



**Rafael Almeida
Ferreira**

**Aproveitamento de calor residual a partir de
sistemas de refrigeração**



**Rafael Almeida
Ferreira**

**Aproveitamento de calor residual a partir de
sistemas de refrigeração**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Vítor António Ferreira da Costa, Professor catedrático do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins
Professor Auxiliar, Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho
Professor Associado, Universidade de Aveiro (Arguente Principal)

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa
Professor Catedrático, Universidade de Aveiro (Orientador)

Agradecimentos

Em primeiro lugar quero agradecer à minha família, principalmente aos meus pais e aos meus irmãos pelo apoio incansável que sempre me deram ao longo da minha vida acadêmica, e que me permitiu chegar até aqui e cumprir este objetivo. Quero agradecer-lhes também pelo regozijo que têm aquando das minhas conquistas e pela paciência, apoio e encorajamento que me transmitem nos momentos mais difíceis.

Quero agradecer igualmente ao meu orientador, o professor doutor Vítor Costa, pela constante disponibilidade para me orientar e auxiliar na realização desta dissertação, bem como da motivação que sempre me transmitiu.

Por último, um agradecimento especial a todos os meus amigos pela motivação e acompanhamento constantes durante estes anos do meu percurso académico.

Palavras-chave

Aproveitamento de calor, calor residual, sistema de refrigeração, ganhos energéticos.

Resumo

O consumo intensivo de energia por parte da indústria e serviços, e os custos associados a esse consumo, levam a que a eficiência energética seja da maior importância, tornando as empresas mais competitivas e, ao mesmo tempo, cumpridoras da legislação cada vez mais apertada. Com a presente dissertação prova-se que os sistemas de refrigeração podem ser alvo de melhorias em termos energéticos, aproveitando calor que é geralmente rejeitado para o ambiente. A partir do aproveitamento do calor residual rejeitado no condensador do sistema de refrigeração podem ser supridas, parcialmente, necessidades de aquecimento diminuindo assim, o recurso a fontes externas de fornecimento de calor e o consumo energético.

Com a implementação de um sistema de recuperação de calor (neste caso, num restaurante) conseguem-se ganhos energéticos a três níveis: ganho energético no pré-aquecimento de água, ganho energético na instalação de AC por diminuição das necessidades de climatização do espaço no verão, e ganho energético por aumento do COP do sistema de refrigeração.

Na presente dissertação é estabelecido o modelo para avaliação preliminar da viabilidade de aproveitamento do calor rejeitado no condensador dos sistemas de refrigeração comuns nos restaurantes.

Com a simulação energética do sistema é provado que o potencial de recuperação de calor a partir de sistemas de refrigeração é viável. Em termos isolados, a poupança energética obtida no pré-aquecimento de água é de 17,64% face às necessidades totais de aquecimento. A poupança energética no acionamento do sistema de AC é de 3,35% em relação ao sistema de AC sem o sistema de recuperação de calor incorporado. Por último, a diminuição da potência elétrica requerida pelo sistema de refrigeração é de 5,36%, devido a um aumento do COP do sistema de 5,69%.

Keywords

Heat recovery, waste heat, refrigeration system, energetic gains.

Abstract

The intensive consumption of energy by industry and services, and the costs associated with such consumption, make energy efficiency of major importance, making companies more competitive while, at the same time, complying with increasingly tight regulations.

With the present dissertation it is proved that the refrigeration systems can be improved in energy terms, through the utilization of the heat usually rejected to the environment. Utilization of the heat rejected in the condenser of the cooling system can partially supply, heating needs, thus allowing reduction of the use of external sources to provide heat and to a decrease in energy consumption.

With the implementation of a heat recovery system (in this case, in a restaurant) energy gains can be achieved at three levels: energy gain in water preheating, energy gain in the AC installation due to the reduction of the climatic space requirements in summer, and increase on the COP of the refrigeration system.

In the present dissertation is set the model for the preliminary evaluation of the viability of recovering the rejected heat in the condenser of the refrigeration systems commonly used in restaurants.

With the energy system's simulation, it is proved that the potential for heat recovery from refrigeration systems is viable. In isolated terms, the energy savings obtained in water preheating is 17,64% compared to total heating needs. The energy savings in the AC system is 3,35% compared to the AC system without the incorporated heat recovery system. Finally, the decrease in electrical power required by the refrigeration system is 5,36%, due to an increase in the system's COP of 5,69%.

Conteúdo

Lista de figuras	iii
Lista de tabelas.....	v
Lista de abreviaturas e siglas	vii
Nomenclatura e unidades.....	ix
Capítulo 1 : Introdução	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 Objetivos e metodologia	3
Capítulo 2 : Estado da arte.....	5
2.2 Ciclo de compressão de vapor	6
2.3 Componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	10
2.3.1 Compressor	10
2.3.2 Válvula de expansão.....	11
2.3.3 Evaporador	12
2.3.4 Condensador	13
2.4 Calor residual	15
2.5 Recuperação de calor residual	16
2.6 Recuperação de calor em sistemas de refrigeração	20
2.6.1 Recuperação de calor em supermercados.....	22
2.6.2 Recuperação de calor em sistemas de refrigeração de duplo estágio	24
2.6.3 Arrefecedor de vapor	26
2.6.4 Condensadores arrefecidos a água	28
2.6.5 Condensador arrefecido a ar	31
2.6.6 Exemplos de sistemas de recuperação de calor.....	32
Capítulo 3 : Caraterização do sistema	35
3.1 Caraterização do sistema de refrigeração.....	35
3.2 Inventariação das potências envolvidas.....	37
3.3 Necessidades de aquecimento.....	40
Capítulo 4 : Modelo e simulação do sistema de recuperação de calor	43

4.1 Considerações e pressupostos assumidos.....	43
4.2 Variação da temperatura da água no reservatório.....	45
4.2.1 Calor perdido pelas paredes do reservatório	46
4.2.2 Estimativa do volume do reservatório	47
4.2.3 Necessidades de aquecimento	47
4.3 Simulação do sistema de recuperação de calor	48
Capítulo 5 : Ganho energético na instalação de AC.....	53
5.1 Considerações e pressupostos assumidos.....	53
5.2 Calor introduzido na sala devido aos ganhos solares.....	55
5.2.1 Coeficiente global de transferência de calor	55
5.2.2 Potência calorífica introduzida na sala através das paredes e da cobertura	56
5.3 Potência térmica do sistema de AC.....	58
Capítulo 6 : Ganho energético por aumento do COP	65
6.1 Diminuição da quantidade de calor libertado no condensador	68
Capítulo 7 : Análise geral da solução	71
Capítulo 8 : Conclusões.....	75
Bibliografia	77

Lista de figuras

Figura 2.1 - Sistema termodinâmico funcionando como refrigerador (Adaptado de: [10]).	5
Figura 2.2 - Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor [11].	6
Figura 2.3 - a) Diagrama T-s e b) Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor [10].	7
Figura 2.4 - Diferenças entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor [11].	8
Figura 2.5 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com o tipo de compressor.	8
Figura 2.6 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com o tipo de evaporador.	9
Figura 2.7 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com a carga de refrigeração.	9
Figura 2.8 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com a temperatura de evaporação.	9
Figura 2.9 - Tipos de condensadores arrefecidos a água.	13
Figura 2.10 - Divisão em intervalos de temperatura do calor industrial.	15
Figura 2.11 - Tipos de potencial de calor residual (Adaptado de: [15]).	16
Figura 2.12 - Esquema das tecnologias de recuperação de calor consoante o local do uso do calor recuperado.	17
Figura 2.13 - Esquema das tecnologias de recuperação de calor segundo a classificação ativas vs passivas.	18
Figura 2.14 - Sistema de condensação flutuante e recuperação de calor (Adaptado de: [21]).	23
Figura 2.15 - Rejeição de calor num sistema de refrigeração com dois estágios (Adaptado de: [22]).	24
Figura 2.16 - Temperaturas típicas e fração de calor disponível num sistema operando com amoníaco (Adaptado de: [22]).	25
Figura 2.17 - Ciclo de compressão de vapor no diagrama p-h (Adaptado de: [29]).	27
Figura 2.18 - Recuperação de calor com arrefecedor de vapor (Adaptado de: [30]).	28
Figura 2.19 - Representação do arrefecedor de vapor para aproveitamento de calor num sistema de refrigeração por compressão de vapor no diagrama p-h (Adaptado de: [31]).	28
Figura 2.20 - Sistema de refrigeração com condensador arrefecido a água e aproveitamento de calor (Adaptado de: [32]).	29
Figura 2.21 - Distribuição de temperaturas ao longo de um condensador arrefecido a água: a) real; b) simplificado (Adaptado de: [14]).	29

Figura 2.22 – Condensador de carcaça e tubo (Adaptado de: [22]).	30
Figura 2.23 - Condensador de tubo duplo em contracorrente (Adaptado de: [13]).	30
Figura 2.24 - Construção típica de um condensador arrefecido a ar (Adaptado de: [13]).	31
Figura 2.25 - Exemplo de recuperação de calor com condensador arrefecido a ar (Adaptado de: [30]).	32
Figura 2.26 - Perfis diários de calor rejeitado pelo sistema de refrigeração e do calor necessário numa instalação de processamento de carnes (Adaptado de: [22]).	33
Figura 3.1 - Design e dimensões do sistema de refrigeração considerado.	35
Figura 3.2 - Perfil de funcionamento do equipamento (1).	37
Figura 3.3 - Perfil de funcionamento do equipamento (2).	37
Figura 3.4 - Perfil de funcionamento do equipamento (3).	38
Figura 3.5 - Perfil de funcionamento do equipamento (4).	38
Figura 3.6 - Perfil diário de potência dissipada no condensador do sistema de refrigeração.	39
Figura 3.7 - Perfil diário de consumo de água quente no restaurante (Adaptado de:[35]).	41
Figura 4.1 - Corte transversal esquemático do reservatório de armazenamento de água.	44
Figura 4.2 - Esquema do balanço de energia do reservatório.	45
Figura 4.3 - Perfil diário de temperatura da água no reservatório.	50
Figura 5.1 - Aspetos construtivos das paredes consideradas da sala do restaurante.	54
Figura 5.2 - Aspetos construtivos da cobertura considerada da sala do restaurante.	54
Figura 5.3 - Transferência de calor através das paredes da sala.	56
Figura 5.4 - Esquema das cargas térmicas a remover pelo sistema de AC sem o sistema de recuperação de calor.	59
Figura 5.5 - Esquema das cargas térmicas a remover pelo sistema de AC com o sistema de recuperação de calor.	61
Figura 5.6 - Perfil diário de potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de AC com e sem o sistema de recuperação de calor implementado.	63
Figura 6.1 - Diagrama T-s das alterações com o sistema de recuperação de calor.	67
Figura 7.1 - Variação da poupança energética no aquecimento de água com o aumento do volume interno do reservatório.	72

Lista de tabelas

Tabela 3.1 - Principais características do armário de congelados.....	36
Tabela 4.1 - Condutibilidade térmica dos materiais do reservatório.....	44
Tabela 4.2 - Coeficiente de transferência de calor por convecção na água e no ar [36].	44
Tabela 4.3 - Propriedades da água a 39°C [36].....	45
Tabela 5.1 - Espessura dos materiais de construção das paredes laterais e da cobertura.....	54
Tabela 5.2 - Resistências/condutibilidades térmicas dos materiais de construção da sala do restaurante [41].....	55
Tabela 5.3 - Coeficientes de transferência de calor por convecção do ar interior e exterior da sala do restaurante [36].....	55
Tabela 5.4 - Variáveis comuns às Equações 5.8 e 5.9.	57
Tabela 5.5 - Potências caloríficas consideradas.....	60
Tabela 6.1 - Temperaturas envolvidas no cálculo do COP.....	66
Tabela 6.2 - Valor das principais variáveis após a 2ª iteração.....	69
Tabela 6.3 - Ganhos energéticos após a 2ª iteração.	70
Tabela 7.1 - Consumos e poupanças energéticas obtidos com a implementação do sistema de recuperação de calor.....	71

Lista de abreviaturas e siglas

AC	Ar Condicionado
AQS	Água Quente Sanitária
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CFC	Clorofluorcarboneto
DX	<i>Direct Expansion System</i>
GEE	Gases de Efeito de Estufa
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto

Nomenclatura e unidades

Letras romanas:

A	Área, m^2
c	Calor específico da água, $J/kg \cdot K$
COP_{SRC}	COP do sistema de refrigeração com o sistema de recuperação de calor integrado
d_{ext}	Diâmetro exterior do reservatório de água, m
d_{int}	Diâmetro interior do reservatório de água, m
h	Coefficiente de convecção, $W/m^2 \cdot K$
h_{ext}	Altura exterior do reservatório de água, m
h_{int}	Altura interior do reservatório de água, m
k	Condutibilidade térmica, $W/m \cdot K$
l	Espessura, m
\dot{m}_a	Caudal mássico de água quente, kg/s
\dot{Q}''	Potência calorífica por irradiação solar, W/m^2
\dot{Q}_{AC}	Potência térmica a remover pelo sistema de AC, sem o sistema de recuperação de calor, W
$\dot{Q}_{AC,SRC}$	Potência térmica a remover pelo sistema de AC, com o sistema de recuperação de calor, W
$\dot{Q}_{\acute{a}gua}$	Potência calorífica associada à entrada e saída de água da sala do restaurante a diferentes níveis de temperatura, W
Q_{aq}	Necessidades totais de aquecimento de água, J
$Q_{aq,SRC}$	Necessidades de aquecimento de água com o sistema de recuperação de calor, J
\dot{Q}_g	Potência calorífica gerada no interior da sala do restaurante, W
\dot{Q}_{in}	Potência calorífica absorvida no evaporador do sistema de refrigeração, W
\dot{Q}_{out}	Potência calorífica libertada no condensador do sistema de refrigeração, W
\dot{Q}_{perdas}	Potência calorífica perdida pelas paredes do reservatório de água, W
$Q_{poupan\c{c}a}$	Calor recuperado com o pré-aquecimento de água, J
$Q_{poupan\c{c}a\ 1}$	Calor recuperado com o pré-aquecimento de água, kWh
\dot{Q}_{total}	Potência calorífica introduzida na sala do restaurante devido aos ganhos solares, W
R	Resistência térmica, $m^2 \cdot K/W$
T_a	Temperatura da água no reservatório, $^{\circ}C$
$T_{a,in}$	Temperatura da água da rede, $^{\circ}C$

$T_{a,máx}$	Temperatura máxima da água no reservatório, °C
T_{amb}	Temperatura ambiente, °C
$T_{a,out}$	Temperatura da água após as diversas utilizações no restaurante, °C
T_{aq}	Temperatura de aquecimento de água requerida, °C
T_{ext}	Temperatura exterior à sala do restaurante, °C
T_H	Temperatura de condensação, °C
T_{int}	Temperatura requerida no interior da sala do restaurante, °C
T_L	Temperatura de evaporação, °C
U	Coeficiente global de transferência de calor, $W/m^2 \cdot K$
V	Volume interno do reservatório de água, m^3
\dot{W}_{AC}	Potência elétrica fornecida ao sistema de AC, sem o sistema de recuperação de calor, W
W_{AC}	Energia elétrica fornecida ao sistema de AC, sem o sistema de recuperação de calor, J
$\dot{W}_{AC,SRC}$	Potência elétrica fornecida ao sistema de AC, com o sistema de recuperação de calor, W
$W_{AC,SRC}$	Energia elétrica fornecida ao sistema de AC, com o sistema de recuperação de calor, J
\dot{W}_c	Potência elétrica fornecida ao compressor do sistema de refrigeração, W
W_c	Energia elétrica fornecida ao compressor do sistema de refrigeração, J
$\dot{W}_{c,SRC}$	Potência elétrica fornecida ao compressor do sistema de refrigeração com o sistema de recuperação de calor integrado, W
$W_{c,SRC}$	Energia elétrica fornecida ao compressor do sistema de refrigeração com o sistema de recuperação de calor integrado, J
\dot{W}_e	Potência elétrica absorvida pelo sistema de refrigeração, W
$W_{poupança AC}$	Energia elétrica poupada no sistema de AC com a incorporação de um sistema de recuperação de calor, J
$W_{poupança SR}$	Energia elétrica poupada no sistema de refrigeração com a incorporação de um sistema de recuperação de calor, J
$W_{poupança 2}$	Energia elétrica poupada no sistema de AC com a incorporação de um sistema de recuperação de calor, kWh
$W_{poupança 3}$	Energia elétrica poupada no sistema de refrigeração com a incorporação de um sistema de recuperação de calor, kWh

Letras gregas:

α	Coeficiente de absorção
$\Delta T_{\text{água}}$	Diferença de temperatura necessária para o condensador libertar calor para a água, °C
ΔT_{ar}	Diferença de temperatura necessária para o condensador libertar calor para o ar, °C
θ	Ângulo de incidência do sol, °
ρ_a	Massa volúmica da água, kg/m^3

Capítulo 1 : Introdução

1.1 Enquadramento

A preocupação com a eficiência energética de equipamentos e processos, bem como de todas as atividades com elevados consumos de energia, advém não só da subida dos custos energéticos mas também da crescente sensibilização para os aspetos ambientais globais. No encalço desta preocupação foi acordado em março de 2007 pelos chefes de Estado e de governo dos 27 estados-membros da União Europeia o objetivo vinculativo de que 20% do consumo final de energia seja proveniente de energias renováveis até ao ano de 2020. Além disso foi assumido o compromisso de aumentar em 20% a eficiência energética [1]. Em consequência, deve-se cada vez mais estudar o potencial de medidas de eficiência energética em todos os setores consumidores de energia, com esse objetivo, devem ser efetuados estudos de viabilidade nos mais diversos níveis, para que a aplicação de medidas efetivas que melhorem a eficiência energética seja cada vez mais difundida a todo o tipo de organizações.

Um dos alvos de melhoria da eficiência energética é a produção de frio, onde existem diversas opções para aumentá-la. Entre essas medidas estão a aplicação de novos sistemas de refrigeração, de novos fluidos refrigerantes (amoníaco, CO₂, etc.) e acumulação térmica de frio (energia latente). Por outro lado, a implementação de estratégias de otimização e controlo nos sistemas já existentes pode levar a um aumento de 30% a nível da eficiência energética [2]. Outra medida que promove o aumento da eficiência energética é a recuperação de calor, uma vez que fluxos de calor a temperaturas superiores à temperatura ambiente são muitas vezes desperdiçados. O calor residual proveniente de um determinado processo, onde se inclui a refrigeração, pode ser aproveitado para outro processo ao invés de ser rejeitado para o meio ambiente [3].

Um dos setores consumidor intensivo de energia é o setor alimentar, onde se torna cada vez mais importante a sua sustentabilidade. Em termos energéticos, e segundo estatísticas do ano de 2010, cerca de 10 % da energia consumida pela indústria foi “gasta” neste setor. Entre as razões principais para este setor ser um dos mais importantes alvos da melhoria da eficiência energética está o facto da cadeia alimentar ser responsável por 33% das emissões de gases de efeito de estufa em todo o Mundo, o que se torna ainda mais relevante quando se prevê que em 2050 a produção de alimentos seja 70% superior aos níveis de produção atuais. Segundo estimativas, 50% da poupança energética nas cadeias alimentares é realizável através de mudanças tecnológicas na produção, processamento, embalagem e consumo [4]. No entanto, e para além das melhorias ao nível da eficiência energética, é necessário investimento

em energias renováveis que representam neste setor apenas 7% do total de energia consumida, enquanto 79% provém de energias fósseis [5].

A indústria alimentar, de bebidas e do tabaco é relevante uma vez que 40% de todos os alimentos requerem refrigeração e 15% da eletricidade consumida no Mundo é precisamente para refrigeração. Outro dado relevante é que 34% da energia consumida neste setor destina-se a sistemas de refrigeração e arrefecimento de ar [6].

Dentro do setor alimentar existem três segmentos que são consumidores intensivos de energia, onde os sistemas de refrigeração são parte importante desse consumo e, conseqüentemente medidas de eficiência energética adotadas são impulsionadoras de maiores ganhos energéticos. Esses segmentos são os supermercados, a restauração e a hotelaria.

Os supermercados tornaram-se vitais na sociedade moderna e prevê-se um crescimento da área total (m²) destes edifícios dada, por exemplo, a rápida urbanização e globalização. Para além do facto de a produção de alimentos aumentar 70% em 2050 face aos valores atuais, como referido anteriormente, estima-se também que a nível global o mercado de alimentos congelados cresça em valor de venda 30% em 2020 face a 2014. Os supermercados, mais do que qualquer outro edifício em países industrializados são os maiores consumidores de energia, e a percentagem de consumo nacional de energia elétrica por estes ronda os 3/4% para países como a Suécia, Reino Unido e EUA. Relativamente aos sistemas de refrigeração presentes nos supermercados, estes são responsáveis por 50% do total de energia consumida e, além disso, são igualmente responsáveis (a nível europeu) pelo maior consumo e emissão de gases HFC presentes nos fluidos refrigerantes [7].

No setor da restauração e hotelaria a eficiência energética apresenta um papel importante dada a necessidade de redução de custos mantendo sempre as condições de qualidade e conforto para os clientes, e a competitividade elevada do setor. Para garantir essa qualidade, conforto e comodidade dos clientes o setor hoteleiro e de restauração tem consumos energéticos relevantes, nomeadamente:

- Climatização dos quartos/espacos;
- Refrigeração;
- Iluminação;
- Utilização de água quente;
- Preparação das refeições;
- Piscina;
- Outras atividades consumidoras de energia quer por parte de clientes quer pelos trabalhadores [8].

A nível hoteleiro Europeu os espaços condicionados com necessidades de aquecimento, arrefecimento, ventilação e ar condicionado são os maiores consumidores de energia representando cerca de metade do consumo total. O segundo maior consumidor de energia prende-se com a preparação de AQS, e representa cerca de 15% do consumo total. A título de exemplo, um estudo feito em hotéis na Grécia

mostra que 72-75% do consumo total de energia é usada para os espaços condicionados e para o aquecimento de água. Cerca de 15% da energia é utilizada para restauração e lavanderia e 8-9% é para iluminação [8].

A integração de processos é uma área científico-tecnológica estabelecida e devidamente estruturada no âmbito da engenharia de processos. O principal benefício da sua aplicação é a redução significativa dos custos de produção, o que permite a consequente redução de efluentes, subprodutos e emissões gasosas. Em geral isso traduz-se em processos mais competitivos e atualizados em diversos setores de atividade. Dentro da integração de processos existe uma área importante de utilização que é a integração energética. Conhecendo as características de um determinado processo poder-se-á utilizar racionalmente a energia do mesmo, e a integração energética consiste exatamente em aproveitar ao máximo o potencial energético de determinado processo. Aproveitando o calor rejeitado de um determinado processo para utilização em outro que dele necessita reduz-se o consumo de energia e assim retiram-se todos os benefícios da integração energética [9].

Uma metodologia de aproveitamento de calor residual a partir de sistemas de refrigeração, de modo a suprir ainda que apenas parcialmente as necessidades térmicas de outro processo, evitando assim que se recorra a fornecimento de calor a partir de outras fontes é algo ainda pouco implementado e explorado. Dessa forma, integrando os processos de produção de frio e outro(s) com necessidades de calor é possível fornecer esse calor total ou parcialmente, diminuindo os gastos com fontes externas de fornecimento de calor. Com o uso deste calor residual reduz-se o consumo de energia e diminuem-se as emissões poluentes, o que leva a um aumento da eficiência a vários níveis.

1.2 Objetivos e metodologia

O objetivo inicial da presente dissertação prende-se com a avaliação qualitativa e quantitativa do calor residual disponível proveniente dos sistemas de refrigeração de um restaurante. De seguida será estudado e avaliado o ganho energético global proveniente da implementação do sistema integrado, sendo este o objetivo principal da dissertação. Os ganhos energéticos oriundos de um sistema de refrigeração com recuperação de calor são a três níveis: ganho energético no aquecimento de água, neste caso uma poupança nos gastos com esse aquecimento; ganho energético no acionamento do compressor, que resulta no aumento do COP da instalação; ganho energético na instalação de AC uma vez que o calor proveniente do sistema de refrigeração que seria libertado num espaço (sala de um restaurante ou hotel, p.e.) deixa de o ser, e assim é diminuída a potência elétrica requerida pelo sistema de AC na estação de arrefecimento (verão).

Com a presente dissertação pretende-se fazer uma avaliação sustentada da viabilidade de aproveitamento do calor residual libertado por sistemas de refrigeração que inclui: o calor residual aproveitado para pré-aquecimento de água, a melhoria da performance do sistema de refrigeração através do arrefecimento mais eficaz do condensador, e a poupança no arrefecimento dos espaços climatizados onde se encontrem instalados esses sistemas de refrigeração. Com as melhorias alcançadas pelo aproveitamento de calor residual libertado por sistemas de refrigeração consegue-se aumentar a eficiência energética do espaço onde esse aproveitamento seja implementado.

Relativamente à metodologia adotada para a elaboração desta dissertação apresenta-se no capítulo seguinte o estado da arte, onde irão ser discutidos diversos aspetos já abordados e investigados acerca da recuperação de calor a partir de sistemas de refrigeração e de outros sistemas, entre os quais:

- Fontes de calor passíveis de recuperação de calor;
- Tecnologias e métodos de recuperação de calor;
- Aplicações e exemplos de sistemas com recuperação de calor.

De seguida será tomado como referência um refrigerador específico, sobre o qual incidirá toda a análise com o intuito de verificar a disponibilidade de calor para aproveitamento e, conseqüentemente, os ganhos energéticos que daí advenham. Para tal será feita inicialmente a caracterização do refrigerador considerado e o seu perfil de funcionamento. Após este passo inicial é necessário fazer a inventariação das potências caloríficas envolvidas, isto é, a potência dissipada no condensador e a potência disponível para pré-aquecimento de água.

Concluída a extração dos dados necessários, o passo seguinte é modelar e simular o sistema tendo em conta as potências envolvidas e os perfis de funcionamento do refrigerador, e as necessidades de água quente. Esta modelação/simulação inclui a estimativa do volume do reservatório para armazenamento da energia térmica recuperada a partir do refrigerador considerado, uma vez que, à partida a coincidência temporal entre o calor recuperado e a necessidade do uso de água quente não é efetiva. Seguidamente irá ser realizada a análise quantitativa e qualitativa dos ganhos energéticos conseguidos: ganho energético no aquecimento de água por meio da menor necessidade do uso de outras fontes de aquecimento; ganho energético no acionamento do compressor, consequência do aumento do COP do sistema de refrigeração; e ganho energético no verão devido às menores exigências no sistema de AC do espaço onde se encontra instalado o sistema de refrigeração.

Por fim, será feita uma análise geral da solução apresentada a fim de averiguar a viabilidade da recuperação de calor e uma perspetiva de futuro, onde se incluirão os aspetos positivos e negativos da solução apresentada, bem como sugestões para a melhoria do trabalho desenvolvido, para auxílio em estudos futuros.

Capítulo 2 : Estado da arte

Neste capítulo serão apresentadas previamente algumas noções importantes sobre os sistemas de refrigeração, e em particular dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Seguidamente serão apresentados alguns conceitos e estudos descritos e desenvolvidos na bibliografia já existente. Estes conceitos e estudos passam pela identificação das várias fontes de calor residual, ou seja, calor passível de ser recuperado e de alguns conceitos a elas associados, as tecnologias e métodos já existentes e usados para recuperação de calor, alguns exemplos de sistemas com recuperação de calor, e aplicações desse mesmo calor recuperado.

2.1 Sistemas de refrigeração

O principal objetivo dos sistemas de refrigeração é remover calor de um meio a baixa temperatura (fonte fria) e transferi-lo para um meio a temperatura mais elevada (fonte quente). Através da Figura 2.1 observa-se que a temperatura T_L é a temperatura da fonte fria e T_H é a da fonte quente. A potência calorífica transferida da fonte fria para o sistema de refrigeração \dot{Q}_L é o efeito de refrigeração; por seu turno, a rejeição de potência calorífica para a fonte quente à temperatura T_H é \dot{Q}_H . Ambos os efeitos (arrefecimento da fonte fria e aquecimento da fonte quente) são conseguidos à custa de fornecimento da potência mecânica \dot{W} .

