

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Sinergia em eletrodomésticos para aquecer água

Rodrigo Ponciano Martins

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e Ambiente

Dissertação orientada por:
Guilherme Carrilho da Graça

Resumo

A presente tese de mestrado demonstra as razões por de trás da construção do modelo e o seu impacto num caso real. Inicialmente foi estudado a melhor forma de desenvolver este modelo de forma a tornar-se a sua posterior criação viável. De seguida procedeu-se a recolha do material necessário e as devidas modificações para conseguir criar um modelo que pudesse testar a ideia por de trás da sua construção, aproveitar o calor libertado pelo frigorífico para aquecer água. Este modelo é constituído por um frigorífico que vai ter um segundo condensador em *bypass* de forma a este passar por dentro de um reservatório de água e assim aproveitar esta energia térmica, para aquecer a água no reservatório.

Após a construção do modelo procedeu-se à experiência que demorou sensivelmente 3 dias, com o frigorífico continuamente a trabalhar. Os testes realizados tentaram criar condições mais reais possíveis ao uso normal de um frigorífico, pois este modelo foi desenvolvido para aproveitar o calor sem danificar o funcionamento normal do mesmo. Foi introduzido uma bomba de água para permitir circular a água do depósito representando o consumo da água quente. Procedeu-se a abertura e fechar da porta para representar o normal funcionamento do frigorífico numa típica habitação. Por fim, com base nos resultados obtidos, através da sua análise, retirou-se os valores de COP, consumo energético, energia útil e fluxo de energia ao longo da experiência. Verificou-se que este modelo consegue atingir temperaturas interessantes, mas a uma velocidade de aquecimento muito baixa. Apesar desta desvantagem o facto de aproveitar uma energia outrora desperdiçada é uma mais-valia na redução dos custos no aquecimento de águas sanitárias.

Palavras-Chave: Energia térmica, aproveitamento calor, água, frigorífico, modelo.

Abstract

This master thesis, presents the reasons behind the model construction and his performance in a real case. Initially it was studied the best way to develop the model in way to make it viable to do it. Afterwards, it was gather all the material necessary and proper modifications in order to create a model that could test the idea behind his build, utilize the heat released by the fridge to warm up water. This model is made by a fridge that has a second condenser in bypass in a way to make it pass through the reservoir of water and use the thermal energy, to heat up the water with in the reservoir.

After the model's construction, proceed to the experience that took around 3 days, with the fridge continually working. The tests realized try to create realistic conditions to a normal use of the fridge, because the model was developed to utilize the heat without damaging the normal function of the fridge. It was add a water pump allowing to circulate the water in the reservoir, representing the consumption of hot water. It also open and close the fridge door to represent the normal function in a typical home. Finally, based on the results obtained through its analysis, it withdrew the COP values , energy consumption, useful energy and energy flow throughout the experience. It was found that this model can achieve interesting temperatures but a very low heating rate. Despite this drawback, the fact that uses once a wasted energy is an advantage in cost reduction in water heating systems.

Keywords: Thermal energy, heat use, water, fridge, model.

Índice

Resumo.....	2
Abstract	2
Índice de Figuras	4
Índice de Gráficos	4
Agradecimentos.....	5
Simbologia e Notações.....	6
Capítulo 1 – Introdução.....	8
1.1. Considerações Iniciais.....	8
1.2. Justificação da Invertigação	9
Capítulo 2 – Fundamentos Teóricos.....	10
2.1. Mecanismo de transferência de calor - Convecção	10
2.2. Convecção Natural	12
2.3. Comportamento térmico de um cilindro oco.....	13
2.4. Fluxo interno num tubo	14
2.5. Fluxo num tubo Helicoidal.....	19
2.6. Permutador, o seu funcionamento e métodos de análise.....	21
2.7. Funcionamento de um Frigorífico. Ciclo de Carnot.....	25
2.8. Válvula de Expansão.....	27
2.9. Funcionamento bomba de calor	28
2.10. Eficiência do Modelo	32
2.11. Características do Modelo	35
2.12. O Mercado de sistemas de aquecimento de água	36
2.12.1. Mercado Europeu	37
2.12.2. Mercado Português.....	38
Capítulo 3 – Sistema frigorífico.....	38
3.1. Bases do Sistema frigorífico	38
3.2. Procedimento Experimental	40
3.2.1. Experiência 1 – Condições normais	40
3.2.2. Experiência 2 – Condições condensador dentro do depósito	42
3.2.3. Segunda fase de modificações no frigorífico	42
3.2.4. Experiência 2 – Condições condensador dentro do depósito com novas alterações	45
3.2.5. Experiência 3 – Condições condensador dentro do depósito e consumo de água....	47
3.2.6. Experiência 4 – Condições condensador dentro do depósito, consumo de água e teste de abrir e fechar a porta.....	49
3.3. Cálculo do COP e respetivo fluxo de energia	50
3.3.1. Fluxo de energia das experiências.....	56
3.4. Análise dos Resultados.....	57
Capítulo 4 – Conclusão	59
Capítulo 5 - Referências Bibliográficas	60

Índice de Figuras

Figura 1 - Exemplos de convecção natural. Fonte: [41].....	12
Figura 2 – Esquema cilindro oco, com as condições térmicas convectivas. Fonte: [42]	13
Figura 3 - Desenvolvimento da camada limite, laminar, num tubo circular. Fonte: [43]	15
Figura 4 - Desenvolvimento da camada térmica limite, num tubo circular. Fonte: [10].....	16
Figura 5 - Tubo helicoidal e sua secção transversal com o fluxo secundário. Fonte: [10].....	19
Figura 6 - Esquema de um permutador e o seu funcionamento. Fonte: [44]	23
Figura 7 - Constituição e funcionamento de um frigorífico. Fonte: [16]	25
Figura 8 - Ciclo Carnot. Fonte: [15].....	26
Figura 9 - Imagem da válvula de expansão do frigorífico. Fonte: [45].....	27
Figura 10 - Bomba de calor Fonte-ar. Fonte: [46]	29
Figura 11 - Bombas de Absorção. Fonte: [47].....	30
Figura 12 - Evolução dos frigoríficos em termos de Preço, consumo e tamanho. Fonte: [48]	33
Figura 13 - Design do modelo integrado no frigorífico.	35
Figura 14 - Modelo em 3D do sistema frigorífico.....	39
Figura 15- Frigorífico com o tubo helicoidal.	40
Figura 16 - Frigorífico com o amperímetro e o voltímetro a registar.	41
Figura 17 - Sistema de torneiras e ligações que permite controlar o gás.	43
Figura 18 - Esquema do sistema de torneiras de controlo de gás.....	44
Figura 19 - Esquema com posição dos sensores de temperatura.....	45
Figura 20 - Impacto das modificações no frigorífico.....	58

Índice de Gráficos

Gráfico 1 – Resultados do consumo energético em condições normais	41
Gráfico 2 - Resultados da temperatura, no início da exp.2	46
Gráfico 3 - Resultados da temperatura, no final da exp.2.	47
Gráfico 4 - Resultados da temperatura da exp.3	48
Gráfico 5 - Resultados da temperatura da exp.4	49
Gráfico 6 - Resultado do COP calculado e obtido ao longo das experiências	54
Gráfico 7 - Fluxo de energia obtido a partir dos dados das experiências	56

Agradecimentos

Agradecimento especial a todos os meus amigos e familiares, pelo apoio dado no desenvolvimento deste projecto. Também quero agradecer a todas as pessoas que ajudaram na construção do mesmo, pois muita coisa que foi feita no desenvolvimento do modelo não conseguia o fazer sozinho e só com expertise de técnicos especializados em trabalhar com sistemas de refrigeração é que foi possível construir o mesmo.

Simbologia e Notações

h	Coeficiente de convecção (W/m ² .K)
Q''	Fluxo calor (W/m ²)
T_s	Temperatura na superfície (K)
T_∞	Temperatura no fluido (K)
r	Raio da superfície cilíndrica (cm)
A	Área normal na direção à transferência de calor (cm)
q_r	Transferência de calor numa superfície cilíndrica (W)
L	Comprimento da superfície cilíndrica (m)
$T(r)$	Nomenclatura para a temperatura superfície cilíndrica
$R_{t,cond}$	Resistência térmica p/condução (K/W)
r_0	Raio de um tubo na posição 0 (entrada do tubo) (cm)
$x_{fd,h}$	Camada limite hidrodinâmico num tubo
$x_{fd,t}$	Camada limite térmica num tubo
Re	Número de Reynolds
u_m	Velocidade média do fluido (m/s)
D	Diâmetro do tubo (m)
ρ	Densidade do fluido (g/dm ³)
μ	Coeficiente de viscosidade (N.s/m ²)
ν	Coeficiente de viscosidade dinâmica (m ² /s)
A_c	Área da secção transversal do tubo (m)
f	Fator de fricção
e	Rugosidade da superfície
Pr	Número de Prandlt
α	Difusidade térmica (m ² /s)
T_m	Temperatura Térmica (K)
C_p	Calor específico a pressão constante (J/kg.K)
Nu	Número Nusselt
V	Volume (m ³)
k	Condutividade Térmica (W/m.K)
k_f	Condutividade Térmica do fluido (W/m.K)
Re_L	Número de Reynolds segundo o comprimento L

q_{conv}	Taxa de transferência de calor p/ convecção (W)
P	Perímetro da superfície (m)
Θ	Ângulo zenital (°)
S	Distância entre enrolamentos do tubo helicoidal (m)
C	Diâmetro do anel externo no tubo helicoidal (m)
U	Coefficiente transferência de calor global (W/m ² .K)
R_f	Coefficiente de incrustação de impurezas
η	Eficiência global
E_g	Energia Térmica Gerada (W)
A_f	Área total da “fin” (m ²)
η_f	Eficiência da “fin”
i	Entalpia do fluido
t	Espessura da “fin”
ΔT	Diferença temperatura entre fluidos (K)
<i>LMTD</i>	Diferença logarítmica da temperatura média
<i>NTU</i>	Número de unidades transferidas
\mathcal{E}	Eficácia
C_r	Capacidade térmica
W	Trabalho
COP	Coefficiente de performance
HVAC	<i>Heating, ventilation, and air conditioning</i>
N	Número de voltas do permutador
m_c	Fluxo de massa (kg/s)
L	Comprimento total do tubo helicoidal (m)
Y	Espessura da parede do tubo helicoidal (m)
$E_{Consumo}$	Energia de consumo do frigorífico (W)
W	Trbalho da bomba de calor

Subscritos

h	Fluido quente
c	Fluido frio
i	Fluxo interno
o	Fluxo externo
H_2O	Água

Capítulo 1 – Introdução

1.1. Considerações Iniciais

O rápido crescimento das cidades e das suas populações levou a uma procura intensa de recursos energéticos para corresponder às crescentes necessidades dos mesmos. Nos dias de hoje, a energia é um bem essencial para o dia-a-dia. Esta crescente procura de recursos está a levar a uma maior escassez dos mesmos. Este problema leva cada vez mais à procura de fontes de energia alternativas para sustentar o crescente consumo de energia e ter um menor impacto no ambiente. No entanto nos dias de hoje observa-se, grandes alterações climáticas, causadas pelos hábitos irresponsáveis do Homem no uso de energia.

O desperdício térmico, tem sido identificado como cada vez mais um problema para os elevados gastos de energia. Para um melhor uso e aproveitamento deste desperdício térmico várias tecnologias surgiram nos últimos tempos, para a reutilizar e assim aproveitar para outros processos de um ponto de vista económico. Os conceitos de armazenamento térmico, começaram mostrar a sua mais-valia, em meados dos anos 60, quando vários investigadores verificaram a sua vantagem em sistema de conservação de energia. Este tipo de sistemas de armazenamento foram alvo de grande estudo para perceber melhor como recuperar o calor, pois este não depende apenas da temperatura da fonte de calor mas também da economia envolvida por de trás desta tecnologia.

Este tipo de sistemas de armazenamento térmico, nos dias de hoje começa a ser cada vez mais usado especialmente em típicas habitações domésticas. Os termoacumuladores, mostram cada vez mais uma promissora vantagem sobre os típicos sistemas de aquecimento convencional, (esquentadores a gás ou elétricos) pois este é muito mais eficiente em aquecer água e também em mante-la quente. Estes sistemas contudo, têm um preço inicial de investimento um pouco mais caro que os outros sistemas e ocupam significativamente mais espaço que os sistemas convencionais para aquecer água levando assim a não ser uma solução para todas as famílias.

Tendo em conta este tipo de sistemas e as suas vantagens e desvantagens, é proposto uma diferente forma de aquecer água através do aproveitamento de calor desperdiçado em todas as habitações familiares e assim aumentar a poupança a nível energético e financeiro.

Procedeu-se ao alvo de estudo, uma nova forma de armazenamento térmico numa das fontes de calor com mais desperdício numa típica habitação, o frigorífico. O que vai ser aqui apresentado é um modelo capaz de reciclar este calor desperdiçado no condensador do frigorífico, que até os dias de hoje, é desperdiçado para o ambiente, sem qualquer uso. Este sistema já foi alvo de investigação por parte de outros investigadores, que foram tidos em conta para a realização deste sistema. Um dos investigadores que foi tido mais em conta foi o Investigador Padilha [1] . Ele apresentou um *paper* científico em que apresentava a sua ideia para o aproveitamento deste calor. Padilha propôs o uso de um permutador em contra fluxo numa pequena parte do condensador do frigorífico onde retirava o calor. Este sistema apresentou resultados muito pouco satisfatórios, mostrando a impraticabilidade de um sistema como este.

Contudo, analisando melhor o sistema proposto pelo Padilha, decidiu-se abordar este problema de forma diferente a ter um maior proveito do calor do condensador. Neste estudo, foi proposto, um sistema de recuperação de calor dum condensador de um frigorífico, que foi testado na modificação do condensador de um frigorífico, para aquecer água que posteriormente pode ser usado para tomar banho ou mesmo nos eletrodomésticos. Com este sistema uma família será capaz de poupar imensa energia em aquecer a água para os seus usos diários.

1.2. Justificação da Invertigação

A crescente preocupação para existir uma mudança no paradigma energético, sempre me suscitou grande interesse. Eu faço parte de uma geração em que a sociedade cada vez mais apercebe-se que continuar a usar os recursos energéticos de forma despreocupada e sem controlo sem se preocupar, com as consequências não pode continuar mais. O facto de os típicos recursos energéticos usados hoje em dia terem um grande impacto no ambiente, levou ao surgimento de novas tecnologias capazes de produzir energia sem poluir o ambiente, bem como, formas de usar os recursos fósseis com um maior proveito de forma mais eficiente. Todos estes fatores tiveram como base para o desenvolvimento de uma tecnologia que pudesse ajudar a sociedade a mudar os seus hábitos de usar os recursos de uma forma mais eficiente.

O desenvolvimento deste modelo permite abrir portas para uma nova forma de aproveitamento de energia térmica desperdiçada. O facto de não existir nada semelhante e apenas haver poucas experiências relacionadas com o mesmo, mostra que existe ainda um longo caminho a percorrer até este sistema ser viável comercialmente. Desde o surgimento nos anos 60 pela conservação da energia e recuperação do desperdício térmico das fontes de calores, surgiram várias tecnologias que vemos no dia de hoje a serem aplicadas, como por exemplo a cogeração levando ao aumento significativo da eficiência das típicas centrais a carvão ou a simples mudança de esquentador a gás para um termoacumulador, levando a um maior proveito dos recursos energéticos. Tendo em conta esta linha de pensamento, de aproveitar a energia térmica de uma típica fonte de calor que o desperdiça, surgiu a ideia do desenvolvimento deste sistema.

Este sistema por estar numa fase inicial tem várias barreiras de praticabilidade e de provar a sua vantagem face a outros sistemas parecidos. No entanto esta ideia após ultrapassar esses obstáculos vai permitir uma redução significativa no consumo de energia para aquecer água, sem gastar mais energia, apenas aproveitando uma fonte de calor que até agora, não era usada. Por outro lado vai ter algumas limitações como o facto de ocupar bastante espaço, o equivalente a um termoacumulador, o que torna o sistema pouco prática.

Este prototipo vai permitir ser uma nova forma de conservação de energia que poderá levar ao desenvolvimento de outras tecnologias semelhantes. Por ser algo bastante diferente e conseguir culminar diferentes áreas que até agora nunca foram postas em causa juntas, vai permitir repensar prototipos, usados todos os dias numa típica habitação doméstica, que poderiam ser mais eficientes. O facto de juntar a área da conservação de energia, como aproveitar o desperdício térmico de fontes de calor, como um frigorífico, poderá levar a uma revolução nesta área.

Por fim, outra razão para o desenvolvimento deste modelo é a possibilidade de crescimento tecnológico a nível de Portugal em áreas como a tecnologia de conservação de energia e eficiência energética que são pouco desenvolvidas em termos de criação de novos modelos.

Capítulo 2 – Fundamentos Teóricos

Com o intuito de perceber os conceitos por de trás do desenvolvimento deste projecto é necessário perceber algumas noções basicos sobre tranferência de calor, que vão ser explicado no seguinte capítulo. Vai ser abordado a física por de trás dos processos tranferência térmica, como funciona uma bomba de calor, um frigorífico entre outras matérias que vão servir de base para compreensão do modelo e como foi desenvolvido.

2.1. Mecanismo de transferência de calor - Convecção

Neste trabalho é necessário ter conhecimento de várias bases físicas para compreender todo o processo de aquecimento de água no modelo. Tendo isso em conta começa-se por mencionar um dos processos principais nesta experiência que é a Convecção.

A convecção é um modo de transferência de calor que passa por usar o movimento das partículas ou fluidos como por exemplo o ar ou água para transferir calor de um ponto mais quente, a fonte de calor, para um ponto mais frio, onde as partículas vão transportar esse calor em forma de energia. Este modo é resumido em dois processos mecânicos, o movimento molecular aleatório, mais conhecido por difusão de energia. A energia por outro lado é também transferida a partir das partículas ou fluido conhecido por movimento macroscópico do fluido.

Este movimento do fluido está associado ao facto que em qualquer instante, um grande número de moléculas estão a mover coletivamente ou agregadas. Tal movimento, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para transferência de calor, pois as moléculas agregadas retêm o seu movimento aleatório. A transferência de calor é devido a uma sobreposição do transporte de energia pelo movimento aleatório das moléculas e pelo movimento do fluido.

Um caso bastante comum de convecção é quando se têm um fluido em movimento sobre uma superfície com uma temperatura diferente à do fluido. Uma consequência da interação entre a superfície e o fluido é o desenvolvimento de uma região no fluido em que a velocidade vai variar de zero à velocidade máxima do mesmo, que é conhecida como velocidade da camada limite. Além disso se a superfície e o fluido mudarem de temperaturas vai existir uma região do fluido onde a temperatura altera-se que se vai chamar temperatura da camada limite, esta poderá ser maior, menor ou igual à camada limite anterior.

O processo de difusão vai ser dominante junto à superfície, onde a velocidade do fluido é menor. Na verdade, a interface entre a superfície e o fluido, a velocidade do mesmo vai ser zero, onde o calor vai ser transferido apenas pelo mecanismo de difusão. A contribuição de transferência de energia por parte do movimento do fluido origina-se devido ao crescimento da camada limite, com o desenvolvimento do fluido na direção-x.

Como resultado, o calor que é conduzido nesta camada eventualmente vai ser transferido para fora da camada limite. No estudo da transferência por convecção é importante perceber a camada limite e as suas características para uma melhor compreensão do desenvolvimento da transferência de energia.

A convecção pode ser classificada segundo a natureza do fluxo. Posto isto, vai existir a convecção forçada, que é caracterizado por existir meios externos que vão influenciar o fluxo, como por exemplo, uma ventoinha ou uma bomba de água. Para perceber melhor o sistema de convecção forçada, vai se analisar o seguinte exemplo. Considerando o uso de uma ventoinha que vai criar um fluxo forçado de ar que vai criar uma massa de ar frio que vai arrefecer os componentes elétricos de um computador em funcionamento. Por outro lado, convecção livre (natural), forma um fluxo devido a variações de densidade provocado por diferenças de temperatura no fluido. No caso da convecção

livre o que acontece é uma massa de ar ou fluido vai receber calor a partir de uma fonte, aquecendo e ficando menos denso, o que vai levar, a esta massa de partículas subir, criando um fluxo ascendente. Por outro lado as partículas que não receberam calor da fonte, vão ficar mais frias, logo mais densas que a massa de partículas aquecida, criando um fluxo descendente, formando assim um fluxo natural cíclico. Um exemplo muito comum é o movimento das massas de ar na atmosfera que vão ser mais quentes junto ao solo, criando um movimento cíclico entre subida das massas quentes e descidas das mesmas, criando diferenças de pressão na atmosfera, que vai resultar num fluxo que é mais conhecido por vento.

Apesar de haver uma boa distinção dos dois métodos de convecção na verdade também pode existir um mix dos dois, chamada convecção combinada. Neste tipo de convecção a interação entre os dois tipos de fluxo vai depender muito da intensidade dos mesmos. Se o fluxo forçado for menor que o fluxo natural, pode ser induzido um fluxo secundário semelhante ao fluxo forçado existente. Neste caso o fluxo normal-induzido podendo ter um efeito de convecção significativo na transferência de calor.

Até agora foi descrito o processo de transferência de calor por convecção em que a energia transferida é causada pelos efeitos combinados de condução e movimento das partículas no fluido. Tipicamente, a energia que é transferida é a sensível, ou energia interna térmica do fluido. No entanto, em alguns processos de convecção, existe também trocas de calor latente. Estas transferências de calor latente é geralmente associado com mudanças de fase do fluido como por exemplo entre líquido e gasoso. Os casos mais conhecidos é o processo de evaporação e condensação. Por exemplo, o calor transferido por convecção resulta do movimento do fluido, induzido por bolhas de vapor geradas no fundo da panela pela água a ferver. Outro exemplo seria o vapor de água a condensar na superfície externa de um tubo de água frio.

