerator, the goal of the present paper is to introduce a practical modification for use in general.

2. METHODOLOGY

Initially, a literature review was conducted to analyze previous works in the field. After completing this step, measurements were performed in a small conventional commercial refrigerator, acquiring values of temperature and power consumption for different thermal loads inside the refrigerator. With these measurements, factors of operation of the equipment as the coefficient of efficiency and the heat rejected by the condenser were assessed. Based on the collected data and technical requirements for fabrication, installation and operation, a heat exchanger capable of recovering part of the heat rejected by the condenser and store hot water was developed. After the exchanger installation, temperature and power measurements were repeated to determine the new conditions of operation of the refrigerator.

Simultaneously, the proposed system viability was studied, analyzing issues like commercial potential, return of investment, installation in different refrigerators, etc.

3. LITERATURE REVIEW

Reindl and Jekel (2007) studied the effects of the recovery of the heat rejected in refrigeration cycles. The article, published by ASHRAE, explains that the heat recovery has significant effects not only in the reduction of energy consumed for heating systems, but also in reducing the energy consumed by the refrigeration cycle.

Abu-Mulaweh (2006) designed and built a heat recovery system in air conditioning equipment. In order to avoid the need for pumps, a thermosiphon mechanism was used, in which the movement of water is

given by the difference of temperatures of the water inside the heat exchanger. Two configurations of heat exchanger were tested: concentric tubes and coil, both connected in parallel to the original condenser, with valves enabling the coolant by-pass. After four hours of operation were achieved temperatures of 40°C and 42°C using coil and concentric tubes settings respectively.

Bem Slama (2009) replaced the condenser of a freezer for a coil heat exchanger immersed in a tank filled by water. The results show that water reached 60°C in little more than 14 hours and also indicate an increase in the COP, in permanent regime, from 3 to 7, although not explained the methodology of calculation of this parameter. Was also conducted a study on the economic and environmental impact of the massive use of the proposed system, resulting in a significant reduction of costs and emissions

Rahman *et. al.* (2007) used a split air-conditioning equipment to heat the water consumed by a winter spa. Unlike the other cases, copper tubes containing refrigerant were not in direct contact with the water to be heated to avoid the risk of contamination. A heating tank made with two chambers: the inner chamber, made of stainless steel, contained water and was externally covered by the tube containing the refrigerant. With this setting, the water temperature reached 75°C in five hours. Was also observed a reduction in energy consumption by the compressor during the beginning of the operation, however, as the water in the tank warmed, energy consumption increased.

Souza *et. al.* (2011) developed a heat recovery system in a domestic refrigerator adding a concentric tube heat exchanger between the compressor and the condenser of the original equipment. The heated water was stored in a tank with temperature stratification, producing a thermosiphon effect. An increase in the refrigerator COP of approximately 30%, was observed, reaching 1.45. During 12 hours of operation, 2915.2 kJ were recovered through the heating of water, reaching a temperature of 36 C.

4. INITIAL MEASUREMENTS

To perform the measurements, a comercial display refrigerator (model FRICON VCV-2E05) was used. For different thermic loads, the most relevant acquired parameters were:

- Compressor energy consumption;
- Temperature at the condenser's entrance;

The power and energy measurements were made with *Kron Mult-K Grafic* modules and for temperatures, J thermocouples connected to temperature transmitters and to a NI6008 *National Instruments* acquisition module.

After the refrigerator instrumentation, it was turned on under three different conditions: no extra thermic load; 40.3W thermic load; 90.5W thermic load. The results are shown in Fig. 1 and Fig. 2.