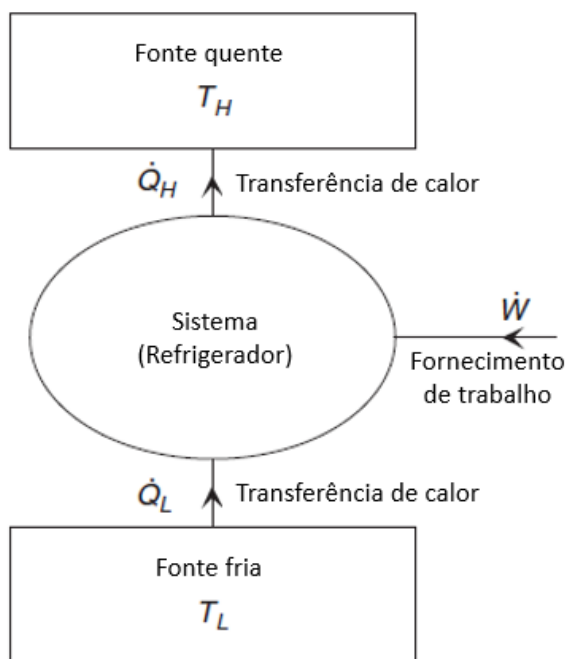


Figura 2.1 - Sistema termodinâmico funcionando como refrigerador (Adaptado de: [10]).

O agente responsável pelas transferências de calor é o fluido refrigerante. Inicialmente este absorve calor, uma vez que a sua temperatura é inferior à temperatura da fonte fria. De seguida a sua temperatura é aumentada pelo fornecimento de trabalho ao sistema, sendo que posteriormente é libertado calor na fonte quente dado que a temperatura do refrigerante é superior à temperatura dessa fonte térmica.

Existem diversos sistemas e ciclos de refrigeração, entre os quais:

- Sistemas de refrigeração por compressão de vapor;
- Sistemas de refrigeração por absorção;
- Sistemas de refrigeração padrão de ar;
- Sistemas de refrigeração por jato de ejetor;
- Arrefecimento termoelétrico;
- Refrigeração termoacústica [10].

2.2 Ciclo de compressão de vapor

Em aplicações práticas, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados. Os componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor são o compressor, o evaporador, o condensador e a válvula de expansão. Podem observar-se na Figura 2.2, de forma esquemática esses componentes, e na Figura 2.3 o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor expresso nos diagramas T-s e P-h.

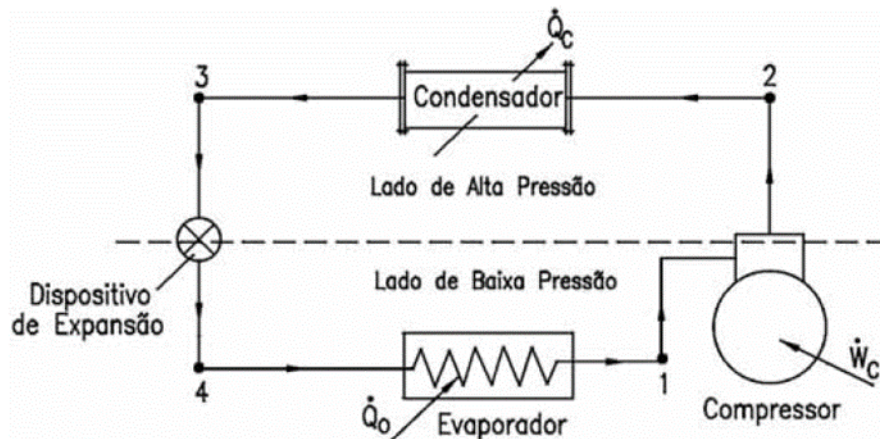


Figura 2.2 - Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor [11].

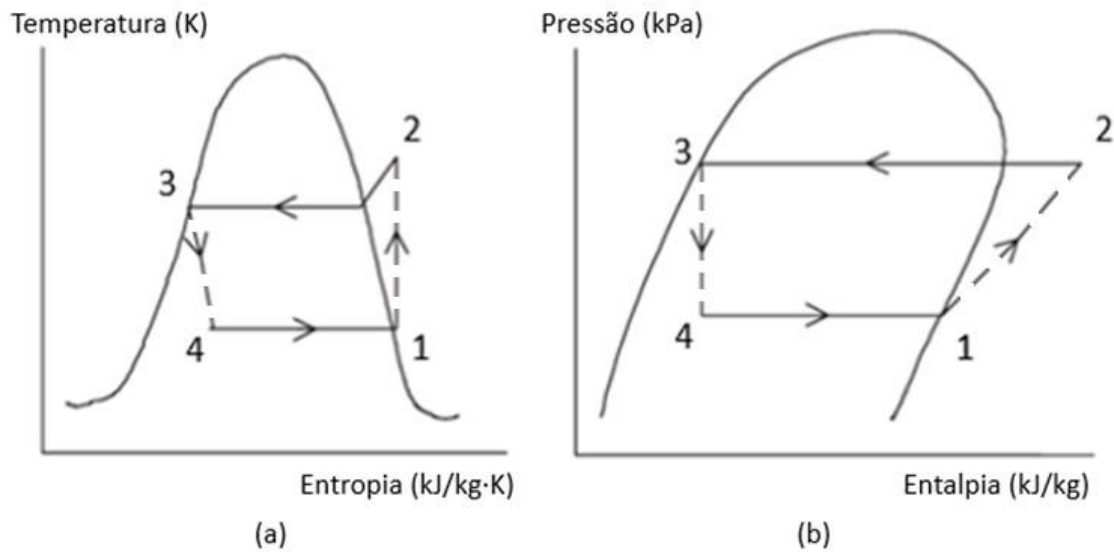


Figura 2.3 - a) Diagrama T-s e b) Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor [10].

As aplicações práticas apresentam, naturalmente, alguns desvios relativamente ao apresentado anteriormente, uma vez que existem irreversibilidades nos componentes do sistema. São inevitáveis as quedas de pressão no sistema, por exemplo devido ao atrito viscoso nas tubagens, ou mesmo às transferências de calor entre os componentes com o meio ambiente que os envolve. Outro aspeto impraticável neste tipo de sistemas é o controlo preciso de estado do fluido refrigerante, que como observável na Figura 2.3 é vapor saturado à entrada do compressor. Por outro lado, e dado que é de evitar a entrada de líquido no compressor, é controlado o estado do fluido na válvula de expansão, garantindo um grau de sobreaquecimento.

O sobreaquecimento produzido, os ganhos de calor provenientes da tubagem de aspiração e as quedas de pressão (evaporador e tubagens) levam a um aumento do volume específico e, conseqüentemente, a um aumento da energia necessária para o compressor poder operar o ciclo. Isto sucede porque o trabalho requerido pelo compressor é proporcional ao volume específico do fluido refrigerante à entrada do compressor [12].

Sendo assim, existem inúmeros aspetos que implicam que o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor seja distinto do ciclo ideal. As diferenças entre ambos estão explicitadas na Figura 2.4. Nota: os pontos 1, 2, 3 e 4 representam o ciclo ideal, ao passo que os pontos 1', 2', 3' e 4' representam o ciclo real.

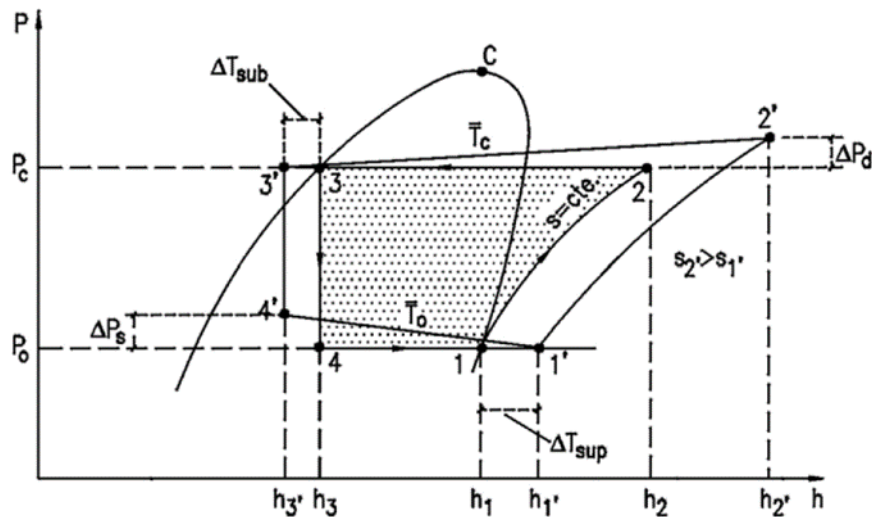


Figura 2.4 - Diferenças entre o ciclo ideal e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor [11].

Dentro dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, estes podem ser classificados segundo várias características e critérios:

- Tipo de compressor utilizado;
- Tipo de evaporador;
- Carga de refrigeração;
- Temperatura de evaporação [13].

De acordo com a classificação do sistema de refrigeração por compressão de vapor segundo o tipo de compressor utilizado, pode ver-se na Figura 2.5 que o compressor empregue no sistema pode ser alternativo, rotativo, *scroll*, parafuso ou centrífugo.

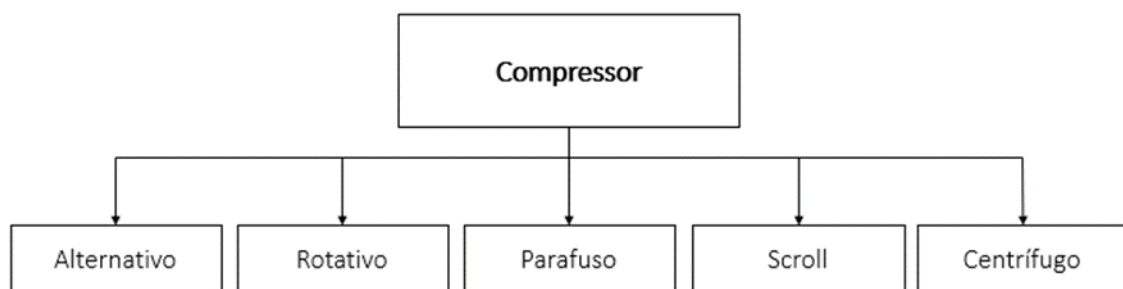


Figura 2.5 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com o tipo de compressor.

Por seu turno, se a classificação do sistema for segundo o tipo de evaporador presente no sistema tem-se que este pode ser de expansão direta ou indireta, como esquematizado na Figura 2.6.

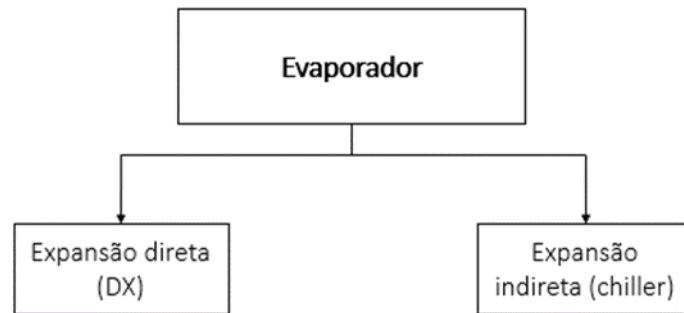


Figura 2.6 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com o tipo de evaporador.

Se o sistema for classificado de acordo com a carga de refrigeração pode observar-se na Figura 2.7 que o mesmo pode definir-se como pequeno, médio ou grande.

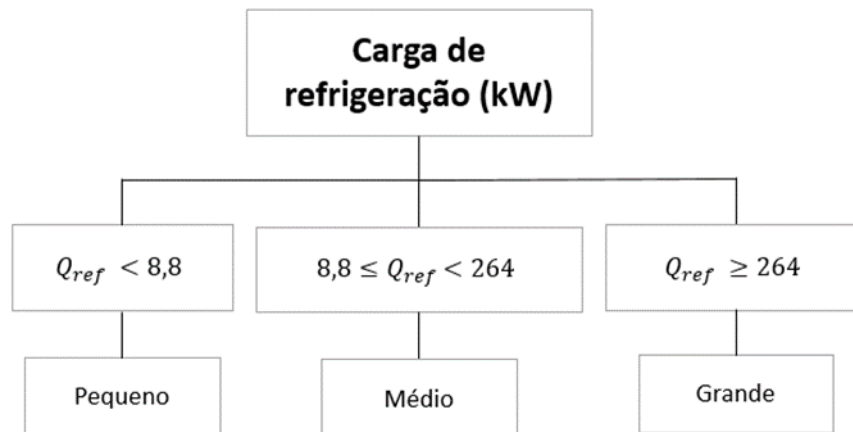


Figura 2.7 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com a carga de refrigeração.

Por último, se o sistema de refrigeração for classificado segundo a temperatura de evaporação a que opera este pode ser definido como de alta, média ou baixa temperatura, como esquematizado na Figura 2.8.

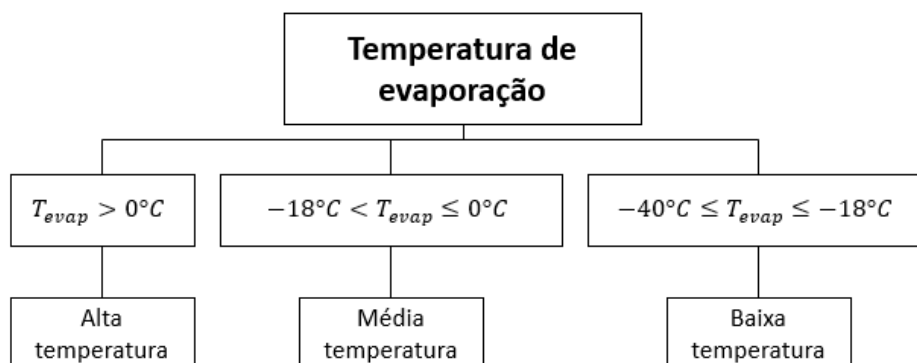


Figura 2.8 - Classificação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor de acordo com a temperatura de evaporação.

2.3 Componentes principais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

2.3.1 Compressor

Para além dos diversos tipos de compressores apresentados na secção anterior existem outros tipos de classificações, sendo que uma delas prende-se com as características do processo de compressão. Segundo ela, os compressores podem ser classificados como de deslocamento positivo ou de fluxo. Os compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do fluido refrigerante através da redução do volume interno da câmara de compressão por meio de força mecânica. Os compressores de fluxo convertem a pressão dinâmica em pressão estática, sendo que dos diversos tipos de compressor só os centrífugos apresentam esta característica. Os compressores podem ainda ser classificados de acordo com as características de construção: herméticos, semi-herméticos ou abertos. Os compressores herméticos operam exclusivamente com refrigerantes halogenados, e são usados sobretudo em frio doméstico e condicionadores de ar. Os compressores semi-herméticos, ao contrário dos herméticos, permitem o acesso às válvulas e pistões através da remoção do cabeçote. Já no que diz respeito aos compressores abertos, estes são adequados para operar com amoníaco (NH_3).

A escolha de um determinado compressor para um sistema de refrigeração terá que ter em linha de conta a capacidade da instalação, as condições de operação do compressor e a curva de carga (variação e controlo da capacidade) do mesmo. Numa análise breve aos diversos tipos de compressores, pode-se constatar que relativamente aos compressores alternativos estes são os mais utilizados em sistemas de refrigeração sobretudo em sistemas de pequena e média capacidade, ao contrário dos compressores centrífugos que são amplamente utilizados em sistemas de grande capacidade. Por seu turno, os compressores *scroll* apresentam diversas vantagens, como por exemplo: ausência de válvulas, operação suave e silenciosa, baixa variação do binário o que leva a um aumento da vida útil do compressor, e eficiência 5-10% superior em relação a um compressor alternativo de igual capacidade. Já no que respeita aos compressores de parafuso, estes podem ser de parafuso simples ou duplo, sendo que os de parafuso duplo são mais usados face aos de parafuso simples dado que apresentam uma eficiência isentrópica superior em torno de 3-4%. Por fim, dentro dos compressores rotativos o compressor de pistão rotativo é o mais utilizado em sistemas de refrigeração de pequena capacidade. O fluido refrigerante mais usado em compressores rotativos é o R22; no entanto, e devido às preocupações ambientais, a partir de 2020 o R407c e o R410a podem ser fluidos alternativos ao R22. [10], [11], [13].

2.3.2 Válvula de expansão

Num sistema de refrigeração a válvula de expansão é o dispositivo que serve para reduzir a pressão do fluido refrigerante desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação, e também para regular o caudal de refrigerante que chega ao evaporador de maneira a satisfazer a carga de refrigeração no evaporador. Existem diversos tipos de válvulas de expansão, onde se incluem as válvulas de expansão termostática (VET), válvulas de expansão eletrónicas, válvulas de flutuação, válvulas de pressão constante e tubos capilares.

As válvulas de expansão termostática (VET) são as mais utilizadas em sistemas de refrigeração de expansão direta. Este tipo de válvulas regula o caudal de fluido que chega ao evaporador, de acordo com o grau de sobreaquecimento do vapor que deixa o evaporador.

As válvulas de expansão eletrónicas ou controladas por microprocessadores apresentam a vantagem de se obter um controlo mais preciso e eficiente do fluxo de fluido, o que leva também a uma maior eficiência em termos energéticos quando comparadas com as válvulas de expansão termostática. Atualmente existem três tipos de válvulas de expansão eletrónicas: válvulas de motor passo a passo, válvulas moduladas em largura de pulso e válvulas analógicas. De entre os três tipos de válvulas de expansão, as que apresentam uma melhor eficiência e promovem um controlo mais preciso são as válvulas de motor passo a passo.

As válvulas de flutuação controlam a alimentação de fluido para o evaporador de modo a manter um nível específico de líquido. Existem dois tipos de válvulas de flutuação: as de alta pressão e as de baixa pressão.

As válvulas de pressão constante mantêm uma pressão constante à sua saída. Essa pressão constante resulta da interação de duas forças opostas: a pressão do fluido refrigerante no evaporador e a pressão de uma mola. Este tipo de válvulas tem um uso algo limitado, sendo apropriadas para aplicações em que a carga térmica seja aproximadamente constante, o que não acontece na maioria dos sistemas práticos.

Por fim, os tubos capilares são usados como dispositivos de estrangulamento e consistem num comprimento fixo de tubo de pequeno diâmetro, que conecta a saída do condensador à entrada do evaporador. Devido à sua simplicidade são os dispositivos mais utilizados em sistemas de pequena capacidade [10], [11], [13].

2.3.3 Evaporador

Num sistema de refrigeração o evaporador é o dispositivo responsável por retirar o calor do espaço que se pretende que seja refrigerado, ou seja, é responsável pelo efeito de refrigeração num dado sistema ou aplicação.

Os evaporadores podem ser classificados segundo vários critérios. Estes podem ser classificados segundo o sistema de alimentação, e assim os evaporadores subdividem-se em evaporadores secos (ou de expansão direta) e evaporadores inundados. Os evaporadores secos são bastante usados com fluidos halogenados e em instalações de pequena capacidade, ao passo que os evaporadores inundados têm um uso frequente em sistemas onde o fluido de trabalho é o amoníaco (NH_3), sendo que este tipo de evaporadores exige uma grande quantidade de fluido refrigerante, o que leva a que o seu custo inicial seja maior. Além disso, é necessário ter em conta que o coeficiente global de transferência de calor U é mais elevado nos evaporadores inundados face aos evaporadores secos. Os evaporadores inundados podem ainda ser classificados quanto à sua alimentação em dois grupos: alimentação por gravidade e recirculação de líquido.

Os evaporadores podem ser classificados também de acordo com o fluido a arrefecer: evaporadores para arrefecimento de ar e evaporadores para arrefecimento de líquidos. Nos evaporadores para arrefecimento de ar a circulação do ar pode ser por convecção natural ou forçada. Os evaporadores com circulação natural de ar devem ser colocados no teto da câmara frigorífica, e devem ser instaladas bandejas por baixo deles para recolha de condensados. Os evaporadores com circulação forçada de ar são amplamente utilizados em câmaras frigoríficas, salas de processamento e túneis de congelação. Dentro dos evaporadores para arrefecimento de líquidos existem quatro tipos: evaporadores carcaça e tubo (*shell and tube*), carcaça e serpentina (*shell and coil*), cascata ou *Baudelot* e evaporadores de placas. Os evaporadores *shell and tube* são dos mais utilizados na indústria de refrigeração, ao contrário dos evaporadores *shell and coil* cujo o uso se restringe a sistemas de pequena capacidade com refrigerantes halogenados ou arrefecedores intermédios em sistemas de estágio duplo, isto porque este tipo de evaporadores apresenta um baixo coeficiente global de transferência de calor e dificuldades ao nível da sua limpeza. Ao contrário dos evaporadores *shell and coil*, os evaporadores de placas caracterizam-se por um elevado coeficiente global de transferência de calor e, devido a isso, o seu uso é crescente em sistemas de refrigeração. Os evaporadores *Baudelot* são utilizados normalmente no arrefecimento de águas de processo, na indústria de bebidas (cervejarias) e em instalações de arrefecimento de leite. Todos estes evaporadores para arrefecimento de líquidos podem ter diversos tipos de alimentação e também serem do tipo seco ou inundado [10], [11], [13].

2.3.4 Condensador

Num sistema de refrigeração o condensador é o dispositivo responsável por rejeitar o calor que é retirado do espaço a refrigerar. O seu funcionamento assenta no princípio da condensação, isto é, quando o vapor proveniente do processo de compressão do fluido refrigerante entra em contacto com uma superfície a uma temperatura abaixo da temperatura de saturação ocorre a condensação do fluido refrigerante, despoletando assim o processo de transferência de calor para fora do sistema de refrigeração. Normalmente o fluido refrigerante chega ao condensador como vapor sobreaquecido, e como é necessário que à entrada da válvula de expansão o fluido se encontre no estado líquido, o processo de transferência de calor num condensador ocorre em três estágios, por esta ordem: arrefecimento do vapor sobreaquecido, condensação até ao estado de líquido saturado e com isso libertação do calor latente, e subarrefecimento do refrigerante.

Os condensadores utilizados na indústria de refrigeração são de três tipos: condensadores arrefecidos a ar, condensadores arrefecidos a água e condensadores evaporativos. A seleção do tipo de condensador a empregar num dado sistema de refrigeração depende essencialmente dos seguintes critérios: capacidade de transferência de calor do condensador, temperatura e pressão de condensação, caudais de refrigerante e de fluido de arrefecimento, temperatura de projeto para água e /ou ar e as condições climáticas.

Os condensadores evaporativos são aparentemente arrefecidos a água e trabalham segundo o mesmo princípio de funcionamento; no entanto, a água é evaporada por uma corrente de ar em movimento. A performance do processo evaporativo presente neste tipo de condensadores depende da temperatura de bolbo húmido do ar que entra no dispositivo, do volume de ar e da eficiência da interface ar/água.

Os condensadores arrefecidos a água podem ser divididos em quatro tipos como se observa na Figura 2.9.

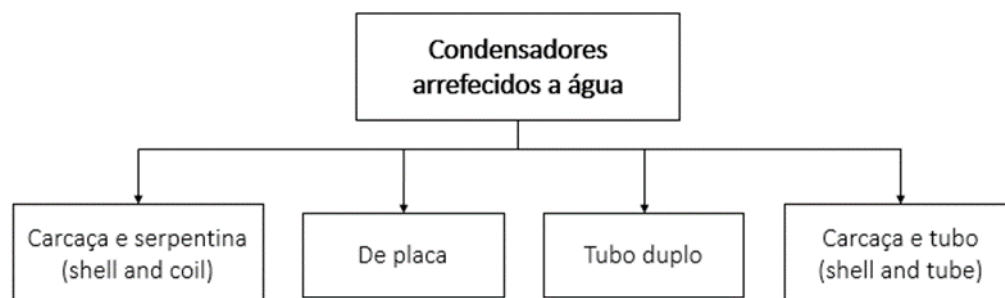


Figura 2.9 - Tipos de condensadores arrefecidos a água.

Os condensadores arrefecidos a água de tubo duplo consistem em dois tubos concêntricos onde a água circula no tubo de menor diâmetro. Por sua vez, o fluido refrigerante circula no espaço anelar entre os dois tubos em contracorrente face à

circulação da água. Este tipo de condensadores é normalmente utilizado em sistemas de pequena capacidade, ou como condensadores auxiliares que operam em paralelo com condensadores a ar, e atuam exclusivamente quando a carga térmica é elevada. Uma grande desvantagem destes condensadores é a sua dificuldade de limpeza.

Em termos construtivos, os condensadores do tipo carcaça e serpentina consistem em um ou mais tubos enrolados em forma de serpentina, que é montada dentro de uma carcaça fechada. Nos condensadores carcaça e serpentina a água flui por dentro do(s) tubo(s) ao passo que o fluido refrigerante escoar pela carcaça. Este tipo de condensador é fácil de fabricar; no entanto, e tal como no anterior, a sua limpeza é uma complicação inerente ao dispositivo. Estes condensadores são usados sobretudo em sistemas de pequena e média capacidade.

Os condensadores do tipo carcaça e tubo são constituídos por uma carcaça cilíndrica onde são instalados tubos horizontais e paralelos, que são conectados a duas placas dispostas nas extremidades. A água de arrefecimento circula por dentro dos tubos enquanto que o fluido refrigerante escoar dentro da carcaça, em torno dos tubos. Os tubos são de cobre e as extremidades de aço quando o refrigerante usado é halogenado; no caso de o refrigerante ser NH_3 , tanto os tubos como as extremidades devem ser em aço. As grandes vantagens deste tipo de condensador são a fácil manutenção e limpeza, e o facto de ser compatível com uma vasta gama de capacidades.

Por fim, os condensadores de placa são geralmente constituídos por placas de aço inox de pequena espessura sendo montadas paralelamente umas às outras. A água de arrefecimento e o fluido refrigerante circulam alternadamente nos espaços formados entre as placas. Apesar dos condensadores de placa apresentarem um elevado coeficiente global de transferência de calor, o seu uso é ainda restrito no panorama da refrigeração industrial [10], [11], [13], [14].

2.4 Calor residual

O calor pode ser dividido em vários tipos consoante o nível térmico e a utilização, de entre os quais se destacam: aquecimento de espaços, água quente, cozinha e calor industrial. Dentro destes, o calor industrial divide-se em três intervalos como se pode observar na Figura 2.10 [6].

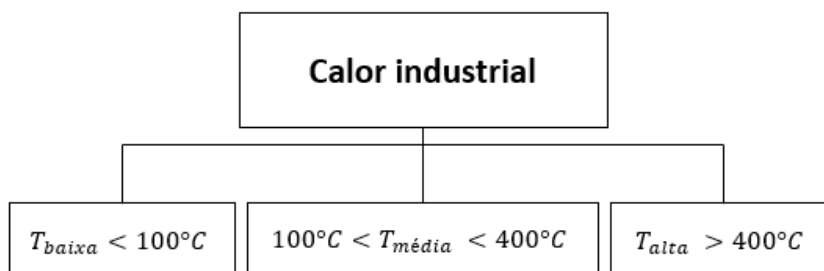


Figura 2.10 - Divisão em intervalos de temperatura do calor industrial.

Como visto no Capítulo 1, o setor alimentar é um dos maiores consumidores intensivos de energia, e dentro deste a procura de calor é essencialmente na faixa das temperaturas baixas e médias. Cerca de 55% da procura de calor neste setor é na faixa das baixas temperaturas (< 100 °C), e os restantes 45% são na faixa das médias temperaturas (100 a 400 °C) [6].

Dos diversos setores industriais o setor alimentar e de bebidas é aquele que apresenta um maior potencial para recuperação de calor de baixo grau (baixa temperatura). No entanto, a recuperação de calor pode ser difícil devido à transferência de calor e massa associados a esta indústria, sendo que essas dificuldades se prendem sobretudo com o controlo de temperaturas e as correntes de fluidos, por vezes sujas e com propriedades complexas [3].