Devido à existência de diferentes formas de convecção com diferentes tipos de partículas, desde a massas de ar em estado gasoso a fluidos em estado líquido, vai existir um coeficiente de convecção correspondente representado por (h), com as seguintes unidades (W/m².k), a cada tipo de fluido diferente. No caso de convecção livre para gases, têm se o menor coeficiente entre 2 a 25 e para líquidos entre 50 a 1000. Mostra que quanto maior a densidade do fluido, mais energia é necessária para aumentar a sua temperatura, resultando em coeficientes de convecção maiores. Para a convecção forçada, no caso dos gases já vai ser maior do que o caso anterior, entre 25 a 250 W/m².k, para o caso de líquidos, varia entre 100 a 20.000 e por fim em casos de convecção em que vai existir mudança de fases, devido à existência de calor latente, os processo de condensação e evaporação já varia entre 2500 a 100.000 W/m².k. Independentemente da natureza da transferência de calor por convecção, a equação apropriada para fazer o calculo é:

$$Q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Onde, o fluxo calor convectivo (Q'') dado por (W/m²) é proporcional à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, sendo respetivamente T_s e T_∞ . Esta expressão é conhecida pela lei de arrefecimento de Newton, onde o parâmetro h é o coeficiente de convecção como foi introduzido anteriormente. Este coeficiente depende das condições da camada limite, que é influenciada, pela geometria da mesma, a sua natureza (forçada ou livre), o movimento do fluido, das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido. Tendo em consideração a equação (1) apresentada, se o fluxo de calor é positivo, indica que a temperatura da superfície é maior que do fluido ($T_s > T_\infty$) e negativo se for o contrário ($T_\infty > T_s$).

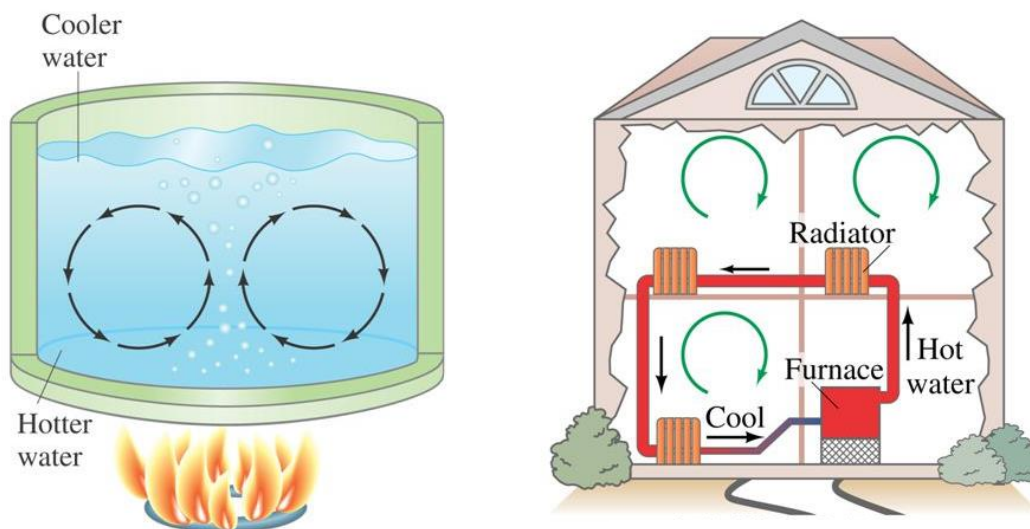
2.2. Convecção Natural

No caso do trabalho desenvolvido neste documento, o processo de transferência de calor ocorrido é através de convecção natural. Apesar de já ter sido introduzido anteriormente é importante aprofundar a compreensão deste processo.

Convecção natural é o mecanismo de transporte de calor onde o fluido em movimento não é criado a partir de fontes externas (como bombas, ventoinhas, equipamentos de sucção). Este movimento surge a partir de diferenças de densidade no fluido que são resultado dos diferentes gradientes de temperatura no mesmo.

Em convecção livre, o fluido que se encontra junto à fonte de calor, recebe energia, torna-se menos denso e sobe. O fluido circundante, mais frio, move-se para substituí-lo. Este fluido frio é então aquecido, continuando o processo, criando assim uma corrente de convecção, este mecanismo vai assim transferir calor do solo para o topo. A força por de trás da convecção natural é flutuabilidade, que resulta de diferenças na densidade do fluido. Devido a isso, a presença de uma aceleração suficientemente forte que consiga resistir às forças da gravidade (a força centrífuga ou o efeito de coriolis) é essencial para a convecção natural. Por exemplo, convecção natural não se manifesta em ambientes como zona de orbita, onde existe falta de gravidade e matéria como é o caso da estação espacial internacional. Neste caso é necessário outros mecanismos de transferência de energia para prevenir o sobreaquecimento dos componentes eletrônicos.

Convecção natural é um processo bastante importante, pois permite conhecer melhor os vários mecanismos presentes na natureza para além de ter várias aplicações na engenharia. Na natureza, células de convecção formadas a partir de ar aquecido pelo solo quente ou água são uma das principais características dos sistemas meteorológicos. A Convecção também ocorre em plumas de ar aquecido por correntes oceânicas e formações entre vento e mar (onde convecção ascendente é também modificado pelas forças de coriolis). Em aplicações de engenharia, convecção é visto normalmente na formação de microestruturas durante o processo de arrefecimento de metais. Uma aplicação industrial de convecção natural é usar o ar para arrefecer, sem uso de ventoinhas, isto acontece em pequenas escalas (chips do computador) ou para outro tipo de equipamentos.



Exemplos de convecção natural; Uma panela com água a ferver e as correntes convecção criada dentro de uma casa devido aos equipamentos de aquecimento.

Nesta imagem, pode-se observar dois casos de convecção natural, onde a fonte de calor aquece o fluido junto a ela. Criando uma diferença de temperatura e densidade, resultando numa corrente de convecção que está representado pelas setas circulares na imagem.

O caso que vai ser estudado mais em pormenor neste trabalho onde vai estar presente a convecção natural é a existência de um tubo, dentro de um depósito de água, onde nesse tubo vai circular um gás que vai estar quente. O tubo vai então transferir o calor do gás para a água aquecendo-a. Como o tubo vai se encontrar no fundo do depósito, vai criar uma corrente de convecção onde o fluido mais quente, vai subir por ser menos denso e ser substituído pelo fluido frio, onde este vai ser aquecido. Este constante movimento do fluido, vai criar dentro do depósito uma estratificação térmica, onde a água mais quente está no topo e a água mais fria no fundo.

2.3. Comportamento térmico de um cilindro oco

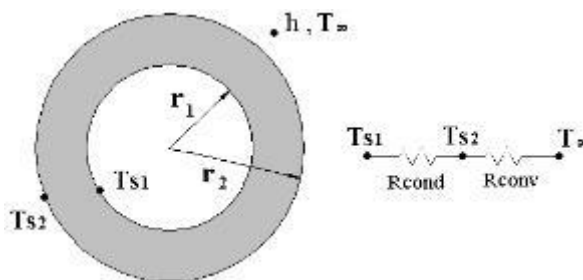
O facto de neste trabalho, trabalhar-se com comportamentos térmicos de superfícies cilíndricas ocas, como é o caso dos tubos. Vai-se estudar a transferência térmica num cilindro com a sua superfície interna e externa exposta a fluidos a diferentes temperaturas. Para casos de condições estacionárias, sem geração de calor, a equação que descreve a situação descrita é a seguinte:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) \quad (2)$$

Onde k é considerado uma variável. Tendo em conta a lei de Fourier, tem-se que a taxa a que a energia é conduzida através de qualquer superfície cilíndrica é expressa da seguinte forma:

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (3)$$

Onde $A = 2\pi rL$ é a área normal na direção à transferência de calor. A taxa de calor transferida por condução vai ser constante na direção radial, porque a quantidade $kr(dT/dr)$ é independente de r . Analisando a figura (2), pode-se interpretar melhor o comportamento térmico numa superfície cilíndrica.



Esquema cilindro oco, com as condições térmicas convectivas.

É possível determinar a distribuição da temperatura num cilindro, através da equação (2) ao aplicar as condições de fronteira e assumindo o k como constante. Ao integrar a equação (2) duas vezes obtém-se:

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (4)$$

Para obter os valores de C_1 e C_2 , introduz-se as seguintes condições fronteira:

$$T(r_1) = T_{s,1} \text{ e } T(r_2) = T_{s,2}$$

Aplicando estas condições à expressão (4), obtém-se:

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2 \text{ e } T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2$$

Ao resolver, Segundo C_1 e C_2 e substituindo na expressão (4), obtém-se:

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln \frac{r}{r_2} + T_{s,2} \quad (5)$$

Ao analisar a expressão anterior, verifica-se que a condução radial associada à temperatura, através de um cilindro é logarítmica, como é observado na figura (2). Se a distribuição da temperatura, apresentada é agora usado com a lei de Fourier, equação (3), obtém-se a seguinte expressão para a taxa de transferência de calor:

$$q_r = \frac{2\pi L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (6)$$

Sendo para a condução radial numa superfície cilíndrica, a seguinte expressão para a resistência térmica:

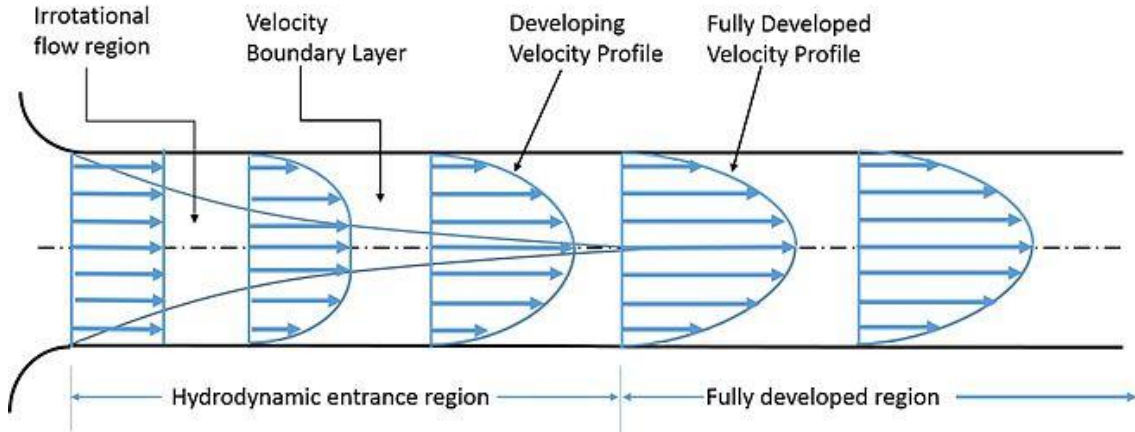
$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k} \quad (7)$$

Esta resistência é apresentada no circuito térmico da figura (2).

2.4. Fluxo interno num tubo

Anteriormente foi analisada a distribuição térmica em superfícies cilíndricas ocas, o seu comportamento e formas de calcular, agora procede-se à análise do comportamento do fluido dentro de um tubo. O fluxo interno, é caracterizado por estar restringido por superfícies externas, que vão limitar o desenvolvimento da camada limite. No caso de fluidos internos, passa por perceber se existe entradas e regiões totalmente desenvolvidas para além de perceber se o fluido têm um comportamento laminar ou turbulento, o que vai influenciar a sua capacidade de transferência térmica e o desenvolvimento da camada limite.

Para uma melhor compreensão do típico comportamento de um fluido interno, vai-se considerar o mesmo num tubo com um raio r_0 (Figura 3), onde o fluido entra com velocidade uniforme. O fluido ao fazer contacto com a superfície, vai sofrer efeitos de viscosidade, enquanto a camada limite desenvolve-se no sentido x . Este escoamento vai reduzir a região do fluido viscoso até a camada limite imergir no centro.



Desenvolvimento da camada limite, laminar, num tubo circular.

Após o fluido unir no centro, os efeitos viscosos vão se estender a toda a secção e a velocidade do fluido fica constante ao longo de x . O fluido nestas condições é conhecido por estar completamente desenvolvido e a distância desde a entrada até estas condições é definida por comprimento de entrada hidrodinâmico, $x_{fd,h}$, como observado na figura (3). A velocidade de perfil, na região completamente desenvolvida é parabólica, para um escoamento laminar. Para o caso turbulento, o perfil é plano, devido à turbulência na direção radial. Para o estudo do fluido interno é importante saber se este é laminar ou turbulento e para perceber o tipo de perfil, usa-se o número de Reynolds (Re). O número de Reynolds num tubo circular é definido como:

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (8)$$

Onde u_m é a velocidade média do fluido a partir da secção transversal do tubo e D é o diâmetro do tubo. Em situação de desenvolvimento completo, o número de Reynolds crítico que corresponde á passagem de fluido laminar para turbulento é: $Re_{D,c} \sim 2300$. Apesar de ser necessário, valores de Reynolds, na ordem dos 10.000, para atingir a condição de fluido completamente turbulento. A transição para turbulento é provável que ocorra no princípio do desenvolvimento da camada limite, na região de entrada.

Após a compreensão do perfil de velocidade de um fluido, interno é preciso interpretar o conceito de velocidade média. Como a velocidade altera segundo a secção transversal e não existe um fluxo livre bem definido é necessário usar a velocidade média (u_m) quando trata-se de estudos de fluxos internos. Esta velocidade é definido pela multiplicação da densidade do fluido (ρ) e a área da secção transversal do tubo (A_c) que resulta na taxa de fluxo de massa (m):

$$m = \rho u_m A_c \quad (9)$$

Para um fluxo constante, incompressível num tubo com a área A_c , m e u_m são constantes independente de x . A partir das Equações (8) e (9), para o fluxo num tubo circular ($A_c = \pi D^2/4$), o número de Reynolds é o seguinte:

$$Re_D = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad (10)$$

Para determinar os parâmetros numa bomba para colocar o fluido interno a circular é preciso perceber qual vai ser a sua perda de pressão, nestas condições. Para determinar a perda de pressão normalmente recorre-se ao fator de fricção (f), que não tem unidades, sendo para casos de fluxos laminares totalmente desenvolvidos:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (11)$$

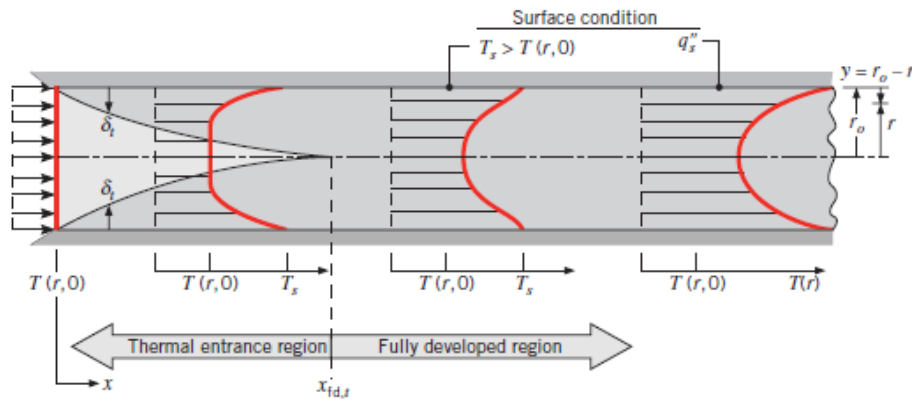
No caso de fluxos turbulentos totalmente desenvolvidos, este fator vai depender do número de Reynolds e das condições da superfície do tubo, sendo que, este aumenta com a rugosidade da superfície (e). Resultando na seguinte expressão:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right) \quad (12)$$

Ou para um caso em que temos um fluxo turbulento, mas numa superfície mais suave, tem-se, para valores Reynolds entre ($3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$), a seguinte expressão:

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (13)$$

Depois, de analisar o perfil de velocidade do fluido interno, num tubo circular, vai-se analisar o seu comportamento térmico. Se o fluido, entra no tubo, figura (6) a uma temperatura uniforme $T(r,0)$, sendo menor que a temperatura à superfície, começa a ocorrer transferência de calor por convecção e a camada limite térmica, começa o seu desenvolvimento.



Desenvolvimento da camada térmica limite, num tubo circular.

Se as condições da superfície do tubo são fixas por estar imposta uma temperatura uniforme (T_s é constante) ou um fluxo de calor uniforme (q_s'' é constante), eventualmente atinge-se a condição de desenvolvimento térmico total. O perfil térmico num caso de desenvolvimento completo, a temperatura da superfície mantêm-se uniforme se temperatura ou fluxo de calor é mantido. Para as superfícies, no entanto, a temperatura do fluido é superior à temperatura de entrada, esta vai aumentar segundo x . Para um fluxo laminar o comprimento de entrada térmica, é expresso da seguinte forma:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05Re_D Pr \quad (14)$$

Nesta expressão é introduzido um parâmetro adimensional, que é o número de Prandlt (Pr). Este parâmetro é calculado a partir da razão entre a viscosidade dinâmica (ν) e a difusividade térmica (α) de um fluido (expressão 15). Este valor determina a capacidade de transferência de calor nas camadas limites, segundo o movimento do fluido. É um parâmetro essencial para os processos de transferência de calor por convecção. [14]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (15)$$

Voltando a expressão (14), se $Pr > 1$, significa que a camada limite hidrodinâmica desenvolve-se mais rápida que a camada limite térmica ($x_{fd,h} < x_{fd,t}$), sendo que acontece o inverso para $Pr < 1$, segundo a expressão (14).

Para uma melhor compreensão das condições térmicas numa região totalmente desenvolvida, é necessário perceber o conceito de temperatura média. A temperatura média tem o mesmo princípio da velocidade média, dado que num fluxo interno não existe apenas uma temperatura fixa é necessário a utilização de um valor de temperatura média. Para determinar o valor de temperatura média (T_m) é observado na seguinte expressão:

$$mC_p T_m = \int \rho u C_p T dA_\epsilon \Leftrightarrow T_m = \frac{\int_{Ac} \rho u C_p T dA_\epsilon}{mC_p} \quad (16)$$

O valor de T_m é calculado a partir da entalpia do sistema segundo a secção transversal. A advecção é calculada pela integração entre o fluxo massa e a energia térmica por unidade de massa, sobre a secção transversal. A temperatura média vai ser um valor de temperatura conveniente para o fluxo interno, tendo o mesmo papel que o valor de temperatura do fluido livre (T_∞) num fluxo externo. Resultando assim na seguinte expressão, da lei de arrefecimento de Newton:

$$\dot{q}_m = h(T_s - T_m) \quad (17)$$

No entanto vai existir uma diferença entre T_m e T_∞ . O T_∞ é constante na direção do fluxo, no entanto, T_m deve variar segundo esta direção. Isto é, dT_m/dx nunca é zero se existe transferência de calor. O valor T_m aumenta segundo x se o calor vai da superfície para o fluido ($T_s > T_m$) e o contrário também é verdade ($T_s < T_m$).

Um parâmetro que vai medir a transferência de calor por convecção numa superfície é o número Nusselt (Nu). Este parâmetro, como o número de Reynolds e Prandlt, também vai ser adimensional. O número de Nusselt está para a camada limite térmica como o coeficiente de fricção está para a camada limite da velocidade. Este vai ser caracterizado, segundo uma determinada geometria, como:

$$Nu = f(x^*, Re_L, Pr) \quad (18)$$

Esta expressão implica que para um dada geometria, o número de Nusselt é uma função universal para x^* , Re_L e Pr . Se esta função for conhecida, é possível determinar o valor de Nu , para diferentes fluidos. A partir do Nu , é possível descobrir o coeficiente de convecção local a partir da expressão (19), mas dado que a média do coeficiente de transferência de calor é obtido a partir da integração sobre a superfície do corpo, logo este deve ser independente da variável espacial x^* . Portanto o valor médio de Nusselt vai ser assim:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L}{k_f} = f(Re_L, Pr) \quad (19)$$

Para superfícies como cilindros o número de Nusselt é calculado usando a mesma expressão em (19), mas substitui-se o (comprimento) L por D (diâmetro), obtendo assim a seguinte expressão:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (20)$$

No caso de estados totalmente desenvolvidos (hidrodinâmica e termicamente) em fluxos turbulentos, vai-se determinar o seu número de Nusselt a partir da seguinte equação:

$$Nu = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (21)$$

Onde, tem-se para casos de aquecimento $n=0,4$ e para arrefecimento $n=0,3$. Esta equação apenas é valida segundo os seguintes intervalos:

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

Após a compreensão do comportamento de um fluido interno em termos de velocidade e temperatura, bem como vários parâmetros que ajudam a caracterizar estes estados, vai-se passar para a definição do balanço de energia nestes fluidos.

Dado que estes fluxos estão completamente fechados, é possível aplicar um balanço de energia para determinar como a temperatura média ($T_m(x)$) varia com x ao longo da superfície. Sabendo que a transferência de calor por convecção (q_{conv}) está relacionado com as diferenças de temperatura dentro e fora do tubo, com o fluido a mover a uma taxa constante (m) e admitindo que a transferência de calor por convecção ocorre na superfície interna. Logo assume-se que nestas condições, esta um estado de fluxo de calor constante. Normalmente admite-se o caso em que a dissipação por viscosidade é pouco significativa e assim o fluido é considerado como um líquido incompressível ou um gás ideal com variações de pressão pouco significativas.

Para além de que muitas vezes pode-se assumir apenas a transferência de calor por convecção, sem considerar a transferência por condução na direção axial. Por outro lado, como foi falado anteriormente, que a temperatura média é definido a partir de mC_pT_m , que representa a taxa de energia térmica, obtém-se, assim:

$$dq_{conv} = mC_p dT_m \quad (22)$$

Esta equação anterior apresenta uma forma simplificada, para a taxa de transferência de calor por convecção, do elemento diferencial $dq_{conv}=q_s''Pdx$, onde P é o perímetro da superfície ($P=\pi D$). Substituindo a partir da expressão (17), tem-se:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s''P}{mC_p} = \frac{P}{mC_p} h(T_s - T_m) \quad (23)$$

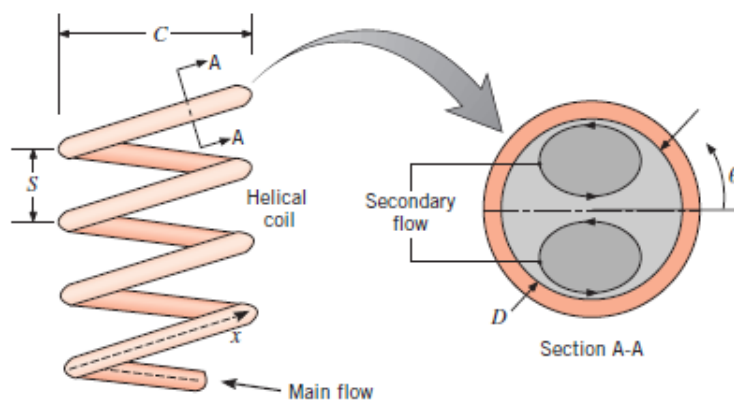
Esta expressão é bastante prática pois é possível determinar a variação de (T_m) , segundo o eixo. Se $T_s > T_m$, indica que o calor é transferido para o fluido e (T_m) aumenta segundo x . O contrário também acontece se $T_s < T_m$. Na prática, o valor de (P) , apesar de variar com x , normalmente é constante pois a secção transversal de um tubo costuma ser constante. Logo a quantidade (P/mC_p) é constante. Em casos de estados completamente desenvolvidos, o coeficiente de convecção (h) é também constante, apesar de diminuir com x , na região de entrada. Por fim, (T_s) pode ser constante, (T_m) deve variar sempre com x , exceto no caso em que não existe transferência de calor, $(T_s=T_m)$.

