



UNIVERSIDADE DE  
COIMBRA

Francisco Cerveira Castanheira

**PROJETO E ANÁLISE DE VIABILIDADE  
TÉCNICA-ECONÓMICA DE UM SISTEMA DE  
TRIGERAÇÃO UTILIZANDO BIOMASSA**

**Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica na  
Especialidade de Energia e Ambiente, orientada pelo Professor Doutor Márcio  
Duarte Albino dos Santos e pelo Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes,  
apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências  
e Tecnologia da Universidade de Coimbra.**

Fevereiro de 2023



1 2



9 0

FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE  
COIMBRA

# **PROJETO E ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA- ECONÓMICA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO UTILIZANDO BIOMASSA**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

## **Design and Analysis of Technical-Economic Feasibility of a Trigeneration System using Biomass**

**Autor**

**Francisco Cerveira Castanheira**

**Orientadores**

**Márcio Duarte Albino dos Santos**

**Ricardo António Lopes Mendes**

**Júri**

<b>Presidente</b>	<b>Professor Doutor José Carlos Miranda Góis</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Orientador</b>	<b>Professor Doutor Márcio Duarte Albino dos Santos</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Vogais</b>	<b>Pedro Miguel Martins Ferreira</b> <b>MSc Engenheiro de Projeto da Sciven Lda</b>

**Coimbra, fevereiro, 2023**



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, quero agradecer à minha família por todo o apoio que me deram ao longo do meu percurso académico e em especial durante o desenvolvimento desta dissertação.

Quero também deixar um agradecimento aos meus amigos, especialmente à Dalila, ao Diogo e ao Frederico que estiveram do meu lado desde o início do curso, nos bons e nos maus momentos.

Por fim, mas não menos importante, quero agradecer aos meus orientadores, o Professor Doutor Márcio Duarte Albino dos Santos e o Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes, pela supervisão prestada na realização desta dissertação de mestrado.



## Resumo

O planeta em que vivemos sofre diariamente com a elevada dependência de combustíveis fósseis, com o aumento constante do preço dos mesmos e com o aumento do consumo energético num contexto industrial e doméstico, quase sempre associado a uma baixa eficiência energética. Assim, torna-se urgente a utilização de tecnologias de produção de energia mais eficientes e, ao mesmo tempo, menos poluentes.

Sistemas de produção combinada de energia, como sistemas de cogeração e sistemas de trigerção conseguem produzir energia elétrica, energia térmica e frio a partir de uma fonte de energia primária. Com a utilização destes sistemas consegue-se reduzir o consumo de energia primária e, como consequência, reduzir as emissões de gases poluentes para a atmosfera.

Nesta dissertação faz-se o estudo da viabilidade técnica-económica de um sistema de trigerção, constituído por uma caldeira a biomassa, um ciclo orgânico de Rankine (ORC) e um chiller de absorção (ACH), para satisfazer as necessidades energéticas de um complexo hoteleiro situado na ilha Pulau Ubin em Singapura. Para a realização deste estudo fez-se a modelação do sistema de trigerção em MATLAB, que permitiu fazer uma análise paramétrica e definir o ponto de funcionamento da central de trigerção.

Após definir o ponto de funcionamento obtiveram-se os resultados do sistema e um custo anual de funcionamento da central de trigerção de 396 543 €. O custo anual de funcionamento da central de trigerção é comparado com o custo anual de funcionamento de um sistema de produção de calor (199 428 €) e um sistema de produção de frio (348 993 €) capazes de satisfazer as mesmas necessidades energéticas. Com a aplicação do sistema de trigerção consegue-se uma poupança no custo anual de funcionamento de aproximadamente 27.7%.

Posto isto, este trabalho permitiu concluir que a aplicação do sistema de trigerção na ilha de Pulau Ubin é viável.

**Palavras-chave:** Trigerção, Cogeração, Biomassa, Ciclo Orgânico de Rankine, Chiller de Absorção, Viabilidade Técnica-económica



## Abstract

The planet we live on suffers daily from the high dependence on fossil fuels, with the constant increase in their prices and with the increase in energy consumption in an industrial and domestic context, almost always associated with low energy efficiency. Thus, it becomes urgent to use more efficient energy production technologies and, at the same time, less polluting.

Combined energy production systems, such as cogeneration systems and trigeneration systems, can produce electrical energy, thermal energy and cold from a primary energy source. With the use of these systems, it is possible to reduce the consumption of primary energy and, therefore, reduce the emissions of polluting gases into the atmosphere.

In this master thesis, a technical-economic analysis of a trigeneration system is made consisting of a biomass boiler, an organic Rankine cycle (ORC) and an absorption chiller (ACH), to meet the energy needs of the island Pulau Ubin in Singapore. In order to carry out this study, the trigeneration system was modeled in MATLAB, which allowed a parametric analysis and definition of the operating point of the trigeneration system.

After defining the operating point, the outputs of the system and the annual running cost of 396 543 € were obtained. The annual running cost of the trigeneration plant is compared with the annual running cost of a heat production system (199 428 €) and a cooling production system (348 993 €) capable of meeting the same energy needs. With the application of the trigeneration system, savings in annual operating costs of approximately 27.7% are achieved.

That said, this work concluded that the application of the trigeneration system on the island of Pulau Ubin is feasible.

**Keywords:** Trigeneration, Cogeneration, Biomass, Organic Rankine Cycle, Absorption Chiller, Technical-economic Feasibility.



---

## Índice

Índice de Figuras .....	ix
Índice de Tabelas .....	xi
Simbologia e Siglas .....	xiii
Simbologia.....	xiii
Subscritos .....	xiii
Siglas .....	xiv
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Enquadramento e Motivação .....	1
1.2. Sistemas de Produção Combinada de Energia.....	3
1.3. Objetivos.....	3
1.4. Metodologia.....	3
1.5. Estrutura da Tese .....	4
2. Tecnologias de cogeração e trigerção .....	5
2.1. Cogeração .....	5
2.1.1. Motor de Combustão Interna (MCI).....	6
2.1.2. Turbina a Gás.....	7
2.1.3. Pilha de Combustível.....	8
2.1.4. Motor Stirling .....	8
2.1.5. Ciclo Orgânico de Rankine (ORC).....	9
2.2. Trigerção .....	10
2.2.1. Refrigeração com Chiller de Absorção (ACH) .....	12
2.2.2. Refrigeração com Chiller de Adsorção .....	13
2.2.3. Refrigeração por Desumidificação Dessecante .....	14
3. Revisão Bibliográfica .....	17
4. Caso de estudo .....	25
4.1. Caracterização das Necessidades Energéticas .....	25
4.2. Central de Trigerção Proposta.....	27
4.2.1. Funcionamento do Ciclo orgânico de Rankine (ORC).....	27
4.2.2. Funcionamento do Chiller de Absorção (ACH).....	28
5. Modelação da central de trigerção .....	31
5.1. Ciclo Orgânico de Rankine (ORC).....	31
5.2. Ciclo de Refrigeração por Absorção.....	33
5.3. Central de trigerção .....	36
6. Resultados da modelação.....	37
6.1. Análise paramétrica .....	37
6.2. Ponto de funcionamento .....	41
6.3. Aplicação prática .....	42
6.4. Comparação com produção separada de energia .....	43
7. Conclusões.....	49

7.1. Trabalhos futuros.....	50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	51
APÊNDICE A – MODELAÇÃO DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	55