A eficiência energética é cada vez mais importante devido essencialmente ao aumento do custo da energia e aos objetivos ambiciosos para redução dos GEE. Uma das medidas de eficiência energética eficaz é a utilização de calor residual [3]. O calor residual é considerado como sendo todas as formas de calor (latente e sensível) que não são utilizadas com a finalidade para a qual o sistema funciona [15]. A recuperação de calor assenta no princípio simples da reutilização do calor residual.

A recuperação de calor torna-se mais importante ainda quando se olha para as estatísticas e se vê que no Reino Unido 70% da procura final de energia na indústria é calor. Há uma parte significativa desse calor que não é aproveitado, e o mesmo pode ser recuperado e usado de modo a satisfazer uma procura de calor. A utilização deste calor residual permite substituir as fontes de energia convencionalmente usadas para aquecimento em outros processos, e assim é possível reduzir os custos energéticos e as emissões associadas ao uso dessas fontes de energia [16]. Ainda tomando como exemplo o Reino Unido, verifica-se que por ano há um desperdício de 11,4 TWh de calor recuperável, sendo que cerca de $\frac{1}{4}$ provém do setor de processamento de

alimentos e bebidas. Se todo o calor residual desperdiçado no Reino Unido fosse recuperado seria possível poupar cerca de 337 milhões de euros, e reduzir as emissões de CO₂ em mais de 2 milhões de toneladas por ano [3].

Existem diversas fontes de calor residual, como são exemplo os fornos, as águas residuais provenientes de diversos processos (lavagem, secagem, arrefecimento), sistemas de refrigeração, produtos quentes ou frios, efluentes quentes ou frios, escapes de motores ou ar de exaustão de salas de produção, fontes termais naturais e painéis solares [9], [15].

Ao considerar diferentes tecnologias para o uso do potencial de calor residual é necessário distinguir dois tipos de potencial: teórico ou físico e técnico ou economicamente viável (Figura 2.11). O potencial de calor residual teórico apenas considera as restrições físicas como por exemplo o facto de o calor ter que estar acima da temperatura ambiente. Por outro lado, o potencial de calor residual técnico depende das tecnologias consideradas e da rentabilidade económica associada ao uso potencial de calor residual [15].

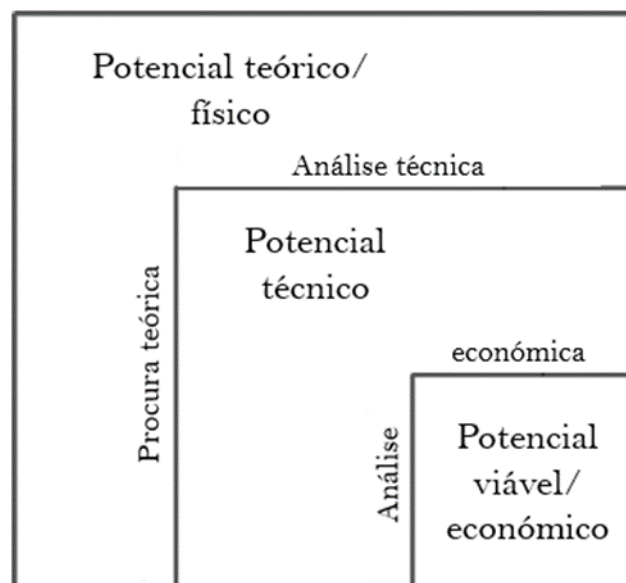


Figura 2.11 - Tipos de potencial de calor residual (Adaptado de: [15]).

2.5 Recuperação de calor residual

No panorama atual a recuperação de calor residual, tanto em empresas como em indústrias, permite tornar o local de trabalho e/ou o chão de fábrica mais eficientes. Portanto, os sistemas de recuperação de calor residual de baixa qualidade podem oferecer poupanças significativas através de um calor que inicialmente seria desperdício [17].

Existe uma série de fatores que influenciam a viabilidade da recuperação de calor residual, que devem ser levados em conta aquando do estudo e implementação de sistemas para levar a cabo essa recuperação:

- ✓ Distância entre a fonte e coletor de calor;
- ✓ Coincidência da disponibilidade de calor da fonte e do coletor;
- ✓ Requisitos de aquecimento (tempos e calendarização);
- ✓ Permuta de calor do sistema inicial;
- ✓ Risco de contaminação (sobretudo quando o calor é trocado entre diferentes tipos de fluidos);
- ✓ Preocupações de qualidade [18].

Quanto à tecnologia a ser usada para o sistema de recuperação de calor, a sua escolha é, também, ela influenciada por alguns fatores, entre os quais se destacam:

- Eficiência da recuperação de calor;
- Facilidade de instalação;
- Tempo de retorno do investimento (*payback*).

Este último fator é aquele que, em geral, acaba por ter uma maior influência na escolha da tecnologia de recuperação de calor [3].

As tecnologias de recuperação de calor podem ser classificadas consoante o local onde o calor recuperado é usado, podendo ser usado no local ou fora do local onde é recuperado. No esquema da Figura 2.12 observa-se de uma forma clara as tecnologias de acordo com esta classificação.

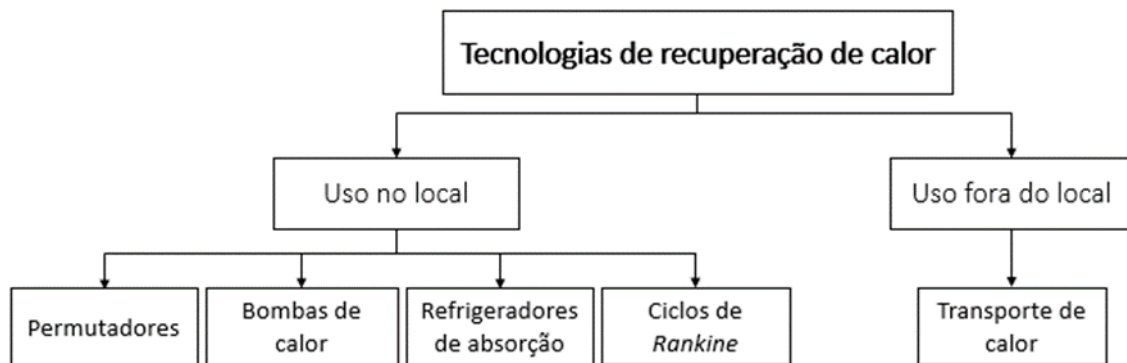


Figura 2.12 - Esquema das tecnologias de recuperação de calor consoante o local do uso do calor recuperado.

Dentro das tecnologias de recuperação de calor de uso no local, as bombas de calor são utilizadas quando se pretende melhorar a qualidade do calor, isto é obter calor a um nível de temperatura mais elevado. Os refrigeradores de absorção servem para converter energia térmica, ou seja, converter o calor residual em energia de arrefecimento. Os ciclos de *Rankine* são usados para converter o calor excedente em energia elétrica, e serão alvo de análise mais à frente, nesta dissertação. O transporte de calor para uso fora do local onde o mesmo é recuperado é uma temática a ser explorada, uma vez que, com uma rede, um mercado para comércio de calor e um uso

disseminado de sistemas de aquecimento poderá haver um potencial para exportação de calor de locais industriais para outros utilizadores [16].

As tecnologias de recuperação de calor residual podem também ser classificadas como ativas ou passivas. Na Figura 2.13 encontra-se de uma forma esquemática este tipo de classificação das tecnologias de recuperação de calor.

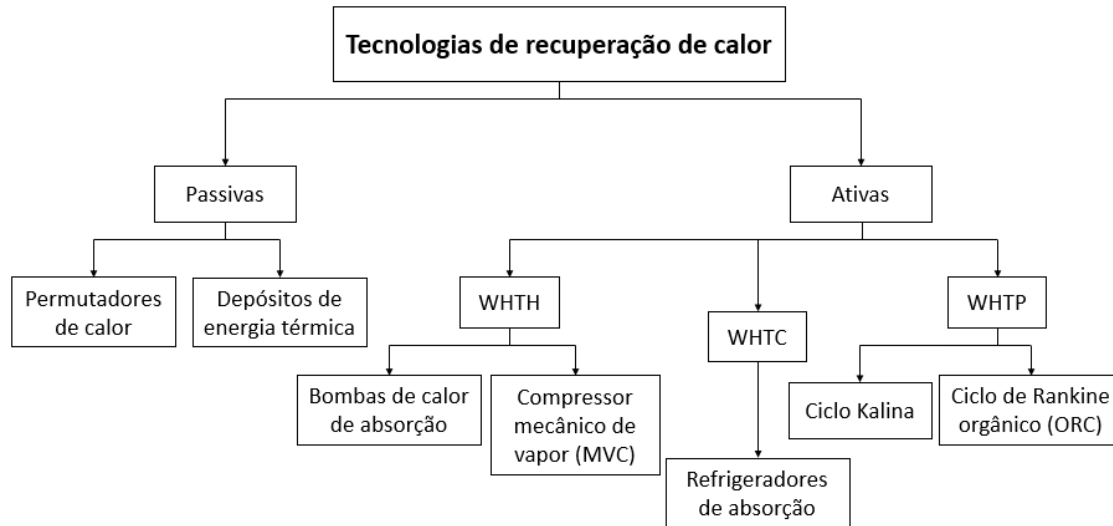


Figura 2.13 - Esquema das tecnologias de recuperação de calor segundo a classificação ativas vs passivas.

As tecnologias de recuperação de calor assentam em três tipos de finalidade quanto ao seu uso: para fornecer calor (WHTH - *waste heat to heat*), para fornecer frio (WHTC - *waste heat to cold*), e para fornecer eletricidade (WHTP - *waste heat to power*) [15].

Os permutadores de calor permitem fazer o uso direto do calor onde este se encontra [9]. Os permutadores de calor utilizados em sistemas de recuperação de calor residual são de três tipos: gás-gás; gás-líquido; líquido-líquido.

Os permutadores gás-gás têm a capacidade de transferir calor a longas distâncias, de lidar com várias fontes e coletores de calor, e apresentam amplos diferenciais de pressão de operação. Este tipo de permutadores tem que ter bons acessos, uma vez que a sua manutenção é essencial. Relativamente aos custos, estes encerram-se na aquisição do equipamento e na sua manutenção; no entanto, são mais elevados dado que incluem uma bomba. Os permutadores gás-gás podem ser usados por exemplo, em linhas de exaustão de aquecimento de ar e o *payback* da tecnologia situa-se entre um a três anos.

Os permutadores gás-líquido são caracterizados por terem uma ampla gama de aplicações e baixos tempos de retorno do investimento. Estes permutadores podem ser projetados em diferentes tipos de materiais, mas em aplicações tradicionais a condensação de gases de combustão pode levar à formação de ácido no condensado. Por isso, a seleção de material e processamento a jusante devem ser considerados. Os permutadores gás-líquido podem ser usados com bom efeito na indústria química, por exemplo.

Os permutadores líquido-líquido apresentam uma eficiência térmica que pode chegar a 95%, e também baixos tempos de retorno do investimento. A grande desvantagem destes permutadores é a sua suscetibilidade a incrustações o que pode levar a que os mesmos operem apenas a 25% da sua capacidade ou ainda menos. Este tipo de permutadores é pouco usado em sistemas de recuperação de calor residual.

As bombas de calor por compressão de vapor podem ser de dois tipos: ciclo aberto e ciclo fechado. As bombas de compressão de vapor de ciclo aberto são utilizadas em processos de evaporação associados à produção de bebidas, sendo a sua popularidade proveniente da produção de whiskey escocês. Apesar de poderem ter custos elevados, é possível atingir um *payback* inferior a dois anos. Quanto às bombas de calor por compressão de vapor de ciclo fechado, são caracterizadas por usarem um fluido de trabalho intermédio. Este tipo de sistema é comum na Europa, mas não no Reino Unido porque apesar de ser uma tecnologia útil parte dos engenheiros da indústria alimentar considera as bombas de calor um sistema arriscado ou inseguro. Os tempos de retorno desta tecnologia situam-se entre dois a cinco anos.

Os refrigeradores por absorção baseiam-se no princípio de funcionamento de uma bomba de calor de absorção, onde o compressor mecânico é substituído por um “compressor térmico”. Os sistemas de refrigeração por absorção não são muito considerados em projetos de recuperação de calor residual, uma vez que o tempo de retorno do investimento está em torno de dez anos.

Dentro das tecnologias de recuperação de calor residual com geração de eletricidade, o ciclo de *Rankine* usa a fonte de calor para evaporar um fluido de trabalho que irá impulsionar uma turbina de modo a gerar eletricidade. O ORC (ciclo de *Rankine* orgânico) funciona com fluidos de trabalho orgânicos. Este tipo de tecnologia possui uma eficiência limitada em sistemas com recuperação de calor, e os custos de capital são elevados; no entanto, se houver financiamento o tempo de retorno pode diminuir significativamente.

O ciclo de *Kalina* é uma adaptação do ciclo de *Rankine* para utilização de calor de baixo grau, utilizando como fluido de trabalho uma mistura de amoníaco e água. A concentração de amoníaco na mistura varia, o que permite que o permutador de calor seja de menor pressão, e logo de menor custo. Atualmente, este tipo de tecnologia é usado em centrais geotérmicas e em recuperação de calor de baixo grau. Face ao ORC convencional, com esta tecnologia obtém-se um aproveitamento de calor mais elevado; porém, é mais cara e precisa de mais manutenção. O ciclo de *Kalina* ainda não está implementado em larga escala, sendo um sistema pouco estudado.

De entre as várias soluções tecnológicas de recuperação de calor residual de baixo grau, comuns ao setor alimentar e de bebidas, que foram abordadas aquela que é mais económica é o uso de um permutador de calor. No entanto, existem novas opções como por exemplo o ORC para geração de eletricidade que, apesar de ser uma solução menos económica, pode ser viável se houver financiamento. Em termos gerais, a solução mais eficiente (também a nível económico) é reutilizar o calor residual num

processo próximo ou no mesmo processo de onde é emitido, quando em baixas temperaturas, uma vez que mais de 60% da procura de energia do setor alimentar e de bebidas se encontra nessa gama de temperatura. A utilização das fontes de calor residual, não só nesta indústria mas de um modo geral, levará à melhoria da eficiência energética global das instalações e à redução das emissões de GEE [3].

2.6 Recuperação de calor em sistemas de refrigeração

De um modo geral, a recuperação de energia realiza-se tradicionalmente onde o calor descartado é reencaminhado para outros usos no processo de produção. Quase todos os equipamentos existentes podem ser modificados ou adaptados para recuperar energia, tornando-se assim mais amigos do ambiente, não só os equipamentos, mas também a empresa que os emprega. Os sistemas de recuperação de energia são úteis e eficientes também para reduzir os impactos negativos dos resíduos de calor no meio ambiente [19].

Os utilizadores de refrigeração estão cada vez mais concentrados em identificar princípios operacionais e tecnologias que possam melhorar a eficiência e rentabilidade dos seus processos e serviços. Um dos alvos de melhorias na eficiência é a refrigeração, uma vez que é o grande consumidor de energia na indústria alimentar, que, como visto anteriormente, é aquela onde a refrigeração assume um papel crucial [20]. A implementação das melhores tecnologias de refrigeração nesta indústria pode levar a poupanças de energia entre 20 a 30% [6]. Dentro da indústria alimentar destaque para os supermercados, que são grandes consumidores de energia, e onde o potencial para aumento da eficiência energética é elevado. Os sistemas de refrigeração são os maiores consumidores de energia num supermercado (cerca de 50%), logo seguidos pela iluminação (30%). Existem várias áreas integrantes de um supermercado com maior potencial para melhorias, tais como: sistemas de refrigeração, vitrines, controlo do clima interno e iluminação [21].

O princípio é simples: se numa dada zona o calor é rejeitado e se noutra zona esse calor é necessário, a possibilidade de transferência de calor é atraente. Por exemplo, uma vez que o vapor a alta temperatura entra no condensador do sistema de refrigeração para ser arrefecido e condensado, e que iria para o ambiente onde o sistema está inserido, porque não usar esse potencial calorífico para suprir uma necessidade? Poderá ou não ser económico/viável recuperar esse calor. A decisão de como e onde usar a recuperação de calor pode ser complicada, tendo em conta algumas nuances como: custos relativos de combustível (processos de aquecimento); investimentos de capital; custos operacionais mais ou menos elevados; disponibilidade e exigência de calor coincidentes no tempo; níveis de temperatura do calor rejeitado e da necessidade de aquecimento; valor das potências térmicas envolvidas (quanto é necessário e quanto está disponível) [22].

Em sistemas de refrigeração os locais de recuperação de calor potenciais, ou seja, as fontes de calor são diversas:

- ✓ Condensador;
- ✓ Arrefecimento de vapor vindo do compressor (fluxo de gás de descarga do estágio de alta pressão em sistemas de dois estágios);
- ✓ Arrefecimento do óleo do compressor (compressores de parafuso);
- ✓ Arrefecimento das cabeças dos cilindros do compressor (compressores alternativos);
- ✓ Fluxo de gás de descarga de reforço (oportunidade mínima) [20], [22].

A qualidade do calor libertado nas diversas fontes apresentadas também depende de uma série de fatores:

- ✓ Tipo de compressor;
- ✓ Da pressão de sucção operacional do compressor (pressão de carga e descarga;
- ✓ Nos compressores de parafuso depende do tipo de injeção – direta (injeção de líquido) ou externa;
- ✓ Temperatura [20].

Tendo em conta o tipo de fonte de calor, o local onde a mesma se encontra e as necessidades de aquecimento nesse local ou próximo dele, existem diversos usos potenciais do calor recuperado, tais como:

- Aquecimento de espaços no inverno (estaleiros, armazéns secos, escritórios, lojas, etc...);
- Reaquecimento de óleos para controlo de humidade;
- Pré-aquecimento de água para equipamento de lavagem e fins de processo;
- Pré-aquecimento da água de alimentação de caldeiras;
- Pré-aquecimento do ar de combustão de caldeiras, fornos, etc...;
- Aquecedores ambientais;
- Descongelamento;
- Sistemas de AC para reaquecer o ar desumidificado;
- Em processos industriais (p.e. secagem);
- Outros processos industriais de aquecimento/pré-aquecimento [22]–[24].

De notar que os usos potenciais dos sistemas de recuperação de calor dependem muito das necessidades de aquecimento existentes em torno dos locais onde o calor é libertado [17].

A quantidade de calor recuperável deve ser suficientemente grande para garantir a recuperação do investimento, e a disponibilidade de calor deve ser coincidente com a procura; caso contrário, é preciso acumular, por exemplo com recurso a tanques de armazenamento de água quente [23]. A viabilidade da recuperação de calor depende da fonte de energia de aquecimento e do custo da solução adotada. Locais e fontes onde os custos de energia são elevados conduzem a poupanças maiores; por seu turno, se a energia for mais barata as poupanças com

sistemas de recuperação de calor também serão menores. Para decidir qual a melhor opção para recuperar calor em sistemas de refrigeração deve-se considerar o tipo de instalação, a disposição da mesma e a fonte e o custo da energia de aquecimento [25]. Portanto, de um modo geral, para a realização de um projeto de recuperação de calor devem ser considerados três aspetos: quantificação e construção de perfis diários das fontes individuais de calor e das necessidades de calor; a coincidência entre fonte de calor e necessidade de calor, e quais os níveis de temperatura de ambas; análise do desempenho e custos do sistema e comparar com as poupanças de energia obtidas [22].

2.6.1 Recuperação de calor em supermercados

Como visto anteriormente, os supermercados são um dos grandes alvos da eficiência energética. Existem diversas opções para aumentar a eficiência energética dos supermercados tendo em conta os sistemas de refrigeração. Entre essas opções destacam-se o uso do calor libertado nos condensadores para aquecimento das instalações. Outra opção é usar a pressão de condensação flutuante, melhorando assim o coeficiente de desempenho e também pode ser usada a recuperação de calor e condensação flutuante dependendo dos requisitos de aquecimento das instalações. A recuperação de calor aumenta efetivamente a eficiência energética; no entanto, são necessárias temperaturas de condensação relativamente elevadas. Outra problemática da recuperação de calor é o facto de os projetos de sistemas de refrigeração, AVAC e AQS não serem feitos pela mesma pessoa/entidade, o que dificulta a elaboração de um sistema integrado [26]. Num sistema de condensação flutuante a temperatura de condensação varia com a temperatura ambiente, o que é possível através de válvulas eletrónicas que operem numa gama alargada de quedas de pressão. Com temperaturas exteriores mais baixas a temperatura de condensação pode flutuar adequadamente, o que diminui o consumo de energia e aumenta o coeficiente de desempenho do sistema. Em Estocolmo, um estudo provou que o consumo de energia do sistema de condensação flutuante, num dado supermercado, foi 50% menor face a um sistema de refrigeração tradicional (temperatura de condensação: 40 °C) [21]. De modo a cobrir as necessidades de arrefecimento e de aquecimento das instalações de um determinado supermercado existe um sistema que inclui recuperação de calor e condensação flutuante, como se pode verificar na Figura 2.14 que apresenta uma forma esquematizada deste sistema.

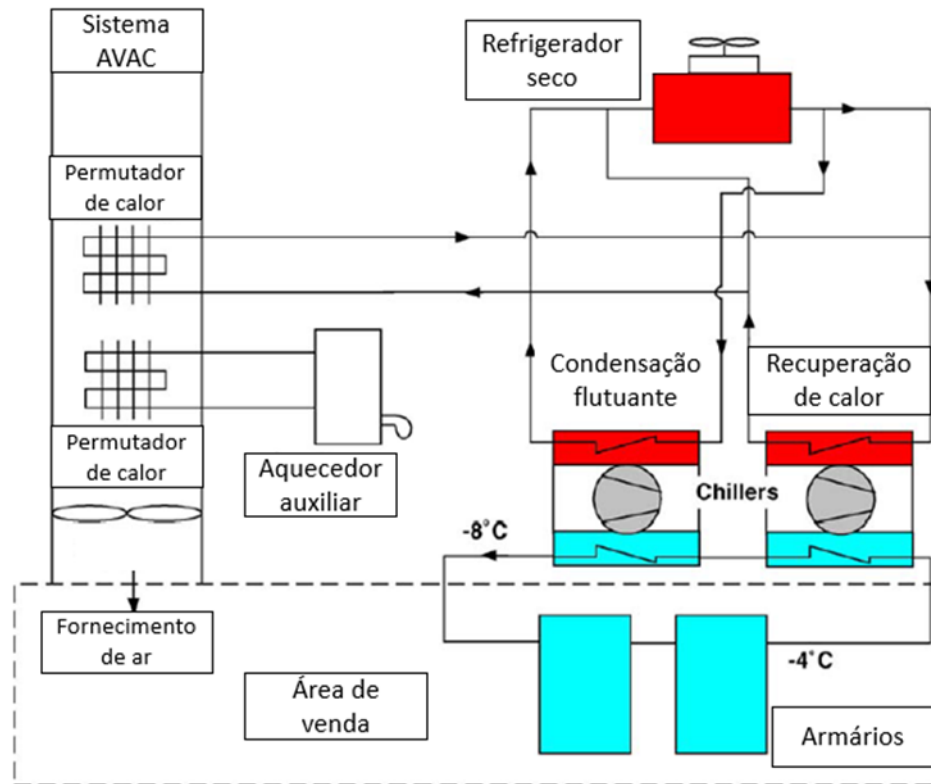


Figura 2.14 - Sistema de condensação flutuante e recuperação de calor (Adaptado de: [21]).

Na Suécia, o sistema de refrigeração convencional é um sistema indireto com dois níveis principais de temperatura: temperatura média para conservação de alimentos frescos e temperatura baixa para produtos congelados [26]. Para além dos componentes habituais os sistemas indiretos são compostos por fluidos secundários, permutadores de calor, tubos e bombas de circulação uma vez que possuem um circuito de fluido primário e um ou dois circuitos secundários. Os sistemas indiretos estão cada vez mais a ser usados em supermercados em detrimento dos sistemas diretos. As razões principais para o aumento do uso de sistemas indiretos são: a legislação apertada quanto ao uso de refrigerantes CFC e HCFC e a exigência de construções mais confinadas [27]. Os sistemas indiretos são mais flexíveis do que os diretos, dado que é mais fácil fazer ajustes no circuito secundário do que no primário, aliado ao facto de a instalação ser também ela mais fácil [21]. Outras vantagens dos sistemas indiretos prendem-se com a redução do risco de vazamento de fluido refrigerante, bem como da carga do mesmo que pode ser entre 5-15% inferior face aos sistemas diretos [27]. No entanto, existem algumas desvantagens, tais como: a exigência de trabalho na bomba do sistema que leva a uma maior potência requerida, por isso o consumo de energia será também maior; e a adição do permutador no sistema que pode contribuir para menores temperatura e pressão de evaporação [21].

2.6.2 Recuperação de calor em sistemas de refrigeração de duplo estágio

Os sistemas de refrigeração com dois estágios apresentam diversas fontes de calor com potencial para recuperação (Figura 2.15). O nível de temperatura das várias fontes depende do *layout* da instalação, da carga de refrigeração, das condições ambientais que afetam a temperatura de condensação e do tipo de compressor [22]. As temperaturas típicas e frações de calor disponível para o caso de um sistema de refrigeração onde o fluido é o amoníaco encontram-se descritas no diagrama da Figura 2.16. De notar que a taxa total de rejeição de calor é 1,2 a 1,3 vezes a carga de refrigeração.

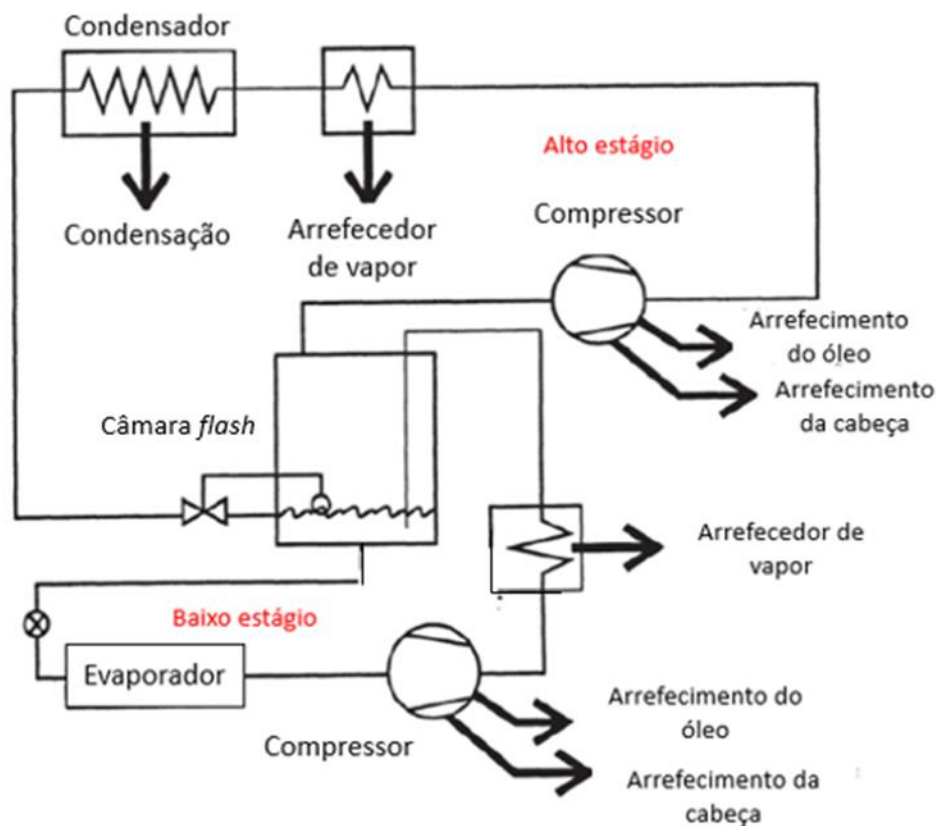


Figura 2.15 - Rejeição de calor num sistema de refrigeração com dois estágios (Adaptado de: [22]).