A expressão anterior, mostra que a solução para $T_m(x)$ depende das condições térmicas da superfície.

2.5. Fluxo num tubo Helicoidal

Neste capítulo vai se analisar o comportamento de um fluxo interno em superfícies helicoidais, pois neste trabalho o fluxo interno em estudo está confinado neste tipo de superfícies.

Uma das razões que levou a optar por esta forma é a capacidade de aumentar a transferência de calor do fluxo interno. Ao enrolar um tubo (Figura 5), a transferência de calor pode aumentar sem introduzir turbulência ou aumentar a área de contacto. Neste caso, as forças centrífugas no fluido, vão induzir um segundo fluxo, que consiste num par de vórtices longitudinais que resulta em grandes coeficientes de transferência de calor local, junto à extremidade do tubo. Estes coeficientes de transferência de calor local variam com x e ângulo (θ) .



Tubo helicoidal e sua secção transversal com a representação do fluxo secundário.

Ao admitir que o fluxo de calor é constante, é possível calcular a temperatura média, $T_m(x)$, através do princípio da conservação da energia. Contudo, para os casos onde o fluido é aquecido, vai-se ter temperaturas máximas junto à parede do tubo. Estas temperaturas máximas locais não são lineares, porque existe uma dependência do coeficiente de transferência de calor o que torna difícil o seu cálculo. Ao considerar que as condições de fluxo de calor é constante, torna-se inútil usar correlações para o número de Nusselt médio. Por outro lado, correlações para o número de Nusselt médio, para uma temperatura da parede constante, como condição de fronteira, torna-se algo útil.

O fluxo secundário, aumenta as perdas por fricção e taxa de transferência de calor. No entanto, reduz, largura de entrada e a diferença entre taxa de transferência de calor entre fluidos laminares e turbulentos, relativamente aos casos considerados para tubos retos. A pressão diminui e a taxa de transferência de calor mostra pouca dependência no enrolamento, (S). O número crítico de Reynolds, corresponde ao início da turbulência no tubo helicoidal, $Re_{D,c,h}$ é:

$$Re_{D,c,h} = Re_{D,c} \left[1 + 12(D/C)^{0,5} \right] \quad (24)$$

Onde, o $Re_{D,c} \sim 2300$ e o (C) está definido na figura 5. Com um forte escoamento secundário associado a um tubo helicoidal, com bastantes enrolamentos, vai atrasar a transição para um estado turbulento. Para escoamentos laminares totalmente desenvolvidos com $C/D \geq 3$, o fator de fricção é o que está na expressão (11), se $Re_D(D/C)^{1/2} \leq 30$. Por outro lado o fator de fricção é determinado da seguinte forma:

$$f = \frac{27}{Re_D^{0,725}} (D/C)^{0,1375}, \quad 30 \leq Re_D(D/C)^{1/2} \leq 300 \quad (25)$$

$$f = \frac{7,2}{Re_D^{0,5}} (D/C)^{0,25}, \quad 300 \leq Re_D(D/C)^{1/2} \quad (26)$$

No caso onde $C/D \leq 3$, o coeficiente de transferência de calor, é determinado a partir da seguinte correlação do número de Nusselt:

$$Nu_D = \left[\left(3,66 + \frac{4,343}{a} \right)^3 + 1,158 \left(\frac{Re_D(D/C)^{1/2}}{b} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (27)$$

$$\text{Onde: } a = \left(1 + \frac{927(C/D)}{Re_D^2 Pr} \right); \quad b = \left(1 + \frac{0,477}{Pr} \right) \quad (27.a,b)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,005 \leq Pr \leq 1600 \\ 1 \leq Re_D(D/C)^{1/2} \leq 1000 \end{array} \right]$$

As correlações do fator de fricção em escoamentos turbulentos são baseados em dados limitados. Para além de que a transferência de calor devido ao aumento do fluxo secundário é menos de 10% quando o escoamento é turbulento para $C/D \geq 20$.

Como tal, este aumento de transferência de calor, por usar tubos helicoidais é normalmente utilizado para situações de fluxo laminar. No caso de fluxo laminar a região de entrada é 20% a 50% mais

curta do que a de um tubo reto, portanto a região da entrada pode ser negligenciada na maioria dos cálculos. Quando um gás ou líquido é aquecido num tubo reto, a parte do fluido que entra no centro irá sair mais rápido, e mais fria do que, a parte do fluido que entra junto à parede do tubo. O que implica que vai existir um gradiente de temperatura no fluido, dentro do tubo helicoidal. No entanto o fluxo secundário vai ter o papel de misturar o fluido, num escoamento laminar, resultando numa temperatura semelhante em todas as partes do fluido. É por esta razão que os tubos enrolados são usadas para processo de fabricação de prototipos farmacêuticos e cosméticos.

2.6. Permutador, o seu funcionamento e métodos de análise

O processo de transferência de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separadas por uma parede sólida é conhecido por permutador. O permutador tem várias aplicações como em ar condicionados, produção de energia, recuperação de calor e processamento químico.

Os permutadores são classificados segundo o tipo de escoamento e construção do mesmo. Os permutadores mais simples, são feitos de tubos concêntricos ou cano duplo, tendo um escoamento paralelo (fluxo quente e frio no mesmo sentido) ou em contracorrente (fluxos em sentidos opostos), ainda existe uma terceira opção que é de fluxos cruzados (fluxos perpendiculares um ao outro).

Um elemento essencial, para analisar qualquer permutador é a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente é definido segundo a resistência térmica total entre dois fluidos. A forma mais comum de determinar este coeficiente passa por considerar as resistências de condução e convecção entre os dois fluidos, separados por uma parede. Neste caso, o coeficiente global de transferência de calor é expresso da seguinte forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(hA)_c} + R_w + \frac{1}{(hA)_h} \quad (28)$$

Onde (c) e (h) referem-se ao fluido quente e frio, respetivamente. O valor de (UA) não precisa de designação de lado quente ou frio, dado que, $U_c A_c = U_h A_h$. No entanto, o cálculo do coeficiente global depende se é baseado na superfície do lado quente ou frio, pois $U_c \neq U_h$ se $A_c \neq A_h$. A resistência por condução, (R_w) é obtido a partir da expressão (29), onde (L) é a espessura da parede, para uma parede plana ou para uma cilíndrica, expressão (8).

$$R_{i,cond} = \frac{L}{kA} \quad (29)$$

Contudo é importante referir, que a expressão (28) aplica-se apenas para superfícies sem abas. No funcionamento normal de um permutador, as superfícies são sujeitas a incrustações de impurezas dos fluidos, que levam à formação de ferrugem ou outras reações entre o fluido e o material da parede. A subsequente deposição de uma camada na superfície pode aumentar a sua resistência térmica entre os fluidos. Este efeito é tido em conta ao introduzir uma resistência térmica adicional na equação (28), denominado como coeficiente de incrustação de impurezas (R_f). Este fator vai depender da temperatura de operação, velocidade do fluido e tempo de funcionamento do permutador.

Por outro lado as abas são adicionadas para acrescentar a superfície exposta aos fluidos, aumentando assim a área de superfície e reduzindo a resistência térmica. Tendo em conta o fator de incrustação e de aba na superfície, o coeficiente global de transferência de calor fica expresso da seguinte forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \quad (30)$$

Apesar de existir fatores de incrustação de impurezas (R_f'') determinados, segundo o tipo de fluido, este coeficiente varia quando o permutador está em funcionamento (é 0, quando está completamente limpo e vai aumentando com a acumulação da incrustação das impurezas dos fluidos). O termo (η_0) é conhecido como eficiência global da superfície ou eficácia térmica de uma superfície com abas. Este está definido da seguinte forma, para superfícies sem abas:

$$q = \eta_0 h A (T_b - T_\infty) \quad (31)$$

Onde (T_b) é a temperatura base da superfície, ou seja, a temperatura da superfície junto às abas e (A) área total (abas na superfície). Resultando assim na seguinte expressão para a eficiência global:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (32)$$

Onde (A_f) é a área total das abas e (η_f) é a eficiência de uma aba. Para tornar consistente com a nomenclatura, usada na análise de permutadores, o rácio entre área das abas e área total da superfície é expressa como A_f/A . No caso do termo (η_f), admitindo que uma aba tem comprimento (L), tem-se assim a seguinte expressão:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (33)$$

Onde $m = (2h/kt)^{1/2}$ e (t) a espessura da aba. O termo de condução através de uma parede, expresso nas equações (33;34) podem ser desprezadas, pois normalmente, é usado uma parede fina, com uma enorme condutividade. Também, é normal que, um dos coeficientes de convecção seja muito menor que o outro, levando a ter um peso muito mais significativo na determinação do coeficiente geral. Para permutadores com superfícies sem abas e de forma tubular a expressão (30), resume-se na seguinte:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (34)$$

Tem-se como (i) e (o) a designação para superfície interna e externa do tubo, ($A_i = \eta D_i L$; $A_o = \eta D_o L$), respetivamente. Para planejar ou prever a performance de um permutador, é essencial relacionar a taxa de transferência de calor total a valores como a temperatura do fluido interno e externo, tal como o coeficiente global de transferência de calor à área da superfície total do permutador. Estas duas relações podem ser obtidas ao aplicar balanços de energia globais do permutador entre o fluido quente e frio, presente na figura (8).

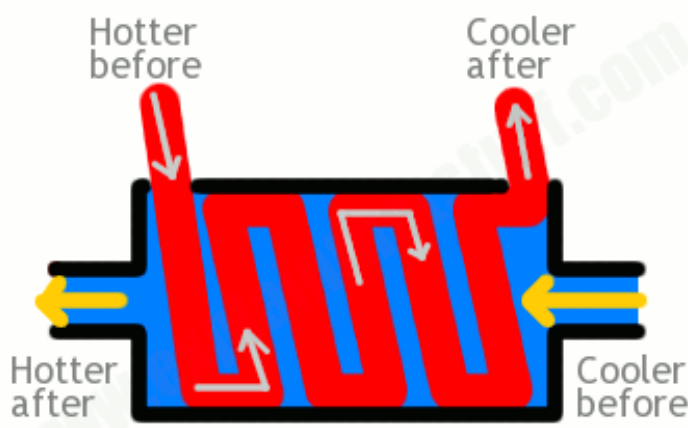
Em particular, se (q) é a taxa de transferência total entre o fluido quente e frio, se for desprezado a transferência de calor entre o permutador e o meio, bem como, o potencial e mudanças na energia cinética, aplicando as condições de fluxo estagnado, tem-se assim:

$$q = m_h(i_{h,i} - i_{h,o}) \text{ e } q = m_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (35.a,b)$$

Onde (i) é a entalpia do fluido. Os subscritos (h) e (c) refere-se a fluido quente e frio e os subscritos (i) e (o) designa as condições do fluxo interno e externo. Para o caso de os fluidos não sofrerem mudanças de estados, é considerado a constante de calor específico, obtendo assim as seguintes expressões:

$$q = m_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \text{ e } q = m_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (36.a,b)$$

As temperaturas presentes na expressão referem-se a temperatura média do fluido num determinado local. É importante frisar que as expressões anteriores (35; 36) são independentes da forma do fluxo e do tipo de permutador.



Esquema de um típico permutador e como se procede a troca de temperatura entre os dois fluxos.

Uma expressão bastante útil é relacionar a taxa de transferência térmica às diferenças de temperatura (ΔT), entre fluido quente e frio, ($\Delta T = T_h - T_c$). Por outro lado ao usar o coeficiente de transferência geral (U) em vez do coeficiente de convecção individual (h). Devido ao (ΔT) variar com a posição no permutador, é necessário usar a diferença entre temperaturas médias (ΔT_m), resultando na seguinte expressão:

$$q = U A \Delta T_m \quad (37)$$

Esta expressão (37) em conjunto com as expressões (35 e 36) podem ser usadas para analisar um permutador.

No caso de não conseguir determinar as temperaturas do fluido quente e frio, é impossível usar as expressões apresentadas anteriormente, conhecido como a diferença logarítmica da temperatura média ($LMTD$). Ao analisar as equações (39; 40; 41) todas baseiam-se no valor de (ΔT_m) para o cálculo do valor de (q) num permutador. A falta destes dados é necessário recorrer a um outro método que consegue fazer à análise do permutador, chamado eficácia- NTU ou apenas método de NTU (número de unidades transferidas).

Para determinar a eficácia do permutador é necessário primeiro determinar a taxa de transferência máxima possível, (q_{max}) do mesmo. Este termo máximo pode ser atingido, em teoria, através de um permutador em contra corrente ou usar uma largura infinita. Neste permutador, um dos fluidos iria atingir a maior diferença de temperatura possível, $T_{h,i} - T_{c,i}$. Para uma melhor compreensão, considera-se a situação em que $C_c > C_h$ (em que C_c e C_h são a taxa de armazenamento térmica, do fluido frio e

quente, respetivamente), o que neste caso, $|dT_c| > |dT_h|$. O fluido frio iria experienciar a maior mudança de temperatura e como $L \rightarrow \infty$, este seria aquecido até atingir a temperatura entrada do fluido quente ($T_{c,o} = T_{h,i}$). Por outro lado, se $C_h > C_c$, o fluido quente iria sofrer a maior mudança de temperatura, arrefecendo até à temperatura entrada do fluido frio ($T_{h,o} = T_{c,i}$). Seguindo esta linha de raciocínio para os dois casos é possível obter a seguinte expressão:

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (38)$$

Onde o (C_{\min}) é igual a (C_c) ou (C_h), o que for o menor. Qual seja a temperatura de entrada do fluido quente ou fria, a expressão (38) dá a taxa máxima de transferência térmica possível, que podia ser dada por um permutador. Agora é possível definir a eficácia (\mathcal{E}), como o rácio da atual taxa transferência de calor de um permutador sobre o valor máximo possível, resultando assim:

$$\mathcal{E} = \frac{q}{q_{\max}} \Leftrightarrow \mathcal{E} = \frac{C_{h/c}(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (39)$$

A eficácia, não tem unidades e esta no intervalo $0 \leq \mathcal{E} \leq 1$. Sendo bastante útil, pois se for conhecido os valores de (\mathcal{E}), ($T_{h,i}$) e ($T_{c,i}$) é possível calcular a taxa de transferência de calor a partir da seguinte expressão:

$$q = \mathcal{E} C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (40)$$

Para qualquer, permutador a eficácia pode ser calculada da seguinte forma:

$$\mathcal{E} = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (41)$$

Em que o NTU (número de unidades transferidas) é também um número sem unidades, muito usado para a análise dos permutadores e pode ser calculado da seguinte forma:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (42)$$

O que acontece na prática é que ao usar este método, a fórmula da eficácia, vai ser diferente segundo o tipo de permutador em questão. Por outro lado é possível usar o NTU , para analisar o permutador, que vai por sua vez depender das seguintes condições:

$$NTU = f\left(\mathcal{E}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (43)$$

O NTU vai ser calculado de maneira diferente à eficácia, dependendo do tipo de permutador que esteja a ser estudado, tornando este método \mathcal{E} - NTU bastante versátil. No estudo de um permutador se o objetivo é dimensionar a sua área ou calcular a quantidade de calor transferido numa dada configuração, vai-se recorrer a diferentes equações e parâmetros segundo o objetivo em causa. É importante referir, que os dois métodos apresentados ($LMTD$ e \mathcal{E} - NTU) fazem uma análise do permutador de uma perspetiva global, não apresentando qualquer informação das condições do permutador.

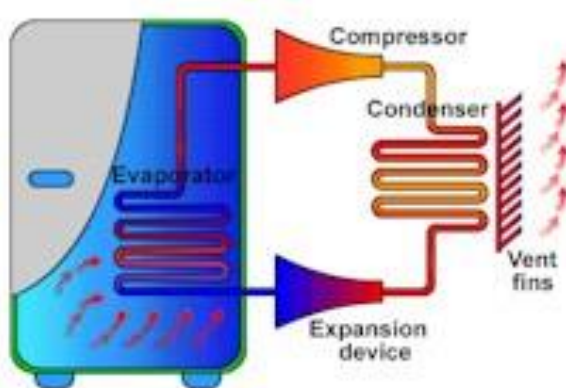
2.7. Funcionamento de um Refrigerador. Ciclo de Carnot

Nestes últimos capítulos, foram explicados vários conceitos ligados à transferência de calor, desde os processos físicos que explicam o seu comportamento passando por fluxos interno, até ao permutador. Contudo é necessário referir o aparelho que vai alimentar o permutador em estudo, que é um refrigerador. Os refrigeradores têm a particularidade de ter um comportamento típicos de uma bomba de calor, libertando como resíduo, calor. A base de todo este trabalho é dar uso a esse desperdício térmico.

O refrigerador é constituído por 5 componentes principais: O compressor; A serpentina por fora do refrigerador (onde ocorre as trocas térmicas); válvula de expansão; serpentina dentro do refrigerador; Líquido/gás refrigerante (líquido que vai evaporar dentro do refrigerador criando as temperaturas frias).

O funcionamento do refrigerador vai ter um comportamento cíclico, seguindo o percurso do gás refrigerante ao longo de todos os componentes. O gás numa primeira fase é conduzido a um estado de pressão e temperatura baixas. De seguida, este é comprimido através do uso de trabalho, atingindo grandes pressões que leva a um aumento da temperatura. O gás vai ser transferido para a condensador que se encontra fora do refrigerador, onde vai perder o seu calor, passando o gás a estado líquido. Este gás passa, por uma válvula de expansão onde a pressão diminui rapidamente, levando à expansão do líquido onde parte do mesmo, muda de fase para vapor muito rapidamente.

Esta mudança de estado cria um efeito de arrefecimento. De seguida este vapor/líquido frio vai passar pelo evaporador, que se encontra dentro do refrigerador, onde vai arrefecer o ar do refrigerador. O líquido ao absorver o calor do ar do refrigerador torna-se num gás a baixas pressões e temperaturas, como se encontrava no seu estado inicial, recomeçando de novo o mesmo ciclo. Todo este processo pode ser examinado na figura, onde se pode observar os diferentes componentes e mudanças de temperatura do gás refrigerante. [16]



Esquema de um refrigerador representado com os diferentes componentes que permite o seu funcionamento

O refrigerador, como já foi referido, têm um comportamento igual a uma bomba de calor que de uma forma geral regem-se todas por um ciclo, o ciclo de Carnot. O ciclo de Carnot surgiu no século XIX na tentativa, de explicar, através de uma teoria geral, o funcionamento dos motores térmicos, bem como um modelo de um sistema termodinâmico para o motor de calor, ficando conhecido como o ciclo de Carnot. Este ciclo é constituído por quatro fases, duas fases isotérmicas (temperatura constante) e duas fases adiabáticas (pressão constante) [17].

O ciclo de Carnot é considerado como o motor de calor, teoricamente, mais eficiente, segundo as leis da física. Conforme a segunda lei da termodinâmica afirma que nem todo o calor fornecido, a um motor pode ser convertido em trabalho, a eficiência de Carnot, vem estabelecer o valor limite da fração de calor que pode ser usado, como pode ser observado na seguinte expressão:

$$\eta = \frac{T_H - T_C}{T_H} \times 100\% \quad (44)$$

A eficiência vai depender do valor de temperatura quente (T_H) e do valor de temperatura fria (T_C), sendo que estes valores têm de ser expressos em kelvin, para dar o resultado correto [15]. Para uma melhor compreensão do ciclo de Carnot, pode se observar a seguinte figura:

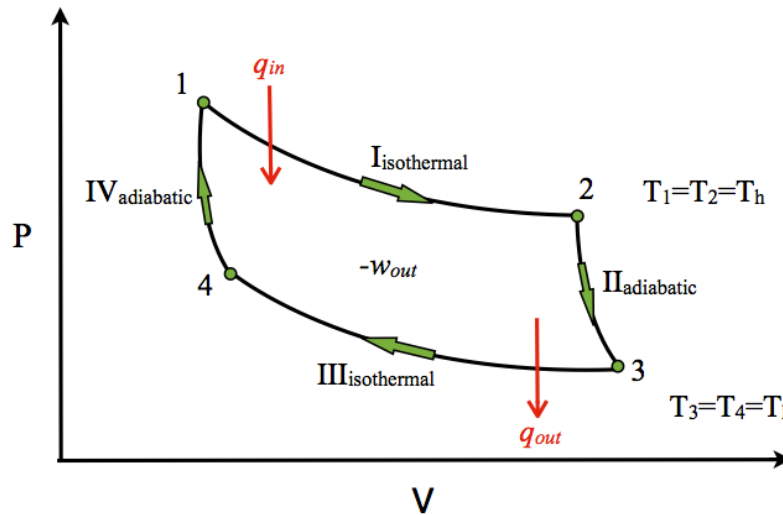


Gráfico que expressa as diferentes fases do ciclo de Carnot

Através desta imagem é possível observar as quatro fases presentes num ciclo de Carnot, expresso nas duas fases isotérmicas e duas fases isobáricas, explicadas anteriormente.

2.8. Válvula de Expansão

A válvula de expansão termostática é um dos principais elementos dos sistemas de refrigeração de expansão direta, como é o caso do frigorífico. Este componente vai ser responsável por várias funções para um funcionamento normal do sistema de refrigeração, que são:

- Reduzir a pressão do gás frigorífero: A primeira função da válvula é reduzir a pressão do gás desde as altas pressões do condensador até às pressões no evaporador. A válvula tem um estreitamento ou orifício, que o gás ao passar nesta secção vai baixar a sua pressão ao nível dos valores do evaporador. Devido a esta rápida descida de pressão a temperatura do gás também desce abruptamente, produzindo o efeito de refrigeração no evaporador.

- Manter o evaporador ativo: A válvula permite que o fluxo de gás seja de acordo com a capacidade de arrefecimento necessária. Numa carga maior, o fluxo do gás é maior e com cargas menores é reduzido o fluxo do gás. A válvula vai permitir uma constante regulação do fluxo de gás no evaporador, conforme as necessidades do sistema de refrigeração. Assim não vai existir desperdício da capacidade do evaporador. A válvula vai ajustar o fluxo do gás constantemente para manter os níveis a que foi ajustado.

- Regular o fluxo do gás conforme as necessidades: Esta é outra função muito importante da válvula de expansão. Direciona o fluxo do gás para o evaporador, conforme a carga dentro do sistema de refrigeração. Isto regula a entrada do líquido frigorífero para o compressor, permitindo um funcionamento eficiente dos diferentes componentes do sistema de refrigeração.