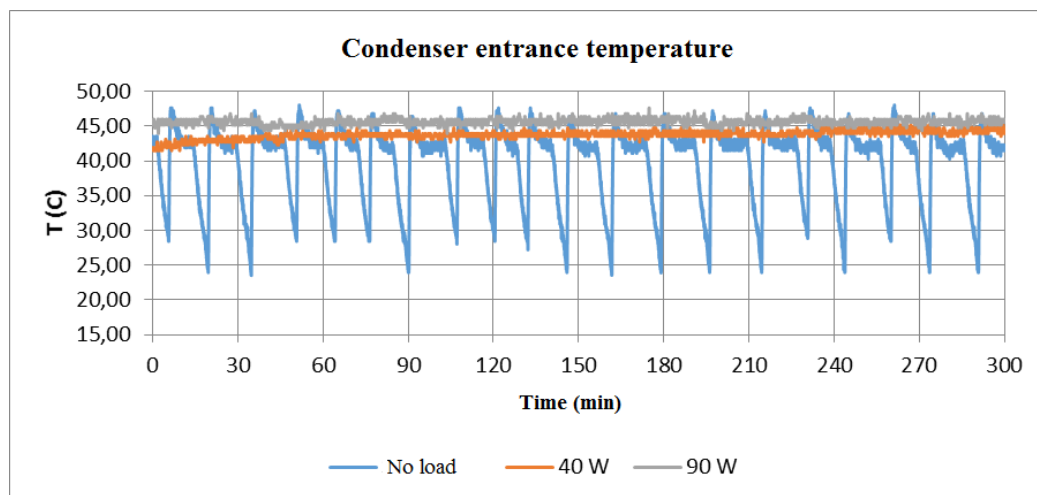


Figure 1. Condenser's entrance temperature

Note that for the no load condition, the functioning of the compressor was intermittent, acting for about 9 minutes every 15 minute cycle. See also, in this case, a sharp fall of temperature of the condenser during the first moments of the compressor cycle, revealing the presence of condensed fluid inside the equipment. When the refrigerant in the liquid state reaches the condenser it evaporates, producing the condenser cooling, reaching temperatures below the environment in the last few sections. In cases when there has been addition of thermal load (performed by electric resistances), the compressor remained active throughout the period of measurement.

Both the entrance temperature in the condenser and the electric energy consumption were higher as they increased the thermal load inside the refrigerator, reaching peaks of 47.6° C when were added 90.5W.

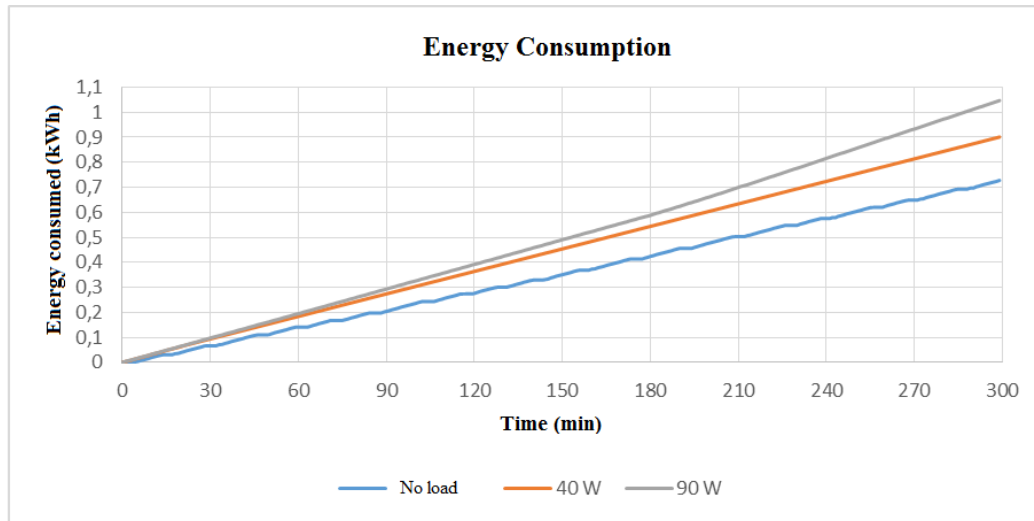


Figure 2. Energy consumed by the compressor

5. HEAT EXCHANGE DESIGN

For water heat exchanger design, it was assumed that all the heat rejected by the original condenser should be recovered in an intermediate operation condition, with the water at a temperature of 35°C. The design was conceived in order to work together with an existing refrigeration condenser. In this sense, the fluid condensation should not be affected seriously the original functionality of the refrigerator. Taking in consideration such issue and also trying to avoid electronic controlled circuits, the configuration used was a serial heat exchanger. The heat exchanger was placed between the compressor and condenser of the existing equipment, in a series configuration, thus, the fluid condensation happens even though the cooling water flowing in the heat exchanger is already too hot. While there is no water consumption, it would remain flowing through the exchanger, in order to increase its temperature to the condenser's temperature. In case of water consumption, cold water is added into the system from household water supply.