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Tendências das emissões de gases com efeito de estufa [2].	2
Figura 2.1. Central convencional vs central de cogeração [14].	5
Figura 2.2. Esquema de um sistema de trigerção.	11
Figura 2.3. Benefícios dos sistemas de trigerção [3].	11
Figura 2.4. Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração por absorção [38].	13
Figura 2.5. Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração por adsorção [43].	14
Figura 2.6. Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração dessecante [45].	15
Figura 3.1. Sistema 1 de 3, proposto por Tzivanidis et al [48] para um sistema de trigerção.	17
Figura 3.2. Sistema 2 de 3, proposto por Tzivanidis et al [48] para um sistema de trigerção.	18
Figura 3.3. Sistema 3 de 3, proposto por Tzivanidis et al [48] para um sistema de trigerção.	18
Figura 3.4. Configuração do sistema com recuperador de calor intermédio [50].	20
Figura 3.5. Diagrama esquemático do sistema de trigerção [51].	21
Figura 3.6. Central de trigerção [7].	22
Figura 4.1. Localização da ilha Pulau Ubin [53].	25
Figura 4.2. Perfil de consumo médio horário de energia.	26
Figura 4.3. Central de trigerção proposta.	27
Figura 6.1. Influência da temperatura do condensador do ORC no rendimento térmico do ORC.	38
Figura 6.2. Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento térmico do ORC.	38
Figura 6.3. Influência da temperatura do gerador do ACH no coeficiente de performance do ACH.	39
Figura 6.4. Influência da temperatura do evaporador do ACH no coeficiente de performance do ACH.	39
Figura 6.5. Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento da central de trigerção (aquecimento).	40
Figura 6.6. Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento da central de trigerção (arrefecimento).	40
Figura 6.7. Comparação entre o custo mensal de funcionamento do sistema de trigerção com o custo mensal de funcionamento dos sistemas de produção separada de energia.	48



---

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Vantagens e desvantagens dos MCI, adaptado de [13]. .....	6
Tabela 2.2. Vantagens e desvantagens de turbinas a gás, adaptado de [13]......	7
Tabela 2.3. Vantagens e desvantagens de pilhas de combustível, adaptado de [13]......	8
Tabela 2.4. Vantagens e desvantagens de motores Stirling, adaptado de [13]......	9
Tabela 2.5. Vantagens e desvantagens de um ORC, adaptado de [23]. .....	10
Tabela 4.1. Consumos médios horários mensais de energia, adaptado de [53]. .....	26
Tabela 5.1. Parâmetros de entrada com valor fixo. ....	31
Tabela 6.1. Valores escolhidos para o ponto de funcionamento do sistema de trigerção. 41	
Tabela 6.2. Outputs do sistema de trigerção. ....	41
Tabela 6.3. Resultados obtidos para a situação de arrefecimento. ....	42
Tabela 6.4. Resultados obtidos para a situação de aquecimento. ....	43
Tabela 6.5. Custo de funcionamento mensal do sistema de trigerção, para a situação de arrefecimento. ....	45
Tabela 6.6. Custo de funcionamento mensal do sistema de trigerção, para a situação de aquecimento.....	46
Tabela 6.7. Custo de funcionamento mensal para um sistema de refrigeração por compressão e de aquecimento para uma caldeira a gás natural. ....	47
Tabela 6.8. Custo anual do sistema de trigerção vs Custo anual de produção separada de energia .....	48



## SIMBOLOGIA E SIGLAS

---

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

C – Custo [€]

h – Entalpia [J/kg]

m – Massa [kg]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [kg/s]

P – Potência [kW]

p – Pressão [kPa]

$\dot{Q}$  – Potência térmica [kW]

RendEletORC – Rendimento elétrico do ORC [%]

RendTriFrio – Rendimento da central de trigeração para produção de calor, eletricidade e frio [%]

RendTriCalor – Rendimento da central de trigeração para produção de calor e eletricidade [%]

T – Temperatura [°C]

W – Trabalho realizado [kW]

X – Fração mássica [%]

$\eta$  – Eficiência [%]

$\rho$  – Massa volúmica [kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta T$  – Diferença de temperaturas [°C]

### Subscritos

a – Absorver

aquec – Aquecimento

comb – Combustion

*cg* – Condenser-Generator

*comp* – Compressor

*cald* – Caldeira

*cond* – Condenser

*el* – Electric

*evap* – Evaporator

*f* – Fluid

*func* – Funcionamento

*g* – Generator

*h* – Heat

*he* – Heat exchanger

*is* – Isentropic

*P* – Pump

*p* – Pressure

*r* – Refrigerant

*refr* – Refrigeração

*str* – Strong

*tri* – Trigeração

*T* – Turbine

*tot* – Total

*w* – Weak

## **Siglas**

ACH – Chiller de Absorção (“Absorption Chiller Heater”)

COP – Coeficiente de performance (“Coefficient of performance”)

HRS – Heat Recovery System

MCI – Motor de Combustão Interna

ORC – Ciclo Orgânico de Rankine (“Organic Rankine Cycle”)

PTC – Parabolic Trough Solar Collector

PCI – Poder Calorífico Inferior

# 1. INTRODUÇÃO

Na presente tese faz-se o estudo da viabilidade técnica-económica de um sistema de produção combinada de eletricidade, calor e frio (sistema de trieração) utilizando biomassa como fonte de energia primária para utilização num centro comercial substituindo as tecnologias comuns de produção de calor e frio de forma separada.

A utilização da energia térmica de uma caldeira a biomassa é convertida em eletricidade e calor através de um ciclo orgânico de Rankine (ORC), enquanto a produção de frio para climatização é obtida através de um ciclo de refrigeração por absorção, também conhecido por chiller de absorção (ACH) acoplado ao condensador do ORC que funciona como fonte quente do ACH.