Existe dois tipos de válvulas usadas nos diferentes tipos de equipamentos de refrigeração. O mais comum é o uso de uma válvula de expansão nivelada internamente, que se encontra em maior parte dos equipamentos de refrigeração. Neste tipo de válvulas mais comuns, o gás à entrada encontra-se num estado líquido em alta pressão vindo do compressor. Por sua vez, o gás é obrigado a passar por uma restrição ou orifício, que obriga o gás a diminuir rapidamente a sua pressão, que desseguida é direcionado para o evaporador. O segundo tipo de válvulas são normalmente usadas para um maior controlo, especialmente em grandes sistemas de refrigeração, são conhecidas por válvulas de expansão niveladas externamente. Estas válvulas vão ter o mesmo tipo de funcionamento que as válvulas niveladas internamente com a exceção que a pressão do evaporador é alimentado por um tubo equalizador que está contra a face inferior do diafragma na saída do evaporador. Isto permite equilibrar a temperatura à saída do evaporador através da válvula de expansão que está contra a pressão do evaporador à saída.



Imagem de uma válvula de expansão mais comum presente em equipamentos de refrigeração como um frigorífico.

2.9. Funcionamento bomba de calor

A bomba de calor é um conceito muito importante para o desenvolvimento deste trabalho, pois como se vai perceber mais a frente esta noção vai ajudar a compreender o funcionamento de um frigorífico e melhor compreensão de toda a física por de trás deste modelo.

A bomba de calor é um dispositivo elétrico que extrai calor de um espaço e transfere para outro. Esta tecnologia esta presente em equipamentos como frigoríficos e sistemas de ar condicionado.

As bombas de calor transferem calor através da circulação de um líquido refrigerante através de um ciclo de evaporação e condensação. O compressor bombeia o líquido refrigerante entre dois permutadores. Num dos permutadores, o líquido refrigerante é evaporado a baixas pressões e absorve calor do meio que a rodeia. O líquido é então comprimido em direção ao segundo permutador, onde vai condensar a grandes pressões. Devido a estas condições é libertado o líquido anteriormente absorvido no ciclo. Logo a bomba de calor consegue transferir calor de um lugar para o outro conforme as necessidades do utilizador, tornando uma tecnologia muito versátil.

Como foi já referido, os frigoríficos e sistemas de ar condicionado são exemplos de sistemas que usam bombas de calor, trabalhando apenas no modo de frio, ou seja arrefecer uma certa zona, como um frigorífico ou uma sala em relação ao meio à volta. O frigorífico, basicamente é uma “caixa isoladora” com um sistema bomba de calor conectado. O permutador onde ocorre evaporação vai estar localizada dentro da “caixa”, geralmente na zona do congelador. O calor vai ser absorvido neste local e transferido para o exterior. Normalmente na parte de trás ou por baixo do equipamento onde vai estar o permutador em que ocorre a condensação do líquido. Seguindo o mesmo raciocínio um ar condicionado vai transferir o calor de dentro da casa para o exterior.

Os ciclos das bombas de calor são totalmente reversíveis, permitindo fornecer ao longo do ano um controlo de temperatura em casa. Aquecendo durante o inverno e arrefecendo e desumidificando o ar no verão. Dado que o solo e o ar no exterior contem algum calor, uma bomba de calor consegue fornecer calor a uma casa mesmo em dias de inverno muito frios. Na verdade, o ar a -18°C contem cerca de 85 por cento do calor que tem à temperatura 21°C . Este tipo de sistemas são conhecidos como bombas de calor ar condicionado que absorvem calor do ar exterior no inverno e rejeitam calor do interior para o ar externo no verão.

Ou seja, a bomba de calor é um dispositivo que usa pequenas quantidades de energia para mover calor de um local para outro. Devido a estas características as bombas de calor vão apresentar inúmeras vantagens. Uma grande vantagem da bomba de calor face a um sistema HVAC é o facto de não precisar instalar um sistema separado para aquecer ou arrefecer a habitação. Bombas de calor são extramente eficientes, porque basicamente transfere calor, em vez de queimar combustível para criar calor como outros sistemas. São mais eficientes em climas moderados, pois em climas extremos, obrigado o sistema a atingir valores de temperatura no líquido refrigerante e valores de pressão ainda maiores para conseguir transferir calor.

Existe vários tipos de bombas de calor, mas todos operam segundo o mesmo princípio, transferir calor. Existindo um fator chave, que o calor naturalmente move-se de um sítio mais quente para um local mais frio para atingir o equilíbrio térmico. A bomba de calor com o uso de energia vai reverter este processo, retirando calor de uma zona mais fria e colocar numa zona mais quente. Então o calor é transferido de uma “fonte de calor” como o solo ou o ar num “fossa de calor” a habitação.

Os mais conhecidos são os tipos “bomba de calor fonte-ar”. Esta tecnologia permite retirar calor do ar externo e bombear para dentro da habitação através de permutadores com liquido frigorigéneo, que são semelhantes a parte de trás de um frigorífico. Estes sistemas são constituídos por dois ventiladores, o permutador refrigerador, uma válvula de inversão e um compressor.

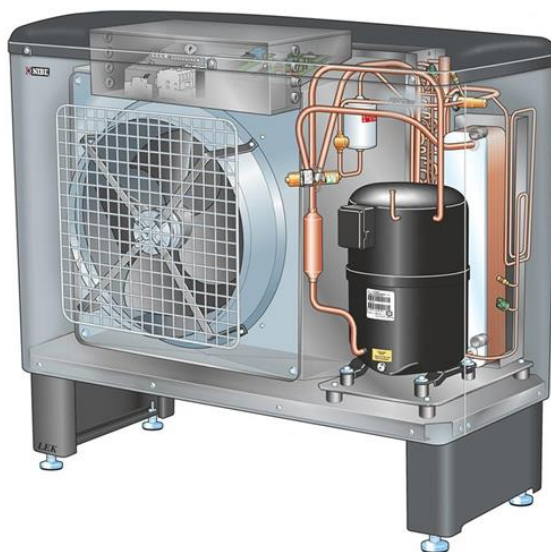


Imagem de um típico de ar condicionado e dos vários componentes que constitui o mesmo.

Outro sistema bastante comum é bomba de calor ar-ar, pois retira calor do ar externo e transfere para um sistema de condutas de ar dentro da habitação. Estes sistemas consegue ser adaptados para trabalhar com outros sistemas de aquecimento.

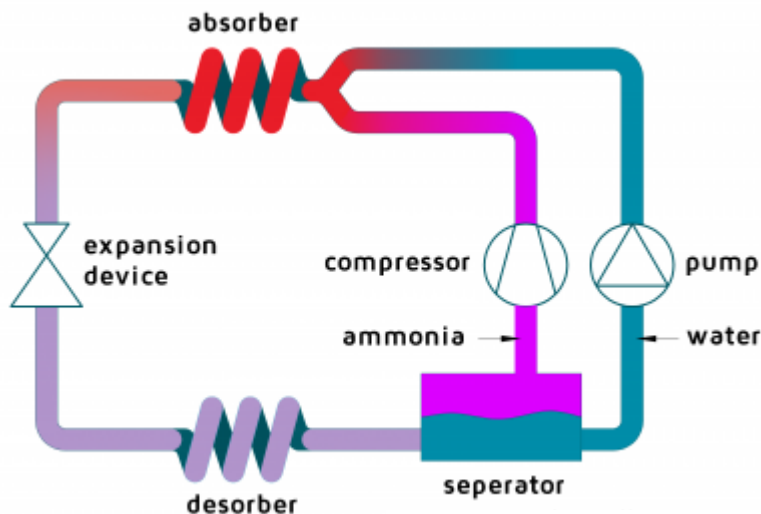
Estes sistemas só conseguem usar a bomba de calor para arrefecer o interior, devido a válvula de inversão. Esta peça versátil permite reverter os fluxos de refrigeração, para assim o sistema começar a operar no sentido oposto. Então em vez de bombear calor para o interior, a bomba de calor funciona tal e qual como um sistema ar condicionado. Quando o sistema de refrigeração é invertido, vai absorver calor do interior da casa e transferi-lo para o exterior. É nesta zona que o calor é libertado, permitindo ao líquido arrefecer e recomeçar de novo o ciclo para absorver mais calor. Repetindo este ciclo até atingir temperatura desejada no interior da habitação.

Como já foi referido as “bombas de calor fonte-ar” usam um ventilador no exterior que bombeia o ar para o permutador. Dois conjuntos de permutadores permite transferir o calor para o interior, onde vai ser libertado a partir de um ventilador, distribuindo o ar fresco pela habitação. Estas bombas de calor, normalmente consistem numa unidade contendo os dois permutadores, numa “caixa”. Esta “caixa” vai ser instalada no telhado do edifício, com as condutas, atravessar as paredes. Esta forma de instalação é muito comum para centro comerciais, fábricas e escritórios. Em habitações normalmente a bomba de calor vai ser constituído por dois sistemas, um no exterior e outro no interior, onde vai ter um ou mais ventiladores dentro da habitação para distribuir o calor.

Existem outras bombas, que não são muito comuns ver, que são as “bombas de calor fonte-solo”. Estas vão absorver calor do solo ou de uma massa de água no subsolo, transferindo o calor para o interior ou vice-versa. Neste tipo de bombas de calor o mais comum é absorver o calor diretamente do solo, através de tubos enterrados, que têm água ou um líquido refrigerante no interior. Estes tubos com líquido refrigerante, podem existir num circuito fechado ou num circuito aberto. Em circuito fechado é usado a mesma água ou refrigerante que circula repetidamente pelos tubos. Em sistemas abertos a água é bombeada a partir da fonte de água no subsolo, como um poço. Desta fonte vai ser retirado água, onde é extraído o seu calor e devolvido á sua fonte. Quanto mais água for bombeada, mais calor é retirado, num circuito aberto continuo.

Por fim vão existir outro tipo de bombas de calor, as bombas de calor de absorção. São bombas de ar que têm como fonte de energia, gás natural, energia solar, gás propano ou águas termais, em vez de usar eletricidade. As bombas de absorção podem ser usadas para aplicação a larga escala, mas também existe para sistemas em habitações. A grande diferença entre as bombas de absorção e as bombas mais comuns, que usam o ar como fonte é o facto das bombas de absorção em vez de comprimir um refrigerante, vai absorver amónia em água, resultando numa solução. Esta solução é

pressurizada com ajuda de uma bomba. A fonte de calor vai começar a ferver amónia que liberta-se da água e o processo recomeça de novo.



Esquema do funcionamento de uma bomba de absorção e os diferentes componentes presentes nestas bombas.

Devido às bombas de calor terem uma eficiência muito alta, foi necessário, criar uma fórmula de cálculo para a sua eficiência, chamada, coeficiente de performance (COP).

O Cop é determinado a partir do rácio de trabalho útil sobre a quantidade de energia introduzida. Normalmente é usado como medida da eficiência energética das bombas de calor, ar condicionados, aquecimento centrais e outros equipamentos semelhantes. Cop é igual ao calor introduzido por hora divide pelo calor equivalente da energia eléctrica introduzida, ou seja watts. Quanto maior for o Cop, maior é a eficiência do equipamento.

Como foi falado o Cop ou coeficiente de performance de uma bomba de calor é o rácio de calor ou frio fornecido sobre o trabalho necessário, logo quanto maior for o Cop menor vai os custos de operação. O Cop apesar de ser uma eficiência em muitos casos vai exceder 1, porque em vez de converter apenas calor para trabalho o que equivale uma eficiência de 1, vai bombear calor adicional da fonte, resultando em alguns casos valores entre 2 a 3 de Cop. Em sistemas completos, Cop deve incluir o consumo de energia de todos os sistemas auxiliares. Cop é muito dependente nos custos de operação, especialmente em temperaturas absolutas e temperaturas relativas entre o sistema e fosso.

O Cop como se trata de rácio de eficiência de uma bomba de calor vai ser calculado a partir da seguinte fórmula:

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (45)$$

Onde, (Q) é o calor fornecido ou removido do Sistema e (W) o trabalho consumido pela bomba de calor.

O Cop para aquecimento ou arrefecimento vai ser diferente, pois a fonte de calor para um caso ou o outro é diferente. Quando é necessário arrefecer o sistema, o Cop é o rácio de calor removido do mesmo sobre o trabalho necessário. Contudo, no caso de aquecimento, o Cop é o rácio do calor removido da fonte fria mais o trabalho de *input* sobre o trabalho de input. Resultando nas seguintes fórmulas de cálculo:

$$COP_{heating} = \frac{|Q_H|}{W} = \frac{|Q_C| + W}{W} \quad (46)$$

$$COP_{cooling} = \frac{|Q_C|}{W} \quad (47)$$

Onde, (Q_C) é o calor removido da fonte fria e (Q_H) é o calor fornecido à fonte quente.

Segundo a primeira lei da termodinâmica num sistema reversível, verifica-se que $Q_{hot} = Q_{cold} + W$ e $W = Q_{hot} - Q_{cold}$, onde, (Q_{hot}) é o calor transferido para a fonte quente e o (Q_{cold}) é o calor recolhido da fonte fria, logo substituído (W), resulta:

$$COP_{heating} = \frac{Q_{hot}}{Q_{hot} - Q_{cold}} \quad (48)$$

Para uma fonte de calor operando ao máximo de eficiência teórico (Eficiência de Carnot), é possível mostrar que:

$$\frac{Q_{hot}}{T_{hot}} = \frac{Q_{cold}}{T_{cold}} \text{ e} \quad (49)$$

$$Q_{cold} = \frac{Q_{hot} \times T_{cold}}{T_{hot}} \quad (50)$$

Onde (T_{Hot}) e (T_{Cold}) são as temperaturas da fonte quente ou fria, respetivamente. É importante frisar que todos os cálculos que envolve o Cop é necessário usar a escala de temperatura absoluta, em que a todas as temperaturas tem de estar em Kelvin ou Rankine. Em eficiência teórica máxima:

$$COP_{heating} = \frac{T_{hot}}{T_{hot} - T_{cold}} \quad (51)$$

$$COP_{cooling} = \frac{Q_{cold}}{Q_{hot} - Q_{cold}} = \frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \quad (52)$$

Verifica-se que o Cop da bomba de calor varia muito segundo a função para qual esta a ser usado. O calor rejeitado para fosso quente é maior que o calor absorvido de uma fonte fria, logo o $Cop_{heating}$ é maior que o $Cop_{cooling}$.

$Cop_{heating}$ é usado para o cálculo de eficiência das bombas de calor e o $Cop_{cooling}$ é usado em sistemas ar condicionado ou frigoríficos. No caso das bombas de calor como em qualquer outra maquina, os valores de Cop vão ser sempre inferiores do que os máximos teóricos.

Na Europa, os testes típicos para bombas de calor que tem como fonte o solo, usa-se 35°C para o valor de (T_{Hot}) e 0°C para o (T_{Cold}). De acordo com a fórmula em cima, o Cop máximo possível de obter é de 8,8. Contudo o resultado dos testes para os melhores sistemas que existem hoje em dia, ronda os 4,5. Quando mede-se unidades instaladas durante uma estação e tendo em conta a energia necessária para bombear água sobre os sistemas de canos, o Cop final é por volta dos 3,5 ou menos. Mostrando que existe espaço para melhor estes sistemas, apesar de mostrar eficiências muito altas nos dias de hoje.

As bombas de calor, como já foi referido, pode ajudar consumidores a poupar, mas estes sistemas como qualquer outro sistema, vai ter várias limitações. A primeira e também mais crucial antes de instalar um sistema destes é o facto de as bombas de calor em climas onde a temperatura externa atinge valores abaixo de zero ou com temperaturas muito quentes vai tornar estes sistemas muito ineficientes, como já foi mencionado.

Outra característica das bombas de calor face a outros sistemas de aquecimento que existem para edifícios é que estes sistemas não conseguem produzir um calor tão intenso, como por exemplo um aquecedor a gás ou fogueira. Pessoas que estão habituadas a sistemas de aquecimento mais tradicionais vão sentir uma grande diferença ao usar uma bomba de calor. Por outro lado as bombas de calor vão conseguir distribuir muito mais facilmente o calor pelo edifício que um sistema de aquecedor a gás ou fogueiras, que fica concentrada sobre uma zona da casa. No entanto existe um grande inconveniente nas bombas de calor, pois é necessário instalar um sistema suplementar de aquecimento, para compensar os momentos em que a bomba do calor não é tao eficiente.

2.10. Eficiência do Modelo

Ao longo do documento foi falado de vários processos físicos e termodinâmicos que ajudam perceber como funciona o modelo que é proposto ser desenvolvido aqui. Após compreender toda a física por de trás é preciso responder a uma questão muito importante, o porque da criação deste modelo e se realmente é vantajoso face a outras tecnologias que já existem no mercado.

Este modelo procura colmatar dois problemas; o primeiro é reduzir o desperdício energético que existe em todos equipamentos que usam energia elétrica, como eletrodomésticos, pelo facto de existir um desperdício de energia em forma de calor. Este tipo de equipamentos por serem essenciais em qualquer habitação existem em grande número o que vai representar uma percentagem grande de desperdício de energia.

Tendo em conta este problema, procurou-se reduzir o desperdício térmico no eletrodoméstico que se encontra o ano todo ligado o frigorífico.

A segunda questão que procura-se resolver com este modelo é reduzir o gasto de energia em aquecer água. Dado que hoje em dia existe um elevado consumo de água quente, desde tomar banho a uso nas máquinas de lavar roupa e loiça, vai levar a um grande dispêndio de energia para conseguir aquecer água aos valores desejados. Para tentar resolver esta questão procurou-se aproveitar o calor libertado pelo frigorífico para aquecer água e assim usar essa água pré-aquecida para os diferentes usos domésticos no dia-a-dia.

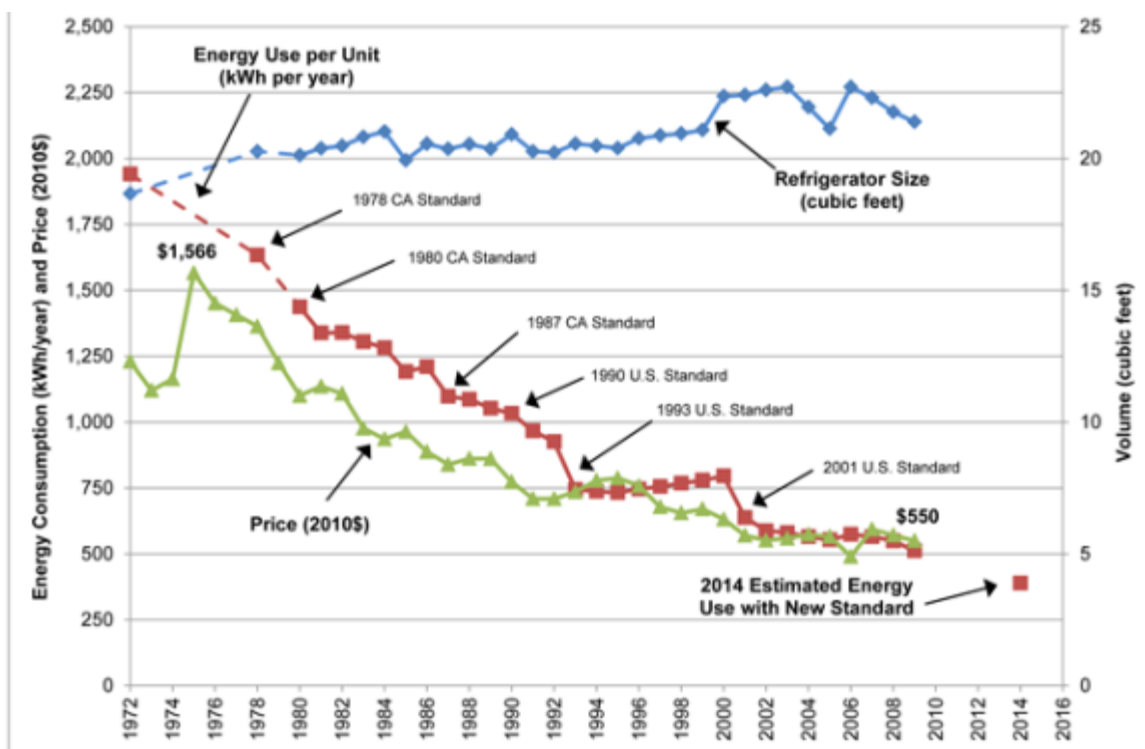
Tendo isto em mente a ideia apresentada neste documento é única por ser o primeiro, que aproveita o calor do frigorífico para aquecer água. Por ser uma ideia que consegue aproveitar um calor que outrora era desperdiçado, vai ter inerente varias vantagens que outras tecnologias no mesmo mercado, não apresentam.

O conceito deste modelo é criar uma espécie de termoacumulador, que vai ser muito mais eficiente, pois vai aquecer água sem gastar mais energia, apenas aproveitando calor já desperdiçado.

Atualmente, os eletrodomésticos e máquinas produzem diariamente, grandes quantidades de energia térmica que é desperdiçada. Este é do desconhecimento geral e representa um dos maiores desperdícios de energia em habitações.

Para se ter uma ideia mais clara, o consumo doméstico representa cerca de 14% do consumo energético total em Portugal, com um crescimento anual de 3%. A distribuição dos consumos energéticos do sector doméstico, em termos de energia final, mostra que 50% deve-se à confeção de alimentos e aquecimento das águas sanitárias, 25% a iluminação e utilização dos eletrodomésticos e 25% para aquecimento e arrefecimento [35]. Sendo que o frigorífico, sozinho, representa mais de 20% do consumo anual de energia, numa típica habitação familiar.

Para uma melhor compreensão do gasto anual energético de um frigorífico, podemos observar a seguinte figura que mostra, a evolução desta tecnológica, ao longo dos anos. Apesar de nos dias de hoje o frigorífico moderno ser bastante eficiente, ainda representa cerca de 350kwh/ano de energia o que é um valor bastante considerável.



Evolução dos frigoríficos em termos de Preço, consumo e tamanho.

Dado que um frigorífico em média têm um desperdício térmico de cerca 30%, isto representa cerca de 105kwh/ano. Para ter uma noção da dimensão deste valor, vamos analisar um caso; Uma pessoa tem um gasto médio de água quente de cerca de 50l/dia a 50°C. Assumindo este valor de referência de consumo de água típico para uma pessoa, vai se aplicar a seguinte expressão termodinâmica para calcular a energia necessária para aquecer esta massa de água a 50°C.

$$E = m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} \Delta T \quad (53)$$

Devido à densidade da água ser aproximadamente 1000 kg/m³, 50L de água vai pesar 50kg. O calor específico da água, a 300K, é 4,179 kJ/kg.K e a diferença de temperatura admitida é entre 50°C e 20°C, temperatura típica da água na rede de distribuição.