As the objective of the project is the development of a simple equipment, easily manufactured and with no need for a fast heating of the water, the exchanger was designed as a serpentine immersed in water, surrounded by a thermally insulated tank. The determination of the rejected heat amount was performed by the refrigerator's COP analysis.

5.1. Refrigerator's COP calculation

As the room temperature has remained approximately constant during measurements (averages of 21.9° C 22.3° C and 22.5° C), it was considered that the heat infiltration rate in the cabinet and the coefficient of performance of the refrigerator have remained approximately constant among the three situations. Once the extra thermal load and energy consumption were known, it was possible to solve the system of equations and finding the amount of heat infiltration during the five hours of operation (Q_{inf}). Thus, it was possible to calculate the COP in the three cases, two by two, and consider the average as an acceptable approximation of the real refrigerator's COP. Following this procedure, it was found:

$$Q_{inf} = 1074.05 \text{ kWh}$$

$$COP = 1.36$$

5.2 Heat exchanger area calculation

Through analysis of the power consumption, is possible to see that the active power consumed by the compressor (\dot{W}_c), operating in steady state, is close to 180W, therefore, considering the COP obtained in the previous section, the rate of rejection of heat in the condenser (\dot{Q}_{cond}) was obtained by Eq. 1:

$$\dot{Q}_{cond} = (1 + COP) \times \dot{W}_c \quad (1)$$

Therefore: $\dot{Q}_{\text{cond}} = 425\text{W}$

Inside the tank, the heat exchange between the condenser and the water is driven by natural convection. Thereby assuming an expected tank water temperature (T_{∞}) of 35° C and 45° C for the condenser surface (T_s), Eq. 2 was used to determine the film coefficient between the outer surface of the condenser and the water (h_e).

$$h_e = \frac{k}{2R_2} \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{25}}} \right\} \quad (2)$$

Where, R_2 is the condenser's outer radius; k is the water thermal conductivity; Pr is the Prandtl number; and Ra_D the Rayleigh number, calculated with the Eq. 3.

$$Ra_D = \frac{2g(T_s - T_{\infty})D_2^3}{(T_s + T_{\infty})\alpha\nu} \quad (3)$$

Where g is the gravity acceleration; D_2 is the outer diameter of the condenser tube; α is the thermal diffusivity; and ν is the kinematic viscosity. It is worth mentioning that all properties of the water used in Eq. 2 and Eq. 3 should be calculated for an average temperature $T = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$.

Using Eq. 3 and Eq. 4 for the mentioned temperatures and using a standard 7.94mm (5/16") outer diameter tube, results in $h_e = 951.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Thus, to reject the 425W to the water tank, it was needed a 1.80m length heat exchanger.

6. PROTOTYPES

As first prototype, an eight liters thermal canister was used as water storage tank. A copper coil with 1.80 m total length was placed inside the cylinder, so that the ends cross the cap and could be connected between the output of the compressor and the condenser inlet. An extra connection for the water supply was also made. After assembled and sealed, the tank was installed on the back of the refrigerator.

This first prototype proved that the proposed system was possible, being able to heat and store water. Initial measurements showed the heat of water from 20°C to 50°C during two hours of refrigerator work on the 90.7W thermic load condition, meaning an average heat power of 140W. It was also registered a reduction in the energy consumed by the compressor, decreasing in 10% to 20% depending on the thermic load. However, despite of the results, leaking, fragile structure problems and small water storage capacity encouraged the construction of a bigger, more robust and reliable prototype.

As second and, so far, last prototype, the same 1.80m coil and water and refrigerant connections were welded to a 24 liters metal box. This box was later insulated with expanded polystyrene and installed in the back of the refrigerator, as shown on Fig. 3.



Figure 3. Second prototype installed

For better detailing and easier visualization, a 3D model image of the prototype is presented in Fig. 4.