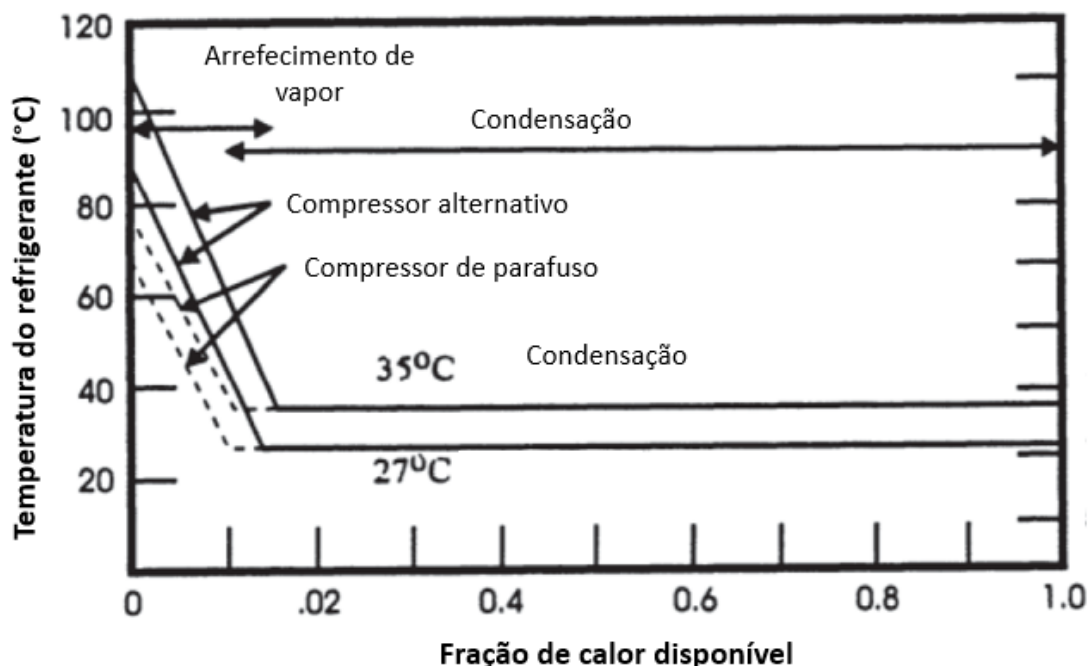


Figura 2.16 - Temperaturas típicas e fração de calor disponível num sistema operando com amoníaco (Adaptado de: [22]).

Num sistema de refrigeração de duplo estágio existem quatro opções para recuperação de calor. Usar um permutador de calor nos compressores de baixo estágio, o que traz como maior benefício a redução do uso de eletricidade. A segunda opção é utilizar um permutador de calor nos compressores de alto estágio, sendo a maior vantagem o facto de a quantidade de calor recuperável ser maior. Esta opção é útil em locais onde os custos de aquecimento sejam elevados, ou a procura de calor seja elevada. De notar que a quantidade de calor recuperável é maior no caso de os compressores serem alternativos. Outra opção é usar arrefecedores para arrefecer o óleo nos compressores de alto estágio, sendo que esta opção só é válida se os compressores forem de parafuso. Outra opção é usar uma bomba de calor integrada nos compressores de alto estágio, o que é viável em locais onde a eletricidade seja barata ou os custos de aquecimento sejam elevados [25]. Existem outras opções baseadas na elevação artificial da temperatura de condensação, que acontece em casos onde a temperatura do fluido refrigerante sobreaquecido e a temperatura de condensação são inferiores ao requisito de aquecimento. Uma das opções é utilizar um permutador de calor para recuperar energia térmica antes do fluido de refrigeração ir para o condensador (arrefecedor de vapor: descrito na subsecção seguinte). Esta opção apresenta um menor custo inicial, mas um maior custo operacional. Outra opção é utilizar um compressor auxiliar que comprime ainda mais uma porção do gás de descarga, servindo assim um permutador de calor que recupera esse calor. Para ser viável o aumento da temperatura de condensação o custo da eletricidade para os compressores deve ser inferior ao do combustível usado para o aquecimento [22].

Um estudo realizado analisou e introduziu um novo sistema com compressores de parafuso a alta temperatura operando com amoníaco para recuperar o calor e assim fornecer água quente, através de bombas de calor de alta temperatura. As bombas de calor convencionais apresentam o inconveniente de na estação de inverno a sua eficiência baixar, uma vez que são configuradas separadamente dos sistemas de refrigeração e os condensadores trocam calor com o ar exterior. Neste tipo de sistemas combinados, se forem utilizados compressores de parafuso duplo com o sistema a operar com amoníaco e CO₂ o COP do mesmo é maior do que num estágio único de amoníaco. Os compressores de parafuso conferem ao sistema maior eficiência e fiabilidade. A proposta é usar uma bomba de calor de NH₃ para recuperação de calor a partir de um sistema de refrigeração a baixa temperatura. Este sistema combinado permite recuperar o calor do condensador, compressor e do sobreaquecimento na linha de descarga do compressor de um modo mais seguro quando comparado com o sistema combinado convencional. Uma vez que o sistema de refrigeração e a bomba de calor não são configurados separadamente, o novo sistema modificado tem um melhor desempenho e é mais facilmente controlável [28].

2.6.3 Arrefecedor de vapor

Como já referido nesta secção, o condensador é um local potencial de recuperação de calor uma vez que o calor absorvido no evaporador e o trabalho de compressão do fluido refrigerante são libertados sob a forma de calor no condensador [23]. De todo o calor rejeitado no condensador, aproximadamente 10% corresponde ao arrefecimento desde vapor sobreaquecido até à fase de vapor saturado, sendo os restantes 90% correspondentes à condensação propriamente dita, que leva o fluido refrigerante até ao estado de líquido saturado, ou mesmo de líquido subarrefecido [20]. O calor residual representado no diagrama da Figura 2.17 corresponde ao calor rejeitado pelo sistema de refrigeração para o meio ambiente desde a descarga do compressor até à entrada na válvula de expansão. O calor residual disponível no condensador divide-se em duas parcelas: calor sensível do fluido desde a saída do compressor em estado de vapor sobreaquecido até vapor saturado e calor latente correspondente à fase de mistura bifásica (líquido-vapor) libertado para o meio ambiente até ao refrigerante atingir o estado de líquido saturado.



Figura 2.17 - Ciclo de compressão de vapor no diagrama p-h (Adaptado de: [29]).

Apesar de corresponder a cerca de 10% do total de calor rejeitado no condensador, a recuperação de calor na linha de descarga do compressor enquanto o fluido refrigerante ainda se encontra no estado de vapor sobreaquecido pode ser viável, uma vez que são conseguidos maiores rendimentos e maiores temperaturas. A recuperação de calor do lado do vapor sobreaquecido é conseguida através de permutadores de calor conectados ao condensador principal através de vários circuitos. Existem três tipos de configurações do sistema: em série – o permutador encontra-se a montante do condensador principal, sendo que nesta configuração as quedas de pressão se acumulam, e a diferença de pressão não deve ser elevada de modo a não afetar a eficiência do sistema; em paralelo – o permutador está ao lado do condensador principal e nesta configuração as quedas de pressão são divididas entre permutador e condensador, o que a torna especialmente eficiente; em série e paralelo – configuração usada quando vários consumidores de calor (que podem ser diferentes) utilizam o calor do condensador [23]. Por norma a temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor (linha de gás quente) está entre 60-90°C podendo chegar a 110°C. Portanto, com um arrefecedor de vapor, que não é mais do que um permutador de calor, consegue-se aproveitar o sobreaquecimento do fluido refrigerante e assim diminuir os requisitos de arrefecimento do condensador [30]. Nas Figuras 2.18 e 2.19 encontra-se a esquematização de um sistema de recuperação de calor com arrefecedor de vapor e a sua representação no diagrama p-h, respetivamente.

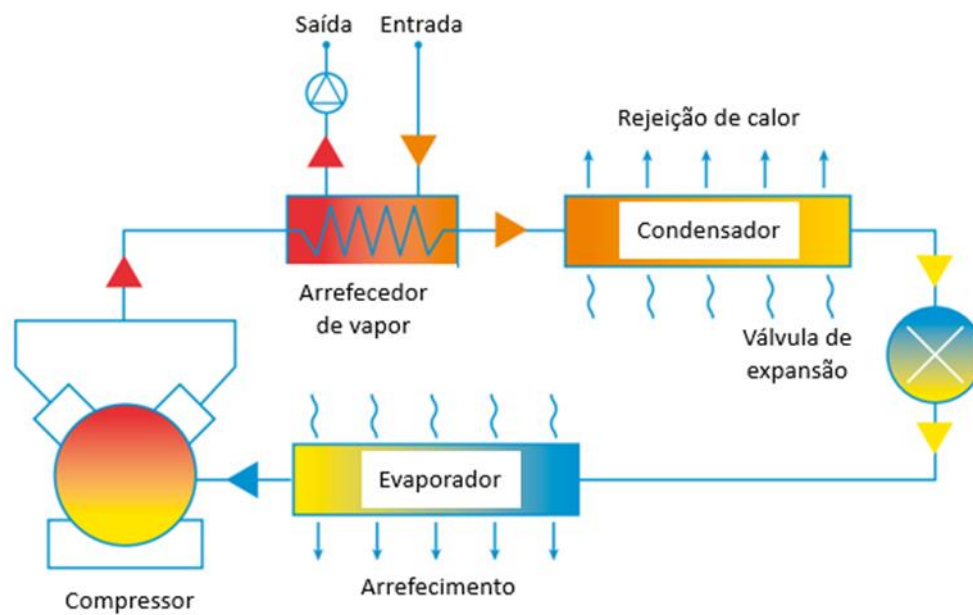


Figura 2.18 - Recuperação de calor com arrefecedor de vapor (Adaptado de: [30]).

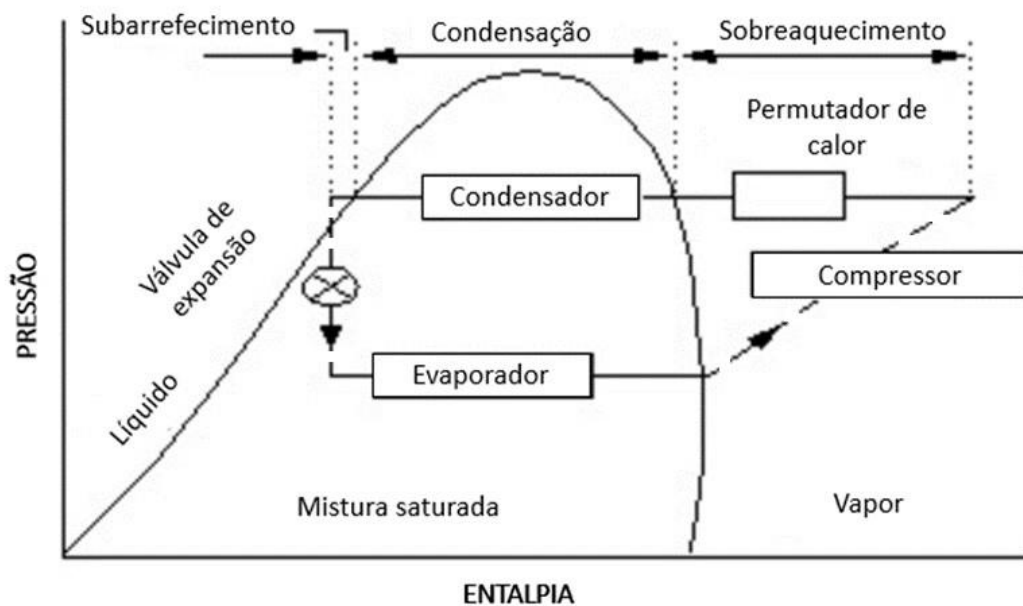


Figura 2.19 - Representação do arrefecedor de vapor para aproveitamento de calor num sistema de refrigeração por compressão de vapor no diagrama p-h (Adaptado de: [31]).

2.6.4 Condensadores arrefecidos a água

Como visto na subsecção anterior, cerca de 90% do calor rejeitado no condensador corresponde à condensação (de vapor saturado para líquido saturado), e como tal a tecnologia utilizada no mesmo pode servir para recuperação de calor. Os condensadores arrefecidos a água são exemplo de uma tecnologia que pode recuperar

calor em sistemas de refrigeração. Este tipo de condensadores funciona de forma mais eficiente do que os condensadores arrefecidos a ar devido ao facto de as temperaturas de condensação serem menores (as taxas de calor são mais intensas) [11]. Apesar desta vantagem, os condensadores arrefecidos a água têm mais componentes e maior complexidade, uma vez que necessitam de bombas, tanques de armazenamento de água e torres de arrefecimento [14]. Na Figura 2.20 pode-se observar em termos esquemáticos um sistema de refrigeração com condensador arrefecido a água e aproveitamento de calor.

Um condensador arrefecido a água transfere calor sensível nas fases de sobreaquecimento e de subarrefecimento bem como calor latente na fase de condensação. Como se pode ver pelos diagramas da Figura 2.21 os perfis de temperatura não são lineares sobretudo nas regiões onde o fluido refrigerante está no estado de vapor sobreaquecido e de líquido subarrefecido.

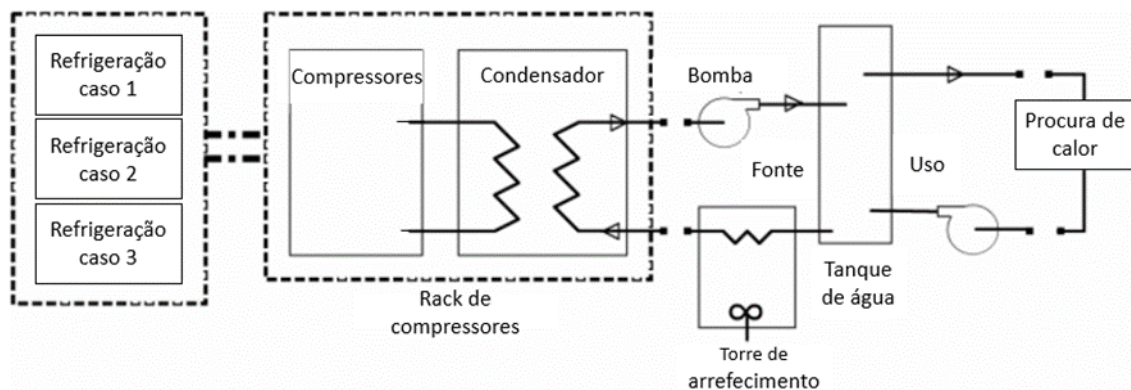


Figura 2.20 - Sistema de refrigeração com condensador arrefecido a água e aproveitamento de calor (Adaptado de: [32]).

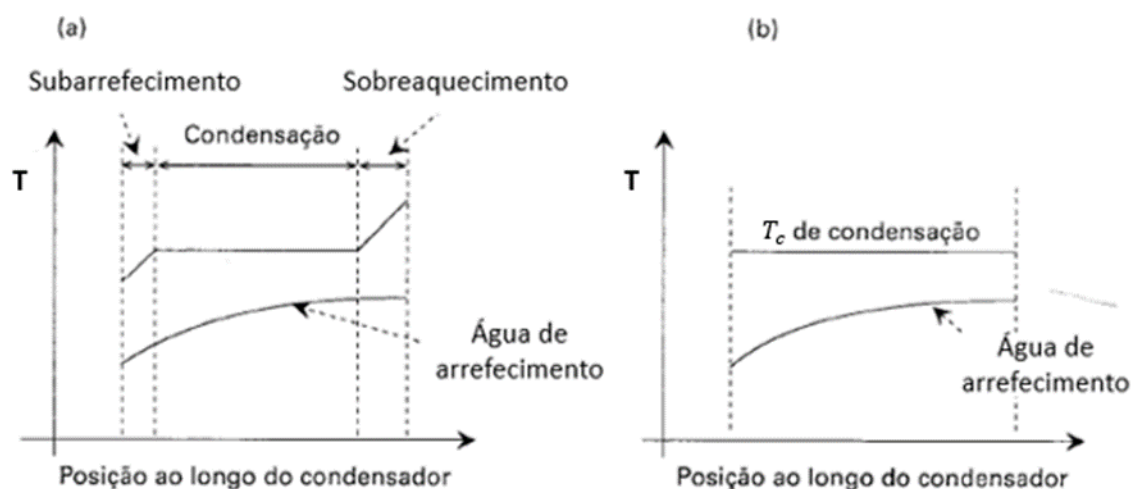


Figura 2.21 - Distribuição de temperaturas ao longo de um condensador arrefecido a água: a) real; b) simplificado (Adaptado de: [14]).

Existem várias configurações de condensadores arrefecidos a água que podem funcionar como permutadores de calor para recuperação de calor. Os mais utilizados

são de carcaça e tubo (*shell and tube*) e de tubo duplo. O condensador arrefecido a água do tipo carcaça e tubo (Figura 2.22) é utilizado em situações onde a temperatura da água ou outro fluido não precisa de ser tão elevada (exemplo: glicol para aquecimento por piso radiante) [22].

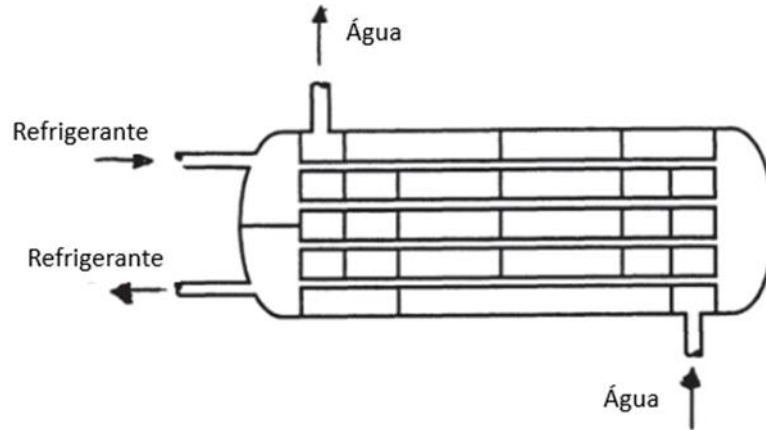


Figura 2.22 – Condensador de carcaça e tubo (Adaptado de: [22]).

Se a temperatura de saída da água deve ser mais elevada é preferível que o fluido de refrigeração circule no sentido oposto ao da água. O condensador de tubo duplo em contracorrente (Figura 2.23) permite essa temperatura de saída mais elevada. Em qualquer caso, a temperatura de saída da água é função de variáveis como a temperatura de entrada (temperatura de sobreaquecimento), a temperatura de condensação, o caudal de fluido refrigerante, e a temperatura e caudal de água [22].

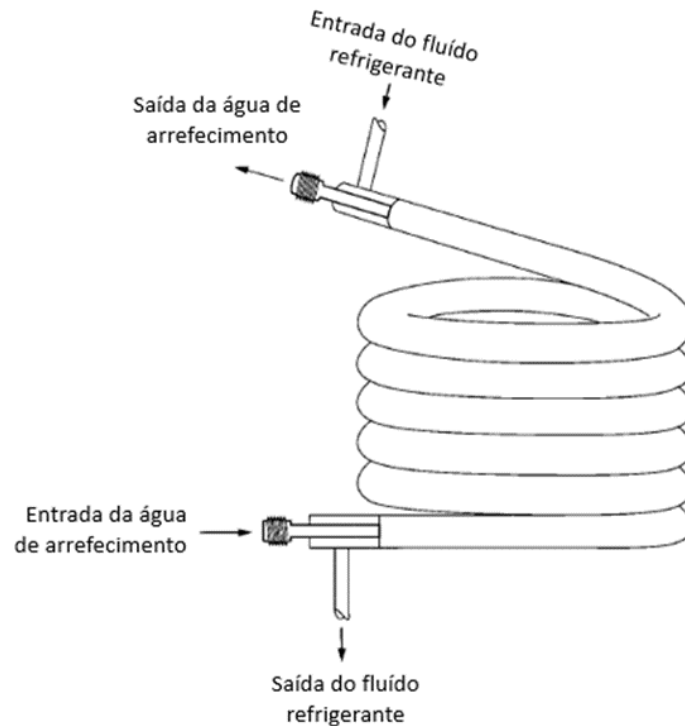


Figura 2.23 - Condensador de tubo duplo em contracorrente (Adaptado de: [13]).

Um dos riscos dos condensadores arrefecidos a água é o de contaminação da água, pelo que os mesmos são usados com proteção especial de parede dupla. Assim, se houver fugas estas vão para o espaço intermédio entre a passagem da água e do fluido. O espaço ventilado com passagem helicoidal permite um bom contacto térmico entre a água e o refrigerante, algo fundamental em qualquer tipo de condensador [22].

2.6.5 Condensador arrefecido a ar

Os condensadores arrefecidos a ar utilizam o ar exterior ao sistema para extrair o calor (latente e sensível) rejeitado no condensador. Como mostra a Figura 2.24, um condensador arrefecido a ar apresenta tipicamente uma serpentina de condensação onde tem incorporada uma outra para subarrefecimento do fluido de refrigeração, ligada em série e com um depósito acumulador de líquido.

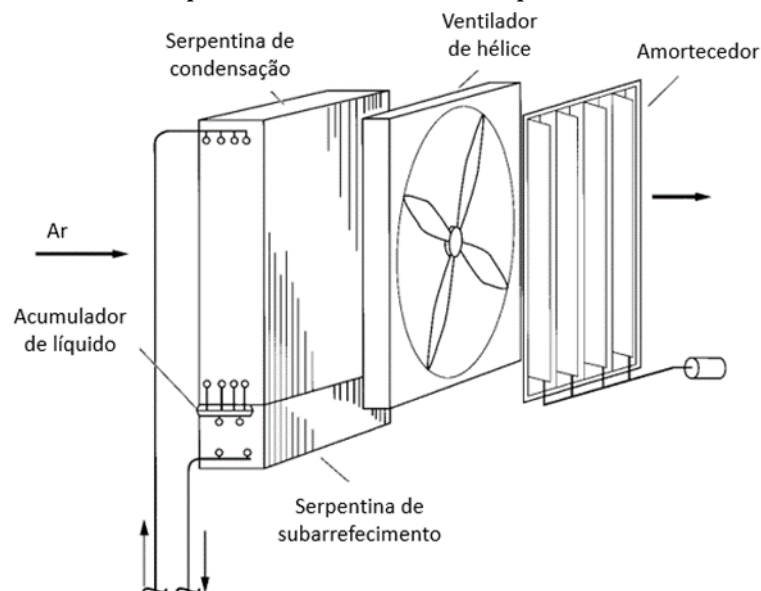


Figura 2.24 - Construção típica de um condensador arrefecido a ar (Adaptado de: [13]).

O método mais simples para recuperação de calor onde sejam empregues condensadores arrefecidos a ar é usar a descarga de ar quente dos condensadores para aquecimento de espaços. Esse ar quente pode ser canalizado (integrado com os sistemas AVAC) diretamente para o espaço onde há requisitos de aquecimento (Figura 2.25), ou então usado como ar de pré-aquecimento de caldeiras [30].

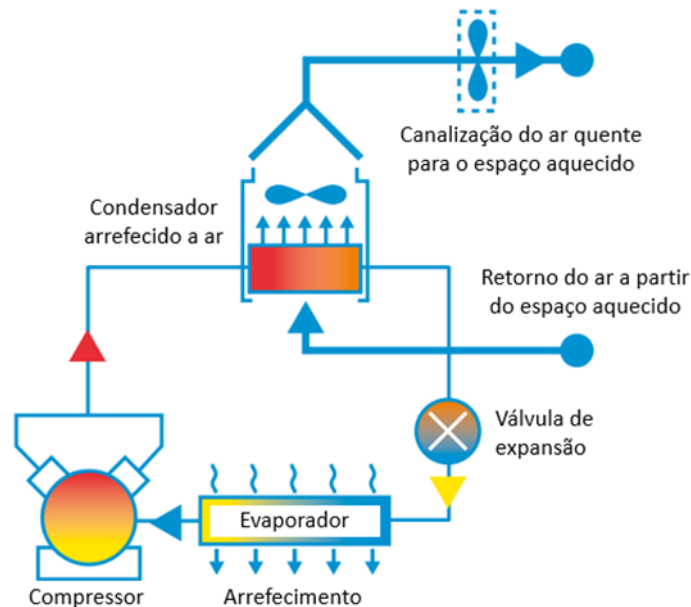


Figura 2.25 - Exemplo de recuperação de calor com condensador arrefecido a ar (Adaptado de: [30]).

2.6.6 Exemplos de sistemas de recuperação de calor

Como visto anteriormente, um dos fatores que influencia a atratividade da recuperação de calor é a coincidência da disponibilidade de calor e da necessidade do mesmo. Por exemplo, numa instalação de processamento de carnes [22] pretende-se elevar a temperatura da água de 10 para 27°C com recurso à recuperação de calor a partir do(s) sistema(s) de refrigeração da instalação. Como mostra a Figura 2.26 a disponibilidade de calor e a necessidade de calor coincidem, o que pode tornar atrativa a recuperação de calor na referida instalação.

Para determinar a viabilidade do projeto de recuperação de calor nesta instalação terão ainda de ser avaliados os níveis de temperatura, analisados os custos de investimento e as poupanças obtidas [22].

Um estudo realizado em São Paulo permitiu avaliar a recuperação de calor a partir de sistemas de refrigeração de pequena capacidade para aquecimento de água, de maneira a que esta seja usada no local onde se encontra o sistema de refrigeração (domicílio ou estabelecimento). A tecnologia utilizada para avaliar os impactos do sistema de recuperação de calor foi um arrefecedor de vapor ligado em série com o condensador. Com a implementação deste sistema e do seu estudo concluiu-se que o consumo de energia elétrica é reduzido em 10% e, conseqüentemente, aumenta o coeficiente de performance (COP) [33].

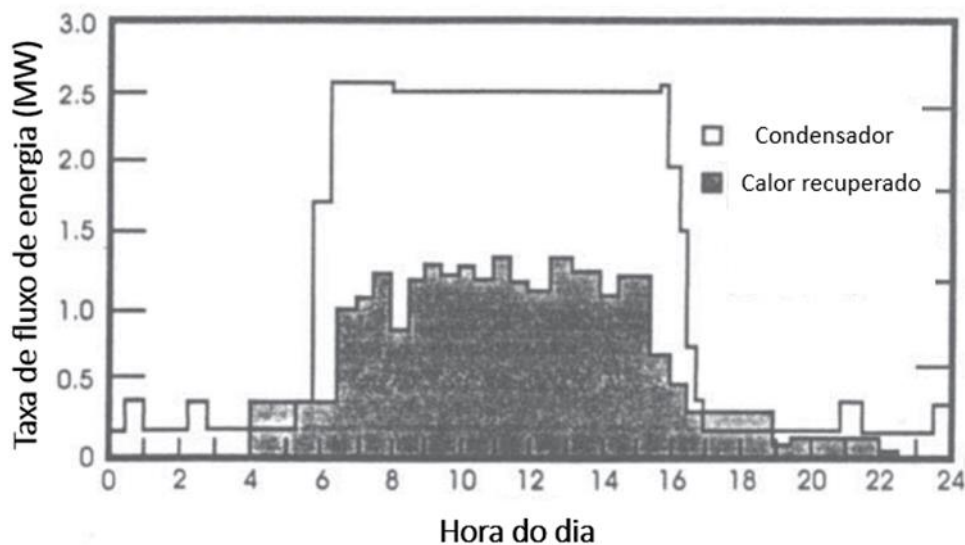


Figura 2.26 - Perfis diários de calor rejeitado pelo sistema de refrigeração e do calor necessário numa instalação de processamento de carnes (Adaptado de: [22]).

A *Carnot Refrigeration* lançou um sistema inovador que recupera energia de duas formas. O calor é absorvido durante o processo de arrefecimento e libertado a alta pressão através de tubos em aço inoxidável, aproveitando assim esse calor e reduzindo o impacto de resíduos nocivos. A energia obtida a partir da absorção do calor pode ser encaminhada para outros componentes para recuperar o calor de uma forma eficiente e reduzir o gasto de energia na instalação face a sistemas tradicionais. Também há uma alteração no fluido refrigerante com a introdução de um fluido natural e menos tóxico como é o CO_2 . Com o CO_2 como fluido refrigerante, o sistema é mais seguro face ao tradicional uso de NH_3 na refrigeração industrial. Aliando a tecnologia ao fluido de refrigeração (CO_2), o consumo de energia pode baixar até cerca de metade do atual [19].