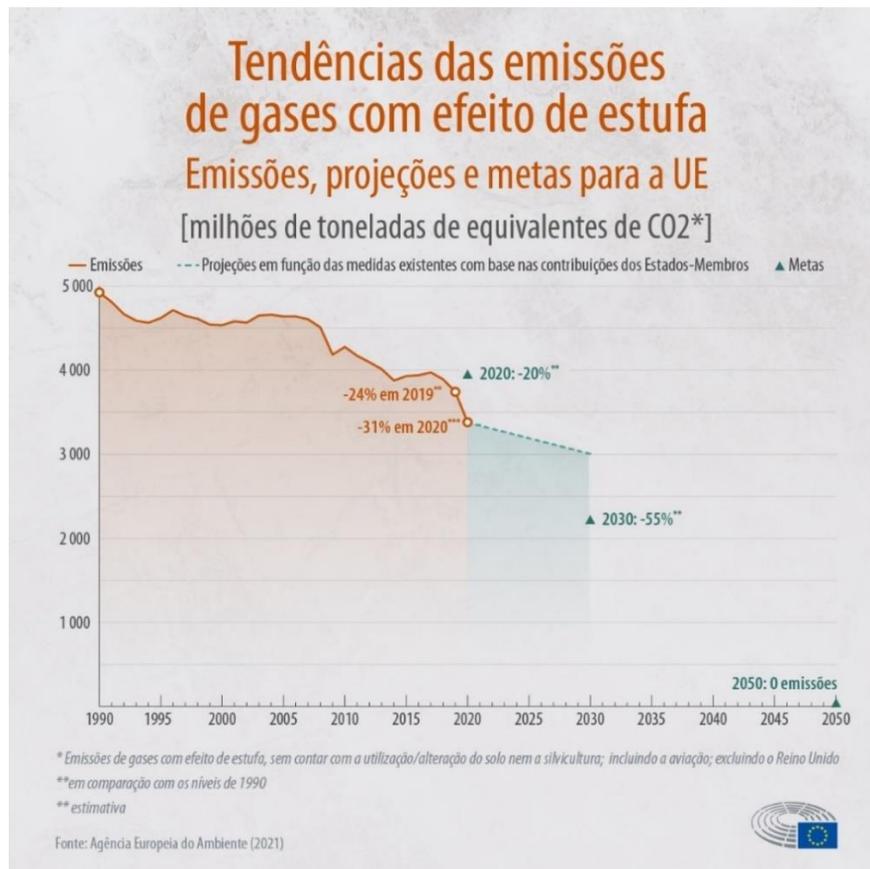
## 1.1. Enquadramento e Motivação

O planeta em que vivemos sofre diariamente com a elevada dependência de combustíveis fósseis, com o aumento constante do preço dos mesmos e com o aumento do consumo energético num contexto industrial e doméstico. O aumento do consumo de combustíveis fósseis, originado pelo maior consumo energético, tem gerado graves problemas ambientais e acentua a preocupação relativa à escassez dos mesmos.

Em 2008 a União Europeia estabeleceu o objetivo de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa em 20% até 2020 relativamente aos níveis de emissões registados em 1990.

Em 2015, no âmbito do Acordo de Paris, a União Europeia comprometeu-se a reduzir as emissões em pelo menos 40% até 2030 relativamente aos níveis registados em 1990. Os resultados, evidenciados na Figura 1.1, mostram que se conseguiu uma redução das emissões de 24% até 2019 e de 31% até 2020, em parte devido à pandemia causada pelo vírus COVID-19. De acordo com a Agência Europeia do Ambiente, a pandemia teve um impacto significativo no consumo de energia primária e energia final em 2020. O resultado foi uma queda histórica no consumo de energia, atingindo os níveis mais baixos desde 1990 [1].

Em 2021 estabeleceu-se que a meta de redução das emissões até 2030 passaria para uma redução de 55% e impôs-se o objetivo de neutralidade carbónica até 2050.



**Figura 1.1.** Tendências das emissões de gases com efeito de estufa [2].

O crescimento populacional e o avanço tecnológico nas últimas duas décadas, juntamente com o desejo por padrões de vida e níveis de conforto mais elevados, levaram a um aumento sem precedentes no consumo de energia em todo o mundo [3].

O consumo de energia em edifícios, principalmente energia elétrica, aquecimento e refrigeração, contribuem para cerca de 20-40% do consumo total de energia, com contribuição semelhante na União Europeia e nos Estados Unidos da América relativamente a emissões de dióxido de carbono [4]–[6]. A maioria dos edifícios estão dependentes de grandes centrais de produção de energia elétrica que apresentam elevadas perdas de energia, maioritariamente sob a forma de calor. Com perdas adicionais na transmissão de eletricidade, apenas 35-45% da energia produzida é que chega ao consumidor final [3].

## **1.2. Sistemas de Produção Combinada de Energia**

Sistemas de produção combinada de energia ou Intergrated Energy Systems, são sistemas que combinam a produção de energia elétrica com a produção de energia térmica através do aproveitamento do calor desperdiçado na produção de eletricidade para aquecimento e refrigeração. Estes sistemas são construídos perto do local de consumo, evitando perdas na transferência de eletricidade e calor.

A aplicação de sistemas de Cogeração e Trigeriação em edifícios apresenta uma boa relação custo-benefício, especialmente em países com preços de combustíveis elevados [7]. Em geral, estas tecnologias de produção combinada de energia apresentam benefícios como: menor dependência de combustíveis, redução das emissões de gases de efeito de estufa e melhoria na transmissão de energia elétrica [8], [9].

## **1.3. Objetivos**

A presente dissertação tem como objetivo fazer uma análise técnica e económica de um sistema de trigeriação, comparando o seu custo de funcionamento com o custo que se teria caso as necessidades energéticas fossem satisfeitas por sistemas convencionais de aquecimento e refrigeração.

## **1.4. Metodologia**

Numa primeira fase será feita uma abordagem teórica relativamente aos conceitos de cogeração e trigeriação.

De seguida apresenta-se uma revisão bibliográfica onde serão apresentados alguns trabalhos relacionados com sistemas de cogeração e trigeriação por forma a perceber quais as tecnologias mais utilizadas e quais as configurações que apresentam melhor eficiência nestes sistemas.

Numa terceira fase é apresentada uma proposta para a configuração do sistema de trigeriação e faz-se a modelação do ciclo de potência e de refrigeração recorrendo ao MATLAB, tendo em conta as necessidades energéticas do edifício.

Por fim serão apresentados alguns resultados relevantes como o calor útil produzido, a eficiência energética do sistema, o custo total de investimento e o período de retorno do investimento. Os resultados serão comparados com valores de um sistema convencional de

produção separada de eletricidade, calor e frio de forma a evidenciar as vantagens e desvantagens destas duas estratégias de produção de energia.

## **1.5. Estrutura da Tese**

No Capítulo 1 faz-se a apresentação do tema, o seu enquadramento e motivação, definem-se os objetivos que se pretendem alcançar e descreve-se a metodologia.

No Capítulo 2 faz-se uma abordagem teórica relativamente à cogeração, onde são abordadas as tecnologias mais usadas nestes sistemas.

No Capítulo 3 o assunto principal é a trigeração, mais concretamente as tecnologias usadas e as dimensões destes sistemas.

No Capítulo 4 expõem-se alguns trabalhos relacionados com os temas de cogeração e trigeração para evidenciar algumas das configurações já utilizadas e os resultados da sua aplicação.

No Capítulo 5 faz-se uma caracterização das necessidades térmicas, apresenta-se uma proposta para a configuração da central de trigeração e explica-se o funcionamento do ORC e do ACH.

No Capítulo 6 apresentam-se os pressupostos e as equações necessárias para a modelação matemática do ORC e do ACH.

No Capítulo 7 expõem-se os resultados e é faz-se uma análise dos mesmos, comparando-os com um caso convencional onde toda a energia elétrica é consumida diretamente da rede e o calor e frio são produzidos separadamente por equipamentos próprios.

Por fim, no Capítulo 8 faz-se uma conclusão relativamente ao trabalho desenvolvido.

## 2. TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO

### 2.1. Cogeração

A cogeração consiste na produção simultânea de potência e calor junto dos centros de consumo, a partir de um combustível seja ele fóssil ou renovável, permitindo o aproveitamento do calor para aplicações secundárias.

O aproveitamento do calor útil recuperado durante um processo de cogeração evita que se consuma um outro combustível para produzir essa mesma energia térmica, pelo que se reduz o consumo de combustível e as emissões de gases com efeito de estufa [10], [11]. Assim, os sistemas de cogeração fazem um uso eficiente de combustível, tal como se pode ver na Figura 2.1. O calor recuperado pode ser usado para processos de aquecimento, como por exemplo aquecimento de água para uso doméstico [12].