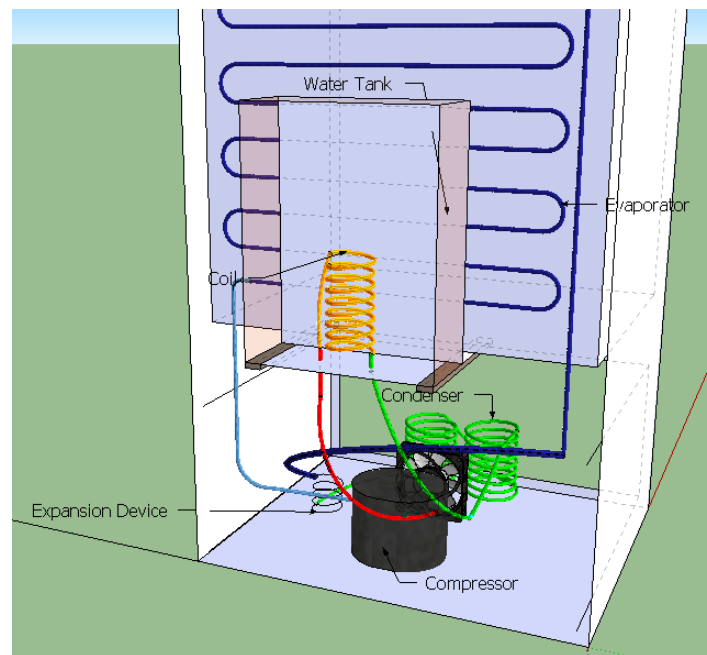


Figure 4. 3-D prototype model image

After the assembly of the prototype, the same measurements made before were conducted. For meaning of comparison, the experiments were conducted with the water tank both empty and filled. The results for the compressor energy consumption can be seen on Fig. 5.

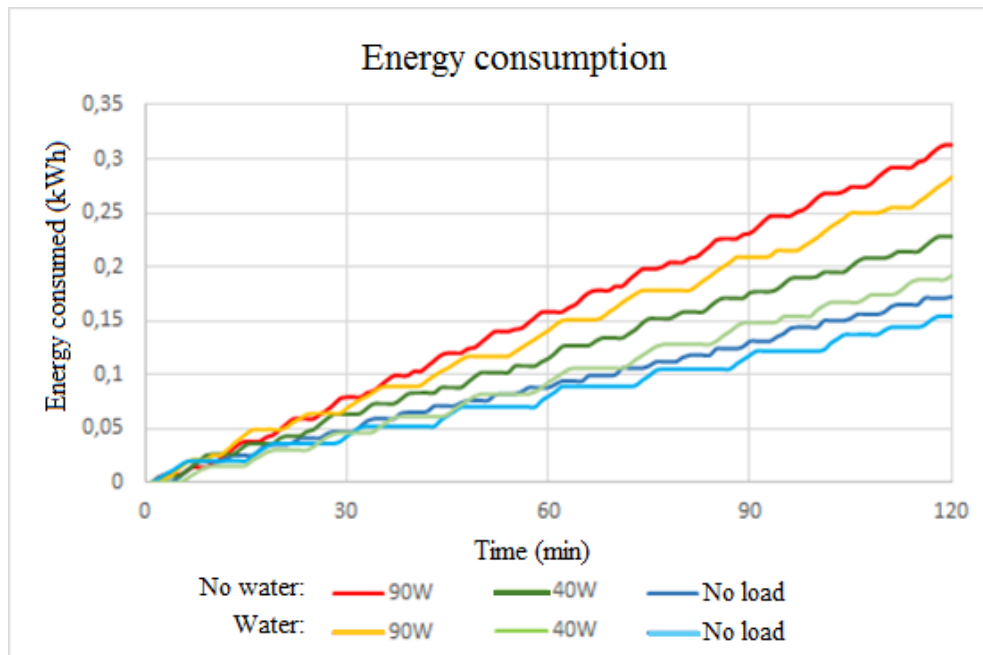


Figure 5. Compressor's energy consumption with water tank

It is possible to notice the reduction of energy consumption for all thermal loads tested when it water was added to the system, enabling a better heat transfer in the coil. At the end of the two hours, energy consumption was up 20% lower in the best case. Using the same calculation method as described in section 5.1., filling the tank with water increased the refrigerator's COP from 1.36 to 1.54.

The water temperature was also measured during the experiments and the results were quite similar for all the three thermic loads. The values for a 24 hours experiment, without extra thermal load, are presented in Fig. 6.