Num sistema de AC o ar exterior antes de ir para a câmara de mistura pode ser pré-aquecido recorrendo ao calor libertado pelos condensadores do sistema de refrigeração. Esse aproveitamento é conseguido através de um arrefecedor de vapor ligado ao condensador em paralelo, devido às quedas de pressão na tubagem entre o sistema de refrigeração e o sistema de AC. Outro exemplo onde um arrefecedor de vapor pode ser empregue é uma loja de alimentos com recuperação de calor integrada, onde o sistema pode suprir até 90% das necessidades totais de aquecimento. O condensador e o arrefecedor de vapor estão ligados em paralelo e, ligado a montante e em série, está também um permutador de calor de água quente. O controlo de todo o sistema é feito por controladores individuais [23].

A empresa *Roll Sandwich Company*, que fornece sanduíches para grandes empresas, conseguiu que todo o abastecimento de água quente seja assegurado através de sistemas de recuperação de calor em grande escala. A nível de custos, a implementação desta medida permite à empresa poupanças de mais de 9000€ em eletricidade por ano [17].

Capítulo 3 : Caraterização do sistema

3.1 Caraterização do sistema de refrigeração

Durante a realização da presente dissertação é considerado um sistema de refrigeração existente no mercado. O dispositivo considerado é um armário que permite a conservação de produtos já congelados. A Figura 3.1 mostra o *design* do sistema de refrigeração, bem como as dimensões gerais do mesmo. Na figura o componente assinalado como A é um tubo para remoção de condensados e o B é o cabo de alimentação. Nota: as dimensões encontram-se em mm.

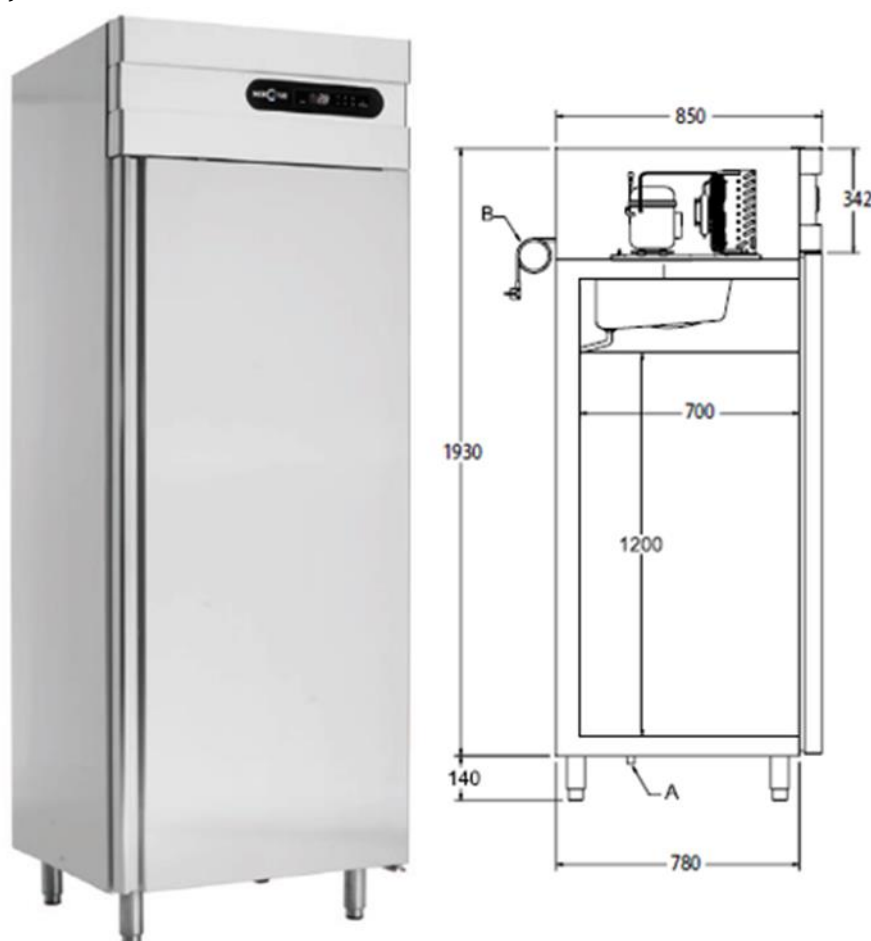


Figura 3.1 - Design e dimensões do sistema de refrigeração considerado.

Este armário de congelados apresenta como principais características:

- Interior e exterior em aço inox de qualidade alimentar;
- Isolamento em poliuretano à base de água, injetado a alta pressão, com zero PDO (Potencial de Destruição do Ozono) e zero PAG (Potencial de Aquecimento Global);
- Sistema de refrigeração ventilado;

- Formas exteriores e cantos interiores arredondados;
- Interior com calhas em “E”, preparadas para utilizar simultaneamente contentores e grelhas;
- Evaporação de condensados e descongelação automáticas;
- Pés em aço inox ajustáveis em altura;
- Portas com dispositivo automático de fecho, autossustentáveis a 90°;
- Juntas magnéticas de fácil substituição;
- Painel de controlo com dispositivo eletrónico;

Na Tabela 3.1 apresentam-se mais algumas características do armário de congelados que se prendem com o desempenho do mesmo.

Tabela 3.1 - Principais características do armário de congelados.

Capacidade	400 l
Fluido de refrigeração	R404 A
Pressão de condensação (manométrica)	16-18 bar
Pressão de evaporação (manométrica)	1,5 bar
Potência absorvida	566 W
Potência do compressor (\dot{W}_c)	560 W
Capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{in})	500 W

Segundo ensaios do próprio fabricante as temperaturas de condensação e de evaporação do armário são 40 °C e - 25 °C, respetivamente.

O coeficiente de performance (COP) é calculado segundo a Equação 3.1 [10].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_c} = \frac{500}{560} \approx 0,89 \quad (3.1)$$

O calor absorvido no evaporador e o trabalho de compressão do fluido de refrigeração são libertados sob a forma de calor no condensador (Equação 3.2) [10]. Juntando a Equação 3.2 à Equação 3.1 consegue-se de uma forma simples obter o calor rejeitado no condensador (Equação 3.3).

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + \dot{W}_c \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{out} = (1 + COP) \cdot \dot{W}_c \quad (3.3)$$

Assim sendo, a partir da Equação 3.3 vem que o calor libertado no condensador é aproximadamente 1,06 kW.

3.2 Inventariação das potências envolvidas

O ensaio feito pelo fabricante do armário permitiu obter o perfil de funcionamento do equipamento ao longo de um dia (Figuras 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5). No ensaio foram registadas as temperaturas em vários locais do armário e a potência do compressor. Legenda: ■ - Temperatura à entrada do condensador; ■ - Potência do compressor. Nota: os restantes locais de medição de temperaturas não são relevantes no desenvolvimento e estudo do sistema de recuperação de calor em apreço.

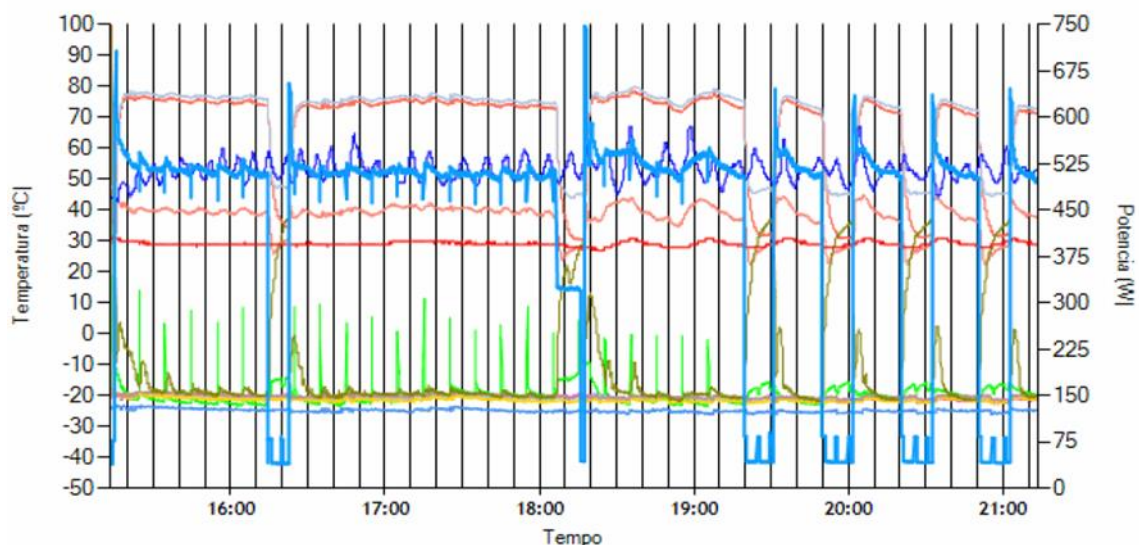


Figura 3.2 - Perfil de funcionamento do equipamento (1).

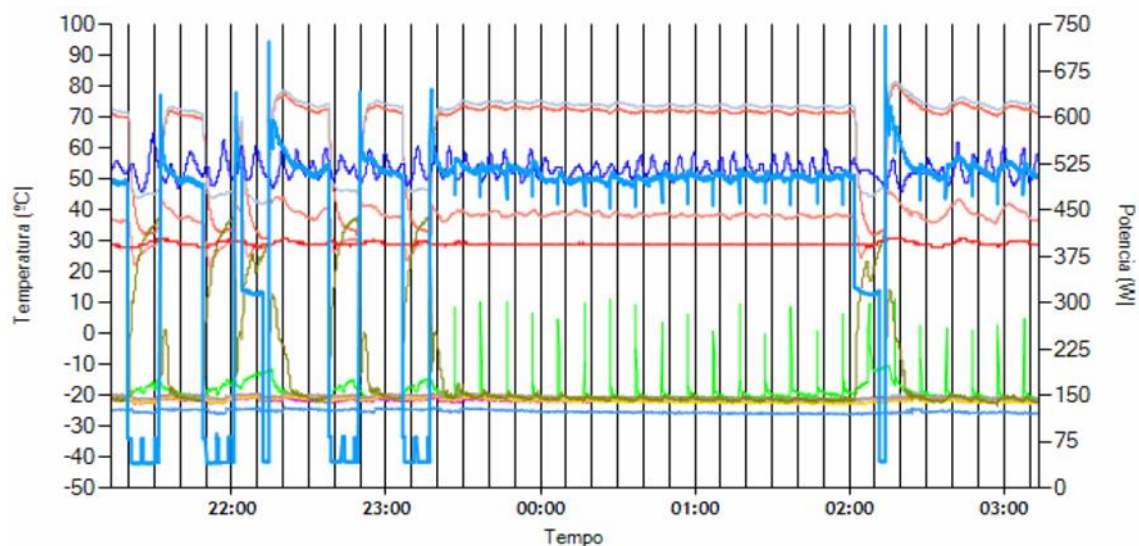


Figura 3.3 - Perfil de funcionamento do equipamento (2).

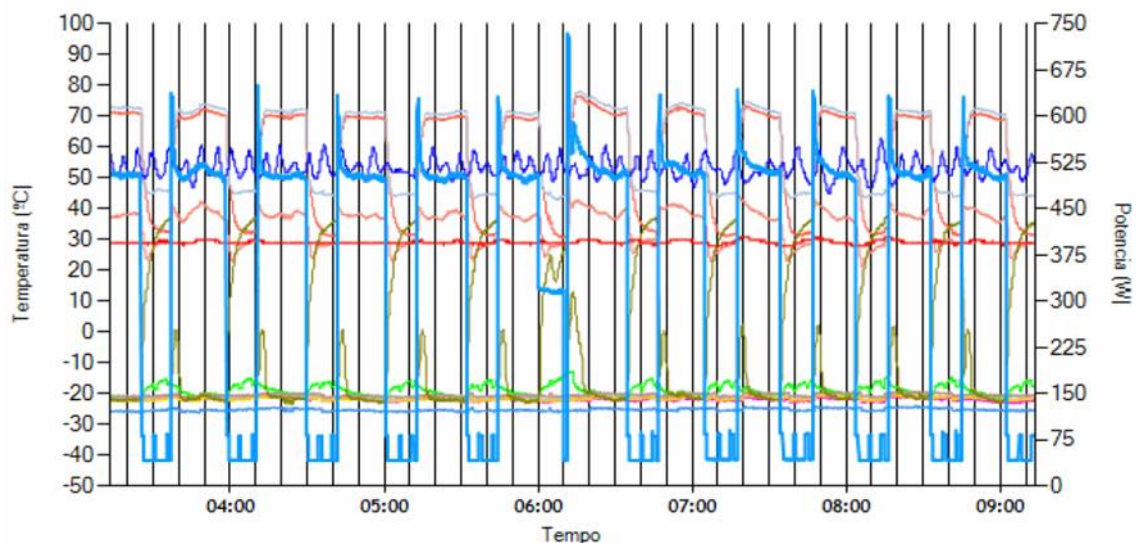


Figura 3.4 - Perfil de funcionamento do equipamento (3).

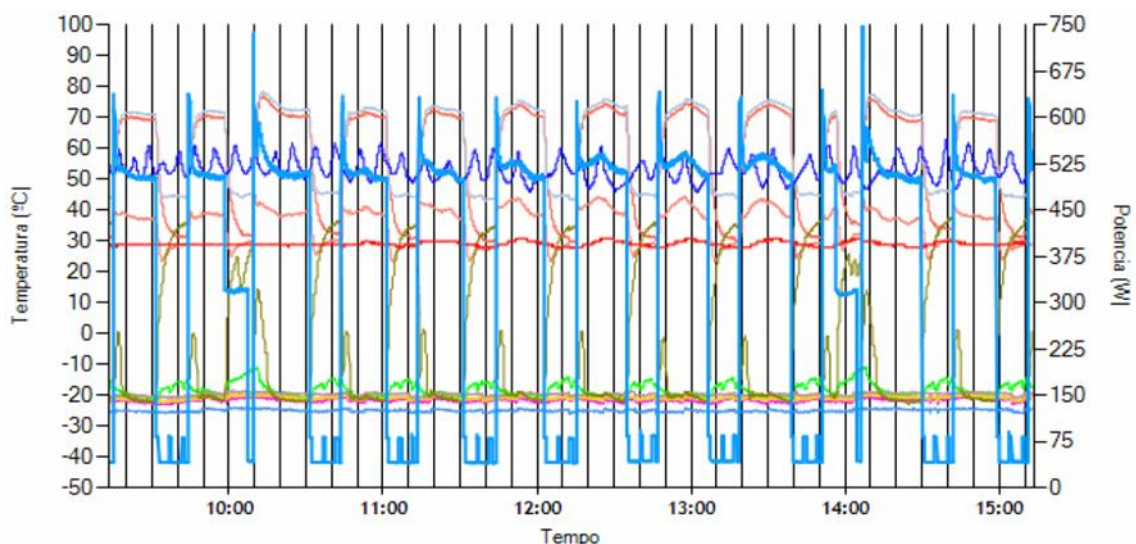


Figura 3.5 - Perfil de funcionamento do equipamento (4).

Como se pode observar nas figuras anteriores a temperatura de condensação é de aproximadamente 40 °C e este nível de temperatura é o mesmo para a recuperação de calor. Pelo perfil de potência do compressor é possível observar os momentos em que o compressor (sistema) está a trabalhar e aqueles em que está parado. Para efeitos de simplificação é considerado que a libertação de calor ocorre quando o sistema está a trabalhar e é nula quando o mesmo não está a trabalhar.

Tendo em linha de conta esta consideração, a Figura 3.6 mostra o perfil de potência dissipada no condensador do sistema de refrigeração (1,06 kW quando o sistema está a trabalhar e 0 quando não está a trabalhar).

Dado o perfil de potência dissipada no condensador do sistema de refrigeração, foi assumido no decorrer desta dissertação que o mesmo é coincidente com o perfil de potência disponível para pré-aquecimento de água.

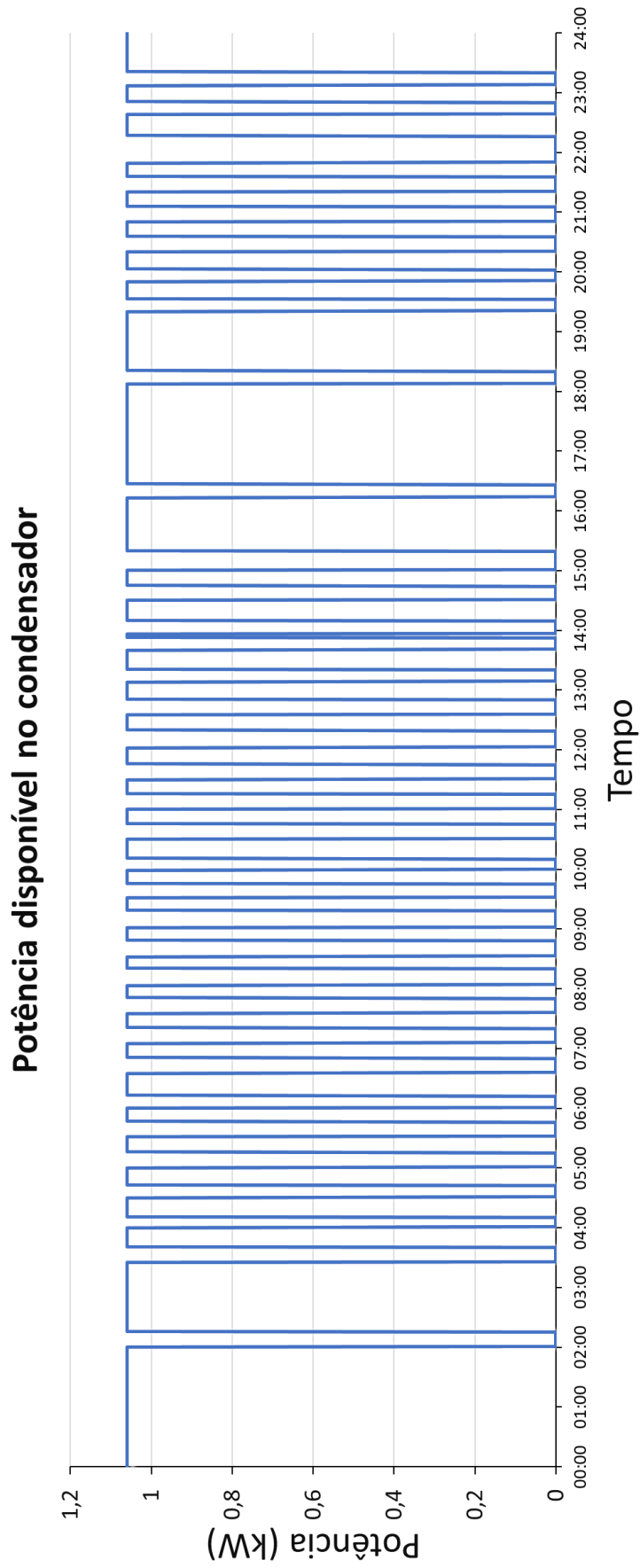


Figura 3.6 - Perfil diário de potência dissipada no condensador do sistema de refrigeração.

3.3 Necessidades de aquecimento

Considera-se ao longo da presente dissertação que o sistema de recuperação de calor será instalado num restaurante. Como tal, as necessidades de aquecimento prendem-se sobretudo com o aquecimento de água, por norma até aos 60 °C. A instalação do sistema de recuperação de calor pretende suprir parte da necessidade de aquecimento de água desde a temperatura a que esta se encontra na rede até 60 °C. A temperatura da água da rede foi considerada como sendo fixa e igual a 17 °C.

Para a modelação e simulação do sistema (Capítulo 4) é necessário obter um perfil típico de consumo de água quente durante um dia num restaurante. Para obtenção desse perfil tem-se em linha de conta que um restaurante tradicional utiliza entre 10 a 15 litros de água quente por refeição [34]. Assumindo que no restaurante se gasta em média 12 litros de água quente por refeição e que o mesmo serve em média 150 refeições por dia, chega-se a um consumo total de água quente de cerca de 1800 litros. Sendo assim, e tendo em consideração a bibliografia consultada, apresenta-se na Figura 3.7 o perfil de consumo de água quente no restaurante, em L/min. Tendo o perfil diário de consumo de água quente no restaurante é possível calcular as necessidades totais diárias de aquecimento de água (de 17 °C para 60 °C), que serão relatadas no capítulo seguinte.

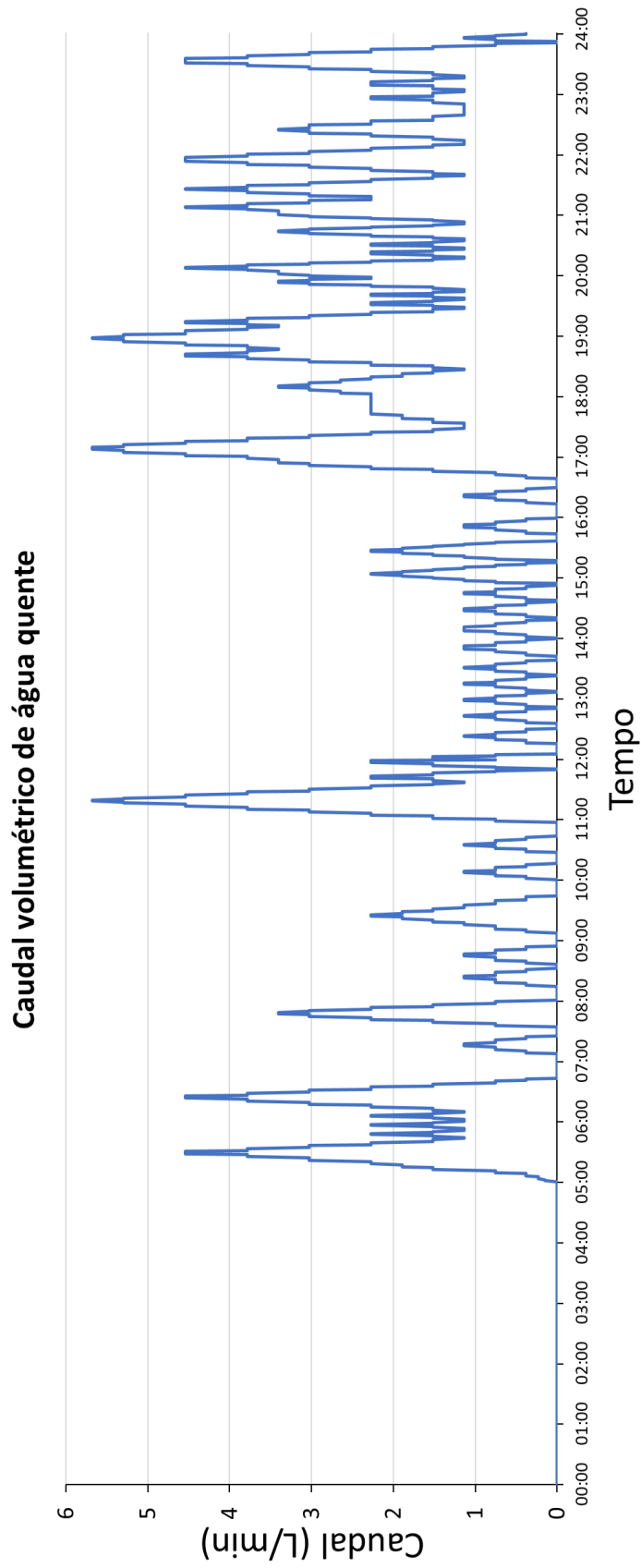


Figura 3.7 - Perfil diário de consumo de água quente no restaurante (Adaptado de:[35]).

Capítulo 4 : Modelo e simulação do sistema de recuperação de calor

O sistema de aproveitamento de calor é avaliado considerando que todo o calor dissipado no condensador do sistema de refrigeração é transferido para a água que é recebida da rede à temperatura de 17 °C. A água que recupera o calor dissipado no condensador terá de ser armazenada, como tal será dimensionado um reservatório de água quente, que terá obviamente perdas de calor que serão avaliadas mais à frente, neste capítulo. Uma consideração relevante neste sistema é que as perdas de calor na tubagem que transporta a água que passa no condensador e que segue para o tanque de armazenamento são desprezadas.

A estimativa do volume do reservatório é de grande importância no sistema de recuperação de calor como se poderá ver nos subcapítulos seguintes. As dimensões do reservatório de água influenciam a temperatura da água no reservatório e, conseqüentemente, as poupanças ao nível do seu aquecimento. Outro fator que influencia a temperatura da água no reservatório são as perdas de calor do reservatório para o meio ambiente. Para se obter a maior poupança possível no pré-aquecimento de água é necessário considerar diversos fatores que afetam essa poupança, e tal será descrito ao longo deste capítulo.

4.1 Considerações e pressupostos assumidos

O reservatório de água que integra o sistema de recuperação de calor é um dispositivo chave na análise. Em termos construtivos o reservatório terá uma forma aproximadamente cilíndrica; no entanto, para efeitos de cálculo o mesmo será considerado um cilindro, desprezando-se assim os raios de curvatura e de concordância do equipamento. Os materiais que constituem o reservatório de armazenamento de água são: aço inox com 2 mm de espessura, de seguida uma camada de espuma de poliuretano com 8 cm de espessura de modo a isolar termicamente o reservatório, e ainda uma chapa fina de proteção para que a espuma de poliuretano não esteja exposta a agressões externas. A chapa fina é desprezada nos cálculos das perdas de calor pelas paredes do reservatório, como se verá mais adiante. A Figura 4.1 mostra um corte transversal simplificado do reservatório de armazenamento de água, de modo a ilustrar melhor os materiais e espessuras que o constituem.

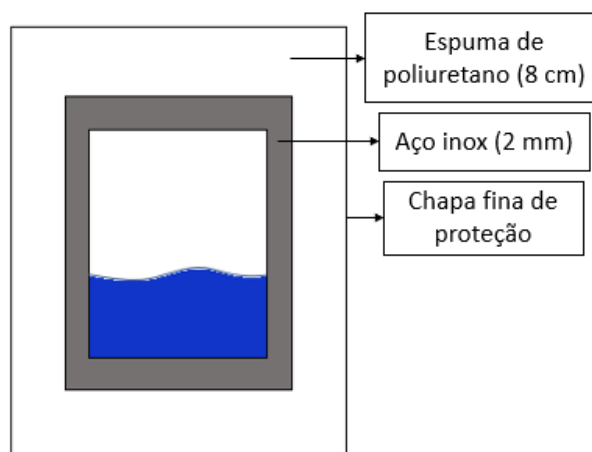


Figura 4.1 - Corte transversal esquemático do reservatório de armazenamento de água.

Sabendo os materiais construtivos do reservatório de água é necessário conhecer as suas condutibilidades térmicas, que se encontram na Tabela 4.1. Nota: o valor da condutibilidade do aço inox foi obtida a partir de [36], e a da espuma de poliuretano a partir de [37].

Tabela 4.1 - Condutibilidade térmica dos materiais do reservatório.

Material	Condutibilidade térmica (k) [W/m·K]
Aço inox	15
Espuma de poliuretano	0,02

Outro parâmetro importante para a modelação e simulação do sistema é o coeficiente de transferência de calor por convecção (h). Serão considerados dois coeficientes de transferência de calor por convecção: um no interior do reservatório, onde o fluido é água, e um coeficiente externo ao reservatório onde o fluido é o ar ambiente. Os valores considerados para estes coeficientes encontram-se na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Coeficiente de transferência de calor por convecção na água e no ar [36].

Fluido	Coefficiente de convecção (h) [W/m ² ·K]
Água	1000
Ar	6

Relativamente à água que circula no sistema de recuperação de calor é importante saber o valor de algumas das suas propriedades (Tabela 4.3). De notar que as propriedades indicadas são para a temperatura média da entrada de água da rede (17 °C) e a temperatura requerida para a água quente, (60 °C).

Tabela 4.3 - Propriedades da água a 39°C [36].