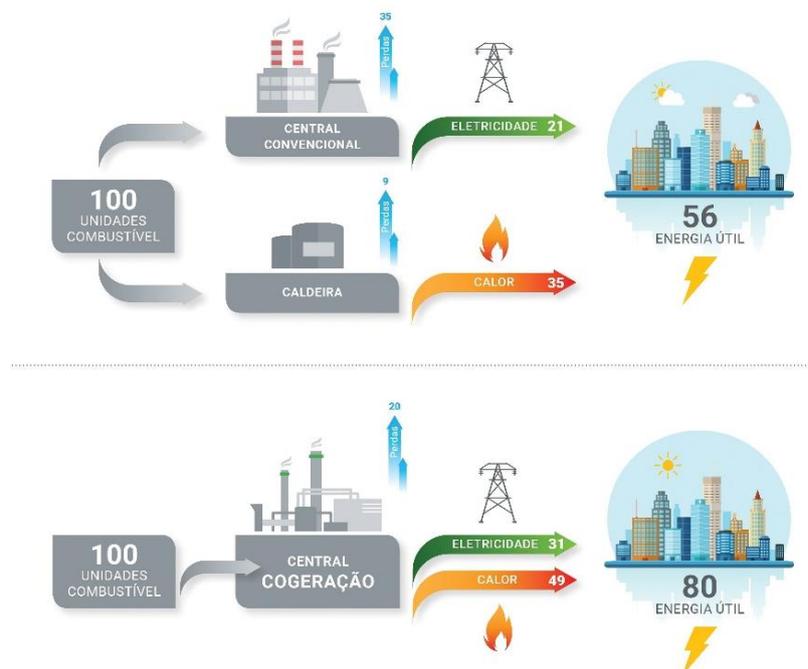


Figura 2.1. Central convencional vs central de cogeração [13].

Embora os sistemas de cogeração ofereçam várias vantagens técnicas, económicas e ambientais quando comparados com sistemas de produção separada de eletricidade e calor,

a eficiência diminui drasticamente em climas quentes, especialmente durante os meses de verão onde a necessidade de aquecimento é mínima [14].

Quando aplicada a edifícios, a cogeração tem de satisfazer as exigências elétricas e térmicas, ou satisfazer as necessidades térmicas e parte das necessidades elétricas, ou satisfazer a procura elétrica e parte da procura térmica [15]. Dependendo das necessidades elétricas e térmicas, e da estratégia de operação, os sistemas de cogeração podem ter de operar em condições de carga parcial. A energia excedente (eletricidade ou calor) pode ter de ser armazenada ou vendida, e a energia em falta (eletricidade ou calor) pode ter de ser compensada através de outras fontes [16].

### 2.1.1. Motor de Combustão Interna (MCI)

Os MCI apresentam uma curva de eficiência acima de 30% e uma produção de energia elétrica relativamente elevada e por isso são a tecnologia mais usada para sistemas de cogeração de média escala (100-5000 kW) [17]. Na Tabela 2.1 apresentam-se algumas vantagens e desvantagens dos motores de combustão interna.

Os MCI podem ser de dois tipos: motores de ignição por compressão, alimentados por produtos derivados de petróleo bruto como o diesel; motores de ignição por faísca, alimentados maioritariamente por gás natural ou gasolina.

O calor desperdiçado pelos MCI pode ser recuperado através dos gases de escape, que se encontram a uma temperatura entre os 200°C os 400°C, e através do sistema de refrigeração do motor, onde as temperaturas rondam os 90-125°C [18].

**Tabela 2.1.** Vantagens e desvantagens dos MCI, adaptado de [12].

<b>Motor de combustão interna (MCI)</b>	
<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Elevada disponibilidade	Emissões relativamente elevadas
Boa resposta a flutuações de carga	Necessidade de haver um sistema de refrigeração
Elevada fiabilidade quando devidamente mantidos	Custos de manutenção elevados

### 2.1.2. Turbina a Gás

Os sistemas de produção combinada de energia e calor através de uma turbina a gás são constituídos geralmente por um gerador, uma câmara de combustão, um recuperador, um compressor e uma turbina ligados por um eixo [18]. Na Tabela 2.2 encontram-se algumas características das turbinas a gás.

Recentemente têm-se desenvolvido microturbinas com capacidades entre 30 Kw e 400 kW para aplicações de pequena escala [19].

O processo termodinâmico de uma microturbina envolve a pressurização do ar de admissão pelo compressor. O ar comprimido e o combustível são misturados no interior de uma câmara de combustão. O gás resultante da combustão expande fazendo girar a turbina, que aciona o gerador e este produz energia elétrica. Os gases de escape à saída da turbina, são conduzidos até uma caldeira de recuperação de calor onde é produzido vapor para um determinado processo [15].

As microturbinas são consideradas atualmente como potenciais alternativas aos MCI convencionais, especialmente para sistemas de pequena escala [18]. Em comparação com os MCI, as turbinas a gás são mais compactas, requerem menos manutenção e os gases de escape, conseguem facilmente acionar tecnologias de refrigeração termicamente ativadas [20]. Contudo, a aplicação de microturbinas em edifícios ainda é relativamente limitada devido à baixa eficiência elétrica e má adaptação a variações de carga [3].

**Tabela 2.2.** Vantagens e desvantagens de turbinas a gás, adaptado de [12].

<b>Turbinas</b>	
<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Baixo custo inicial	Necessário combustível de elevada qualidade
Elevada disponibilidade	Baixa eficiência com o aumento da temperatura ambiente
Temperaturas de gases de escape elevadas	Níveis de ruído elevados
Baixas emissões	Períodos longos de manutenção

### 2.1.3. Pilha de Combustível

As pilhas de combustível são semelhantes às baterias na medida em que ocorre a produção de uma corrente contínua através de um processo eletroquímico sem combustão direta de combustível, mas podem operar indefinidamente desde que haja uma fonte contínua de combustível disponível [12]. A Tabela 2.3 apresenta algumas das vantagens e desvantagens das pilhas de combustível.

O funcionamento de uma pilha de combustível envolve a reação de hidrogénio com oxigénio na presença de um eletrólito para produzir eletricidade, sem combustão e sem trabalho mecânico. Água e calor são os produtos resultantes desta reação. A reação é alcançada através da oxidação eletroquímica do hidrogénio e da redução eletroquímica do oxigénio [15].

**Tabela 2.3.** Vantagens e desvantagens de pilhas de combustível, adaptado de [12].

<b>Pilhas de combustível</b>	
<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Baixo custo de funcionamento	Custo de compra elevado
Baixo impacto ambiental	Tecnologia ainda em desenvolvimento
Produção constante de eletricidade	Corrosão de eletrólitos líquidos
Baixo nível de ruído	
Pouca manutenção necessária	
Elevada eficiência	

### 2.1.4. Motor Stirling

Um motor Stirling é um motor térmico de combustão externa que opera segundo o ciclo de Carnot. Ao contrário dos MCI, o fornecimento de calor é feito através de fontes externas, permitindo o uso de uma vasta gama de fontes de energia, incluindo combustíveis fósseis e fontes de energia renováveis, como solar ou biomassa. Como o processo de

combustão ocorre fora do motor, este é um processo de combustão contínua bem controlado e os produtos da combustão não entram no motor [15].

Um motor Stirling tem dois pulsos de potência por rotação e a combustão é contínua. Estas especificidades fazem com que estes motores funcionem com baixos níveis de vibração, de ruído e emissões quando comparados com os MCI. Além disso, o processo de combustão externa permite o uso de uma grande variedade de combustíveis e maiores tempos de retenção de combustível na câmara de combustão. Isto resulta num maior controlo e eficiência da combustão [15]. Na Tabela 2.4 encontram-se algumas vantagens e desvantagens dos motores Stirling.