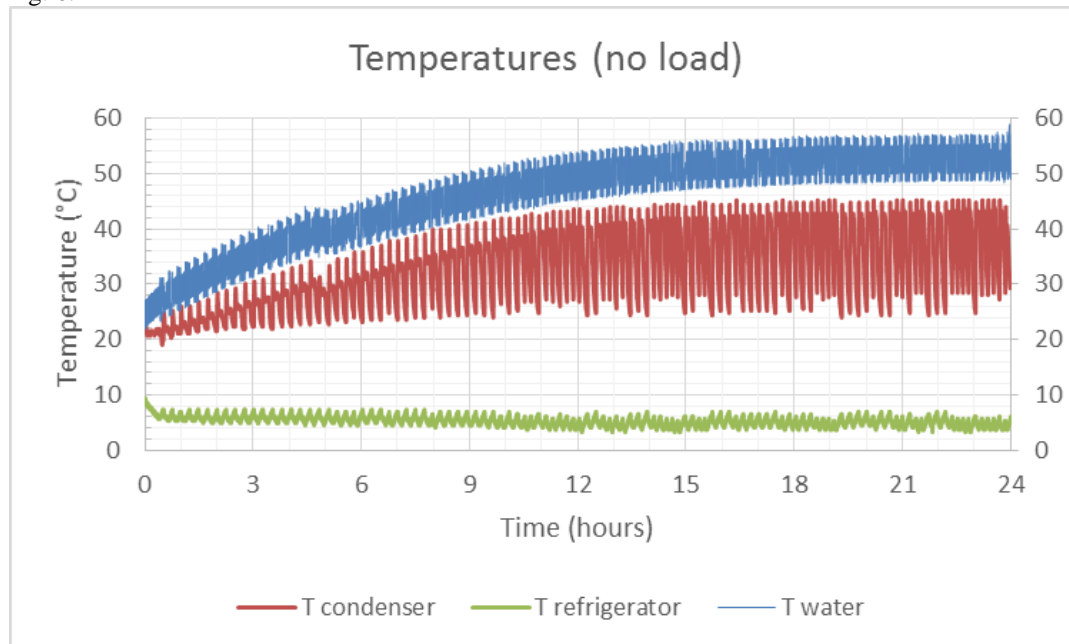


Figure 6. Second prototype temperatures (no load)

Due to larger dimensions of the new tank and the distance between the coil and the measuring point of the water temperature (the coil was installed in the lower portion of the tank while the thermocouple, in upper portion), convection currents began to interfere significantly in the measurement of water temperature, causing the temperature of the water in contact with the thermocouple oscillates about 5°C at a frequency of approximately 2 times per minute. However, even with the water temperature oscillation in given section of the tank, it is possible to see that, on average, the temperature of the water receives an increment of 5° C per hour of operation of the refrigerator. Thus, starting from an initial water

temperature of 20° C, 25 liters of water at an average temperature of 40° C are obtained in four hours. It can be also seen the maximum temperature reached is around 55° after about 18 hours.

7. IMPACTS

7.1. Energy impacts

As the main goal of this project is to develop an alternative form of heating of water, it is worth raising the characteristics of production of hot water for household purposes in Brazil.

According to the last major survey released by the National Program for Electricity Conservation (Procel, 2007), with base year 2005, the main use of hot water in households is for showering, being that the amount of heated water for other uses marginal. To meet this demand, the primary mean of heating is by electric showers, which occurs in 73.5 percent of Brazilian households and represents nearly 23% of the electric energy consumption of households. It is interesting to note that the number of households using gas water heating or solar is inferior to households where the water is not heated, common in North and Northeast regions. Although these data are relatively old, it is not believed that there was a drastic change in the way that the Brazilian heats the water for showering, although the use of gas and solar heaters should have increased significantly.

Considering the electricity consumption for the operation of electric showers in Brazil is 498kWh/year.household (Procel, 2007) and that, in Brazil, there are an estimated 50,000,000 households (IBGE, 2010), 36,500,000 households use electric showers, consuming, approximately, 18TWh per year. According to the National Energy Balance (EPE, 2013), the total consumption of electric energy in the country in 2012 amounted to 480TWh, revealing that the electric showers account for nearly 4 percent of the national consumption of electricity.

However, more relevant than the absolute consumption value, is the profile of demand throughout the day that generates greater consequences. In the case of electric showers, the usage is concentrated during short periods in the morning and early evening, as shown in Fig. 7.