Propriedade	Valor
Calor específico (c)	4,179 kJ/kg·K
Massa volúmica (ρ)	1000 kg/m ³

4.2 Variação da temperatura da água no reservatório

A variável fundamental que permite a posterior avaliação da poupança energética no aquecimento da água é a temperatura da água no reservatório, que varia ao longo do tempo. As variáveis responsáveis por essa variação da temperatura da água são diversas. Para obter o perfil de temperatura no reservatório recorre-se ao balanço energético do reservatório expresso pela Equação 4.1 [38].

$$\frac{\partial E_{cv}}{\partial t} = \dot{Q} + \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right) \quad (4.1)$$

Dado que não há trocas energéticas sob a forma de trabalho mecânico, que são desprezáveis as variações de energia cinética e potencial, e que a massa relevante no reservatório é a massa de água nele contida, a Equação 4.1 vem:

$$m \cdot c \cdot \frac{dT_a}{dt} = \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{perdas} + \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{a,in} - T_a) \quad (4.2)$$

O balanço energético da Equação 4.2 é ilustrado pelo esquema da figura 4.2.

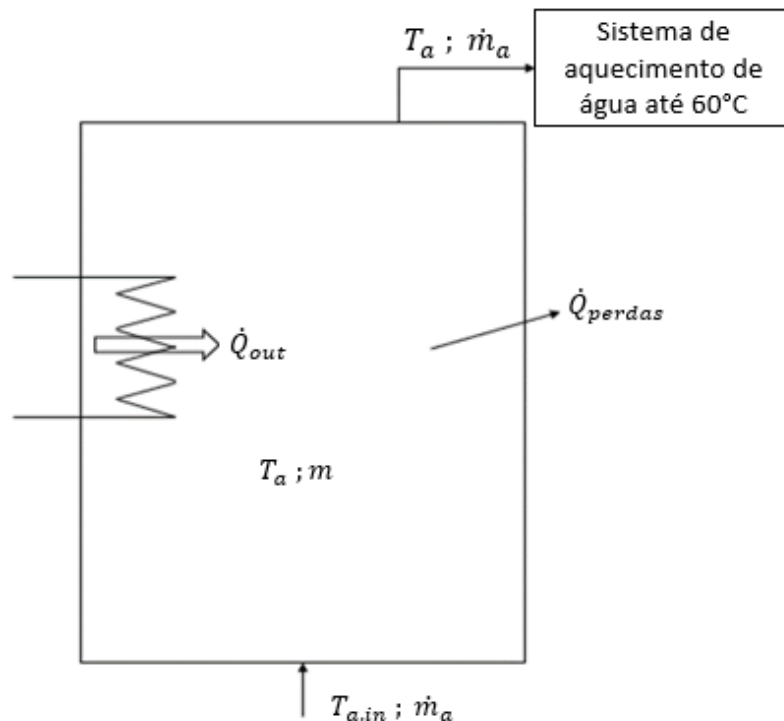


Figura 4.2 - Esquema do balanço de energia do reservatório.

Nesta equação T_a designa a temperatura da água no reservatório, \dot{m}_a o caudal mássico de água (Figura 3.7 do Capítulo 3) e $T_{a,in}$ a temperatura da água da rede, ou seja, de entrada da água no reservatório. Desenvolvendo a Equação 4.2 chega-se então à expressão (4.3), que permite calcular a temperatura da água em cada instante $t + \Delta t$, sendo o Δt considerado de 60 s, e t o instante anterior em que se conhece a temperatura da água no reservatório. De referir ainda que o caudal mássico de água quente (\dot{m}_a) é constante em cada Δt .

$$T_a^{t+\Delta t} = T_a^t + \frac{\Delta t}{\rho_a \cdot V \cdot c} \times [\dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{perdas} + \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{a,in} - T_a^t)] \quad (4.3)$$

4.2.1 Calor perdido pelas paredes do reservatório

A parcela \dot{Q}_{perdas} da Equação 4.3 corresponde ao calor perdido pelas paredes do reservatório de água, calculado pela expressão 4.4 [39].

$$\dot{Q}_{perdas} = U \times A \times (T_a^t - T_{amb}) \quad (4.4)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor.

O coeficiente global de transferência de calor para o reservatório pode ser calculado admitindo que se trata de uma placa plana (transferência de calor unidimensional) ou cilindro (transferência de calor bidirecional) [36]. Neste caso U é calculado admitindo que se trata de uma placa plana, dado o seu elevado diâmetro. Os valores de U calculados para as duas situações são idênticos, e para simplificar os cálculos, o valor de U é calculado para uma placa plana (Equação 4.5) [36]. De notar ainda que o coeficiente global de transferência de calor calculado como placa plana, para a área exterior do reservatório, é mais conservador do que o calculado como cilindro, o que permite um fator de segurança nos cálculos efetuados.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\acute{a}gua}} + \frac{l_{a\grave{c}o}}{k_{a\grave{c}o}} + \frac{l_{espuma}}{k_{espuma}} + \frac{1}{h_{ar}}} \quad (4.5)$$

Com todas as grandezas da Equação 4.5 definidas na Secção 4.1 (considerações e pressupostos assumidos) o valor de U é aproximadamente $0,24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

O valor da área (A) presente na equação das perdas de calor pelas paredes do reservatório é uma das incógnitas do sistema de recuperação de calor, e prende-se com a geometria do reservatório. A área que entra do cálculo do calor perdido é a área exterior do reservatório isolado. Conhecendo as equações que caracterizam a geometria de um cilindro (Equações 4.6 e 4.7) rapidamente se chega ao valor de A (Equação 4.8), onde as variáveis são a altura e o diâmetro externos do reservatório.

$$A_{topo} = \frac{\pi}{4} \times d_{ext}^2 \quad (4.6)$$

$$A_{lateral} = 2\pi \times h_{ext} \times \frac{d_{ext}}{2} \quad (4.7)$$

$$A = 2 \times A_{topo} + A_{lateral} \quad (4.8)$$

Quanto à diferença de temperatura presente na Equação 4.4 de referir que T_a^t é a temperatura da água dentro do reservatório no instante t e T_{amb} é a temperatura ambiente (local onde se encontra instalado o reservatório de água) que em toda a modelação do sistema é considerada como sendo igual a 25 °C.

4.2.2 Estimativa do volume do reservatório

Como visto anteriormente a geometria do reservatório é uma incógnita a estimar no sistema de recuperação de calor. Na Equação 4.3 existe uma parcela que contém o volume do reservatório, algo que é condicionado pelo caudal de água quente necessária no restaurante (Capítulo 3 – Figura 3.7) e pelo nível de temperatura atingido pela água dentro do reservatório. O volume que aparece na referida equação de balanço energético do reservatório é o seu volume interno. As Equações 4.9 e 4.10 permitem chegar à Equação 4.11 que define o volume interno do reservatório (V), onde d_{int} é o diâmetro interno e h_{int} a altura interna do reservatório.

$$d_{int} = d_{ext} - [2 \times (l_{aço} + l_{espuma})] \quad (4.9)$$

$$h_{int} = h_{ext} - [2 \times (l_{aço} + l_{espuma})] \quad (4.10)$$

$$V = \frac{\pi}{4} \times d_{int}^2 \times h_{int} \quad (4.11)$$

Como se verifica pela associação das Equações 4.9, 4.10 e 4.11, o volume interno fica dependente das dimensões externas do reservatório (diâmetro e altura), tal como a área externa na equação das perdas de calor pelas paredes do reservatório (4.4). Ou seja, em termos de geometria do reservatório de armazenamento de água (área externa e volume interno) ela fica dependente da altura e diâmetro externos, sendo essas as variáveis que terão de ser estimadas de modo a otimizar a performance do sistema. Como é óbvio, essa estimativa terá de apresentar valores razoáveis e aceitáveis de modo a ser viável a conceção e implementação do sistema.

4.2.3 Necessidades de aquecimento

O grande objetivo do sistema de recuperação de calor é aproveitar o desperdício energético no condensador do sistema de refrigeração para suprir parte das necessidades de aquecimento de água num restaurante. De modo a quantificar as poupanças de energia é necessário obter previamente os gastos energéticos no aquecimento de água atualmente, ou seja, sem o sistema de recuperação de calor, e com o sistema de recuperação de calor.

A partir da Equação 4.12 obtém-se o gasto energético no aquecimento de água, desde a sua temperatura na rede até à temperatura de aquecimento (T_{aq}) requerida

(60 °C) [12]. O integral da Equação 4.12 pode ser aproximado pelo somatório da Equação 4.13, e é a partir desta equação que se calculam as necessidades de aquecimento atuais, isto é, sem o sistema de recuperação de calor.

$$Q_{aq} = \int_0^{t(1 \text{ dia})} \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{aq} - T_{a,in}) dt \quad (4.12)$$

$$Q_{aq} = \sum_{\Delta t} \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{aq} - T_{a,in}) \Delta t \quad (4.13)$$

Por sua vez, a Equação 4.14 permite obter o gasto de energia no aquecimento de água, desde a temperatura a que se encontra dentro do reservatório de armazenamento (T_a) até à temperatura de aquecimento (T_{aq}) requerida (60 °C) [12].

$$Q_{aq, SRC} = \int_0^{t(1 \text{ dia})} \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{aq} - T_a) dt \quad (4.14)$$

O integral da Equação 4.14 pode-se aproximar pelo somatório da Equação 4.15 e a partir desta equação calculam-se as necessidades de aquecimento com recurso a fontes de energia externas para fornecer calor, e com o sistema de recuperação de calor já operacional.

$$Q_{aq, SRC} = \sum_{\Delta t} \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{aq} - T_a) \Delta t \quad (4.15)$$

O pré-aquecimento de água que é feito permite a redução do fornecimento de energia externa para aquecimento da água, ou seja, permite um ganho energético nesse aquecimento. A poupança energética, ou visto de outra forma, a energia que se ganha com o uso do sistema de recuperação de calor (Equação 4.16) é dada pela diferença entre as Equações 4.13 e 4.15, isto é, pela diferença entre a energia gasta para aquecimento de água sem o sistema de recuperação de calor e com esse mesmo sistema.

$$Q_{poupança} = Q_{aq} - Q_{aq, SRC} \quad (4.16)$$

Em todas as equações referidas nesta secção os resultados vêm expressos em *Joule*; no entanto apresenta-se na Equação 4.17 a passagem da quantificação da poupança energética de *Joule* para *kWh*.

$$Q_{poupança 1} = \frac{Q_{poupança ag}}{3,6 \times 10^6} \quad (4.17)$$

4.3 Simulação do sistema de recuperação de calor

Como visto ao longo deste capítulo, a modelação do sistema de recuperação de calor engloba diversas variáveis a calcular e a otimizar: volume interno e área externa do reservatório através das dimensões externas do mesmo (diâmetro e altura), temperatura da água no interior do reservatório e poupança energética no aquecimento da água. O perfil temporal de temperatura dentro do reservatório (Equação 4.3) é essencial para o dimensionamento do sistema e para a quantificação dos ganhos energéticos. Este perfil é obtido por meio de várias iterações que incluem também a estimativa do volume interno do reservatório, do calor perdido pelas

paredes do reservatório através do dimensionamento da altura e diâmetro externos e da definição do coeficiente global de transferência de calor. Para o perfil de temperatura da água dentro do reservatório são igualmente importantes os perfis de libertação de calor no condensador e o caudal mássico de água quente necessário, Figuras 3.6 e 3.7 do Capítulo 3, respetivamente.

O perfil temporal de temperatura da água dentro do reservatório obtido ao fim de algumas iterações, levando em conta o que foi referido anteriormente, encontra-se na Figura 4.3. O perfil diário de temperatura é cíclico, ou seja, a iteração do primeiro valor de temperatura é obtida a partir do último valor.

Posto isto, a nível das dimensões do reservatório de água a estimativa, dado o perfil de temperatura apresentado, é de 0,75 m para o diâmetro externo e 1,3 m para a altura externa. Tendo em conta estas dimensões a área externa do reservatório presente na equação do calor perdido pelas paredes do reservatório (4.4) e o volume interno do reservatório presente na equação da temperatura da água dentro do mesmo (4.3) ficam definidos. A área externa do reservatório é de aproximadamente 3,95 m² e o seu volume interno é de aproximadamente 0,3 m³, ou seja, 300 litros.

Definidas as dimensões do reservatório de água e o perfil temporal de temperatura da água nele contida é agora fulcral quantificar os ganhos energéticos com o sistema de recuperação de calor, ou seja, a poupança energética que se consegue no aquecimento de água. A partir da Equação 4.13 obtém-se a energia necessária para aquecimento de água sem o sistema de recuperação de calor. Os parâmetros que entram na referida equação são o caudal mássico de água (Capítulo 3 – Figura 3.7), o calor específico da água (Tabela 4.3 da Secção 4.1), a diferença entre a temperatura da água da rede (17 °C) e a temperatura de aquecimento requerida (60 °C) e o intervalo de tempo que é 60 s. Sendo assim, a energia necessária para aquecimento de água durante um dia sem o sistema de recuperação de calor é de aproximadamente $3,26 \times 10^8 J$. Por seu turno, a Equação 4.15 possibilita a obtenção da energia necessária para o aquecimento de água com o sistema de recuperação de calor ativo, ou seja, sem a parcela do pré-aquecimento de água feito com a recuperação de calor do condensador do sistema de refrigeração. Os parâmetros da referida equação são iguais aos da Equação 4.13, à exceção da diferença de temperatura, que neste caso é entre a temperatura de aquecimento requerida (60 °C) e a temperatura da água dentro do reservatório do sistema de recuperação de calor (T_a). Assim sendo, a energia necessária para o aquecimento de água com o sistema de recuperação de calor ativo é de aproximadamente $2,67 \times 10^8 J$.

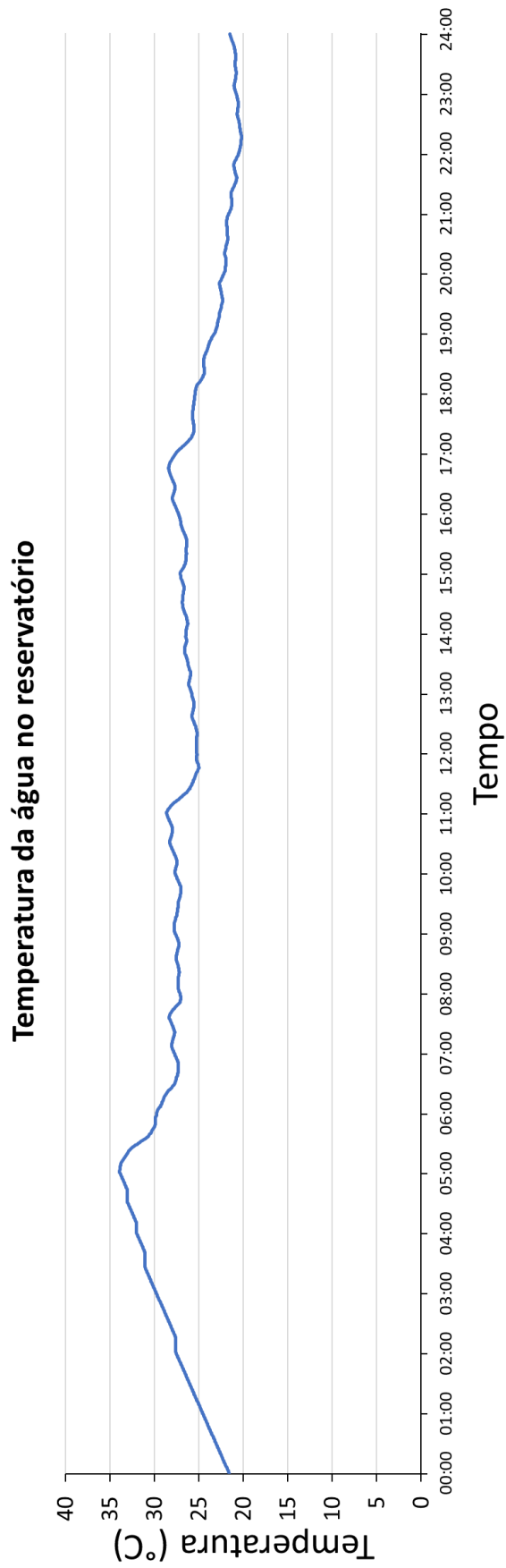


Figura 4.3 - Perfil diário de temperatura da água no reservatório.

O ganho energético no pré-aquecimento de água com o sistema de recuperação de calor, ou seja, o que se poupa no aquecimento de água através de fornecimento de calor por fontes externas é calculado a partir da Equação 4.16, que corresponde à diferença entre as Equações 4.13 e 4.15. Por conseguinte, a poupança energética obtida com o sistema de recuperação de calor é de aproximadamente $5,92 \times 10^7 J$ ou, em termos de consumo energético, (Equação 4.17) a poupança é de aproximadamente $16,46 kWh$.

O condensador do sistema de refrigeração passa a ter como fluido de arrefecimento a água do reservatório, sendo esse calor aproveitado para pré-aquecer a água que depois será usada no restaurante, em vez de ser libertado para o ar ambiente da sala. Uma vez que o calor não é libertado para o ar ambiente da sala do restaurante consegue-se alcançar outro ganho com o sistema de recuperação de calor, que é a diminuição da potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de AC para manter a temperatura desse espaço abaixo de um valor especificado ($25\text{ }^{\circ}\text{C}$). Este ganho será descrito e quantificado no Capítulo 5 (ganho energético na instalação de AC).

Capítulo 5 : Ganho energético na instalação de AC

Com o sistema de recuperação de calor incorporado num restaurante existem outros ganhos energéticos que são obtidos, sendo um deles ao nível da instalação de ar condicionado. O ganho energético na instalação de ar condicionado é conseguido no que respeita às necessidades de ar condicionado da sala do restaurante, ou seja, na potência requerida pelo sistema de AC. Na estação de verão é alcançado este ganho uma vez que o calor libertado pelo condensador em vez de ir para o ar da sala do restaurante vai agora, com o sistema de recuperação de calor, para a água; logo, a potência requerida pelo sistema de AC irá ser menor. Ao longo deste capítulo irão ser relatadas as considerações e pressupostos assumidos para o cálculo dos ganhos energéticos na instalação de AC, e quantificados esses ganhos. Um fator chave para esta análise é o perfil de libertação de calor no condensador, que no caso de existir um sistema de recuperação de calor; esse calor libertado pelo sistema de refrigeração não é considerado aquando da quantificação das potências requeridas pelo sistema de AC, dado que o mesmo é aproveitado para o pré-aquecimento de água e não libertado para o ar ambiente.

5.1 Considerações e pressupostos assumidos

Relativamente ao ganho energético no sistema de AC da sala do restaurante existem uma série de considerações e pressupostos que foram assumidos, e serão descritos ao longo desta secção. No que respeita à performance do sistema de AC é considerado que é do tipo *multisplit* e que o COP de arrefecimento é 4, uma vez que se está a considerar a estação de arrefecimento (verão) [40]. Além disso, é considerado que o sistema de AC funciona entre as 10:30h e as 18:30h, sendo que nas restantes horas está desligado.

Para a obtenção da potência da instalação de AC é necessário definir um conjunto de variáveis entre as quais: dimensões da sala do restaurante e aspetos construtivos da envolvente da sala (materiais). A sala considerada tem 10x10 m² de área e um pé direito de 3 m. Quanto aos aspetos construtivos, as paredes apresentam os materiais indicados na Figura 5.1.

Por outro lado, a cobertura da sala do restaurante apresenta os materiais apresentados na Figura 5.2. Como se pode ver na referida figura é considerado, para efeitos de cálculo, que a inclinação da cobertura é de 0°.

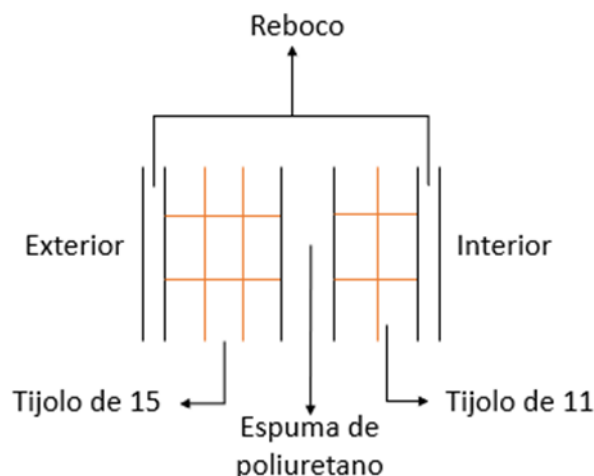


Figura 5.1 - Aspectos construtivos das paredes consideradas da sala do restaurante.

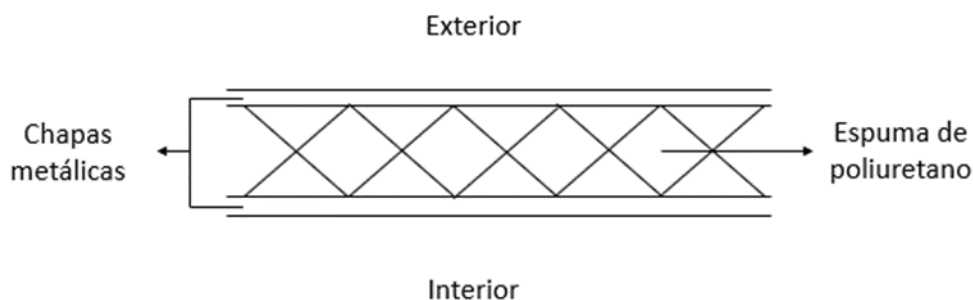


Figura 5.2 - Aspectos construtivos da cobertura considerada da sala do restaurante.

Os aspetos construtivos das paredes e da cobertura da sala do restaurante são essenciais para definir o coeficiente global de transferência de calor através das mesmas e, conseqüentemente, do calor introduzido na sala por meio dos ganhos solares e de convecção. Como tal, é necessário definir espessuras, resistências /condutibilidades térmicas dos materiais bem como os coeficientes de transferência de calor por convecção no ar interior e exterior. Ao nível da espessura dos materiais (Tabela 5.1) é importante referir que, nas paredes, as espessuras dos dois tipos de tijolo ficam definidas pela sua designação, ou seja, tijolo de 15 tem 15 cm e tijolo de 11 tem 11 cm de espessura. Por outro lado, na cobertura, a espessura das chapas metálicas é desprezada devido ao facto de ser muito baixa.

Tabela 5.1 - Espessura dos materiais de construção das paredes laterais e da cobertura.

Paredes laterais		Cobertura
Espuma	Reboco	Espuma
3 cm	3 mm	10 cm

As resistências/condutibilidades térmicas dos materiais encontram-se na Tabela 5.2. De referir que a condutibilidade térmica da espuma de poliuretano utilizada nas paredes é igual à da cobertura, ou seja, assume-se que é o mesmo tipo de espuma.

Tabela 5.2 - Resistências/condutibilidades térmicas dos materiais de construção da sala do restaurante [41].

Resistência térmica (R) [m ² ·K/W]		Condutibilidade térmica (k) [W/m·K]	
Tijolo 15	Tijolo 11	Espuma	Reboco
0,96	0,76	0,04	1,3

Os coeficientes de transferência de calor por convecção do ar interior e exterior encontram-se definidos na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Coeficientes de transferência de calor por convecção do ar interior e exterior da sala do restaurante [36].

Coeficiente de convecção natural (h) [W/m ² ·K]	
Ar interior	Ar exterior
6	10

5.2 Calor introduzido na sala devido aos ganhos solares

5.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

Partindo das considerações e pressupostos relatados na secção anterior pode-se agora calcular o coeficiente global de transferência de calor. O coeficiente global de transferência de calor das paredes laterais bem como da cobertura é calculado considerando uma geometria plana [36]. A Equação 5.1 apresenta a expressão do coeficiente global de transferência de calor para o caso das paredes.

$$U_{parede} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar,ext}} + \frac{l_{reboco}}{k_{reboco}} + \frac{l_{espuma}}{k_{espuma}} + R_{tijolo15} + R_{tijolo11} + \frac{1}{h_{ar,int}}} \quad (5.1)$$

No caso da cobertura a expressão que permite calcular o coeficiente global de transferência de calor é apresentada na Equação 5.2.

$$U_{cobertura} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ar,ext}} + \frac{l_{espuma}}{k_{espuma}} + \frac{1}{h_{ar,int}}} \quad (5.2)$$

Como todas as variáveis das Equações 5.1 e 5.2 são definidas na Secção 5.1 (considerações e pressupostos assumidos), os valores dos coeficientes globais de transferência de calor ficam definidos como: $U_{parede} \approx 0,37 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ e $U_{cobertura} \approx 0,36 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

5.2.2 Potência calorífica introduzida na sala através das paredes e da cobertura

O calor que é introduzido na sala do restaurante através das paredes ocorre segundo os três modos de transferência de calor: radiação, condução e convecção. O esquema da Figura 5.3 permite, de uma forma mais visual, formular a equação para o cálculo da potência calorífica introduzida na sala através das paredes. De notar que os pontos de 1 até 6 são as fronteiras dos vários materiais que compõem a parede da sala do restaurante (Figura 5.1 da Secção 5.1).

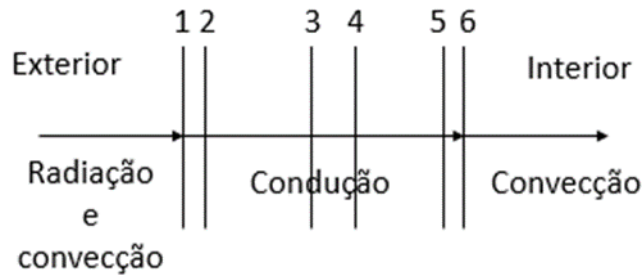


Figura 5.3 - Transferência de calor através das paredes da sala.

A potência calorífica que chega até ao ponto 1 (exterior da parede) por radiação e convecção, como se observa na Figura 5.3, é calculada a partir da Equação 5.3 [36]. Na referida equação α é o coeficiente de absorção, \dot{Q}'' é a potência calorífica que chega à parede por irradiação solar, A é a área da parede e θ é o ângulo de incidência do sol. É considerada apenas metade da área da parede na parcela que diz respeito ao ganho de calor por radiação, uma vez que a mesma é vertical e o sol não incide em toda a parede em cada instante.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot \dot{Q}'' \cdot \frac{A}{2} \cdot \sin \theta + h_{ar,ext} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_1) \quad (5.3)$$

Portanto, parte do calor que chega ao exterior da parede da sala do restaurante (ponto 1 da Figura 5.3) é de seguida transferido por condução até ao interior da sala onde existe também transferência de calor por convecção. A partir do coeficiente de transferência de calor desde o ponto 1 até ao interior da sala (Equação 5.4) obtém-se a potência calorífica que chega ao interior da sala por condução e convecção (Equação 5.5) [36].

$$U^{1-int} = \frac{1}{\frac{l_{reboco}}{k_{reboco}} + \frac{l_{espuma}}{k_{espuma}} + R_{tijolo15} + R_{tijolo11} + \frac{1}{h_{ar,int}}} \quad (5.4)$$

$$\dot{Q} = U^{1-int} \cdot A \cdot (T_1 - T_{int}) \quad (5.5)$$

Existe uma variável que é comum às Equações 5.3 e 5.5 que é a temperatura do ponto 1 (T_1), sendo que, essa temperatura é única. Sendo assim, e pondo ambas as equações em ordem a T_1 (Equações 5.6 e 5.7) é possível obter uma expressão que

permite o cálculo da potência calorífica introduzida na sala do restaurante desde o exterior até ao interior e pelos três modos de transferência de calor.

$$T_1 = \frac{\alpha \cdot \dot{Q}''}{h_{ar,ext} \cdot A} \cdot \frac{A}{2} \cdot \sin \theta - \frac{\dot{Q}}{h_{ar,ext} \cdot A} + T_{ext} \quad (5.6)$$

$$T_1 = \frac{\dot{Q}}{U_{1-int,A}} + T_{int} \quad (5.7)$$

Igualando as Equações 5.6 e 5.7, e após trabalhar matematicamente essa igualdade, obtém-se a Equação 5.8, que permite então calcular a potência calorífica introduzida na sala do restaurante através das paredes.

$$\dot{Q}_{parede} = U_{parede} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha \cdot \dot{Q}'' \cdot A \cdot \sin \theta \cdot U_{parede}}{2 \cdot h_{ar,ext}} \quad (5.8)$$

A equação que permite calcular a potência calorífica introduzida na sala do restaurante através da cobertura é idêntica à Equação 5.8. O que muda é o coeficiente global de transferência de calor, a área, que no caso da cobertura é considerada toda a área dado que o sol incide na mesma durante todo o dia, e o ângulo apesar de ser o mesmo a função trigonométrica desta vez é o cosseno (será explicado mais à frente nesta subsecção). Sendo assim apresenta-se a Equação 5.9 que permite calcular a potência calorífica introduzida na sala do restaurante através da cobertura.

$$\dot{Q}_{cobertura} = U_{cobertura} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) + \frac{\alpha \cdot \dot{Q}'' \cdot A \cdot \cos \theta \cdot U_{cobertura}}{h_{ar,ext}} \quad (5.9)$$

Formuladas as equações para calcular a potência calorífica introduzida na sala do restaurante através das paredes e da cobertura, importa agora definir as variáveis nelas contidas e explicar as considerações adotadas. De notar previamente que tanto no caso da parede como da cobertura é considerado que as mesmas são maciças, isto, é, não se consideram portas e janelas no cálculo das potências caloríficas que as atravessam. Os coeficientes globais de transferência de calor têm o seu valor definido (ver Subsecção 5.2.1), bem como o valor de $h_{ar,ext}$ (ver Tabela 5.3 – Secção 5.1). Nas duas equações encontram-se variáveis cujo valor é igual em ambas, e essas variáveis estão quantificadas na Tabela 5.4. De referir que a temperatura exterior assume esse valor dado que os cálculos são feitos considerando a estação de verão e a temperatura interior corresponde à temperatura que se pretende manter dentro da sala do restaurante; as restantes variáveis são assumidas como uma boa quantificação das mesmas, dados os cálculos a serem realizados (o valor de potência calorífica por irradiação solar (\dot{Q}'') é adequado para um dia de céu limpo).