Substituindo os valores todos na expressão vai ter como resultado ~6300 kJ que corresponde a ~1,7 kWh. Ou seja, aproveitando a energia anual desperdiçada de um frigorífico (105kWh/ano), temos energia suficiente para aquecer água, para satisfazer as necessidades de uma pessoa durante 60 dias num ano. Sendo que esta poupança representa cerca de 1/6 do gasto anual de energia exclusivamente para aquecer água, mostrando ser um valor bastante significativo.

Tendo em conta estes dados vê-se claramente uma oportunidade para criar uma tecnologia que aproveite e potencie este desperdício energético, criando uma solução com impactos significativos na redução dos consumos energéticos de longo prazo.

Posto isto, este trabalho apresenta a criação de um sistema integrado, que liga um frigorífico a um depósito semelhante a um termoacumulador, aproveitando e canalizando o calor produzido pelo mesmo. A água quente vai ter vários fins domésticos, como tomar banho, lavar a loiça e roupa. Para tal o depósito vai ser revestido com um isolante térmico para conseguir manter a água quente, tal e qual como um termoacumulador.

2.11. Características do Modelo

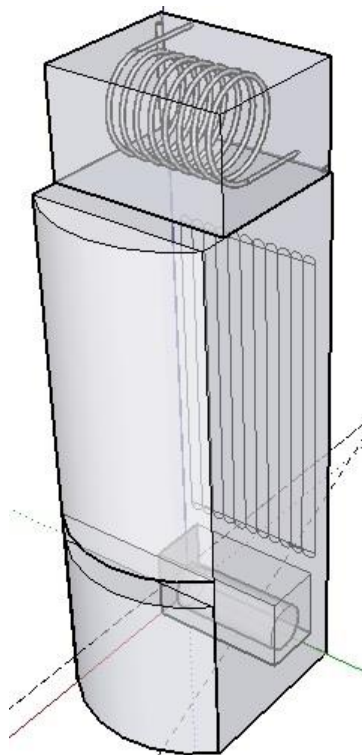
Este modelo por ser algo diferente e nunca antes visto têm características únicas que não se vê em outro sistema de aquecimento de água. O modelo está pensado para ser um depósito em que têm um circuito com um condensador que vai estar ligado ao motor do frigorífico onde circula o gás frigorígeno. Este condensador vai retirar o calor do frigorífico e canalizar para o depósito com água, este depósito foi pensado, para ter uma entrada e uma saída para a água.

Por outro lado vai ter um termostato ligado ao circuito do gás frigorígeno para controlar o fluxo do gás, segundo a temperatura da água no depósito. Pois se esta for muito alta o frigorífico vai ter dificuldades em libertar o calor para a água, obrigando o motor a um maior esforço.

É ainda de acrescentar, que é promovido, o máximo possível, um perfil térmico estratificado, para conseguir um melhor aproveitamento do calor libertado pelo frigorífico.

Uma vantagem é este modelo, estar pensado para ser colocado por cima do frigorífico, pois é um local onde normalmente esta livre e assim poupar espaço de instalação.

Ao examinar a seguinte figura, onde pode-se observar como esta pensado colocar o modelo adaptado ao frigorífico. É importante frisar que isto são apenas ideias possíveis de explorar no futuro para tornar este conceito em algo, real, neste momento encontra-se numa fase mais primordial do desenvolvimento do mesmo.



Design do modelo apresentado neste documento

Inicialmente, foi realizados várias experiências, para testar a ideia e comprovar que o conceito é bom o suficiente para avançar com o desenvolvimento do modelo. Os testes iniciais, foram caracterizados por alterar um frigorífico de pequenas dimensões com apenas 90W e reencaminhar o calor para um depósito com 50 litros de água.

De acordo com as primeiras experiências observou-se que a água do depósito demorou cerca de nove horas e meia a passar dos 23°C até aos 35°C. Isto sendo um teste inicial foi bastante positivo, porque com apenas 30W de calor térmico (cerca de 30% da energia, não aproveitada), conseguimos atingir temperaturas bastante boas. Imaginando usar um frigorífico, normal que tem cerca de 150 a 200 W de potência, aproveitando o desperdício que é cerca de 50 a 65Wh em calor não útil, melhorando o

isolamento no depósito e aperfeiçoar o *design* do condensador, para um melhor aquecimento de água pode-se, esperar atingir cerca de 40°C, num depósito de 100 litros num período mais reduzido.

Por se tratar de um sistema muito semelhante a um termoacumulador, este vai ter uma eficiência muito semelhante aos mesmos, cerca de 85%. Mas é importante frisar que parte da água vai ser aquecida com o calor da frigorífico, podendo atingir eficiências na casa dos 90%, com este sistema.

No entanto por ser um aquecimento muito lento, (cerca de 15°C em 9h, segundo os testes iniciais) não elimina o uso de um esquentador, ou outro equipamento similar de auxílio. Para tirar maior proveito da energia libertada pelo frigorífico foi pensado colocar o sistema de aproveitamento a montante do equipamento auxiliar, pré-aquecendo a água antes de esta passar pelo esquentador, reduzindo o consumo de gás/eletricidade no aquecimento.

O facto de o sistema usar calor libertado pelo frigorífico poderá ter um pequeno incremento de custos, pois pode aumentar o esforço do motor do frigorífico, levando a um maior gasto energético. Este incremento pode surgir em casos onde a temperatura da água dentro do depósito seja alta (superior a 40°C) e que obrigue o motor a um maior esforço para expulsar o calor. Contudo é de frisar, que este aumento compensa nos ganhos na poupança de aquecimento de água face ao uso de uma fonte externa, como o uso de eletricidade ou gás.

2.12. O Mercado de sistemas de aquecimento de água

Este modelo entra na classe dos sistemas de aquecimento de água com armazenamento, como por ex. termoacumuladores e outros sistemas similares. O mercado dos sistemas de aquecimento com armazenamento a nível mundial mostra uma tendência de crescimento até 2.7% p.a. Entre 2007 e 2013 o mercado teve um crescimento anual de 6.1%. No momento, os termoacumuladores elétricos, instantâneos e de imersão correspondem a 37,9% da procura mundial enquanto o resto do mercado é dividido entre termoacumuladores a gás (34,3%) e termoacumuladores não elétricos (27,8%).

Os países com maior fatia do mercado dos termoacumuladores são China, Alemanha, Japão, Rússia e Estados Unidos, sendo que o maior crescimento anual é esperado na Jordânia (13.2%), Filipinas (11.5%), Quirguistão (11.3%), Bolívia (10.6%) e Azerbaijão (9.4%). [36]

Observa-se um grande crescimento a nível mundial dos termoacumuladores devido ao facto de serem tecnologias mais eficientes que leva a uma maior poupança no final do mês. Contudo existe pontos negativos que leva as pessoas a serem reticentes em optar por um termoacumulador em vez de outra forma de energia, pelo espaço que ocupa e pelo preço de compra ser superior a outras tecnologias que existem.

Os dados mundiais indicam uma expressão enorme dos sistemas termoacumuladores nos Estados Unidos, China e Japão, mas apenas 20% do mercado no caso europeu. [49]

Numa análise mais detalhada os principais países onde o mercado dos sistemas de aquecimento esta mais presente, como por exemplo na China e Brasil. Sozinhos representam cerca de 50% do mercado mundial em sistemas de aquecimento. Sendo a Europa o terceiro maior mercado com cerca de 13%. Contudo, no Brasil (com 26% do mercado), verifica-se uma clara dominância de sistemas de aquecimento, tipo esquentadores. Mas observa-se que na região como China, Europa e EUA, os termoacumuladores, tem uma expressão muito mais forte, mostrando em que países mais desenvolvidos as pessoas optam por sistemas cada vez mais eficientes. [50]

2.12.1. Mercado Europeu

No mercado europeu, observa-se uma tendência diferente em relação aos termoacumuladores. Existindo uma discrepância entre países do sul e do norte. Por estes terem necessidades de aquecimento muito diferentes e terem um poder de compra muito diferente, vai influenciar o mercado em termos de unidades vendidas. Por um lado temos os países do norte que tem maior poder de compra e tem maiores necessidades de água quente, logo vai existir uma maior presença de sistemas tipo termoacumuladores, que são mais eficientes e correspondem melhor às necessidades de água quente nestes países, apesar de serem mais caros. Por outro lado os países do sul/mediterrâneo têm menores necessidades de água quente e têm um menor poder de compra, resultando de uma forte presença de sistemas tipo esquentadores.

Outro fator que justifica o uso de sistema tipo esquentadores em vez dos termoacumuladores é o espaço que ocupa, numa casa. Na europa, maior parte das pessoas vive em apartamentos que não têm condições para instalar termoacumuladores. Na grande maioria, tem casas mais pequenas em comparação com outros países com estados unidos, levando a ser muito mais prático, ter um sistema de aquecimento mais pequeno, como o esquentador.

Por fim, um fator de grande relevância é cada vez ser mais comum existir sistemas de aquecimento combinado, normalmente com o uso de aquecimento solar, que por ser um sistema com uso de renovável e gastar menos energia é bastante popular no mercado europeu. Posto isto, verifica-se de um prisma geral no mercado europeu estar muito mais presente os esquentadores, representando cerca de 55% das instalações na europa em 2014. Onde a percentagem dos termoacumuladores tem uma expressão menor de apenas 45%. [40]

No mercado europeu, segundo dados estatísticos, verifica-se que os sistemas de aquecimento com armazenamento, chegaram a uma cota de mercado e estagnaram, com tendências para diminuir. Esta tendência do mercado deve-se também ao surgimento de uma nova tecnologia que consegue competir em termos de eficiência os termoacumuladores.

O sistema doméstico de aquecimento com bomba de calor (Domestic Hot Water Heat Pumps [39]) é a nova tecnologia que vem contribuir para a estagnação do crescimento dos típicos termoacumuladores. Este novo sistema trás imensas vantagens, como maximizar o uso de energia e poupança de energia usando apenas a bomba de calor para aquecer água; Esta nova tecnologia por ser bastante versátil, segundo as necessidades do consumidor e tendo a opção de colocar em modo “sleep” quando as pessoas vão de férias. Isto e outras vantagens tornam, esta nova tecnologia bastante apelativa no mercado europeu. Fazendo diminuir a popularidade dos sistemas aquecimento com armazenamento.

Como referido, anteriormente, verifica-se que menos de 50% do mercado faz parte de tecnologias, com armazenamento e verifica-se uma tendência de crescimento de outras tecnologias, como por exemplo DHW HP, que vão diminuir a cota de mercado dos sistemas de aquecimento com armazenamento. [51]

2.12.2. Mercado Português

O mercado português, como típico país do sul da Europa, têm uma cota de unidades instaladas de termoacumuladores menor que os esquentadores.

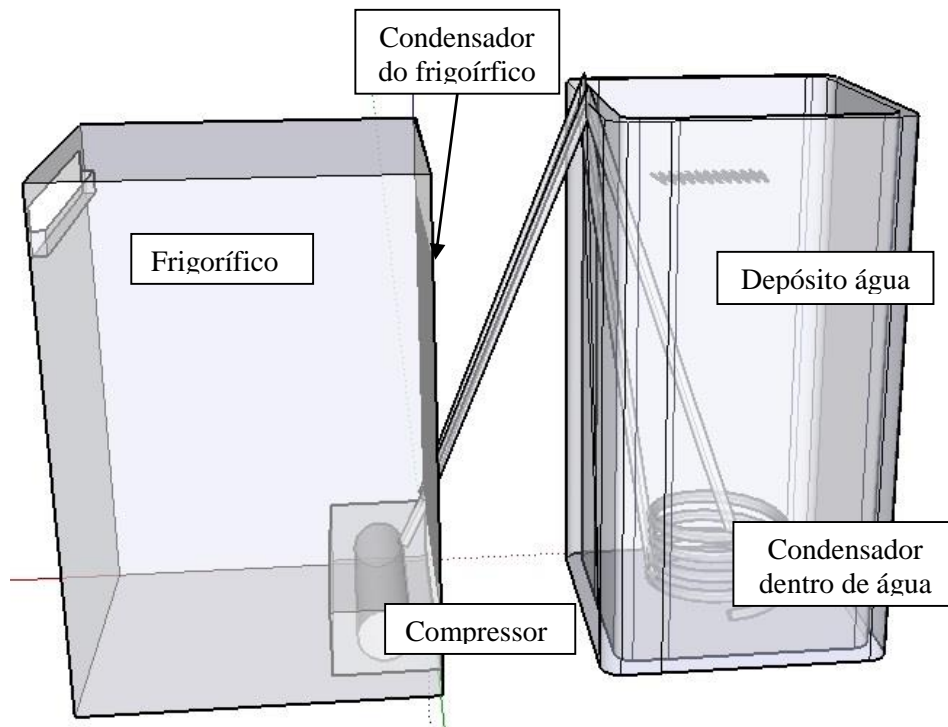
Isto deve-se a inúmeros fatores, como o facto de Portugal ser um país quente e não gastar muita energia aquecer água, levando as pessoas acreditar que não têm grande vantagem de ter um sistema mais eficiente. Por outro lado por ter um poder de compra médio/baixo, o típico consumidor português prefere um aquecimento mais simples e barato, do que instalar um mais eficiente e caro. No entanto é importante frisar um ponto positivo, que é o facto de estarmos na época do ser “verde” e ser sustentável e existir cada vez mais uma maior preocupação com o ambiente e gerir melhor os recursos energéticos. O que leva as pessoas a ter uma mentalidade mais aberta e a optar por um termoacumulador em vez de um esquentador, por ser mais eficiente e económico a longo prazo. Por outro lado, o facto de cada vez mais termos uma população que procura sistemas mais inteligentes e que possam ter várias funções combinadas numa só.

Capítulo 3 – Sistema frigorífico

Neste capítulo vai se apresentar todas as características do sistema frigorífico, desde a sua construção a resultados obtidos nas experiências.

3.1. Bases do Sistema frigorífico

O sistema apresentado têm como função principal, aproveitar o calor libertado no condensador do frigorífico, para aquecer água, mas mantendo todas as suas funções normais. Tendo este objetivo em mente, a forma apresentada para resolver este problema foi adaptar o condensador do frigorífico, modificando-o, adicionando um segundo condensador em *bypass*, com o condensador original do frigorífico. Este segundo condensador, para ter um maior rendimento possível foi modelado em forma de um tubo helicoidal, para promover a transferência de calor do condensador, que vai passar dentro de um reservatório de água. O facto de usar um condensador em forma helicoidal, o calor vai ter mais tempo para ser transferido do gás frigorífero, para a água, de forma a ter um melhor rendimento. Para aumentar ainda mais a condutividade térmica, vai se usar tubo de cobre, por ser um material bastante condutor de calor. Para uma melhor perceção do sistema, este vai ter o seguinte aspeto:



Modelo em 3D do sistema frigorífico

No desenvolvimento deste sistema teve-se em conta o tamanho necessário do hélix, para ter uma melhor condutividade possível. Devido às alterações do frigorífico foi também necessário colocar um volume de gás superior ao estado original (cerca de 20 gramas), pois foi preciso ter em conta o facto de o condensador ter mais que duplicado o seu tamanho e para a bomba funcionar de forma adequada, foi necessário colocar cerca de 40 gramas, para esta ter pressão suficiente, para fazer circular o gás. O gás usado foi o R-600a, que hoje em dia é o gás usado, em todos os frigoríficos, mais recentes.

O permutador que vai permitir a transferência de calor para a água vai estar em *bypass* com o condensador original do frigorífico, por ser mais vantajoso; Por um lado, teve-se o cuidado de tentar manter a integridade do frigorífico o mais possível para conseguir executar as suas funções de arrefecimento sem problemas. Por outro lado o uso de um permutador em *bypass*, permite em casos em que a água esteja muito quente e não consiga expulsar o calor do sistema, ter ainda o seu condensador original para expulsar o calor, sem levar a um esforço do frigorífico para arrefecer. Outra razão que levou a usar um permutador nesta forma, foi para maximizar o tempo e área em contacto com a água aumentando o calor libertado. Esta opção foi tomada, pois ao analisar artigos científicos, sobre sistemas semelhantes, verificou-se que tinha um COP, bastante baixo, porque usavam um permutador de dimensões reduzidas que não tinha tempo suficiente para transferir a energia [1].

O último ponto, a frisar a vantagem deste sistema com um permutador em *bypass* é o facto de ser uma forma simples e prática para no caso de querer adaptar um frigorífico que não foi originalmente construído com este intuito.

3.2. Procedimento Experimental

Neste subcapítulo, vai-se proceder à apresentação de cada experiência, nomeadamente em que condições se realizou e considerações inicialmente consideradas.

3.2.1. Experiência 1 – Condições normais

Numa primeira fase procedeu-se a análise do comportamento energético do frigorífico em condições de funcionamento normal, ou seja, ter um perfil energético do frigorífico com o seu condensador a libertar o calor para o meio ambiente. Esta primeira experiência recria as condições normais de um frigorífico que vai servir de base para comparar com as futuras experiências.

Nesta experiência existiu uma modificação do frigorífico, com a introdução de um tubo em forma helicoidal onde vai passar o gás frigorigéneo. Com o uso de instrumentos de medição da corrente e tensão para criar o perfil energético do frigorífico, isto é observado nas seguintes figuras.

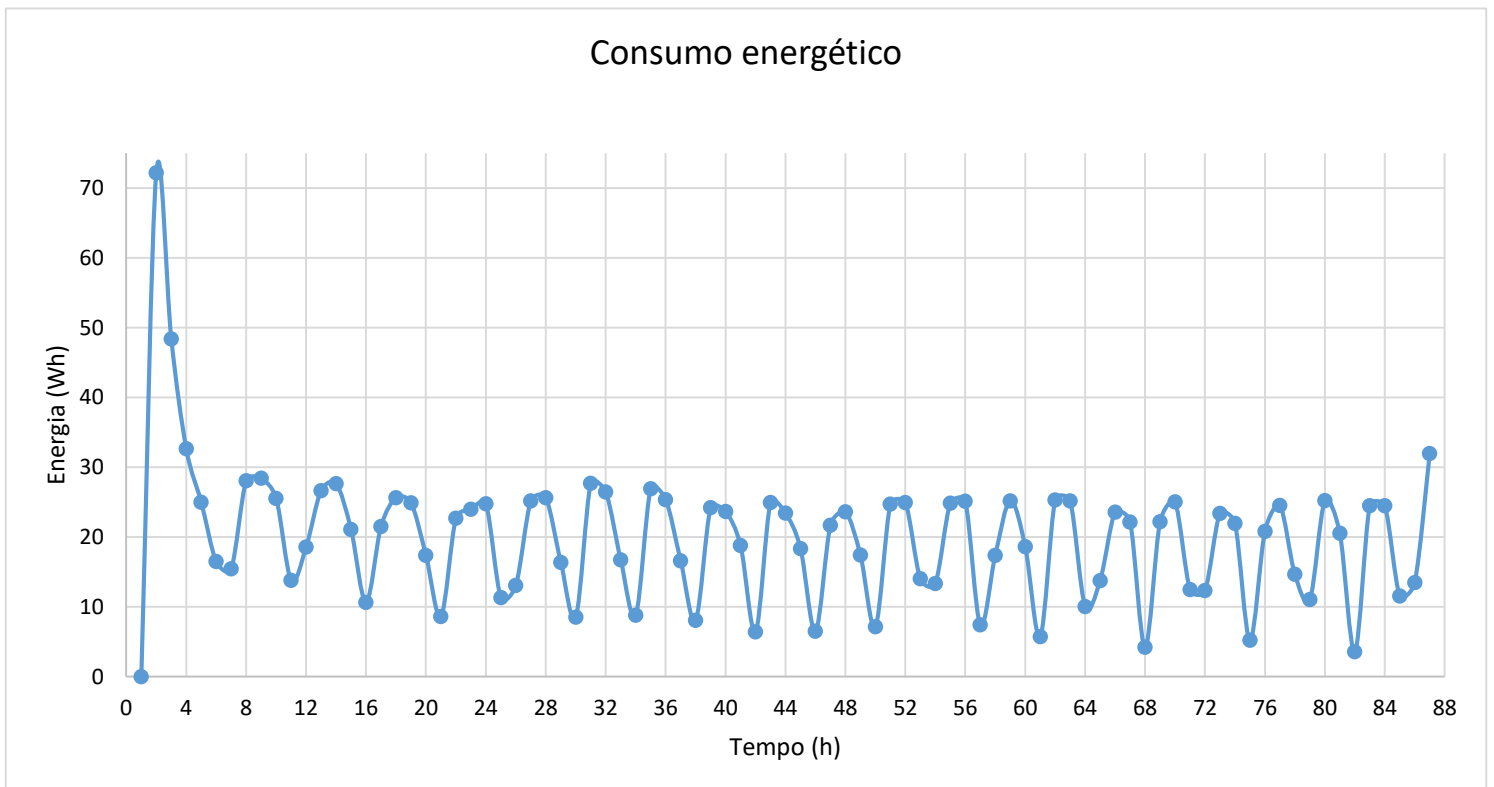


Frigorifico com o tubo helicoidal.



Frigorífico com o amperímetro e o volímetro a registar

Sendo estas as condições iniciais da experiência, procedeu-se a recolha dos valores de corrente e tensão num período de 4 dias com registos de 5 em 5 segundos. Após a recolha dos dados, foi feito o cálculo da potência e de seguida da energia em Wh, resultando no seguinte gráfico.



Sendo o valor de 0 horas o começo das experiências, sendo o início não vai ter nenhum consumo, apenas a partir da primeira hora é que tem-se consumo de energia. Ao analisar o gráfico vê-se um pico enorme, nas primeiras horas, atingido mais de 70 Wh e de seguida a partir das 3 horas observa-se um enorme declínio até cerca dos 15 Wh. A partir dessa hora e até ao final o frigorífico tem um comportamento cíclico entre os 30 e 10 Wh. Sendo este o perfil energético esperado num frigorífico, pois ele vai ligando e desligando conforme a temperatura interior do mesmo.

3.2.2. Experiência 2 – Condições condensador dentro do depósito

Após analisar o perfil energético do frigorífico a trabalhar em condições normais, testou-se a capacidade do frigorífico em aquecer água com as características apresentadas anteriormente.