**Tabela 2.4.** Vantagens e desvantagens de motores Stirling, adaptado de [12].

<b>Motor Stirling</b>	
<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Diversidade no tipo de combustível	Razão peso-potência baixa
Baixo nível de ruído e vibração	Materiais constituintes do motor são caros
Baixo nível de emissões	Disponibilidade limitada
Desgaste reduzido	Tecnologia ainda em desenvolvimento
Longos períodos de operação sem manutenção	

### **2.1.5. Ciclo Orgânico de Rankine (ORC)**

O funcionamento de um ORC baseia-se no princípio de funcionamento das turbinas a vapor, mas usa um fluido de trabalho orgânico, com um ponto de ebulição mais baixo ou mais alto [12].

Devido à sua durabilidade, custo-benefício, menor temperatura e pressão de funcionamento, altos níveis de segurança e simplicidade, os sistemas de cogeração constituídos por um ORC têm recebido cada vez mais importância, especialmente para aplicações em edifícios [21]. Na Tabela 2.5 apresentam-se mais algumas vantagens desta tecnologia e são também mencionadas algumas desvantagens.

Estes sistemas permitem utilizar calor proveniente da combustão de biomassa, calor rejeitado/desperdiçado por outro sistema ou até de calor proveniente de energia solar para o seu funcionamento [3].

**Tabela 2.5.** Vantagens e desvantagens de um ORC, adaptado de [22].

<b>Ciclo orgânico de Rankine</b>	
<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Longos períodos de operação sem manutenção	Elevado investimento inicial
Elevada fiabilidade	Baixa eficiência a temperaturas elevadas (acima de 450°)
Baixo impacto ambiental	Débitos mássicos relativamente elevados
Versatilidade em termos de fontes de calor possíveis de usar	

## 2.2. Trigeração

A trigeração consiste na produção simultânea de eletricidade, calor e frio junto dos centros de consumo, a partir de um combustível seja ele fóssil ou renovável. Neste tipo de sistemas faz-se a recuperação do calor desperdiçado para produzir frio. Resumidamente, as centrais de trigeração obtém-se pela adição de sistemas de refrigeração a uma central de cogeração, para a produção de frio. A Figura 2.2 apresenta um esquema básico de uma central de trigeração.

A trigeração está um passo à frente da cogeração, pois consegue-se gerar simultaneamente eletricidade, calor útil e frio a partir de uma única fonte de combustível [23], [24]. O calor que seria desperdiçado pelo sistema de cogeração é capturado e usado para gerar frio, além de energia e calor. O frio pode ser produzido por bombas de calor acionadas termicamente ou por sistemas de desumidificação [25].

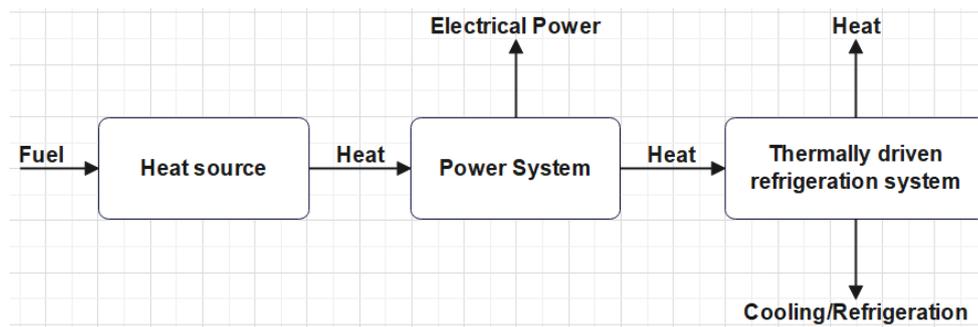


Figura 2.2. Esquema de um sistema de trigerção.

O interesse por sistemas de trigerção tem aumentado consideravelmente, em particular os sistemas de pequena escala (abaixo de 1 MWe), com o desenvolvimento de novas tecnologias de refrigeração termicamente ativadas e unidades de cogeração [26]–[29].

A implementação destes sistemas está maioritariamente em aplicações de pequena e média escala onde se incluem residências, hotéis, hospitais, centros comerciais, universidades, restaurantes e algumas indústrias como por exemplo a indústria alimentar [30], [31].

Comparando com as formas convencionais de produção de energia térmica e elétrica e com sistemas de cogeração, os sistemas de trigerção mostram superioridade no que diz respeito à eficiência geral na produção de energia com vários benefícios técnicos, ambientais e socioeconômicos [32]–[34]. Na Figura 2.3 estão descritos mais alguns benefícios dos sistemas de trigerção.

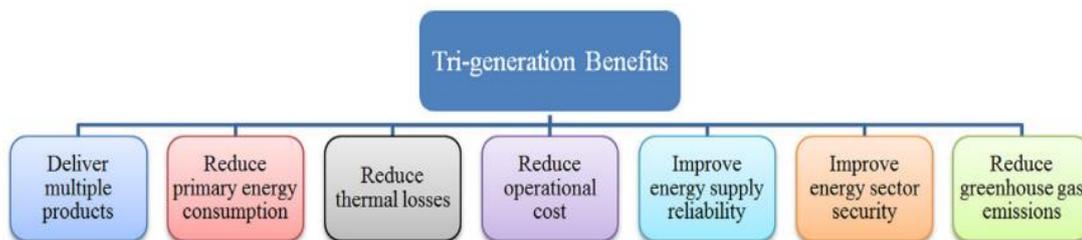


Figura 2.3. Benefícios dos sistemas de trigerção [3].

No que diz respeito ao funcionamento de um sistema de trigerção, este pode operar segundo um ciclo bottoming ou segundo um ciclo topping [12]. Num ciclo bottoming a prioridade é a produção de calor. Nestes ciclos o calor rejeitado é recuperado para produzir

energia eléctrica. Num ciclo topping a prioridade está na produção de electricidade, sendo o calor rejeitado aproveitado posteriormente para suprimir quaisquer necessidades térmicas que possam existir. O ciclo topping é o mais utilizado em sistemas de trigeriação [35].

As centrais de trigeriação podem ser de diferentes tamanhos dependendo da potência necessária para uma determinada aplicação. Assim, temos sistemas de microescala capazes de produzir energia eléctrica até 20 kW, sistemas de pequena escala com potência eléctrica a variar de 20 kW a 1 MW, sistema de média escala com produção de energia eléctrica de 1 MW a 10 MW e ainda sistemas de larga escala capazes de gerar potência eléctricas acima de 10 MW [28].

As principais tecnologias refrigeração são: chillers de absorção, chillers de adsorção e desumidificadores dessecantes. Estes sistemas de refrigeração e desumidificação podem ser acionados através de vapor, água quente ou gases de escape.

### **2.2.1. Refrigeração com Chiller de Absorção (ACH)**

A refrigeração por absorção tem sido vastamente utilizada para aplicações de ar condicionado, especialmente em edifícios com elevadas necessidades térmicas [36].

Um ciclo de absorção simples consiste em quatro componentes principais: um absorvedor, um gerador, um condensador e um evaporador onde um fluido absorvente e um fluido refrigerante se misturam [3]. Os conjuntos de fluidos de trabalho mais utilizados são brometo de lítio com água e água com amónia [37]. O par de trabalho brometo de lítio com água é usado para aplicações de refrigeração, com temperaturas de evaporação entre os 5°C e os 10°C e conseguem-se obter coeficientes de performance de aproximadamente 1.2. Por outro lado, o par de trabalho água com amónia é utilizado quando são precisas temperaturas de evaporação abaixo dos 0°C, como acontece em várias aplicações industriais e os valores de coeficiente de performance estão entre 0.5 e 0.6 [37]. Na Figura 2.4 pode observar-se um diagrama esquemático de um chiller de absorção.