Tabela 5.4 - Variáveis comuns às Equações 5.8 e 5.9.

Variáveis	Valor
T_{ext}	30 °C
T_{int}	25 °C
α	0,9
\dot{Q}''	1000 W/m ²

Em relação às áreas, na Equação 5.8 a área da parede é de 30 m² enquanto que na Equação 5.9 a área da cobertura é de 100 m². Já no que respeita ao ângulo de incidência solar θ é em ambas as equações igual a 40°, o que corresponde aproximadamente à latitude do lugar em questão, neste caso a zona centro de Portugal [42]. O facto de ser seno de θ na Equação 5.8 deve-se ao facto de as paredes serem verticais e, por conseguinte, a máxima incidência é no pôr/nascer do sol e é a função seno que expressa essa evidência uma vez que seno de 90° é igual a 1. Por seu turno, na Equação 5.9 a função cosseno deve-se ao facto de na cobertura a máxima incidência do sol ocorrer quando este está na vertical, logo a função cosseno expressa esse facto dado que cosseno de 0° é igual a 1.

Definidas todas as variáveis é possível quantificar a potência calorífica total que chega ao interior da sala do restaurante através da Equação 5.10.

$$\dot{Q}_{total} = 4 \cdot \dot{Q}_{parede} + \dot{Q}_{cobertura} \quad (5.10)$$

A potência calorífica que atravessa a parede da sala do restaurante é multiplicada por 4 na Equação 5.10 porque a sala apresenta quatro paredes com as mesmas características. Sendo $\dot{Q}_{parede} \approx 371,59 \text{ W}$ e $\dot{Q}_{cobertura} \approx 2672,67 \text{ W}$ vem pela Equação 5.10 que a potência calorífica total que é introduzida na sala do restaurante é de aproximadamente 4159,02 W.

5.3 Potência térmica do sistema de AC

Após a definição da potência calorífica introduzida na sala do restaurante através das paredes e cobertura, por meio de transferência de calor por radiação, convecção e condução, importa agora quantificar a carga térmica (em termos de potência) que o sistema de AC tem de suportar para manter a temperatura interior da sala (25 °C). Na Figura 5.4 estão esquematizadas todas as parcelas de potência térmica que contribuem para o balanço energético dentro da sala do restaurante de modo a quantificar a potência térmica que o sistema de AC terá de remover da sala.

A partir da Equação 4.1 (Capítulo 4, Secção 4.2) é possível estabelecer a equação de balanço energético para a sala do restaurante. A Equação 5.11 permite calcular a potência térmica que o sistema de AC tem que remover para manter a temperatura da sala em 25 °C.

$$\dot{Q}_{AC} = \dot{W}_e + \dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{\acute{a}gua} + \dot{Q}_g \quad (5.11)$$

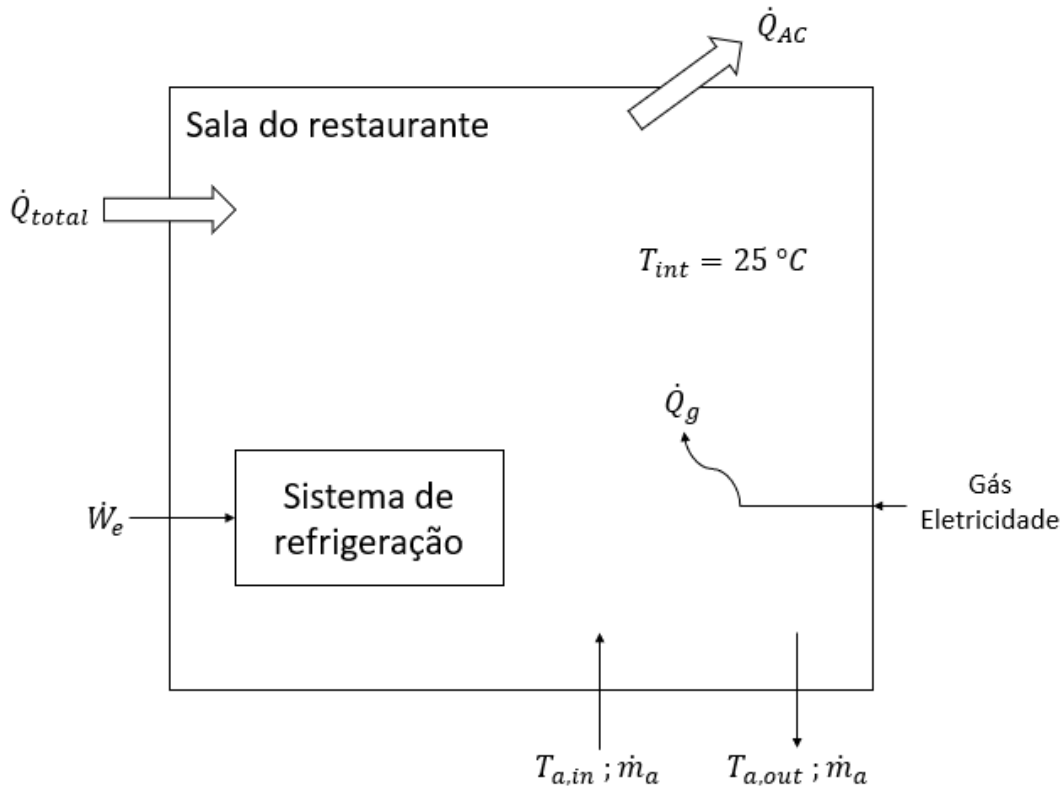


Figura 5.4 - Esquema das cargas térmicas a remover pelo sistema de AC sem o sistema de recuperação de calor.

Na equação 5.11: \dot{W}_e corresponde à potência elétrica absorvida pelo sistema de refrigeração, sendo o perfil de potência igual ao de \dot{Q}_{out} em termos de funcionamento; \dot{Q}_{total} é a potência calorífica introduzida na sala através das paredes e da cobertura e que foi descrita e quantificada na secção anterior; $\dot{Q}_{\acute{a}gua}$ é a potência calorífica associada ao caudal de água que entra a uma dada temperatura mas sai com outro nível de temperatura; \dot{Q}_g é a potência calorífica gerada no interior da sala devido às atividades que ocorrem no seu interior, bem como aos equipamentos que nela se encontram.

Para a estimativa da potência calorífica gerada na sala do restaurante consideraram-se os seguintes equipamentos: uma máquina de café, um acondicionador de comida, um monitor, um fogão e um grelhador, sendo que os valores de potência calorífica libertada para estes equipamentos foram vistos na bibliografia existente [43]. Quanto à iluminação, considerou-se que a densidade de potência de iluminação é de $1,1\text{ W}/ft^2$ [44]. Por seu turno, para a libertação de calor das pessoas presentes na sala do restaurante considerou-se que estas estão sentadas e que a sua atividade é baixa, o que dá um valor de potência térmica de $120\text{ W}/\text{pessoa}$ [44]. A área da sala do restaurante é de 100 m^2 , e considerando que, por cada $1,5\text{ m}^2$ existe uma pessoa na sala chega-se a 67 pessoas. Todos os valores de potência calorífica considerados estão quantificados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Potências caloríficas consideradas.

	Potência calorífica (W)
Máquina de café	420
Acondicionador de comida	250
Monitor	55
Fogão	2996
Grelhador	2690
Luzes	1184
Pessoas	8040

A parcela \dot{Q}_g da Equação 5.11 corresponde então à soma de todas as potências caloríficas quantificadas na Tabela 5.5. Portanto, a potência calorífica gerada na sala do restaurante é aproximadamente de 15600 W.

$\dot{Q}_{\text{água}}$ é calculada através da Equação 5.12 [39]. Na referida equação: \dot{m}_a é o caudal mássico de água quente (Figura 3.7 do Capítulo 3, Secção 3.3), c é o calor específico da água (Tabela 4.3 do Capítulo 4, Secção 4.1), $T_{a,in}$ é a temperatura da água da rede (17 °C) e $T_{a,out}$ é a temperatura de saída da água após as diversas utilizações dentro do restaurante e que se assume como sendo igual a 30 °C.

$$\dot{Q}_{\text{água}} = \dot{m}_a \cdot c \cdot (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (5.12)$$

A Equação 5.11 como visto corresponde à potência térmica que o sistema de AC tem que remover da sala para a manter a 25 °C, isto no caso de o sistema de recuperação não estar implementado. No caso de o sistema de recuperação de calor estar a funcionar no restaurante a potência térmica que o sistema de AC necessita de remover é menor. Isto deve-se ao facto de o calor do condensador que era libertado para o ar ambiente passar a ser libertado para a água, embora haja um novo ganho calorífico correspondente às perdas de calor pelas paredes do reservatório de água. Na Figura 5.5 estão esquematizadas todas as parcelas de potência térmica que contribuem para o balanço energético dentro da sala do restaurante de modo a quantificar a potência térmica que o sistema de AC terá de remover da sala, no caso de o sistema de recuperação de calor já estar implementado. Assim sendo, a Equação 5.13 permite calcular a potência térmica a remover pelo sistema de AC com o sistema de recuperação de calor incorporado.

$$\dot{Q}_{AC,SRC} = \dot{W}_e - \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{perdas} + \dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{\text{água}} + \dot{Q}_g \quad (5.13)$$

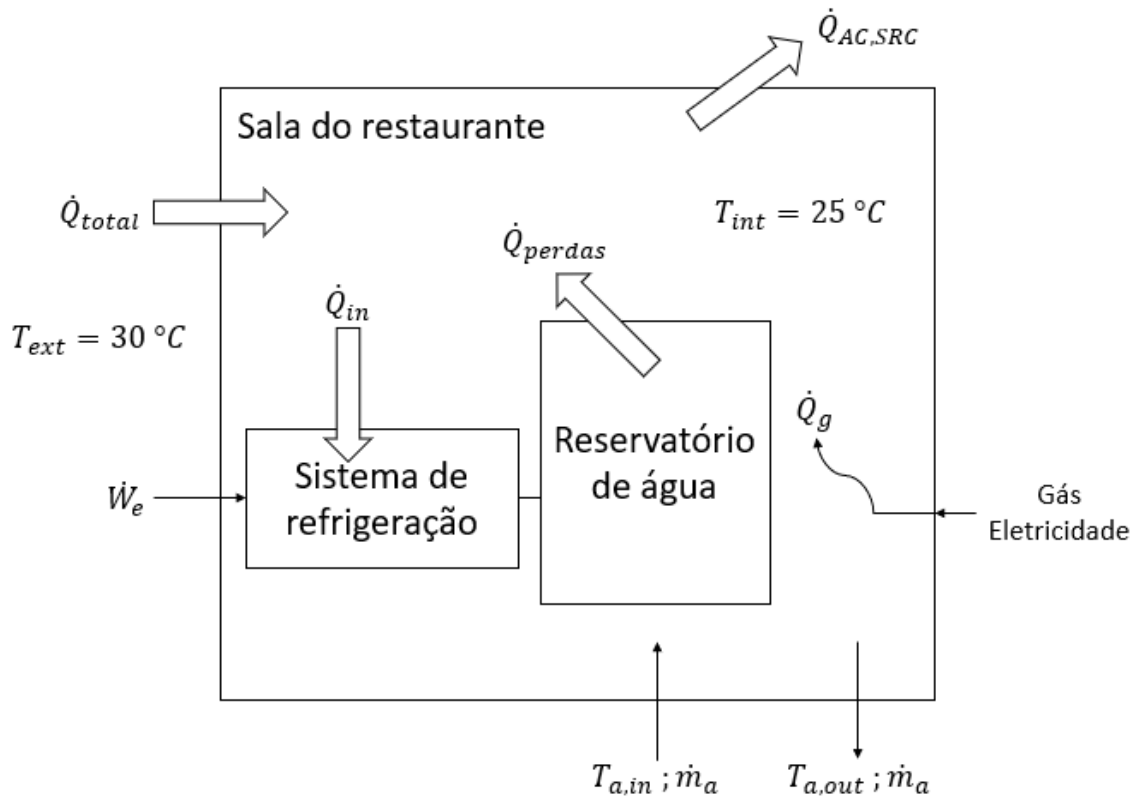


Figura 5.5 - Esquema das cargas térmicas a remover pelo sistema de AC com o sistema de recuperação de calor.

A poupança que se obtém com o sistema de recuperação de calor reflete-se na diminuição da potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de AC. A definição de eficiência, neste caso refletida num coeficiente de performance (COP), diz que a mesma é a divisão daquilo que é útil para o sistema sobre o que se gasta para obter essa utilidade [12]. No sistema de AC o que é útil é a potência calorífica removida do espaço a condicionar e o que se gasta é a potência elétrica para acionar o sistema. Deste princípio resulta a Equação 5.14 que permite quantificar a potência elétrica gasta para remover a potência calorífica da sala do restaurante com a instalação de AC que tem um dado COP, que neste caso é igual a 4 (Secção 5.1).

$$\dot{W}_{AC} = \frac{\dot{Q}_{AC}}{COP_{AC}} \quad (5.14)$$

A Equação 5.14 permite calcular a potência elétrica do sistema de AC sem o sistema de recuperação de calor. Já a Equação 5.15 possibilita o cálculo da potência elétrica que é preciso fornecer ao sistema de AC no caso de já estar implementado o sistema de recuperação de calor.

$$\dot{W}_{AC,SRC} = \frac{\dot{Q}_{AC,SRC}}{COP_{AC}} \quad (5.15)$$

A partir da Equação 5.16 obtém-se o gasto energético no acionamento do sistema de AC, sem o sistema de recuperação de calor instalado. De notar que a energia gasta no acionamento do sistema de AC corresponde, em termos matemáticos, ao

integral da potência elétrica (Equação 5.14), no entanto esse integral pode ser substituído pelo somatório da Equação 5.16, onde Δt é igual a 60 s.

$$W_{AC} = \sum_0^t (1 \text{ dia}) \dot{W}_{AC} \cdot \Delta t \quad (5.16)$$

Por outro lado, a Equação 5.17 permite obter o gasto de energia no acionamento do sistema de AC, com o sistema de recuperação de calor já implementado. Integrando a Equação 5.15 obtém-se o gasto energético no acionamento do sistema de AC; no entanto, esse integral pode ser substituído pelo somatório da Equação 5.17, onde Δt é igual a 60 s.

$$W_{AC, SRC} = \sum_0^t (1 \text{ dia}) \dot{W}_{AC, SRC} \cdot \Delta t \quad (5.17)$$

A poupança alcançada no sistema de AC com a instalação de um sistema de recuperação de calor é dada pela diferença entre as Equações 5.16 e 5.17 (Equação 5.18).

$$W_{poupança AC} = W_{AC} - W_{AC, SRC} \quad (5.18)$$

Nas Equações 5.16, 5.17 e 5.18 os resultados vêm expressos em *Joule*; no entanto, a Equação 5.19 permite a passagem da quantificação da poupança energética de *Joule* para *kWh*.

$$W_{poupança 2} = \frac{W_{poupança AC}}{3,6 \times 10^6} \quad (5.19)$$

No gráfico da Figura 5.6 podem-se observar os perfis diários de potência elétrica nos dois casos, com e sem o sistema de recuperação de calor implementado. No gráfico observa-se também que o sistema de AC está ligado entre as 10:30h e as 18:30h, e daí a potência elétrica no restante horário do dia estar a zero.

O total diário de energia elétrica consumida pelo sistema de AC, no caso em que o sistema de recuperação de calor não está implementado (Equação 5.16) é de aproximadamente $1,41 \times 10^8 J$. Por outro lado, a energia elétrica consumida pelo sistema de AC caso o restaurante tenha implementado o sistema de recuperação de calor (Equação 5.17) é de aproximadamente $1,36 \times 10^8 J$. A poupança energética no acionamento do sistema de AC é expressa pela Equação 5.18 e é aproximadamente igual a $4,86 \times 10^6 J$ ou, em termos de consumo energético (Equação 5.19), a poupança é de aproximadamente $1,35 kWh$.

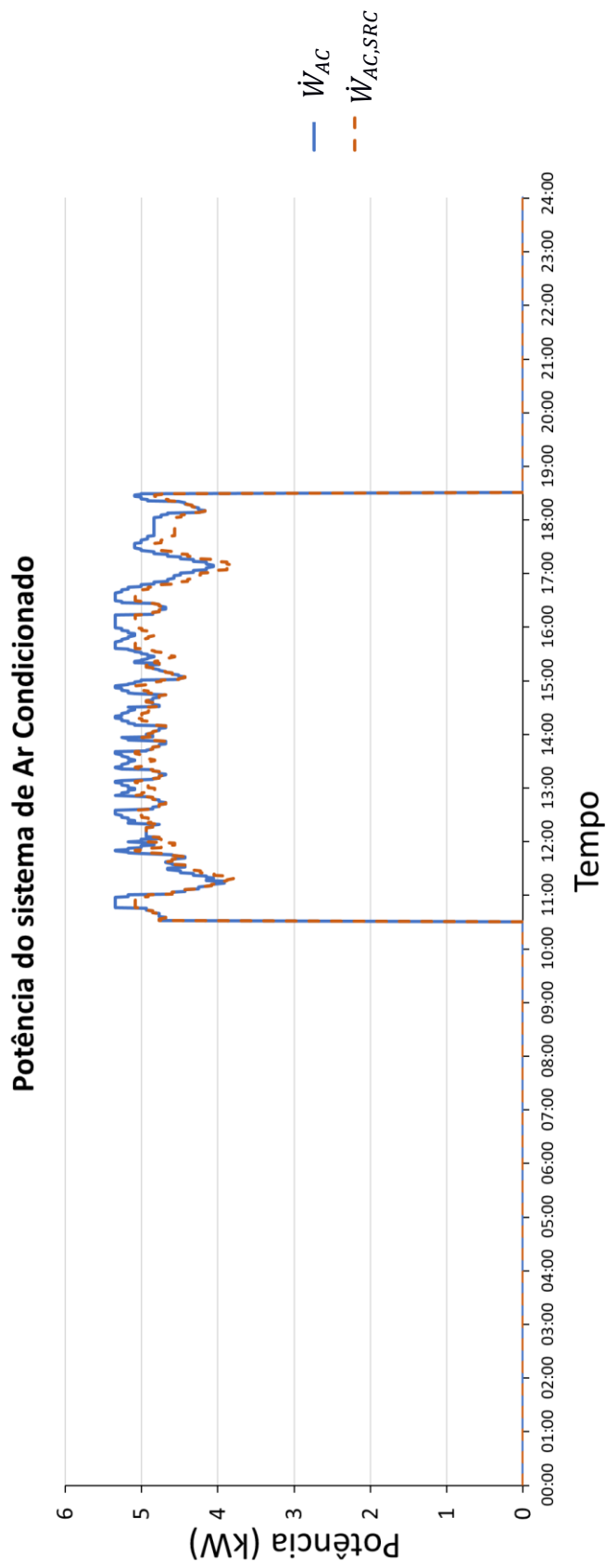


Figura 5.6 - Perfil diário de potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de AC com e sem o sistema de recuperação de calor implementado.

Capítulo 6 : Ganho energético por aumento do COP

O terceiro ganho que se alcança com o sistema de recuperação de calor é no acionamento do compressor do sistema de refrigeração. Este ganho reflete-se num aumento do COP, que acontece devido ao facto de o condensador libertar calor para a água em vez de o libertar para o ar, ocorrendo assim uma diminuição da potência elétrica fornecida ao sistema de refrigeração como é constatável pela Equação 3.1 (Capítulo 3, Secção 3.1). O que acontece em termos de ciclo de refrigeração é que a pressão e temperatura de condensação são menores quando o condensador liberta calor para a água, ao invés de libertar calor para o ar. Isto acontece dado que na referida equação a capacidade de refrigeração \dot{Q}_{in} se mantém constante e igual a 500 W (as necessidades em termos de obtenção de frio são as mesmas).

O COP de Carnot é definido em função das temperaturas de evaporação (T_L) e de condensação (T_H) pela Equação 6.1 [12].

$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (6.1)$$

O COP de Carnot do sistema de refrigeração sem o sistema de recuperação de calor instalado fica definido pela Equação 6.2, onde (T_H) pode ser definida como a temperatura do ar ambiente somada à temperatura necessária para troca de calor no caso de esta troca ser com o ar.

$$COP = \frac{T_L}{(T_{amb} + \Delta T_{ar}) - T_L} \quad (6.2)$$

O COP de Carnot do sistema de refrigeração com o sistema de recuperação de calor implementado é definido pela Equação 6.3, onde (T_H) pode ser definida como a temperatura máxima da água dentro do reservatório do sistema de recuperação de calor somada à temperatura necessária para o fluido refrigerante trocar calor com a água.

$$COP_{SRC} = \frac{T_L}{(T_{a,m\acute{a}x} + \Delta T_{\acute{a}gua}) - T_L} \quad (6.3)$$

Assim, para calcular o COP do sistema de refrigeração com o condensador a libertar calor para a água, ou seja, com o sistema de recuperação de calor operacional, é calculado a partir da equação 6.4, que resulta da divisão da Equação 6.3 pela equação 6.2.

$$COP_{SRC} = COP \times \frac{(T_{amb} + \Delta T_{ar}) - T_L}{(T_{a,m\acute{a}x} + \Delta T_{\acute{a}gua}) - T_L} \quad (6.4)$$

Repare-se que para chegar à equação 6.4 considerou-se o COP de Carnot ao invés de se considerar o COP real do sistema de refrigeração. Tal consideração pode ser feita uma vez que a relação entre COP's (COP e COP_{SRC}) deve ser similar quer a relação seja calculada pela formulação de Carnot quer seja calculada para o ciclo de refrigeração real.

Na Tabela 6.1 encontram-se definidas as temperaturas que estão envolvidas na Equação 6.4. A temperatura de evaporação do sistema de refrigeração (T_L) é resultado de ensaios do fabricante do mesmo. A temperatura $T_{a,máx}$ corresponde à temperatura máxima da água dentro do reservatório do sistema de recuperação de calor e é resultante do máximo valor do gráfico da Figura 4.3 (Capítulo 4, Secção 4.3). ΔT_{ar} corresponde à estimativa da diferença de temperatura necessária para o condensador do sistema de refrigeração trocar calor com o ar e $\Delta T_{água}$ igualmente, mas com a troca de calor a ser feita com a água.

Tabela 6.1 - Temperaturas envolvidas no cálculo do COP.

Temperatura	Valor (°C)
T_L	- 25
T_{amb}	25
$T_{a,máx}$	34
ΔT_{ar}	15
$\Delta T_{água}$	3

O COP do sistema de refrigeração aumenta quando o condensador liberta calor para a água dado que a parcela de relação de temperaturas da Equação 6.4 é superior a 1. Tal acontece porque a temperatura e pressão de condensação são maiores no caso de a troca de calor no condensador ocorrer com o ar, sendo que tal é explicável pela equação $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T$. O calor transferido é igual para os dois fluidos (ar e água); no entanto, o coeficiente global de transferência de calor é mais elevado para a água uma vez que o coeficiente convectivo para a água é cerca de 100 vezes superior ao do ar (assumindo que a área para troca de calor é igual nos dois casos). Daqui resulta que o calor que é rejeitado pelo condensador do sistema de refrigeração possa ser transferido a uma temperatura mais baixa, já que $\Delta T_{água} \ll \Delta T_{ar}$.

Como referido anteriormente, o ganho por aumento do COP do sistema de refrigeração é consequência da diminuição da potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema para que o mesmo consiga refrigerar com a capacidade definida de 500 W. Na Figura 6.1 observa-se de uma forma esquemática o que acontece no diagrama T-s com a incorporação de um sistema de recuperação de calor e os níveis de temperatura descritos anteriormente.

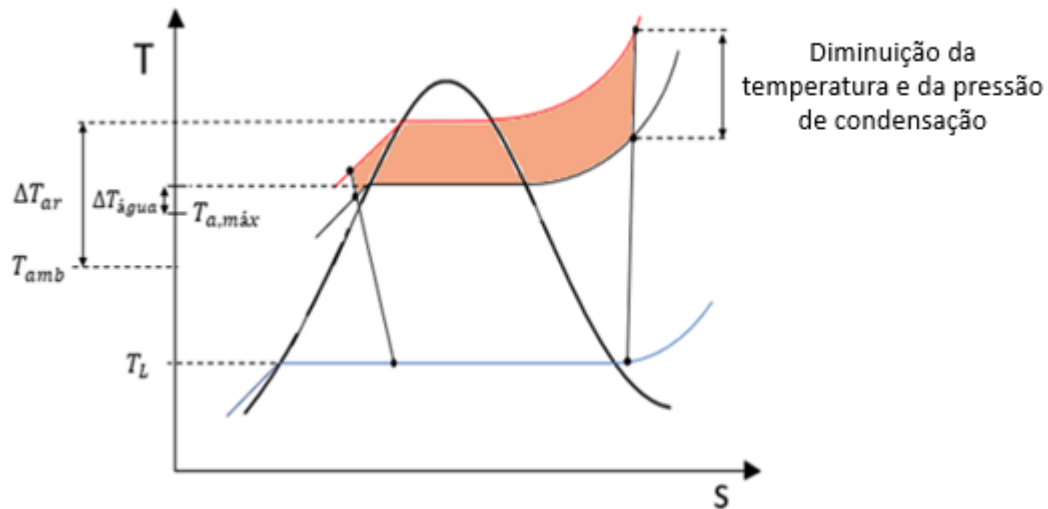


Figura 6.1 - Diagrama T-s das alterações com o sistema de recuperação de calor.

Obtida a equação que permite calcular o COP do sistema de refrigeração com o condensador a libertar calor para a água é possível calcular a potência elétrica necessária ao funcionamento do sistema de refrigeração. A partir da Equação 3.1 (Capítulo 3, Secção 3.1) obtém-se a Equação 6.5 que permite o cálculo da potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração no caso de o calor do condensador ser rejeitado para o ar.