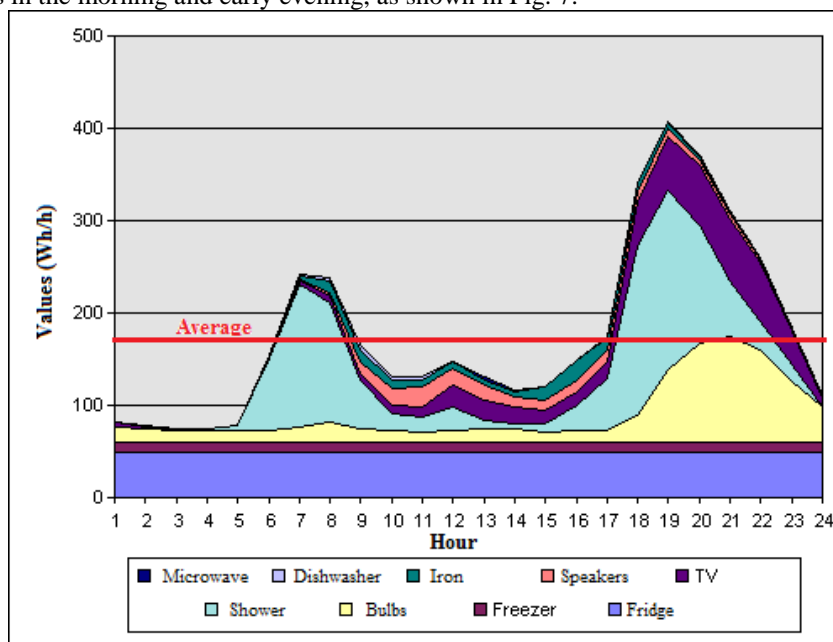


Figure 7. Daily demand profile of average Brazilian household (Procel, 2007)

This consumption profile leads to an oversizing of the electricity distribution lines in residential areas because they must be able to transmit the maximum power required during the short peak period, much higher than the daily average. In this way, the line remains idle for most of the day, carrying a much lower power amount than its maximum capacity.

Considering a scenario without the use of electric showers, as shown in Fig. 8, one can see that occurs only one consumption peak, generated by the lighting of lamps, approximately 40% lower than in the current situation. In this scenario, the maximum demand gets closer to the average demand, raising the line utilization factor, causing a better efficiency in the use of resources in the electricity distribution lines.

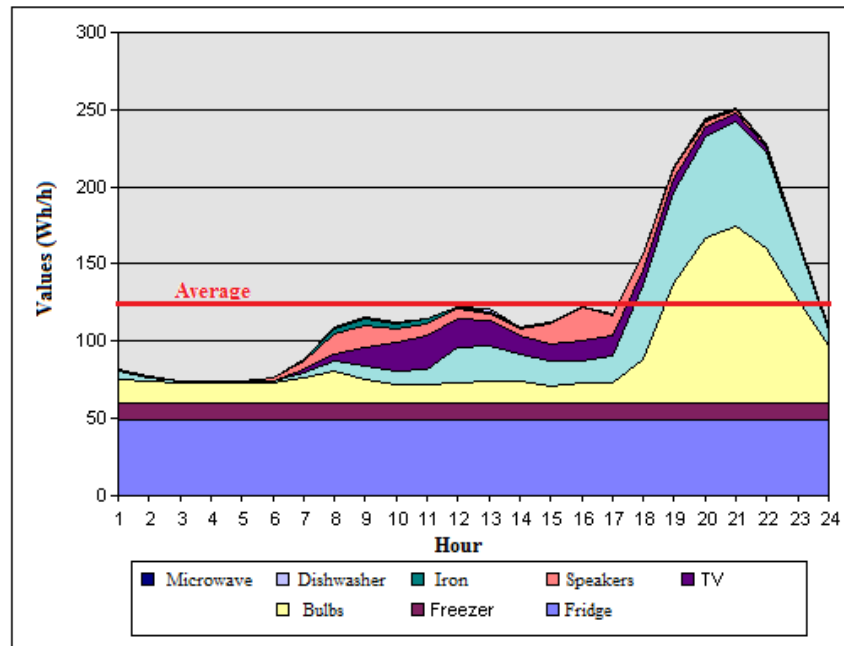


Figure 8. Daily demand profile of average Brazilian household without electric showers (Procel, 2007)

Thus, it can be concluded, that the replacement of the use of electric showers for other forms of water heating, as the system proposed in this work, would be very beneficial to the Brazilian electric system, since, in addition to the reduction of electricity consumption, there may be a reduction of installed power transmission capacity in the cities, reducing the use of material and financial resources.