A experiência foi realizada com um termoacumulador que tinha uma capacidade de armazenamento de 100L. Relembrando que o frigorífico que sofreu as alterações é um minibar com uma potência máxima de 90W e que durante a experiência não passou dos 40W. Resultando em temperatura praticamente insignificantes. Registou-se valores de temperatura, após o frigorífico estar a trabalhar a mais de 1 dia um aumento de temperatura de 23°C até um valor a volta dos 30°C. Mostrando claramente que a experiência foi realizada em condições que não permitia testar a capacidade do frigorífico. Para além disso o facto de o condensador em forma helicoidal estar ligada em *bypass* com o condensador do frigorífico não permite haver um controlo sobre o gás frigorígeno e assim maximizar o input de energia na água e não ser desperdiçada para o ambiente. Devido a existir uma simples ligação *bypass* entre os dois condensadores, o calor do gás frigorígeno, inicialmente era libertado para a água mas com o aumento da temperatura da mesma, este calor era libertado para o ambiente, resultando em valores de temperatura baixos.

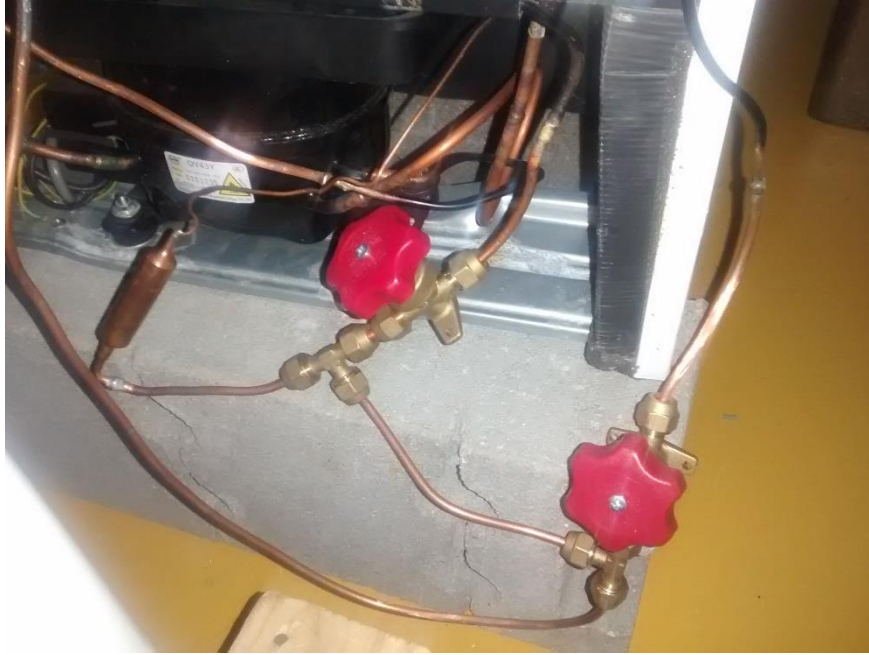
Devido a todas estas situações na primeira experiência foi necessário repensar a experiência para conseguir maximizar a capacidade do frigorífico e conseguir atingir valores significativos capazes de mostrar a validade deste trabalho.

3.2.3. Segunda fase de modificações no frigorífico

Na continuação do ponto anterior, foi necessário redesenhar a experiência para conseguir extrair valores de temperaturas significantes, posto isto foram feitas várias alterações no mesmo.

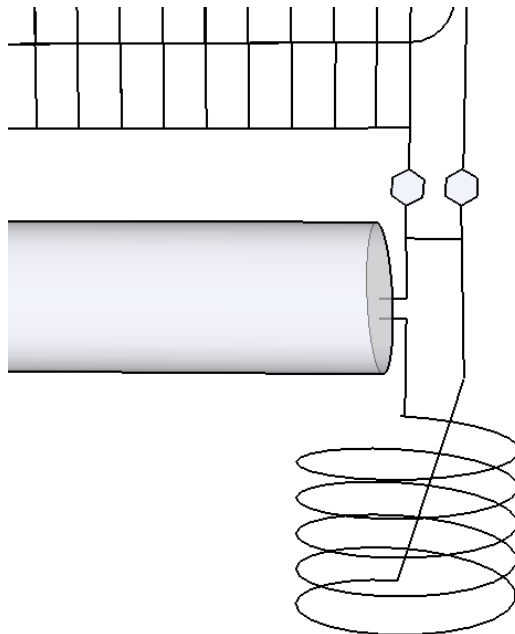
Numa primeira fase foi alterado o frigorífico para conseguir controlar o fluxo do gás frigorígeno e assim maximizar a libertação do calor para o termoacumulador. Estas alterações consistiu em usar um sistema de torneiras e ligações adicionais que permitiu dois cenários. O primeiro cenário era fechar as torneiras e limitar o percurso do gás frigorígeno a passar apenas no condensador helicoidal e no compressor do frigorífico, obrigando a um esforço adicional do mesmo e atingir valores de temperaturas mais alto.

O outro cenário seria com o abrir das torneiras, permitir que o gás circula-se livremente pelos dois condensadores, assim ter um sistema de segurança que não comprometesse o compressor do frigorífico e pela segurança da experiência. Devido a estas alterações poderem levar um comportamento inesperado do frigorífico que não seja seguro e também pelo facto, de não existir informação de alguém ter feito este tipo de alterações, pode ocorrer algum problema não esperado. Nesta imagem podemos ver o sistema de torneiras implementado para permitir controlar o gás frigorígeno.

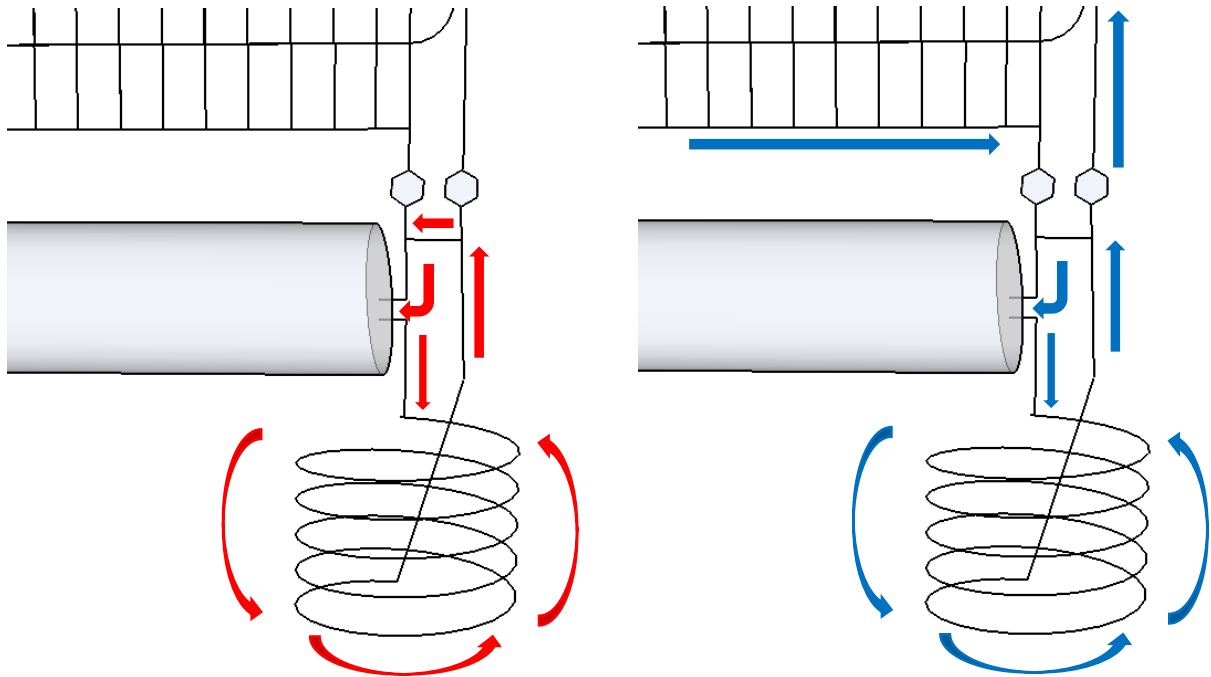


Sistema de torneiras e ligações que permite controlar o gás.

Na imagem anterior por ser pouco esclarecedora de como foi feita todas as ligações, tomou-se a liberdade de criar um esquema em que representa as alterações feitas no frigorífico.



Esquema do sistema de torneiras de controlo de gás



Ilustrações do funcionamento das torneiras instaladas. Permite passar o gás apenas pelo condensador dentro de água ou passar por ambos os condensadores.

Através da figura, observa-se que ao fechar as torneiras, (representado pelos hexágonos nas figuras) limitamos o gás refrigerante ao circuito vermelho, que vai maximizar a libertação do calor para o termoacumulador através do condensador helicoidal. Ao abrir as torneiras vamos o gás circular livremente pelos dois circuitos, levando a um menor esforço do compressor (circuito azul).

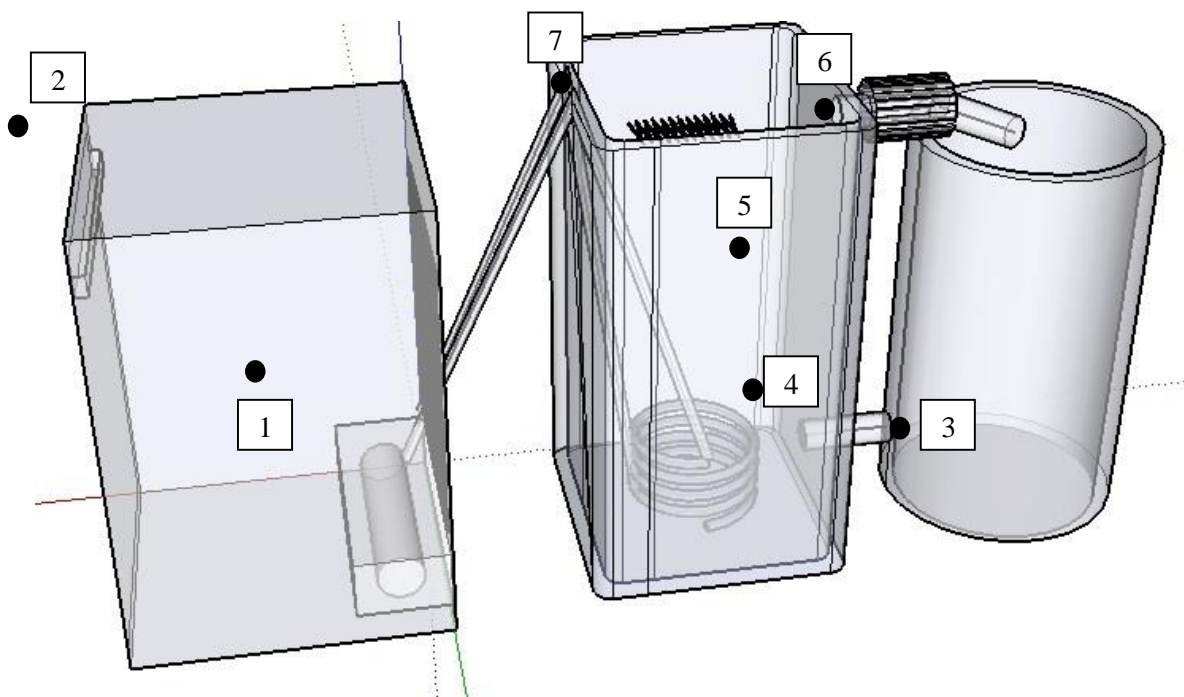
Para além desta alteração no frigorífico, as gramas de gás refrigerante, também foram alteradas. Na primeira fase de modificações do frigorífico foram introduzidas mais 20 gramas de gás para um total de 40 gramas de gás no circuito, para compensar o facto de ter um circuito muito maior. Nesta segunda fase de modificações foram colocadas no total 80gramas de gás no circuito, com o objetivo de forçar o compressor a um maior esforço para obter valores de temperatura mais altos, para não acontecer como na fase anterior da experiência.

Por fim a ultima alteração feita, foi limitar o volume de água no termoacumulador. Na fase anterior o termoacumulador tinha 100 litros de água o que torna-se um volume muito grande para a potência baixa do frigorífico. Tendo isso em conta, limitamos o volume de água para metade (50L) e assim, refazer a experiência em condições mais favoráveis para obter melhores resultados.

3.2.4. Experiência 2 – Condições condensador dentro do depósito com novas alterações

Nesta fase de experiências, todas elas foram realizadas durante 3 dias, sem interrupções, isto com o intuito de colocar o frigorífico em condições mais reais possíveis. O registo da corrente e tensão, foi feito de 10 em 10 mins. O registo da temperatura foi feito de 30 em 30 mins.

Para o registo da temperatura recorreu-se a vários sensores localizadas em pontos chave para dar uma leitura precisa das alterações que estão a ocorrer durante a experiência. No seguinte esquema tem-se a posição dos diferentes sensores. Na imagem observa-se um segundo reservatório que vai ser usado mais em frente para representar o consumo de água. Na experiência a frente vai ser explicado em melhor detalhe a sua função.



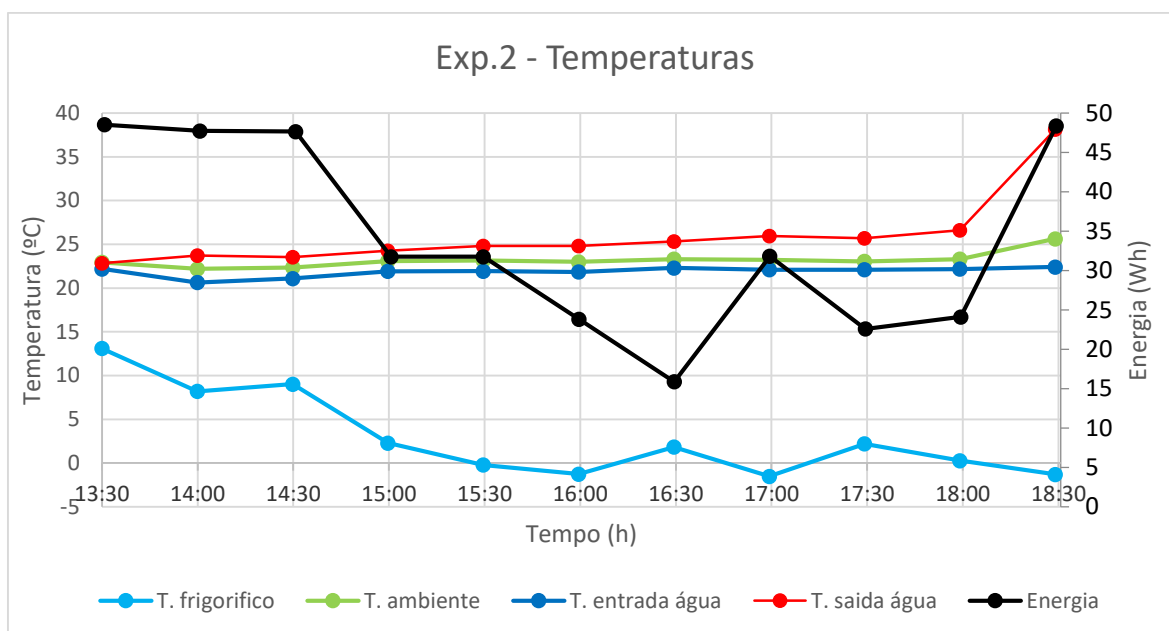
Esquema com posição dos sensores de temperatura, no sistema frigorífico.

Legenda:

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1- T. frigorífico | 5- T. reserva_2 |
| 2- T. ambiente | 6- T. saída água |
| 3- T. entrada água | 7 – T. condensador |
| 4- T. reserv_1 | |

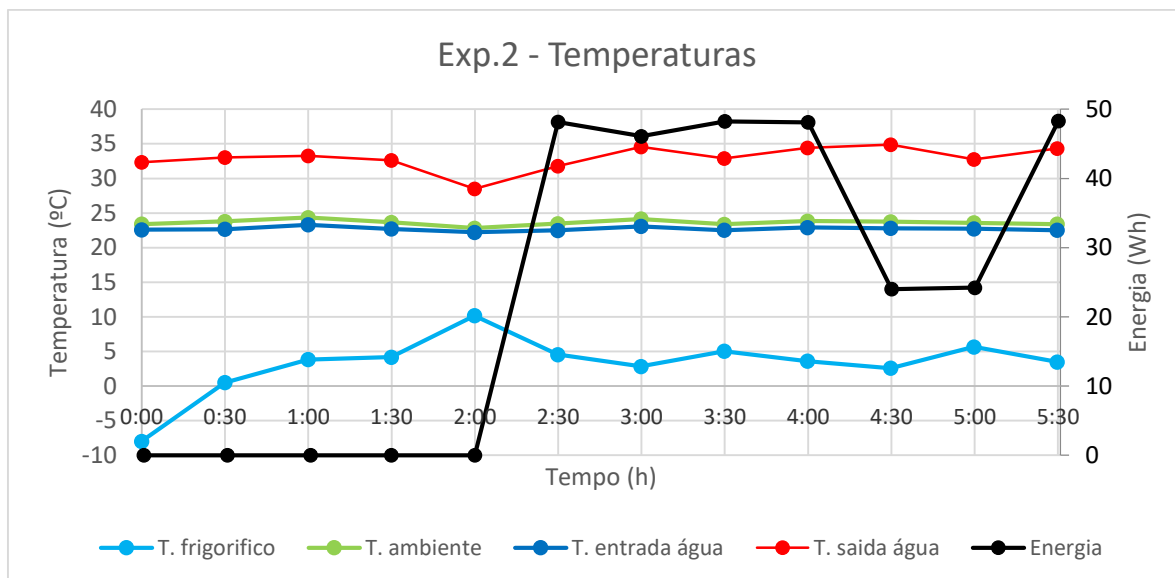
Nesta experiência, apenas ligou-se o frigorífico colocando o condensador helicoidal dentro do reservatório e registou-se os valores de temperatura e energia ao longo do dia. Com o intuito de registar o comportamento do frigorífico e verificar o perfil térmico dentro do reservatório.

A partir dos resultados obtidos, foram criados dois gráficos. O primeiro é um gráfico onde está registados os valores de temperatura e energia no princípio da experiência e no segundo gráfico, os mesmos dados mas no final da mesma, para analisar as alterações ocorridas durante o teste.



Como se pode observar neste gráfico, vamos ter a temperatura do frigorífico, ambiente, da entrada de água, saída de água e o valor da energia. Observa-se um comportamento da temperatura do frigorífico muito comum, ou seja, a temperatura dentro do frigorífico a diminuir ao longo do tempo e a temperatura dentro do reservatório a aumentar. O facto de o condensador estar a libertar calor para dentro de água, observa-se que não influencia o comportamento normal do frigorífico. Em relação ao consumo de energia esperava-se um maior consumo no princípio da experiência, pois o frigorífico encontrava-se à temperatura ambiente. Passado algumas horas, manteve o consumo de energia, quando atingi-se a temperatura ideal dentro do frigorífico, outravez um comportamento esperado. Com algumas variações mas pouco significativas entre 35 a 15 Wh. O pico registado às 18:30 deve-se ao facto de a temperatura dentro do frigorífico diminuir, levando a um aumento de temperatura dentro de água até aos 40°C.

Por outro lado vê-se a temperatura de saída de água (sensor vermelho), onde espera-se que tenha um valor maior. Posto isto é importante frisar que a temperatura neste ponto registou um pico praticamente nos 40°C em apenas 5h, o que é bastante bom, tendo em conta que o frigorífico esteve a trabalhar sem qualquer perturbação e com o gás frigorigéneo a circular livremente pelos dois condensadores.



Neste segundo gráfico, vamos observar os mesmos pontos mas com a experiência a decorrer há algum tempo. É esperado um perfil térmico estratificado em que a temperatura da entrada de água é a mais fria e a temperatura no ponto de saída mais quente. A temperatura dentro do frigorífico vai se mantendo à volta dos 2°C, tendo um comportamento inverso ao do consumo de energia. Observa-se níveis de energia mais baixos quando o frigorífico está a aumentar a temperatura no seu interior. Por sua vez quando existe um maior consumo verifica-se um baixar de temperatura dentro do mesmo.

Por outro lado confirma-se que a temperatura dentro do reservatório não vai variar muito, com a alteração do consumo de energia, mostrando que o processo de aquecimento é mais demorado e não ocorre de uma forma instânea. Por fim observa-se uma variância de temperatura entre o ponto de entrada de água e saída de água, mostrando a formação de uma estratificação térmica ao longo do depósito, aumentando a capacidade de atingir temperaturas mais altas e obter uma rentabilidade maior da água quente.

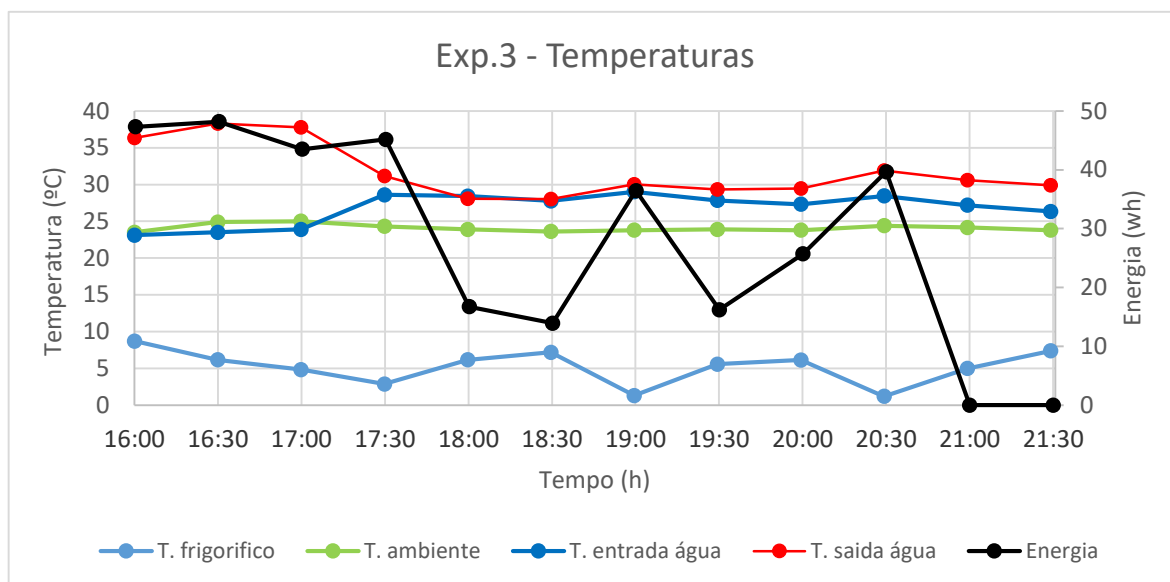
3.2.5. Experiência 3 – Condições condensador dentro do depósito e consumo de água

Nesta experiência adicionou-se mais uma variável, o consumo de água, para verificar se o frigorífico tem o mesmo comportamento.