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{Q}_{in}}{COP} \quad (6.5)$$

A Equação 6.5 permite calcular a potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração sem o sistema de recuperação de calor. Já a Equação 6.6 possibilita o cálculo da potência elétrica que é preciso fornecer ao sistema de refrigeração, no caso de já estar implementado o sistema de recuperação de calor.

$$\dot{W}_{c, SRC} = \frac{\dot{Q}_{in}}{COP_{SRC}} \quad (6.6)$$

O perfil diário de potência que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração é igual ao perfil diário de potência dissipada no condensador (Figura 3.6 do Capítulo 3, Secção 3.2), com ou sem o sistema de recuperação de calor. O integral da potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração permite obter o gasto energético no acionamento do sistema de refrigeração, sem o sistema de recuperação de calor implementado. O integral pode ser aproximado pelo somatório da Equação 6.7, onde Δt é igual a 60 s.

$$W_c = \sum_o^{t(1 \text{ dia})} \dot{W}_c \cdot \Delta t \quad (6.7)$$

Por outro lado, a Equação 6.8 permite obter o gasto de energia no acionamento do sistema de refrigeração, com o sistema de recuperação de calor já implementado. Integrando a Equação 6.6 obtém-se o gasto energético no acionamento do sistema de

refrigeração, no entanto esse integral pode ser substituído pelo somatório da Equação 6.8, onde Δt é igual a 60 s.

$$W_{c,SRC} = \sum_o^{t(1\text{ dia})} \dot{W}_{c,\acute{a}gua} \cdot \Delta t \quad (6.8)$$

A poupança alcançada no acionamento do sistema de refrigeração com a instalação de um sistema de recuperação de calor é dada pela diferença entre as Equações 6.7 e 6.8 (Equação 6.9).

$$W_{poupan\c{c}a\ SR} = W_c - W_{c,SRC} \quad (6.9)$$

Nas Equações 6.7, 6.8 e 6.9 os resultados vêm expressos em *Joule*; no entanto, em termos industriais e comerciais essa unidade é pouco palpável. Por isso, para se clarificar a poupança, os resultados deverão ser expressos em *kWh*. A Equação 6.10 permite a passagem da quantificação da poupança energética de *Joule* para *kWh*.

$$W_{poupan\c{c}a\ 3} = \frac{W_{poupan\c{c}a\ SR}}{3,6 \times 10^6} \quad (6.10)$$

Definidas as equações é agora possível quantificar o novo COP do sistema de refrigeração bem como a poupança energética no acionamento do compressor expressa pela Equação 6.10. Como visto no Capítulo 3 (Secção 3.1) o COP do sistema de refrigeração sem o sistema de recuperação de calor é de 0,89, ao passo que, e pela Equação 6.4, o COP do sistema de refrigeração com a instalação de recuperação de calor já operacional ($COP_{\acute{a}gua}$) é aproximadamente igual a 0,94. A potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração (Equação 6.5) é de 560 *W* com o condensador a libertar calor para o ar; por seu turno, se o condensador libertar calor para a água a potência elétrica que é preciso fornecer ao sistema de refrigeração (Equação 6.6) passa a ser de 535 *W*. Em termos energéticos, o gasto energético no acionamento do sistema de refrigeração sem o sistema de recuperação de calor (Equação 6.7) é de aproximadamente $3,13 \times 10^7$ *J*. Por outro lado, a energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração caso o restaurante tenha implementado o sistema de recuperação de calor (Equação 6.8) é de aproximadamente $2,99 \times 10^7$ *J*. A poupança energética no acionamento do sistema de refrigeração é expressa pela Equação 6.9 e é aproximadamente igual a $1,40 \times 10^6$ *J* ou, em termos de consumo energético (Equação 6.10), a poupança é de aproximadamente 0,39 *kWh*.

6.1 Diminuição da quantidade de calor libertado no condensador

Como visto na secção anterior a potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração diminui, o que resulta de um aumento do COP do sistema, sendo que este aumento e diminuição não ocorrem em igual proporção. Daqui resulta, a partir da Equação 3.3 (Capítulo 3, Secção 3.1), que o calor libertado no condensador \dot{Q}_{out} seja inferior em relação ao calor libertado sem haver um sistema de recuperação de calor. Se o calor libertado no condensador do sistema de refrigeração é menor, os

ganhos quantificados nos capítulos anteriores com a incorporação de um sistema de recuperação de calor alteram-se, uma vez que todos eles dependem direta ou indiretamente de \dot{Q}_{out} . Em termos genéricos se \dot{Q}_{out} diminui então as temperaturas da água alcançadas no reservatório do sistema de recuperação de calor também diminuem, o que leva à diminuição da poupança obtida no aquecimento de água, isto para o primeiro ganho. Em relação ao segundo ganho, se \dot{Q}_{out} diminui então a carga térmica a remover pelo sistema de AC também diminui, assim como a potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema, o que resulta numa diminuição da poupança energética na instalação de AC. Como a temperatura máxima da água atingida no reservatório é menor o terceiro ganho também se altera dado que a temperatura de condensação com o condensador a libertar calor para a água é menor, o que culmina num aumento do COP do sistema de refrigeração e, conseqüentemente, na diminuição da potência elétrica. Chegando a este ponto volta-se ao início da questão que é a diminuição do calor libertado no condensador; portanto, a quantificação dos ganhos obtidos com o sistema de recuperação de calor é um processo iterativo até todos eles estarem estabilizados.

Quantificados os ganhos energéticos conseguidos com a instalação de um sistema de recuperação de calor neste capítulo e nos seus precedentes verifica-se a partir da Equação 3.3 ($\dot{Q}_{out} = (1 + COP) \cdot \dot{W}_c$) que o calor libertado no condensador passa de 1060 W para 1035 W, isto para a primeira iteração de todo o sistema. Através do cálculo das variáveis que dependem de \dot{Q}_{out} , os ganhos energéticos obtidos estabilizam na segunda iteração do sistema de recuperação de calor. Os valores das principais variáveis após a segunda iteração do sistema e já estabilizados encontram-se quantificados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Valor das principais variáveis após a 2ª iteração.

Variável	Valor
\dot{Q}_{out}	1030 W
$T_{a,máx}$	33,5 °C
$COP_{água}$	0,94
$\dot{W}_{c,água}$	530 W

Após a segunda iteração, e tendo em conta os valores apresentados na Tabela 6.2, os ganhos energéticos no aquecimento de água e no acionamento da instalação de AC quantificados nos capítulos anteriores diminuem, e o ganho energético no acionamento do sistema de refrigeração aumenta. Os ganhos energéticos após a segunda iteração do sistema encontram-se quantificados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Ganhos energéticos após a 2ª iteração.

Ganho	Valor (kWh)
Aquecimento de água	16,00
Sistema de AC	1,31
Sistema de refrigeração	0,47

Como se verifica na Tabela 6.2 os valores do calor libertado no condensador do sistema de refrigeração e a temperatura máxima da água atingida no reservatório do sistema de recuperação de calor diminuem. O COP do sistema de refrigeração com o condensador a libertar calor para a água mantém-se; no entanto, a potência elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração diminui, isto em relação aos valores apresentados anteriormente. Verifica-se ainda pela Tabela 6.3 que as poupanças energéticas no aquecimento de água e no acionamento do sistema de AC obtidas com a incorporação de um sistema de recuperação de calor na sala restaurante diminuem, face aos valores apresentados neste capítulo e nos Capítulos 4 e 5.

Concluída a quantificação e descrição dos três ganhos energéticos alcançados com o sistema de recuperação de calor é necessário fazer uma avaliação e análise geral da solução de recuperação de calor apresentada. Desse modo são apresentados no próximo capítulo (Capítulo 7 – análise geral da solução) índices de desempenho que permitem avaliar a solução apresentada, bem como outros aspetos relacionados com os ganhos energéticos conseguidos.

Capítulo 7 : Análise geral da solução

De modo a analisar a solução de recuperação de calor, apresentam-se na Tabela 7.1 os valores para os consumos iniciais e finais de energia no aquecimento de água, no sistema de AC e no sistema de refrigeração. Na referida tabela encontram-se ainda os valores das poupanças energéticas obtidas com a incorporação do sistema de recuperação de calor. De notar que o consumo inicial se refere ao consumo energético dos sistemas sem o sistema de recuperação de calor e o consumo final corresponde ao consumo energético dos sistemas com o sistema de recuperação de calor incorporado. Os valores que se encontram na Tabela 7.1 estão quantificados após a alteração do COP do sistema de refrigeração (Capítulo 6, Secção 6.1).

Tabela 7.1 - Consumos e poupanças energéticas obtidos com a implementação do sistema de recuperação de calor.

	Consumo inicial (kWh)	Consumo final (kWh)	Poupança (kWh)
Aquecimento de água	90,69	74,69	16,00
Ar Condicionado	39,13	37,82	1,31
Refrigeração	8,71	8,24	0,47
Total	138,53	120,75	17,78

Com os ganhos energéticos conseguidos com a instalação de um sistema de recuperação de calor já definidos (Tabela 7.1) importa agora analisar individual e globalmente cada um desses ganhos: ganho energético no aquecimento de água; ganho energético no sistema de AC por diminuição da potência elétrica por ele requerida; ganho energético por aumento do COP do sistema de refrigeração ao libertar calor para a água.

A estimativa para o volume interno do reservatório é de 300 litros; no entanto, o volume interno do reservatório é uma variável do sistema que influencia a poupança de energia no aquecimento de água. O gráfico da Figura 7.1 permite analisar e avaliar a poupança em kWh em função do aumento ou diminuição do volume interno do reservatório.

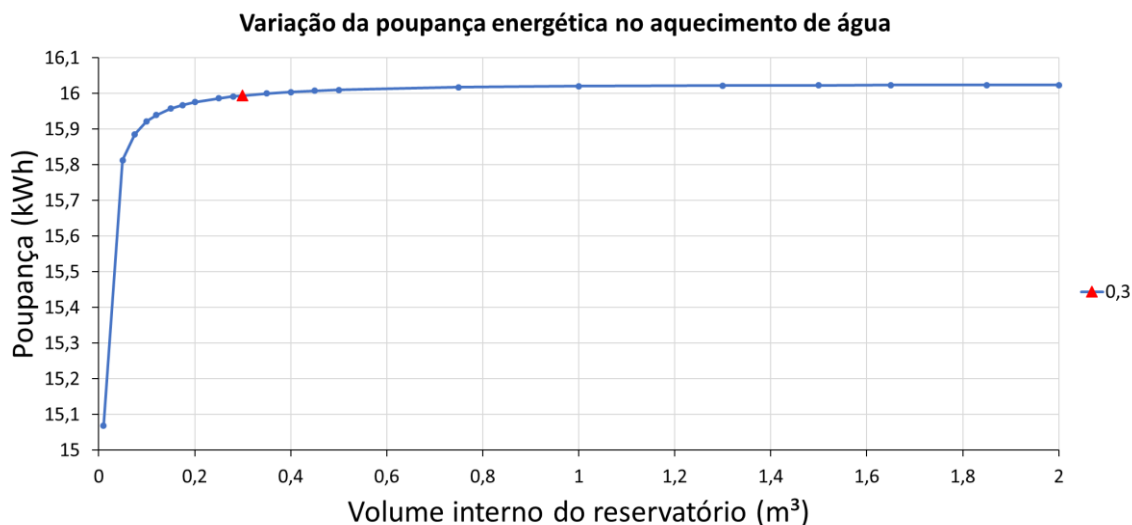


Figura 7.1 - *Varição da poupança energética no aquecimento de água com o aumento do volume interno do reservatório.*

Como se pode observar no gráfico da Figura 7.1, à medida que o volume interno do reservatório vai aumentando a poupança energética no aquecimento de água vai convergindo para o valor de 16,03 kWh, ou seja, a reta horizontal que passa por este valor é uma assíntota do gráfico. Portanto, à medida que aumenta o volume interno do reservatório a poupança energética no aquecimento de água aumenta muito pouco, sendo que reservatórios com volumes elevados não são viáveis no sistema de recuperação de calor. Por outro lado, reservatórios com volumes muito pequenos levam a que a poupança energética seja menor, podendo estes não ter capacidade para responder ao caudal de água requerido e, além disso, atingem-se no seu interior temperaturas muito elevadas. No gráfico está assinalado o ponto considerado para o dimensionamento do reservatório (0,3 m³) a que corresponde uma poupança energética no aquecimento de água de 16 kWh. A partir deste ponto, e como referido anteriormente, a poupança energética no aquecimento de água mantém-se sensivelmente constante, pelo que, energeticamente não compensa ter um reservatório com um volume maior.

O desempenho do sistema de recuperação de calor, no que diz respeito ao pré-aquecimento de água, pode ser avaliado pela percentagem de energia que se poupa com o pré-aquecimento de água face às necessidades totais de aquecimento de água (Equação 7.1).

$$Poupança_{aq} (\%) = \frac{Q_{poupança}}{Q_{aq}} \times 100 \quad (7.1)$$

Pela Equação 7.1 vem que a percentagem de energia que se poupa no aquecimento de água com a integração de um sistema de recuperação de calor é aproximadamente igual a 17,64%.

A performance do sistema de recuperação de calor, no que respeita ao ganho energético no sistema de AC, pode ser avaliada pela percentagem de energia elétrica

que não é fornecida ao sistema face à energia elétrica requerida pelo mesmo quando o sistema de recuperação de calor não está integrado no restaurante (Equação 7.2).

$$Poupança AC (\%) = \frac{W_{poupança AC}}{W_{AC}} \times 100 \quad (7.2)$$

Através da Equação 7.2 verifica-se que a percentagem de energia elétrica que se poupa no acionamento do sistema de AC com a incorporação de um sistema de recuperação de calor é aproximadamente igual a 3,35%.

Com a integração de um sistema de recuperação de calor obtêm-se ganhos energéticos no próprio sistema de refrigeração. O ganho energético está na diminuição da energia elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração e que resulta do aumento do COP. Isto acontece porque o calor libertado pelo condensador para o ar ambiente da sala passa a ser libertado para pré-aquecer água, e ao libertar calor para água a temperatura de condensação passa a ser mais baixa, dado que se consegue transferir a mesma quantidade de calor para a água a uma temperatura mais baixa, isto em relação ao ar. Para avaliar o desempenho do sistema de recuperação de calor em relação à diminuição da energia elétrica requerida pelo sistema de refrigeração, ou seja, aumento do COP do mesmo, recorre-se às Equações 7.3 e 7.4, que expressam essa diminuição e aumento em termos percentuais, respetivamente.

$$Diminuição W_c (\%) = \frac{W_{poupança SR}}{W_c} \times 100 \quad (7.3)$$

$$Aumento COP (\%) = \left(\frac{COP_{SRC}}{COP} \times 100 \right) - 100 \quad (7.4)$$

A partir da Equação 7.4 verifica-se em termos percentuais que o COP do sistema de refrigeração aumenta 5,69% face ao COP inicial do sistema com o condensador a libertar calor para o ar. Este aumento do COP acontece devido à diminuição da energia elétrica requerida pelo sistema de refrigeração. Em termos percentuais, a energia elétrica requerida pelo sistema de refrigeração com um sistema de recuperação de calor incorporado é aproximadamente 5,36% inferior face à energia elétrica requerida inicialmente, isto é, sem o sistema de recuperação de calor.

Como visto nos capítulos anteriores o ganho energético no aquecimento de água, no acionamento do sistema de AC e no acionamento do sistema de refrigeração são dependentes uns dos outros. Isto acontece porque o calor libertado pelo condensador do sistema de refrigeração passa a ter como fluido de arrefecimento a água e, conseqüentemente, esse calor não é libertado para o ar ambiente da sala do restaurante, o que leva a um ganho energético na instalação de AC. O calor do condensador do sistema de refrigeração é agora libertado para a água, o que leva a um aumento do COP devido à diminuição de energia elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração. Sendo assim, interessa avaliar através do índice expresso em percentagem pela Equação 7.5 a poupança energética a nível global (necessidades de aquecimento, energia elétrica que é necessária fornecer ao sistema de AC e ao sistema de refrigeração).

$$Poupança\ global\ (\%) = \frac{Q_{poupança} + W_{poupança\ AC} + W_{poupança\ SR}}{Q_{aq} + W_{AC} + W_c} \times 100 \quad (7.5)$$

Na Tabela 7.1 estão quantificados os consumos energéticos iniciais dos três sistemas (aquecimento de água, sistema de AC e sistema de refrigeração), bem como as poupanças energéticas obtidas com a implementação do sistema de recuperação de calor. Portanto, a Equação 7.5 resulta da divisão entre o consumo energético total no restaurante (138,53 kWh) e a poupança energética total (17,78 kWh). Com a Equação 7.5 avalia-se em termos percentuais a poupança energética global relativamente à energia total gasta no aquecimento de água, no acionamento do sistema de AC e do sistema de refrigeração. Portanto, em termos globais a percentagem de poupança energética obtida com a instalação de um sistema de recuperação de calor é aproximadamente igual a 12,83%.

Como se verifica pelos índices de desempenho apresentados sob a forma de percentagem, existe uma parte significativa das necessidades de aquecimento de água que são supridas (17,64%) com a implementação de um sistema de recuperação de calor. Quanto ao acionamento do sistema de AC e do sistema de refrigeração, as poupanças energéticas obtidas são menores do que a poupança energética obtida no aquecimento de água, 3,35% e 5,36%, respetivamente. A nível global, ou seja, considerando o aquecimento de água, o acionamento do sistema de AC e do sistema de refrigeração, a poupança energética obtida com a instalação de um sistema de recuperação de calor permite uma diminuição do consumo energético no restaurante de 12,83%.

Capítulo 8 : Conclusões

No decorrer desta dissertação foram identificadas e caracterizadas as potenciais fontes de calor residual em sistemas de refrigeração e, analogamente, em outro tipo de sistemas. Após isso foram analisadas as diferentes tecnologias e metodologias de aproveitamento do calor rejeitado por diversos processos, incluindo e enfatizando o processo de produção de frio, bem como as potenciais aplicações e utilizações desse calor residual.

Através do modelo e simulação energética foi possível fazer uma avaliação preliminar da viabilidade da recuperação de calor a partir de sistemas de refrigeração para pré-aquecimento de AQS. Por conseguinte, a opção de aproveitar o calor em instalações onde haja simultaneamente necessidades de frio e de calor reduz os consumos energéticos associados à utilização de fontes externas de energia para a produção de calor. Setores como o da restauração têm grande potencial para este aproveitamento de calor, dado que apresentam simultaneamente procura de frio e de calor.

Apesar do sistema de refrigeração analisado ter uma capacidade frigorífica baixa (500 W), o que implica que as quantidades de calor libertado no condensador sejam baixas, a recuperação de calor é viável. Os ganhos energéticos conseguidos através da simulação energética do sistema de recuperação de calor espelham essa viabilidade. Em termos parciais, o ganho energético conseguido no pré-aquecimento de água representa a supressão de 17,6% das necessidades totais de aquecimento. O ganho energético conseguido na instalação de AC representa uma redução de 3,4% na energia elétrica que é necessária fornecer para o seu acionamento. Outro ganho energético que é alcançado com o aproveitamento de calor diz respeito à redução de 5,4% da energia elétrica que é necessário fornecer ao sistema pois há um aumento do COP do sistema de 5,7% quando o calor é libertado para a água do reservatório e não para o ambiente do compartimento onde se encontra instalado o sistema de refrigeração. A nível global, o ganho energético total alcançado no restaurante com a incorporação de um sistema de recuperação de calor resulta na diminuição de 12,8% do consumo energético, tendo em conta os sistemas de aquecimento de água, de AC e de refrigeração.

Um dos fatores para que as poupanças energéticas não sejam ainda mais elevadas (em termos percentuais) reside no facto de o condensador libertar calor para a água, em vez de ser para o ar, resultar numa diminuição da energia elétrica que é necessária fornecer ao sistema de refrigeração. Ao ser reduzido o requisito de compressão do fluido refrigerante, o calor libertado no condensador é menor e, conseqüentemente, os ganhos energéticos também são menores. Ao nível do pré-aquecimento de água, um dos fatores chave para a obtenção de um ganho energético maior é a estimativa e otimização do volume do reservatório de água que permite

armazenar energia térmica, dado que a disponibilidade e necessidade de calor não são coincidentes.

Com a avaliação da viabilidade de aproveitamento de calor a partir de sistemas de refrigeração realizada na presente dissertação conclui-se que, para o caso específico de um restaurante, o aproveitamento de calor é viável em termos energéticos. Como se verifica pelos índices de desempenho apresentados, uma parte significativa das necessidades totais de aquecimento de água no restaurante são supridas. Já no que diz respeito ao acionamento dos sistemas de AC e de refrigeração os ganhos energéticos são menores (em termos percentuais) do que no pré-aquecimento de água; no entanto, esses ganhos energéticos são relevantes. No geral, o consumo energético no restaurante pelos três sistemas é diminuído numa percentagem interessante e que comprova a viabilidade, em termos energéticos, do aproveitamento de calor a partir de sistemas de refrigeração, para o caso específico de um restaurante.

Tendo em conta o tema da dissertação sugerem-se algumas propostas para trabalhos futuros. Sugere-se que seja feito um estudo dos custos que são reduzidos com a implementação de aproveitamento de calor em instalações como é o caso de um restaurante. Sugere-se também a realização de um estudo aprofundado da influência e dos efeitos da variação da temperatura e pressão de condensação do sistema de refrigeração na quantidade e qualidade do calor recuperado. No âmbito dos ganhos energéticos descritos nesta dissertação sugere-se que seja realizado um estudo das tecnologias e metodologias de aproveitamento de calor em instalações deste tipo, bem como a estimativa do *payback* (retorno do investimento) de maneira a avaliar a viabilidade económica da solução de recuperação de calor. As sugestões destes estudos confluem na principal proposta de trabalhos futuros que se sugere, que consiste na realização de um projeto de recuperação de calor que permita a conceção de um sistema real de aproveitamento do calor libertado pelo condensador de sistemas de refrigeração.

Bibliografia

- [1] EREC, “Renewable Energy Technology Roadmap 20% by 2020,” *Renew. Energy*, 2008.
- [2] ADENE, “MEDIDAS DE EFICIÊNCIA,” 2017. [Online]. Available: <http://www.adene.pt/textofaqs/industria>. [Accessed: 04-Apr-2017].
- [3] R. Law, A. Harvey, and D. Reay, “Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 53, no. 2, pp. 188–196, 2013.
- [4] M. Kolokotroni, S. A. Tassou, and B. L. Gowreesunker, “Energy aspects and ventilation of food retail buildings,” *Adv. Build. Energy Res.*, vol. 9, no. 1, pp. 1–19, 2015.
- [5] K. Fikiin *et al.*, “Refrigerated warehouses as intelligent hubs to integrate renewable energy in industrial food refrigeration and to enhance power grid sustainability,” *Trends Food Sci. Technol.*, vol. 60, pp. 96–103, 2017.
- [6] N. Pardo, K. Vatopoulos, A. Krook-Riekkola, J. A. Moya, and A. Perez, “Heat and cooling demand and market perspective,” 2012.
- [7] S. Sawalha, “Supermarket refrigeration and recovery using CO₂ as refrigerant,” no. June, 2014.
- [8] H. E. Solutions, “Analysis on Energy Use by European Hotels: Online Survey and Desk Research,” *Hotel Energy Solut. Proj. Publ.*, 2011.
- [9] V. Magueijo *et al.*, “Medidas de Eficiência Energética Aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um enquadramento tecnológico sucinto,” *Medidas Eficiência Energética Indústria -SGCIE*, 2010.
- [10] İ. Dinçer and M. Kanoğlu, *Refrigeration Systems and Applications*, 2^a ed. United Kingdom: John Wiley & Sons, Ltd, 2010.
- [11] M. N. da Silva, *Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial*. Rio de Janeiro, Brasil, 2005.
- [12] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Boston: McGraw-Hill, 2006.
- [13] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2^a ed. EUA: McGraw-Hill, 2000.
- [14] W. F. Stoecker and J. M. S. Jabardo, *Refrigeração Industrial*, 2^a ed. São Paulo, Brasil: Edgard Blucher Ltda, 2002.
- [15] S. Brückner, S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza, and E. Lävemann, “Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies,” *Appl. Energy*, vol. 151, pp. 157–167, 2015.
- [16] G. P. Hammond and J. B. Norman, “Heat recovery opportunities in UK industry,” *Appl. Energy*, vol. 116, pp. 387–397, 2014.

- [17] “Heat Recovery Systems Information: Heat Recovery,” *The Renewable Energy Hub*. [Online]. Available: <https://www.renewableenergyhub.co.uk/heat-recovery-systems-information/>. [Accessed: 10-Sep-2017].
- [18] D. O’Brien, “Industrial Heat Recovery.” Industrial Utilities LTD.
- [19] “Energy Recovery,” *Carnot Refrigeration*, 2017. [Online]. Available: <http://www.carnotrefrigeration.com/en/refrigeration/energy-recovery>. [Accessed: 18-Sep-2017].
- [20] D. T. Reindl, T. B. Jekel, and D. Dettmers, “Heat Recovery Opportunities in Industrial Refrigeration,” *ASHRAE J.*, vol. 6, no. 4, pp. 1–14, 2007.
- [21] J. Arias and P. Lundqvist, “Heat recovery and floating condensing in supermarkets,” *Energy Build.*, vol. 38, no. 2, pp. 73–81, 2006.
- [22] W. F. Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook*, 1^a ed. EUA: McGraw-Hill, 1998.
- [23] Siemens Building Technologies, “Heat recovery in the refrigeration cycle,” *Siemens Switz. Ltd*, vol. Order no.
- [24] Carbon Trust, “Heat recovery checklist and briefing note,” 2012.
- [25] AMPC, “Heat Recovery From Refrigeration Systems,” pp. 1–4, 2013.
- [26] J. Arias, *Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements*. 2005.
- [27] B. Ekman *et al.*, “Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems,” vol. 46, no. 0, pp. 1–23, 2008.
- [28] Z. Zhao, Z. Xing, F. Hou, Y. Tian, and S. Jiang, “Theoretical and experimental investigation of a novel high temperature heat pump system for recovering heat from refrigeration system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 107, pp. 758–767, 2016.
- [29] H. R. Chillers, “Heat recovery from chilled water systems,” no. April, pp. 1–293, 2008.
- [30] Carbon Trust, “Heat Recovery.” UK, 2011.
- [31] “Desuperheats,” *Commercial Energy Systems*, 2016. [Online]. Available: <http://c03.apogee.net/contentplayer/?coursetype=ces&utilityid=northwestern&id=1126>. [Accessed: 20-Sep-2017].
- [32] Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, “Refrigerant Equipment,” *Engineering Reference — EnergyPlus 8.5*, 2016. .
- [33] L. A. de C. Zuzarte and J. R. S. Moreira, “Recuperação Do Calor Rejeitado Em Condensadores De Refrigeradores De Pequeno Porte Para Aquecimento De Água,” São Paulo, Brasil, 2015.
- [34] S. T. Spencer, “Projectos de Energia Solar para Aquecimento de Água.” ADENE-Agência para a Energia, pp. 1–42.
- [35] D. Fisher, C. Wallace, and A. Karas, “Energy Efficiency Potential of Gas-Fired Commercial Hot Water Heating Systems in Restaurants,” San Francisco, California, 2007.

-
- [36] D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. Rio de Janeiro, Brasil: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2008.
- [37] U. Jarfelt and O. Ramnäs, "Thermal conductivity of polyurethane foam - best performance Thermal conductivity of polyurethane foam Best performance," *10th Int. Symp. Dist. Heat. Cool.*, no. September, p. 12, 2006.
- [38] M. J. Moran and H. N. Shapiro, "Fundamentos Termodinâmica Técnica." Editorial Reverté, S.A., 2004.
- [39] J. H. L. IV and J. H. V Lienhard, *A heat transfer textbook*, 3^a ed. Massachusetts, EUA: J. H. Lienhard V, 2001.
- [40] "Ar Condicionado - Tabela de Preços." LG Electronics Portugal S.A., 2015.
- [41] C. P. dos Santos and L. Matias, "ITE 50 - Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da envolvente de edifícios." LNEC, 2010.
- [42] D. Y. Goswami, *Principles of Solar Engineering*, 3^a ed., vol. 1. Taylor & Francis Grou, LLC, 2015.
- [43] ASHRAE, *2001 ASHRAE Handbook: Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2001.
- [44] ASHRAE, *ASHRAE guide for air-conditioning, heating, ventilation, refrigeration*, 8^a ed. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2013.