7.2. Economic impacts

Considering water heating from 20°C to 40°C (approximate temperature of hot water used in residences), the two main heating ways are electric and by burning natural gas. For carrying out with the calculations, the thermal efficiency will be considered 95% and 85% for electric and gas systems respectively. According to the results of the operation of the system shown on section 6, 25 liters of water could be heated, from 20°C to 40°C in four hours, what is equivalent to 2100kJ.

To produce the same heating through an electrical system, it would be spent 2210kJ, or 0.58kWh. Based on the average residential customer kilowatt hour price charged in Brazil of R\$0,30, this heating would cost around R\$0,17.

Similarly, through a gas heater, would be consumed 2470kJ. Unlike electricity pricing, the final price of residential natural gas varies significantly among the Brazilian states, therefore, will be taken an approximation of R\$3,00/m³, which can be a little distant from the charged in certain regions or consumption profiles. Under this price, the cost of heating would be R\$0,19.

Now, considering the maximum daily capacity of the heating system built of 12.6MJ (heating 25 liters from 20°C to 40°C in four hours, six times a day), would be saved about R\$30,60 per month compared to electric heating and R\$34,20 in relation to the gas. The total cost of the final prototype was around R\$ 300.00, which obviously can be reduced with the use of more appropriate materials and methods. However, even higher than the cost when produced in scale, the investment could be recovered in about 10 months when compared to other heating systems.

8. CONCLUSIONS

During this work, it was possible to produce a prototype capable of achieving the main goal of the project: to recover the heat rejected in refrigeration cycles. Using a simple and economically viable layout, the system made, can be attached to an existing refrigerator and heat up to 25 liters of water to 40°C in four hours, without prejudicing the refrigerator operation. As matter of fact, the usage of the coil and water tank, upstream to the condenser, reduces the electricity consumption of the compressor up to 20%. Concerning to the water heating, an average increment of 5°C per hour was obtained in the range between 20°C to 40°C, with the temperature stabilizing around 50°C with approximately 6 hours of operation. Thus, in average, 146W were recovered and transferred to the water. Accounting the water heating into the COP, this value can reach 2.9.

When thinking on large scale usage, this system could replace the electric showers, reducing not only the total electricity consumption but, mainly, reducing the sizes of the distribution lines and, consequently, its investment and maintenance costs.

9. REFERENCES

- Abu-Mulaweh, H. I., 2006. "Design and performance of a thermosiphon heat recovery system", *Applied Thermal Engineering* 26 pp.471–477.
- Ben Slama, R., 2013, "Refrigerator Coupling to a Water-Heater and Heating Floor to Save Energy and to Reduce Carbon Emissions", *Computational Water, Energy, and Environmental Engineering*, Vol. 2, pp. 21-29.
- Ben Slama, R., 2009, "Water-heater coupled with the refrigerator to develop the heat of the condenser", *International Renewable Energy Congress* November 5-7.
- CETESB – Companhia Ambiental do Estado de São Paulo, 2011, "Emissões no setor de refrigeração e ar condicionado".
- EPE – Empresa de Pesquisa Energética, 2013. "Balanco Energético Nacional – Ano Base 2012".
Available at
<https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final_2013_Web.pdf>. Access in Jul/2014.
- IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2009, "Pesquisa Nacional por Amostragem de Domicílios 2009" Available at
<<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/trabalhoerendimento/pnad2009/>>. Accessed in Nov/2012
- Rahman, M. M., Meng, C. W., Ng, A., 2007, "Air Conditioning and Water Heating- An Environmental Friendly and Cost Effective Way of Waste Heat Recovery", *AESEAP, Journal of Engineering Education*, Vol. 31, No. 2.
- Reindl, D. T., Jekel, T. B., 2007, "Heat Recovery In Industrial Refrigeration", *ASHRAE Journal*.
- Souza, L. M. P., Junior, G. B. O., Scalón, V. L., Padilha, A., 2011, "Analysis of the coefficient of performance of a domestic refrigerator modified associated with a storage tank", 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering.

10. RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.