As condições do consumo de água típicas numa família de 3 pessoas é de 150L de água quente por dia, como foi referido em cima na parte teórica. Para adicionar esta condição teve-se de recorrer a um segundo reservatório, pois as condições de trabalho não permitia estar a tirar água da rede e a gastar água, para além de ser um desperdício de água que vai contra o ambiente e o nosso curso. Posto isto como solução pensou-se usar um segundo reservatório ligado ao primeiro através de uma bomba de água. Esta bomba vai permitir entrar água fria do segundo reservatório e tirar água quente do primeiro, representando o consumo normal de água quente.

O único problema deste sistema de dois reservatórios é que ao fim de algum tempo começa a entrar água quente devido ao uso contínuo da mesma água. Contudo apesar disso vai ser possível obter os resultados desejados de ver o comportamento térmico e como pode ou não influenciar o funcionamento do frigorífico, sendo esse o propósito final desta experiência.

A bomba de água foi posta a funcionar entre as 16h e 17h da tarde e foi registado um “consumo” de 150 litros, o valor esperado gasto numa família. O teste foi feito num curto espaço-tempo, devido às condições de trabalho disponíveis e também ao criar num curto espaço-tempo um grande consumo de água permite ter um maior impacto nos resultados e perceber melhor como vai influenciar todo o sistema.



Analisando o gráfico obtido, vamos ter registado a hora em que se registou o “consumo” de água quente e como este influenciou a experiência. Observa-se que a temperatura dentro do frigorífico vai se mantendo nos seus valores, por volta dos 2°C, sem ter sofrido alterações na temperatura do frigorífico. Por outro lado observa-se temperaturas dentro do depósito a variar bastante, com uma diminuição mais significativa, no ponto da saída de água, (linha vermelha), que fica na posição mais acima do depósito. Por outro lado os valores de temperatura na entrada de água aumentam de temperatura com o tempo, devido a começar a entrar água quente no depósito.

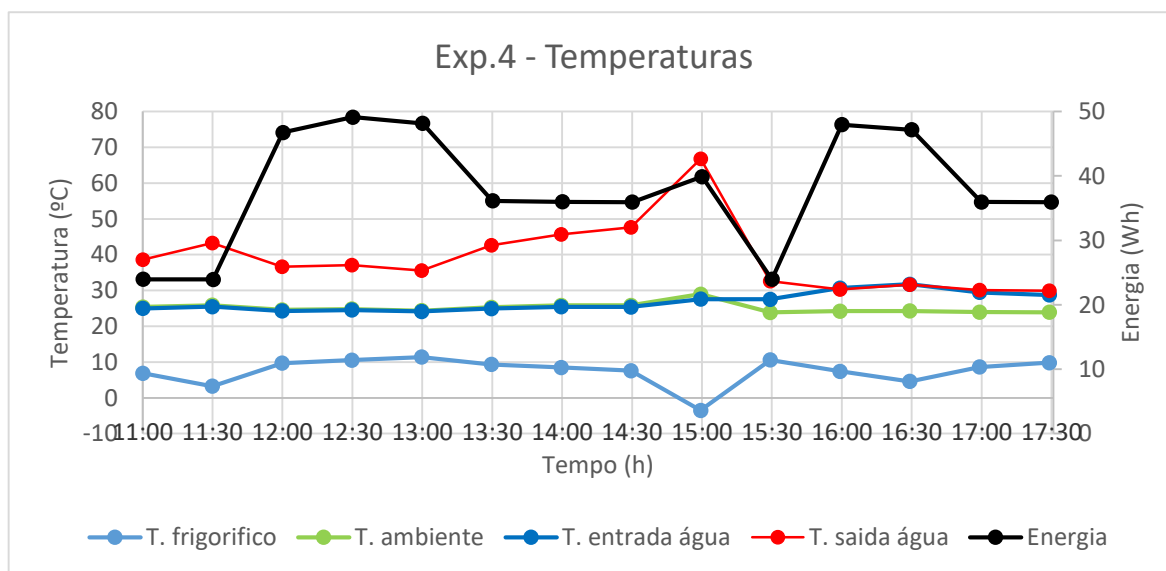
Este comportamento era esperado pois com o ligar da bomba de água esperava-se que a temperatura dentro do depósito diminui-se. Observa-se que a água para voltar atingir os mesmos valores de temperatura demora algum tempo, pois ao fim de 5h, só atingia temperaturas máximas de cerca de 30°C.

Por outro lado o comportamento do consumo energético não foi afectado pelo “consumo” de água registado. A sua variação de energia deve-se á temperatura registada dentro do frigorífico, como foi analisado no caso anterior.

3.2.6. Experiência 4 – Condições condensador dentro do depósito, consumo de água e teste de abrir e fechar a porta

Na última fase de testes, foi pensado recriar o cenário mais real possível com o frigorífico em condições semelhantes ao uso no dia-a-dia de uma família. Introduzindo mais uma condição à experiência que seria abrir e fechar a porta a representar o uso normal de um frigorífico. Este teste foi concebido com base no seguinte artigo [13]. Neste artigo é proposto testar a influência de abrir e fechar a porta do frigorífico no seu consumo energético. Assim adaptando a sua proposta de análise, o teste realizado nesta experiência foi de abrir a porta do frigorífico durante 12s num grau de abertura de 90° com 50 aberturas num tempo de 5 horas de teste, desde o 12h às 17h. Durante a experiência, com o interesse de colocar o frigorífico num esforço maior para aumentar a temperatura da água foi fechadas as torneiras no circuito, para forçar o gás frigorigéneo a circular apenas no condensador helicoidal. Apenas fechou-se o circuito durante esta fase pois não se quis ocorrer o risco de fechar o circuito numa altura em que não esteve-se a ser supervisionado a experiência.

Para além destas novas condições manteve-se o teste de consumo de água com as mesmas premissas da fase anterior, este realizou-se entre as 14h e as 15h.



Através da análise do gráfico verifica-se várias alterações significativas a níveis de temperatura de água dentro do depósito e aumento do consumo de energia.

No gráfico vai se observar que durante o período em que se realizou o teste de abertura e fechar da porta do frigorífico que os valores de energia foram muito mais altos que as experiências anteriores e conseqüentemente a temperatura dentro do frigorífico manteve-se entre os 10°C. Esta temperatura é mais alta que no registo das experiências anteriores. Concluindo que o teste de abrir e fechar porta, não permitiu que o frigorífico arrefece-se às temperaturas desejadas, obrigando ao compressor a gastar mais energia para tentar arrefece-lo, como é observado no gráfico. Conseqüentemente verifica-se valores de temperatura dentro do depósito na casa dos 40°C devido ao esforço acrescido do compressor. Verifica-se às 15:30 uma descida súbita do valor de energia, pois às 15h o frigorífico atingiu os 0°C diminuindo o seu nível de energia e aumento da temperatura dentro do frigorífico que foi registado às 15:30. Com o começo do teste de consumo de água entre as 14h e as 15h, observa-se uma descida abrupta da temperatura da água no depósito, como foi observado e analisado na experiência anterior.

3.3. Cálculo do COP e respetivo fluxo de energia

Numa primeira abordagem foi necessário, calcular o valor do coeficiente de convecção do condensador (h), para poder assim verificar o seu rendimento e ter um valor de comparação com os resultados experimentais. Para isto teve-se que assumir alguns valores.

Um parâmetro que varia muito, segundo a região e o tipo de população é o consumo de água por habitante. Neste caso foi admitido o valor de 50l/dia/pessoa com uma diferença de temperatura entre água quente e fria de 50°C, para habitações [3]^a. Um grande obstáculo foi encontrar um consenso no valor para consumo de água quente, pois existe muita variação segundo o país e o que considera por valores de consumos domésticos, como gasto num banho típico ou para usar a máquina de lavar roupa ou loiça.

Tendo isto em conta, foi optado este valor por ser uma média de consumo de água quente entre 24 países da europa. Na experiência, é considerado uma habitação com 3 pessoas o que equivale a consumo total de 150l/d.

O segundo parâmetro que é necessário considerar é a tecnologia dos frigoríficos, nomeadamente o gás frigorígeno usado. Os frigoríficos, como qualquer outra tecnologia, sofre evoluções, especialmente no gás usado para refrescar os alimentos. Com a crescente preocupação com a camada de ozono e a poluição, levou as empresas a procurar um gás cada vez menos nocivo para o ambiente. O gás que veio substituir o R134a, gás que se encontra presentes nos antigos frigoríficos é o R600A ou R436a, que segundo o seguinte artigo [4] é mesmo prejudicial para o ambiente. Neste trabalho, vai-se usar um frigorífico com o gás R600a, que se encontra em todos os novos modelos.

Para proceder ao cálculo do fator de convecção do tubo helicoidal, vai se proceder ao seguinte raciocínio.

O processo de transferência de calor da-se por convecção natural entre o permutador e a água do depósito. Considerando que o permutador em estudo trata-se de uma superfície cilíndrica, numa primeira fase é necessário calcular o número de Reynolds segundo a geometria do cilindro.

$$Ra_D = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times D^3}{\alpha \times \nu} \quad (54)$$

Onde D é o diâmetro do cilindro, (25,4 mm), a gravidade dada por g , o β vai ser o inverso da temperatura final (T_f). O valor de T_f é dado pelo valor médio entre a água e o permutador, (~36°C).

O T_s é dado pela temperatura da superfície do cilindro e o T_∞ a temperatura da água. Os valores de ν e α são as propriedades da água à temperatura T_f . Para determinar o valor de difusividade térmica (α) é dado pela seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \times Cp} \quad (55)$$

O valor de condutividade térmica (K) e calor específico (Cp) à temperatura de 310Kelvin (36°C) são respectivamente; $K = 628 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$; $Cp = 4178 \text{ J/kg.K}$, sendo a densidade da água $0,993 \text{ kg/m}^3$ a partir das tabelas do Incropera [2].

^a Este valor de consumo de água quente: 50l/dia/pessoa foi retirado a partir do documento [3] que é um relatório final do mercado energético europeu e têm o apoio da “*Intelligence Energy Europe*”.

Para o cálculo da viscosidade dinâmica esta é determinada da seguinte forma:

$$\nu = \mu \times \rho \quad (56)$$

Obtido a partir da viscosidade dinâmica (μ) e a densidade (ρ). A viscosidade da água a 310 Kelvin é: $\mu = 695 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$.

$$\alpha = \frac{628 \times 10^{-3}}{0,993 \times 4178} (\text{m}^2 / \text{s}); \quad \nu = 695 \times 10^{-6} \times 0,993 (\text{m}^2 / \text{s})$$

$$\alpha = 1,51 \times 10^{-4} (\text{m}^2 / \text{s}); \quad \nu = 6,9 \times 10^{-4} (\text{m}^2 / \text{s})$$

Determinando os valores da água, o número de Reynolds é:

$$Ra_D = \frac{9,8 \times 3619 \times 10^{-6} \times (31215 - 30815) \times (25,4 \times 10^{-3})^3}{1,51 \times 10^{-4} \times 6,9 \times 10^{-4}}$$

$$Ra_D = 2,23$$

Dado que o valor de $Ra_D \leq 10^{12}$, a fórmula demonstrada no capítulo 9.6.3 do incropera, para calcular o número de Nussel é a seguinte:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \times Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (57)$$

Substituindo as constantes de Ra_D e Pr têm-se:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \times 1729228^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / 4,62)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\overline{Nu}_D = 20,42$$

Agora aplicando a seguinte expressão tira-se o coeficiente de convecção do permutador:

$$\overline{Nu}_D = \frac{hD}{k} = CRa_D^n \quad (58)$$

Segundo o incropera os valor de C e n estão definidos na tabela 9.1. Segundo esta vão ser: $C=1,02$ e $n=0,148$. Substituindo, o valor de h é:

$$\bar{h} = \frac{CRd_b^4 \times k}{D} \quad (58)$$

$$\bar{h} = \frac{1,02 \times 1,12^{0,148} \times 0,628}{0,0254} \Leftrightarrow \bar{h} = 28,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Com o valor de coeficiente de convecção, determina-se o valor de Cop, a partir da seguinte expressão:

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} \Leftrightarrow \text{COP} = \frac{\bar{h} \times \Delta T \times A}{E_{\text{consumo}}} \quad (54)$$

Segundo esta expressão falta apenas determinar a área do permutador que se expressa da seguinte forma:

Primeiro é necessário calcular o comprimento do permutador devido à sua geometria. O comprimento do condensador é obtido a partir do seguinte documento, [5]:

$$L = N \times \sqrt{(2\pi r)^2 + S^2} \quad (55)$$

Em que o L , vai ser o comprimento total, o N o numero de “voltas” do permutador, r o raio de cada volta e S a distância entre as enrolamentos do permutador.

Sabendo que, $N=10$ voltas; $r=0,2$ metros e $S=0,02$ metros.

Temos assim um comprimento igual a:

$$L = 10 \times \sqrt{(2\pi \times 0,2)^2 + 0,02^2} \Leftrightarrow L = 12,57 \text{ m}$$

Por outro lado o valor da área (A) vai ser dada pela mesma expressão mas com valor do raio (r), sendo este valor determinado a partir do raio interno, mais a espessura da parede do tubo.

$$A = r^2 \times \pi \times L \Leftrightarrow A = 12,70 \times 10^{-3} \times \pi \times 12,57 = 0,534 \text{ m}^2$$

Determinado o valor da área aplica-se a expressão do Cop, tem-se o calor (Q) obtido sobre o trabalho exercido (W). O trabalho do frigorífico vai ser expresso na energia consumida pelo mesmo (E_{Consumo}). Admintindo que o consumo de energia é cerca de 30W, o Cop é:

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q}{W} \Leftrightarrow \text{COP} = \frac{\bar{h} \times \Delta T \times A}{E_{\text{consumo}}} \Leftrightarrow \\ \text{COP} &= \frac{28,4 \times 4 \times 0,534}{30} \Leftrightarrow \text{COP} = 2,02 \end{aligned}$$

O valor de Cop obtido esta entre os parâmetros esperados, mostrando a potencialidade deste sistema para aquecer água. O Cop demonstrando é um valor determinado a partir da temperatura média entre a água e o permutador. Este Cop pode ser considerado como o Cop teórico, ou seja o valor de Cop esperado obter com os resultados da experiência.

A partir do Cop teórico, calculando o Cop de carnot da bomba de calor é possível determinar o rendimento do mesmo a partir da seguinte forma:

$$COP_c = \frac{T_c}{(T_h - T_c)} \quad (56)$$

Os valores de temperaturas usados para calcular o Cop de carnot, são a temperatura no frigorífico (T_c) e a temperatura do permutador (T_h).

Durante as várias experiências registou-se uma média de 4°C no frigorífico e em relação à temperatura no permutador, considera-se o mesmo valor usado anteriormente. Substituindo os valores obtém-se o seguinte Cop de carnot:

$$COP_c = \frac{278,15}{(312,15 - 278,15)} \Leftrightarrow COP_c = 8,2$$

Apesar de o Cop de Carnot ser substancialmente superior ao Cop teórico é importante relembrar que o Cop de carnot é um valor para o caso de a bomba de calor ter um rendimento de 100%. O que no mundo real não é possível, contudo a partir deste valor é possível tirar o rendimento da máquina, aplicando a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{COP_r}{COP_c} \quad (57)$$

Substituindo os valores obtém-se assim o rendimento da bomba de calor:

$$\eta = \frac{2,02}{8,2} \Leftrightarrow \eta = 0,25$$

Concluindo que o rendimento da bomba de calor que permite o normal funcionamento do frigorífico e ao mesmo tempo aquecer a água dentro do depósito é de 25%. Este valor é bastante bom, pois frigoríficos em condições normais de funcionamento, têm rendimentos na ordem dos 30%. O facto de ter perdido apenas 5% de rendimento e com isso poder aquecer água até valores perto dos 40°C, mostrar as grandes vantagens do sistema face ao que se perde em obrigar o compressor a um trabalho mais exaustivo.

Para concluir procede-se ao cálculo do caudal massico do gás refrigerante R600A, no sistema estudado. De acordo com o site [52] o coeficiente de calor latente (h_l) é 366,5 kJ/kg. Aplicando a seguinte expressão:

$$Q = c_m \times h_l \times \Delta T \quad (58)$$

O valor de Q é o mesmo determinado, bem como o ΔT usado anteriormente para o Cop teórico, obtendo assim um fluxo de massa:

$$c_m = \frac{Q}{h_l \times \Delta T} \Leftrightarrow c_m = \frac{60,66}{3,67 \times 10^5 \times 4} \Leftrightarrow c_m = 4,15 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$$

Este valor apesar de ser muito, apenas $4,15 \times 10^{-2}$ g/s, representa um caudal na ordem de grandeza esperado, pois todo o circuito tem apenas 80g de gás para um circuito superior a 12m de comprimento, o que leva a estes valores de fluxo de massa pequenos.

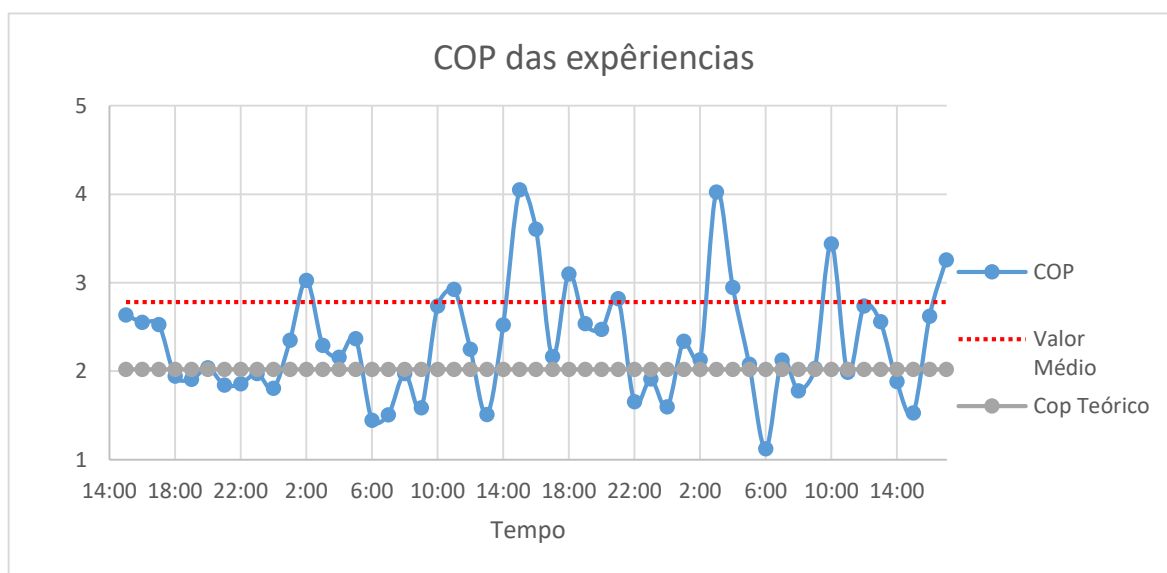
A partir dos resultados obtidos nas experiências, procede-se ao cálculo da eficiência do projeto ou seja o COP.

Na parte teórica o cálculo do COP é feito a partir do coeficiente de convecção do sistema, resultando no valor de fluxo de energia e a partir daí tirar a sua eficiência.

Mas com os dados experimentais é muito mais simples pois basta calcular o COP a partir da sua fórmula mais conhecida. Onde tem-se como temperatura no ponto mais frio (T_c) a temperatura no interior do frigorífico e temperatura no ponto mais alto (T_h) no condensador, onde vai ter valores superiores.

$$COP_c = \frac{T_c}{(T_h - T_c)} \eta \quad (55)$$

Sendo que o valor de η é cerca de 25%, de acordo com os cálculos obtidos anteriormente. Posto isto, obteve-se os seguintes resultados para as várias experiências.



Analisando os valores de Cops obtidos ao longo da experiência, verifica-se uma grande variância no Cop, pois o facto de o cálculo do Cop experimental ser a partir do T_c e o T_h da experiência, apresentando esta variância. Com as várias experiências ocorridas, para além do funcionamento normal do frigorífico, verificou-se uma flutuação da temperatura que vai influenciar o Cop final. O frigorífico naturalmente vai flutuar a temperatura, devido ao funcionamento normal do mesmo, este vai-se desligar e ligar conforme as suas necessidades. Outro ponto a referir que já foi mencionado anteriormente é o facto de todas as modificações feitas no frigorífico, alterarem o comportamento do frigorífico e como consequência os valores de temperatura nos diferentes pontos registados.

Uma razão para estes valores de Cop que variam entre 1 e 6, deve-se também ao método de cálculo do mesmo, uma vez que o valor do Cop ao variar ao longo do tempo foi preciso calculá-lo de hora à hora como é representado no gráfico. Isto levou a que os cálculos realizados tenham sido feitos a partir da temperatura registada no princípio de cada hora, logo em alguns casos em que dT é inferior

deve-se ao facto da temperatura no interior do frigorífico ser mais alta e por sua vez a temperatura no condensador ser menor, ou o caso contrário, resultando na variação do COP registada.

O que se observa no gráfico é uma crescente variação no COP, ou seja, um registo de temperaturas no sistema cada vez mais inconstantes. Mostrando que com o decorrer da experiência e com a introdução de mais variáveis na experiência, resultou numa maior flutuação da temperatura, quer seja no interior no frigorífico, como no condensador que estava responsável por aquecer a água.

No entanto observa-se uma linha a tracejado vermelho, que vai mostrar o valor médio do COP ao longo da experiência, que neste caso vai ser, à volta de 2,9.

No cálculo do Cop teórico do sistema segundo as características do frigorífico, resultou num valor final de COP por volta dos 2. Comprando esse valor com os resultados da experiência, verifica-se que os resultados experimentais foram melhores que o valor calculado, como se observa no gráfico. Obtendo um COP experimental muito próximo do valor obtido nos cálculos teóricos, mostrando que resultados experimentais melhor que o esperado.

Para ter uma perceção das poupanças deste sistema, vai-se analisar o tempo que a água demorou atingir os 40°C no caso da experiência 1, pois é o único em que a temperatura dentro do termoacumulador encontra-se a temperatura ambiente. Ao analisar os gráficos no ponto 3.3.4, observa-se que a água demora 5h a passar da temperatura ambiente de 22°C para uma temperatura de 40°C.