O princípio de funcionamento de um ciclo de absorção é semelhante ao de um ciclo de compressão de vapor com duas grandes diferenças. Primeiramente, um ACH é um sistema térmico acionado por calor a baixa temperatura, permitindo assim o uso de fontes de energia alternativas como energia solar, geotérmica e calor resultante de processos industriais. A segunda diferença é a existência de um fluido absorvente que é usado para absorver o fluido refrigerante, permitindo que a sua pressão seja aumentada de forma económica recorrendo a

uma bomba em vez de um compressor de vapor que requer muito mais trabalho mecânico [36], [38].

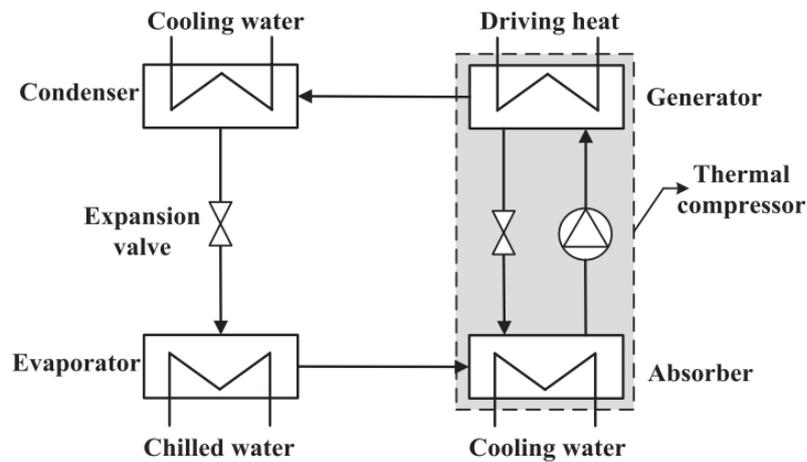


Figura 2.4. Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração por absorção [36].

Como um ciclo de compressão de vapor, o ciclo de absorção opera com dois níveis de pressão. O nível de baixa pressão corresponde ao evaporador e absorvedor, enquanto o nível de alta pressão corresponde ao condensador e ao gerador [36].

### 2.2.2. Refrigeração com Chiller de Adsorção

Os sistemas de refrigeração por adsorção apresentam benefícios ambientais e podem utilizar calor de baixa temperatura ou uma fonte de energia renovável para o seu funcionamento, pelo que apresentam um grande potencial de economia de energia [39]. Na Figura 2.5 pode-se ver um diagrama esquemático de um sistema de um chiller de adsorção.

Tal como acontece num ciclo de absorção, este ciclo funciona com um par de trabalho que se denomina de par adsorvente-refrigerante [12]. Os pares de trabalho mais comuns de se utilizar são sílica gel-água, zeolite-água e carvão ativado-metanol [3]. A sua escolha depende maioritariamente das propriedades físicas, químicas e termodinâmicas das substâncias.

De acordo com o princípio básico e as características de funcionamento de um sistema de refrigeração por adsorção, o adsorvente deve ter grande capacidade de adsorção, grande capacidade de mudança de adsorção com variação de temperatura e boa compatibilidade com refrigerante. Quanto ao refrigerante, este deve ter um elevado calor latente por volume,

ponto de congelação e pressão de vapor de saturação corretos, sem toxicidade, não inflamável, e boa estabilidade térmica [40].

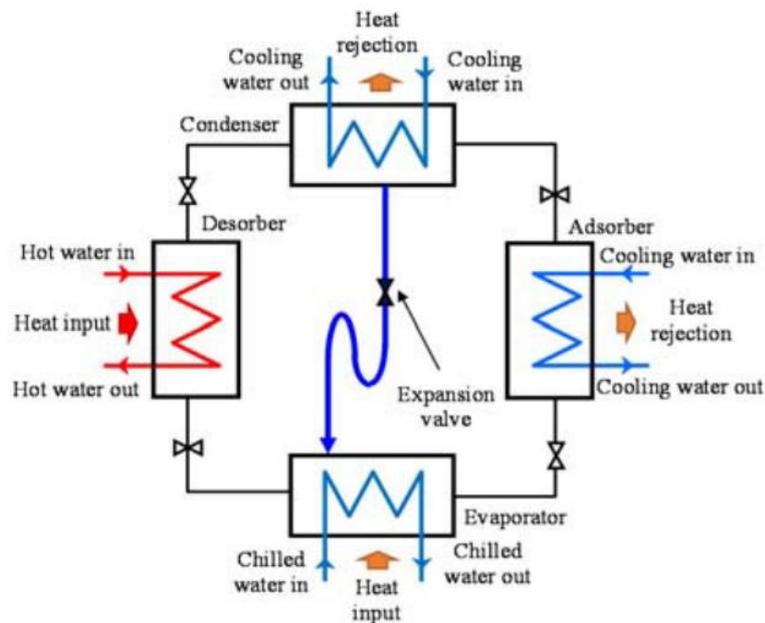


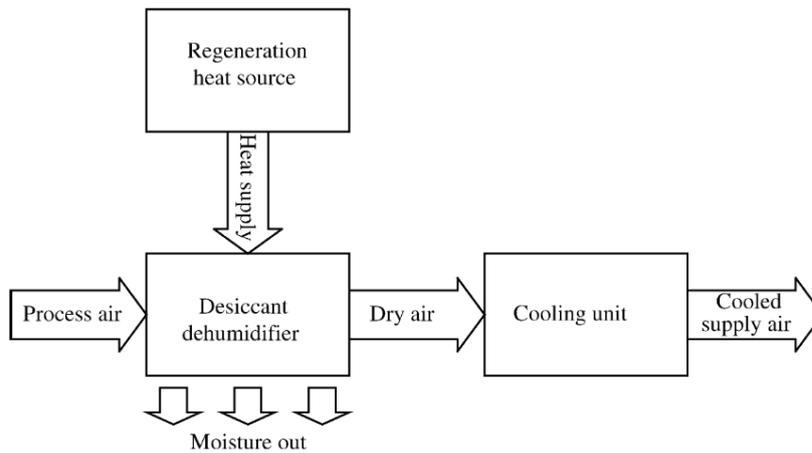
Figura 2.5. Diagrama esquemático de um ciclo de refrigeração por adsorção [41].

### 2.2.3. Refrigeração por Desumidificação Dessecante

A desumidificação e refrigeração dessecante é uma tecnologia que pode operar como um sistema autónomo ou acoplado a outra tecnologia de refrigeração, incluindo refrigeração evaporativa ou outras tecnologias convencionais de refrigeração [42], [43].

Os sistemas de refrigeração dessecantes são classificados em sistemas dessecantes sólidos e sistemas dessecantes líquidos e a sua utilização tem como principal objetivo proporcionar conforto térmico e boa qualidade do ar interior em edifícios através do controlo de humidade do ar e refrigeração sensível [3]. Assim, este método de refrigeração consiste em desumidificar o fluxo de ar de entrada fazendo-o passar através de um material dessecante e depois secando o ar até a temperatura interna desejada. Para fazer o sistema funcionar continuamente, o vapor de água adsorvido/absorvido deve ser expulso do material dessecante (regeneração) para que possa ser seco o suficiente para adsorver o vapor de água no próximo ciclo [43].