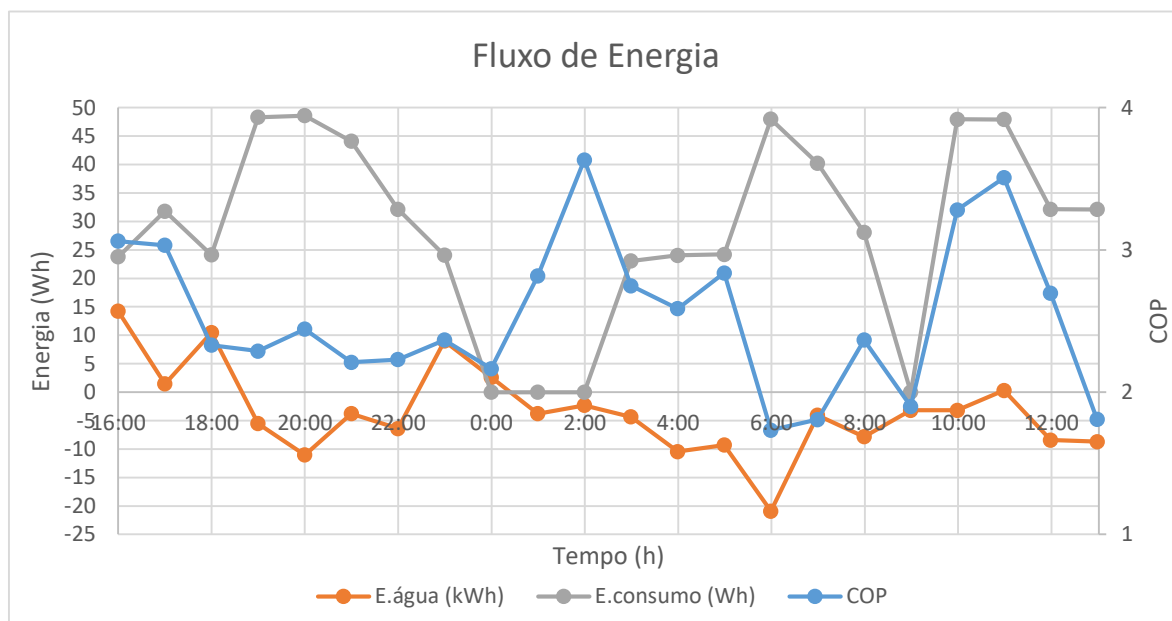
Sendo um banho típico à temperatura de 50°C, vai faltar aquecer mais 10°C através de outro sistema de aquecimento. Ao analisar a energia despendida para aquecer água com o uso de um esquentador, segundo a expressão termodinâmica da energia ($Q=mC*dT$).

Ao aplicar a fórmula um esquentador necessita usar cerca de 5850Kj para aquecer a água necessária num banho. Com este sistema o um esquentador necessita apenas de usar 2090Kj de energia. O que equivale a uma poupança de 35%, isto para o primeiro banho. É preciso ter em conta o facto de estes valores ser para o caso em que o frigorífico esteve a trabalhar sem qualquer uso ou seja sem abrir nem fechar a porta ou forçar o gás a circular apenas no condensador submerso na água, logo estes valores vão ser muito maiores com o uso normal do frigorífico e com um reservatório desenhado para o efeito.

3.3.1. Fluxo de energia das experiências

Com a apresentação do COP da experiência é possível proceder ao cálculo do fluxo de energia da mesma. O fluxo de energia como num ecossistema em que vamos ter os diferentes níveis tróficos que vão servir de “alimento” para o nível trófico seguinte, no caso da experiência realizada, vai existir também esses níveis. Vai se ter a energia elétrica alimentar o frigorífico que por sua vez vai aquecer o seu condensador que por fim vai aquecer a água, a energia útil final que pretende-se obter. Seguindo esse raciocínio, pretendeu-se criar um gráfico que representa-se o fluxo de energia da experiência ao longo do tempo. O principal objetivo deste gráfico é poder observar-se a eficiência do sistema de um “nível” de energia para o analisar os pontos na experiência onde é possível melhorar o sistema.

Neste gráfico vai estar presente a energia elétrica consumida pelo frigorífico, a energia térmica na água e por fim o COP geral da experiência que foi presente anteriormente. Os valores de COP obtidos no gráfico foram já apresentados anteriormente e devidamente explicados como se chegou a estes valores. Para o caso da E. Consumo, este foi obtido a partir do valor de tensão e corrente registado durante a experiência. Mais uma vez, este cálculo foi anteriormente apresentado e devidamente explicado. Por fim, tem-se o valor de E. água, que foi obtido a partir da fórmula termodinâmica da energia ($Q=mC\cdot dT$). Onde massa (m) é 50kg de água; o calor específico da água ($C= 4,179 \text{ kJ/kg.k}$) e por fim a diferença de temperatura (dT) é entre o valor de temperatura da água no ponto mais quente ($T.\text{saida H}_2\text{O}$) e o valor menor ($T.\text{Reserv}_1$). É importante frisar que todos os valores calculados foram tidos em conta os valores ao fim de cada hora, para assim permitir apresentar uma continuidade e não apenas um valor médio entre os valores iniciais e finais.



Neste gráfico como se pode concluir o valor mais importante vai ser o valor de E. água, pois este vai representar a energia útil da experiência e da qual pode-se realmente usar posteriormente. O valor da E. água vai ter três picos ao longo da experiência. O primeiro deve-se ao facto do começo da experiência onde se vai registar uma maior diferença de temperatura, pois todos os sensores estão a temperatura ambiente e vão registar ao fim de algum tempo grandes diferenças na temperatura. O segundo pico, deve-se à introdução de novos fatores na experiência que neste caso foi a introdução de consumo de água. Nesta hora em particular registou-se a maior diferença de temperatura entre o ponto mais frio e mais quente levando a um pico de energia.

O terceiro pico deve-se a condições semelhantes de diferença de temperatura, pois uma diferença de apenas alguns graus permitiu registar este acréscimo de energia útil na água, por tratar-se de uma grande massa. O normal é registar valores perto do zero o que significa que a temperatura dentro do

depósito se manteve constante, ou seja não houve grandes perdas com o passar do tempo. Os picos de energia são bastante importantes. Pois representa as alturas em que o frigorífico vai trabalhar em maior esforço e permitir aquecer a água, mantendo assim uma temperatura mais constante possível.

Apesar de existir estes picos ao analisar a escala do gráfico verifica-se como valores máximos cerca de 100Wh, o que é um valor extremamente baixo, mostrando algumas limitações deste sistema, contudo com o aproveitamento de uma energia que outrora não era aproveitada é um valor bastante positivo.

3.4. Análise dos Resultados

Como foi abordado anteriormente as experiências foram criadas no intuito de aproximar cada vez de uma situação real. Começando por analisar o comportamento do frigorífico apenas com a instalação do segundo condensador e introduzindo cada vez mais variáveis para observar se o frigorífico alterava o seu comportamento ou não. O que se registou foi que o sistema foi capaz de aquecer a água a temperaturas muito boas, algumas vezes acima dos 40°C, mesmo com a introdução de várias condições como circular a água ou abrir e fechar o frigorífico.

De uma forma geral as experiências tiveram resultados bastante positivos. Em condições de menor stress o sistema atingiu temperaturas na ordem dos 40°C em apenas 5h, isto com um frigorífico de pequenas dimensões a trabalhar em condições que não maximizavam o aumento de temperatura da água, pois o gás frigorígeno circulava livremente pelos dois condensadores. Bem como não existir nenhuma condição que obriga-se o frigorífico a trabalhar em mais eficientemente. De acordo com estes resultados, numa primeira fase, pode-se concluir que o condensador que se encontra dentro de água consegue libertar calor de uma forma eficiente para água, mostrando a capacidade de aproveitar esta energia térmica. Por outro lado regista-se que a temperatura dentro do reservatório não vai variar muito, entre a temperatura de saída e a do reserv_1, ou seja, a água não apresentou uma grande estratificação, aquecendo praticamente igual ao longo do reservatório, fazendo diminuir a capacidade de atingir temperaturas mais altas.

O facto de estas alterações nunca terem sido feitas num frigorífico e analisar o comportamento do mesmo é difícil prever, qual vai ser o comportamento do mesmo quando estiver a trabalhar. O facto de ter um acréscimo de gás, pode levar a que o gás não consiga mudar de fase normalmente e entrar para o compressor em estado líquido, danificando o mesmo.

Outro ponto que é importante frisar é o aquecimento lento da água. Como foi falado anteriormente que demorou cerca de 5h para aquecer cerca de 20° mostra as limitações deste sistema, levando a concluir a necessidade de trabalhar em formas de comatar estes pontos menos positivos.

Por outro lado ao longo das experiências verificou-se que a água manteve uma temperatura média de 40°C, com estas temperaturas já possível tomar banho com gastos mínimos em aquecimento, mostrando um dos pontos mais fortes deste sistema de permitir poupar energia.



Impacto das modificações no frigorífico.

Posto isto claramente o sistema ainda tem muitos pontos a melhorar, desde a aquecimento de água ser lento e não criação da estratificação térmica da água, mostrando as fragilidades deste sistema e a sua ineficiência. Por outro lado é importante frisar que o frigorífico pouco ou nada alterou o seu consumo de energia e conseguiu atingir temperaturas na ordem dos 40°C, valores muito próximos dos valores típicos de gastos de água quente nas habitações. Isto com aproveitamento apenas do calor que é retirado normalmente do frigorífico e transportado para uma fonte onde é possível aproveitar o calor. Ao longo do trabalho fala-se apenas de usar esta água para banhos, mas na verdade está pensado para esta água estar armazenada num reservatório que pode ser usada para qualquer fim necessário, desde lavar a loiça a cozinhar ou lavar roupa.

Capítulo 4 – Conclusão

Este trabalho começou com uma ideia se era possível ou não aproveitar um energia desperdiçada e dar-lhe um uso e com isso surgindo este modelo. Este sistema na fase que se encontra mostra claramente os seus pontos fortes e fracos de existir algo assim na casa das pessoas. Por um lado vamos ter um sistema que permite poupanças no aquecimento de água que reflete em gastar menos energia. Por outro lado existe vários inconvenientes como o aquecimento lento e o facto de não ter um aquecimento constante, a temperatura no termoacumulador vai variando ao longo do tempo, sem conseguir ter um controlo tão otimizado como no caso de outros sistemas de aquecimento.

O estudo deste sistema conseguiu provar que apesar das várias desvantagens tem capacidade para corresponder às necessidades de água quente de uma família típica de 3 pessoas.

Esta ideia de aquecimento de água é algo bastante recente e que existem poucos ou nenhuns estudos sobre a capacidade do mesmo. Para tornar este projeto realidade será necessário mais estudos testar diferentes materiais e otimizar o sistema reservatório para assim encontrar uma melhor solução mais eficiente.

No caso estudado, com o intuito de tornar a experiência mais próxima de um caso real não conseguimos ter água da rede a ser fornecida constantemente, ter sido necessário recorrer a um sistema com dois depósitos com água circular, mostrando as limitações para as experiências. Também o facto do termoacumulador usado não ter as dimensões adequadas para o projeto, mas no entanto conseguir provar a viabilidade do mesmo. No futuro para tornar este projeto mais viável tem é necessário melhorar o termoacumulador em questão com um condensador desenhado à medida para o mesmo. Criar um sistema automatizado em que seja possível controlar melhor o fluxo do gás frigorígeno, obrigando a este ser a ficar concentrando no condensador helicoidal e assim maximizar o aproveitamento do calor.

Um dos pontos que é preciso ser mais estudado no futuro são os impactos que estas alterações vão ter no frigorífico. Pois é importante analisar se estas alterações permite o bom funcionamento do frigorífico e não sobrecarrega qualquer componente do sistema. Para além de realiza teste ao longo de maiores período de tempo para verificar se o frigorífico danifica-se mais rapidamente ou não, especialmente no compressor onde está responsável pelo controlo do gás frigorígeno.

Como se observou na imagem anterior, junto ao compressor a formação de gelo devido ao esforço do compressor. Num caso normal, estas tubagens ficavam frias e criavam alguns cristais de gelo, mas neste caso, ele congelou completamente. Esta é uma consequência das modificações sofridas pelo frigorífico que é necessário analisar em maior detalhe em estudos futuros e perceber o seu impacto a longo prazo. Contudo, se este for um pequeno preço a pagar para ter água quente sem gastar quase energia nenhuma, parece ser algo vantajoso continuar apostar neste sistema.

Para finalizar seria necessário pensar numa solução para o facto de o sistema ter um aquecimento lento da água. Este problema podia ter sido resolvido com um uso de um esquentador a posterior do depósito, aquecendo a água a temperaturas que o consumidor desejar. Outra solução seria incorporar uma resistência para aquecer a água e assim não seria necessário usar um outro sistema de aquecimento. Por fim é necessário ter em conta o espaço ocupado e o impacto visual que este sistema vai ter numa habitação. Para tornar este sistema atrativo, é importante analisar onde colocar o depósito, como por exemplo por cima do frigorífico que normalmente é uma zona sem uso. Outra desvantagem é o sistema de tubagens para ligar o depósito a rede de água da casa, sendo necessário adaptar a canalização para ligar ao sistema.

Apesar de haver muito a fazer para tornar este projeto real, numa primeira abordagem, obteve-se resultados bastante significativos que mostram que este projeto é capaz de ser uma mais-valia no futuro, em que correspondeu a COPs na ordem dos 2 a 3 e poupanças na ordem dos 30% mostrando as possibilidades deste sistema.

Capítulo 5 - Referências Bibliográficas

- [1] - I. de Marchi Neto, A. Padilha, and V. L. Scalon, “Refrigerator COP with thermal storage,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2358–2364, 2009. [Accessed: 20-Nov-2015]
- [2] - F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7^o ed. John Wiley and Sons, 2011. [Accessed: 25-Nov-2015]
- [3] - S. Werner and N. Constantinescu, “The European heat market,” pp. 58–62, 2006. [Accessed: 10-Nov-2015]
- [4] - M. Rasti, S. Aghamiri, and M. S. Hatamipour, “Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 74, pp. 86–94, 2013. [Accessed: 10-Nov-2015]
- [5] - B. C. Ankanna and B. S. Reddy, “Performance Analysis of Fabricated Helical Coil Heat Exchanger,” vol. 5013, no. 3, pp. 33–39, 2014. [Accessed: 13-Nov-2015]
- [6] - R. R. Kumar, K. Sridhar, and M. Narasimha, “Heat transfer enhancement in domestic refrigerator using.” [Accessed: 16-Nov-2015]
- [7] - <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?LanguageID=11&CountryID=19&Formula=&GasID=38&UNNumber=&EquipGasID=38&VolLiquideBox=40&MasseLiquid eBox=&btnLiquidToGas=Calculate&VolGasBox=&MasseGasBox=&RD20=29&RD9=8&RD6=64&RD4=2&RD3=22&RD8=27&RD2=20&RD1> [Accessed: 12-Nov-2015]
- [8] - W. M. (Massachusetts I. of T. Rohsenow, J. R. (Energy R. C. Hartnett, and Y. I. (Drexel U. Cho, *Handbook of Heat Transfer*. 1998. [Accessed: 11-Nov-2015]
- [9] - L. R. Naik and A. K. Satpathy, “OPTIMIZATION OF NUSSELT NUMBER IN A HELICAL COIL HEAT EXCHANGER WITH CONSTANT HEAT FLUX BOUNDARY CONDITION USING FLUENT National Institute of Technology.” [Accessed: 21-Nov-2015]
- [10] - F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 6th. John Wiley & Sons, 2007. [Accessed: 23-Nov-2015]
- [11] - T. D. E. Cobre and E. M. Rolo, “Tubo de cobre para refrigeração e ar condicionado.” [Accessed: 25-Nov-2015]
- [12] - A. a a a Al-Rashed, “Effect of evaporator temperature on vapor compression refrigeration system,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 50, no. 4, pp. 283–290, 2011. [Accessed: 26-Nov-2015]
- [13] - R. Saidur, H. . Masjuki, and I. . Choudhury, “Role of ambient temperature, door opening, thermostat setting position and their combined effect on refrigerator-freezer energy consumption,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, no. 6, pp. 845–854, 2002. [Accessed: 26-Nov-2015]
- [14] - http://pt.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Prandtl [Accessed: 27-Nov-2015]
- [15] - http://chemwiki.ucdavis.edu/PhysicalChemistry/Thermodynamics/Thermodynamic_Cycles/Carnot_Cycle. [Accessed: 30-Nov-2015]
- [16] - http://www.ior.org.uk/ior_/fantastic_fridges_site/science/ [Accessed: 30-Nov-2015]
- [17] - <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/carnot.html> [Accessed: 02-Dez-2015]
- [18] - <http://home.howstuffworks.com/refrigerator3.htm> [Accessed: 06-Dez-2015]
- [19] - Chatelain, J.-L., B. Guillier and the WP02 SESAME team, 2007. Evaluation of the influence of experimental conditions on H/V results from ambient noise recordings, *Bull. Earthq. Eng.*, doi: 10.1007/s10518-007-9040-7. [Accessed: 30-Nov-2015]

- [20] Davis, J.C., 2002. Statistics and data analysis in geology, 3rd ed. Wiley, New York. [Accessed: 02-Dez-2015]
- [21] Vidal, S., J.-P. Mèneroud and C. Griman, 2001. Caracas, Venezuela, site effect determination with Microtremors. Pure Appl. Geophys. 158: 2513–2523. [Accessed: 03-Dez-2015]
- [22] - Cornou, C., 2005. Simulation for real sites, SESAME EVG1-CT-2000-00026 project, Deliverable D17.10, 62pp. [Accessed: 05-Dez-2015]
- [23] - Shah, R. K., and S. D. Joshi, in Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Chap. 5, Wiley-Interscience, Hoboken, NJ, 1987. [Accessed: 06-Dez-2015]
- [24] - Air-source heat pumps National Renewable Energy Laboratory. [Accessed: 09-Dez-2015]
- [25] - http://www.canadiantire.ca/en/home/heating-air-conditioning/base-board-wall-heaters.html?cid=KWGoogle_Eclipse_Home&gclid=CJaKILq338oCFQeRfgodap8CQg&gclsrc=aw.ds. [Accessed: 10-Dez-2015]
- [26] - <http://www.heatpumppriceguides.com/#sizes>. [Accessed: 10-Dez-2015]
- [27] - https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/buildings_roadmap.pdf, pp16. [Accessed: 11-Dez-2015]
- [28] - <http://www.achrnews.com/articles/97596-servicing-thermostatic-expansion-valves>. [Accessed: 12-Dez-2015]
- [29] - <http://www.resfriando.com.br/ajuste-da-valvula-de-expansao-termostatica>. [Accessed: 13-Dez-2015]
- [30] - https://www.swtc.edu/Ag_Power/air_conditioning/lecture/expansion_valve.htm. [Accessed: 13-Dez-2015]
- [31] - <http://www.ac-heatingconnect.com/how-thermostatic-expansion-valves-txv-work>. [Accessed: 15-Dez-2015]
- [32] - <http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/CA5E4257-4F6B-4F41-A268-8CB4FE6874DD/0/PFA00A102.pdf>. [Accessed: 16-Dez-2015]
- [33] - <http://www.brightengineering.com/hvac/58501-thermostatic-expansion-valve-or-tev>. [Accessed: 16-Dez-2015]
- [34] - <http://refrigerators.reviewed.com/features/everything-you-need-to-know-about-the-new-energy-star-fridge-standards>. [Accessed: 17-Dez-2015]
- [35] - <http://www.planetazul.pt/edicoes1/planetazul/desenv/Artigo.aspx?c=2249&a=15718&r=37>. [Accessed: 17-Dez-2015]
- [36] - <http://www.aarkstore.com/industrial-goods-machinery/54462/water-heater-markets-in-the-world-to-2018-market-size-trends-and-forecasts>. [Accessed: 18-Dez-2015]
- [37] - <http://neea.org/docs/reports/2011/water-heater-market-update-a-273db-b8-7c-a-3.pdf>. [Accessed: 18-Dez-2015]
- [38] - https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CB4QFjAAahUKEwiLkeuGmr3HAhXGzRQKHe5tBkg&url=http%3A%2F%2Fclasp.ngo%2F%2Fmedia%2Ffiles%2FSLDocuments%2F2014%2F2014-09_Scoping-Study-for-Residential-Water-Heaters.ashx&ei=0q_YVYvgMsabU-7bmcAE&usq=AFQjCNEgzRse2LCA7cgVkl_S2SZh4x2QWA&sig2=h4twYw99CRGqEW8DxWhVDw&cad=rja. [Accessed: 20-Dez-2015]

- [39] - https://www.energystar.gov/index.cfm?c=heat_pump.pr_how_it_works. [Accessed: 21-Dez-2015]
- [40] - http://www.iea.org/media/workshops/2014/building_webinars/webinar4/4bsriakrystynapresentationforieafinal.pdf. [Accessed: 22-Dez-2015]
- [41] - http://images.slideplayer.com/4/1423798/slides/slide_54.jpg. [Accessed: 10-Jan-2016]
- [42] - <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgKh8AA/transferência-calor?part=3>. [Accessed: 10-Jan-2016]
- [43] - https://en.wikipedia.org/wiki/Entrance_length. [Accessed: 11-Jan-2016]
- [44] - <http://cdn4.explainthatstuff.com/how-heat-exchangers-work.png>. [Accessed: 15-Jan-2016]
- [45] - <http://profiles.sulekhalive.com/mstore/14071402/albums/default/large/c3.jpg>. [Accessed: 11-Jan-2016]
- [46] - <http://www.andersonfloorwarming.co.uk/Images/air%20source%202.jpg>. [Accessed: 21-Jan-2016]
- [47] - http://www.industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/hybrid_heat_pump/. [Accessed: 22-Jan-2016]
- [48] - <http://refrigerators.reviewed.com/features/everything-you-need-to-know-about-the-new-energy-star-fridge-standards>. [Accessed: 23-Jan-2016]
- [49] - <http://www.iea.org/media/workshops/2014/buildingwebinar4/4bsriakrystynapresentationforieafinal.pdf>. [Accessed: 24-Jan-2016]
- [50] - <http://www.iea.org/media/workshops/2014/buildingwebinars/webinar4/4bsriakrystynapresentationforieafinal.pdf>. [Accessed: 24-Jan-2016]
- [51] - <http://www.iea.org/media/workshops/2014/buildingwebinars/webinar4/4bsriakrystynapresentationforieafinal.pdf>. [Accessed: 25-Jan-2016]
- [52] - http://www.rongqiangchem.com/product_detail_en/id/2.html. [Accessed: 25-Março-2016]