Esta tecnologia de refrigeração é constituída principalmente por três componentes: uma fonte de calor de regeneração, um desumidificador (material dessecante) e uma unidade de refrigeração [43], como se pode ver na Figura 2.6.



**Figura 2.6.** Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração dessecante [43].

Os dessecantes são substâncias naturais ou sintéticas capazes de absorver ou adsorver vapor de água devido à diferença de pressão de vapor de água entre o ar e a superfície dessecante. Estes encontram-se nos estados líquido e sólido [43]. Comparados aos dessecantes sólidos, os sistemas baseados em dessecantes líquidos têm maior flexibilidade e mobilidade de operação, temperaturas mais baixas para regeneração e menor queda de pressão no lado do ar [44], [45].



### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na presente dissertação são considerados alguns estudos desenvolvidos na área da cogeração e trigeração e que têm o seu foco na análise técnica e econômica, na análise ambiental e ainda na estratégia de operação de centrais de cogeração e trigeração. De seguida apresentam-se os trabalhos desenvolvidos que contribuíram para o estudo, desenvolvimento e comparação de resultados para esta tese.

Tzivanidis et al. [46] estudaram a eficiência energética e o retorno financeiro (simple payback period) de três sistemas de trigeração que operam com recurso a energia solar, para aplicar a hospitais ou edifícios comerciais. A radiação solar é absorvida através de um coletor solar parabólico (Parabolic Trough Solar Collector (PTC)).

O Sistema 1 (Figura 3.1) é composto por um PTC, por um ORC e por um ACH que é alimentado pelo calor rejeitado pelo condensador do ORC. O Sistema 2 (Figura 3.2) é composto por um PTC, por um ORC e por um ACH que é alimentado pelo PTC. O Sistema 3 (Figura 3.3) é composto por um PTC, por um ORC e por um ciclo de compressão a vapor alimentado pela eletricidade produzida na turbina do ORC.

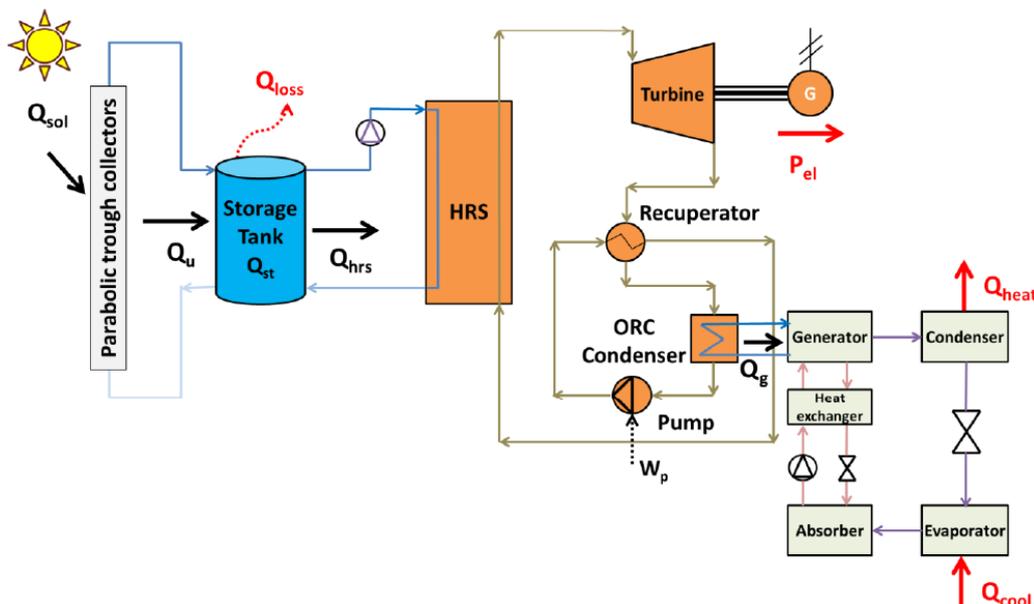


Figura 3.1. Sistema 1 de 3, proposto por Tzivanidis et al [46] para um sistema de trigeração.

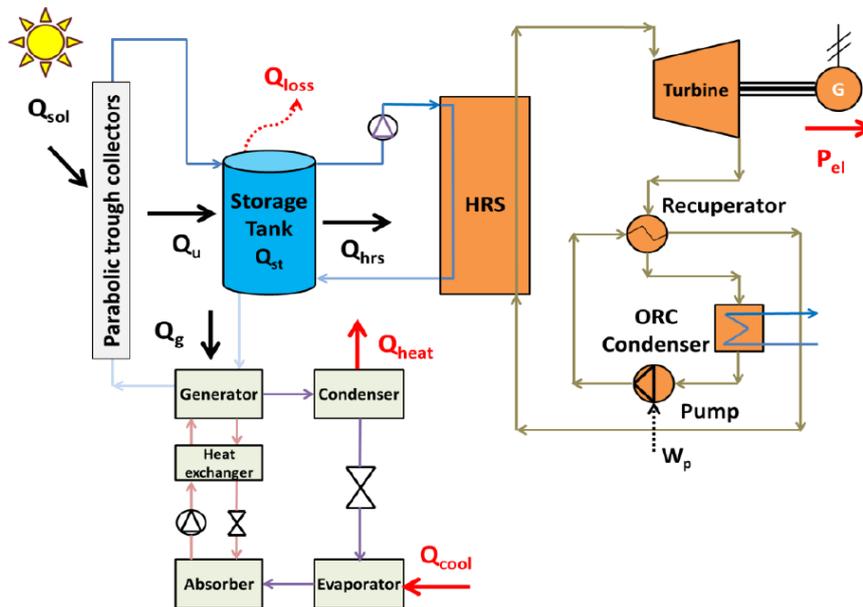


Figura 3.2. Sistema 2 de 3, proposto por Tzivanidis et al [46] para um sistema de trigeração.

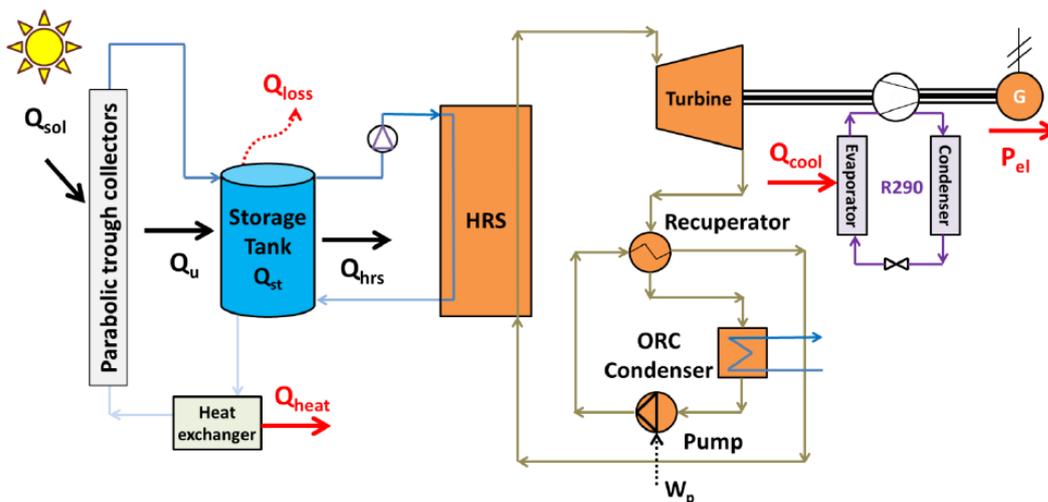


Figura 3.3. Sistema 3 de 3, proposto por Tzivanidis et al [46] para um sistema de trigeração.

Com base nos critérios de avaliação – retorno de investimento, eficiência energética e eficiência exergéticas – os autores concluíram que a configuração usada no Sistema 1 é mais vantajosa, apresentando uma eficiência energética de 78.17%, uma eficiência exergética de 15.94% e um período de retorno de investimento de 5.62 anos. Por fim, afirmaram que a combinação de um ORC com um ACH é uma combinação inteligente pois faz-se o

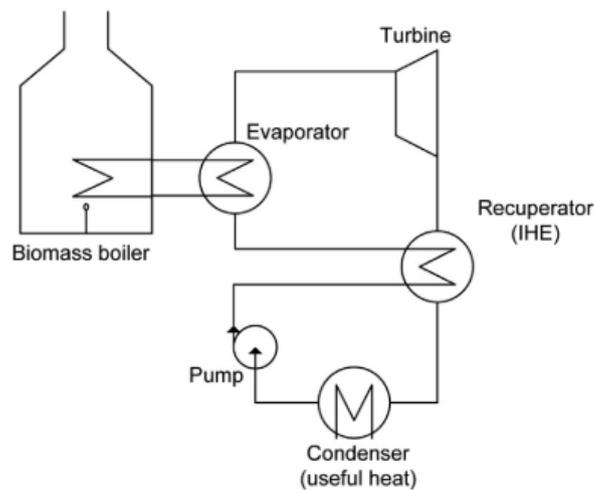
aproveitamento do calor rejeitado pelo condensador do ORC para produzir calor e frio, tornando o sistema mais eficiente.

Pina et al. [47] fizeram uma análise técnica, económica e ambiental de dois sistemas de cogeração com uma capacidade total de potência térmica de refrigeração instalada de 4581 kW e uma capacidade elétrica de 958 kW<sub>e</sub>, constituídos por um sistema de coletores solares, um ORC e um chiller mecânico.

O Sistema A é um sistema híbrido pois é utilizada uma caldeira a biomassa para complementar a energia térmica produzida pelos coletores solares, conseguindo fornecer calor de forma constante ao ORC. Este sistema opera na carga máxima durante as horas de funcionamento dos coletores solares. O Sistema B é totalmente alimentado pelos coletores solares e funciona em carga parcial de acordo com a disponibilidade dos recursos solares. Estes sistemas são comparados com um sistema convencional, no qual todo o consumo de eletricidade é coberto pela eletricidade da rede.

Os resultados indicam que, do ponto de vista económico, nenhum dos sistemas é competitivo com o sistema convencional uma vez que apresentam um custo de investimento anual e um custo de energia anual total superior. Ainda assim, o Sistema B é mais interessante do ponto de vista económico que o Sistema A, apresentando um custo total anual de 506.135 euros/ano e 632.350 euros/ano, respetivamente. Do ponto de vista ambiental e realçando que não foi considerada a construção dos equipamentos, os autores concluem que os sistemas A e B apresentam benefícios consideráveis, contribuindo para a descarbonização na produção de eletricidade.

Uris et al. [48] realizaram uma análise técnico-económica de um sistema de cogeração alimentado a biomassa (Figura 3.4). A performance do sistema foi analisada considerando quatro fluidos orgânicos diferentes, ciclos subcríticos e supercríticos e considerando ainda a inclusão de um recuperador de calor intermédio.



**Figura 3.4.** Configuração do sistema com recuperador de calor intermédio [48].

Os fluidos orgânicos usados foram dois óleos de silicone (hexamethyldisiloxane (HMDSO), octamethylcyclotetrasiloxane (D4)), tolueno e isopentano. Nos ciclos supercríticos a pressão de entrada na turbina está abaixo de 40 bar e o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor sobreaquecido. Nos ciclos subcríticos a pressão de entrada na turbina foi limitada a 25 bar, com o objetivo de controlar o custo do permutador de calor, e o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor saturado à entrada da turbina.

Da análise dos resultados obtidos, os autores concluíram que: HMDSO é o melhor fluido nas duas configurações (subcrítica e supercrítica) devido à sua elevada eficiência e à sua pressão de condensação (acima da pressão atmosférica); deve ser feita a inclusão de um recuperador pois aumenta de forma significativa a eficiência dos ciclos; a elevada eficiência elétrica dos ciclos supercríticos leva a uma baixa produção térmica, fazendo com que estes ciclos tenham lucro reduzido quando comparados com os ciclos subcríticos.

Huang et al. [49] efetuaram a modelação, simulação e análise técnica e económica de um sistema de trigeriação de pequena escala alimentado a biomassa (Figura 3.5). Neste sistema está integrado um ORC, para produção de eletricidade e calor, e um ACH para produção de frio. O calor rejeitado pelo condensador do ORC e pelos gases de exaustão da caldeira a biomassa é recuperado e usado para fornecer água quente para aquecimento de espaços e ainda para alimentar o ACH.

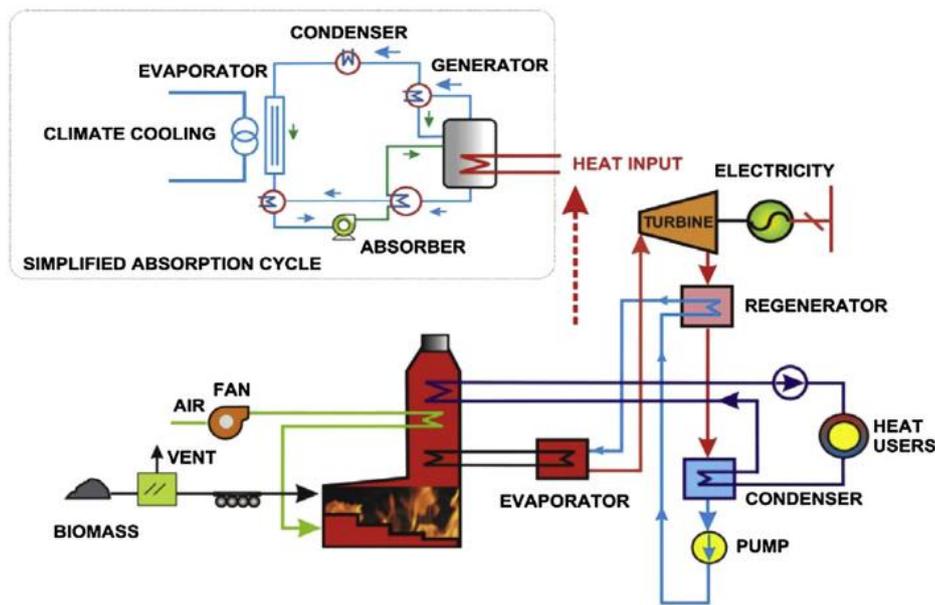


Figura 3.5. Diagrama esquemático do sistema de trigação [49].

Os autores investigaram o impacto de três tipos de biomassa na performance do sistema e para cada tipo de biomassa foi retirada a eficiência do sistema a operar em três modos diferentes. No primeiro modo de operação, o sistema apenas produz eletricidade. No segundo modo de operação, funciona como um sistema de cogeração, produzindo eletricidade e calor. No terceiro modo de operação o sistema opera em trigação.

Os resultados obtidos permitiram concluir que a eficiência do sistema diminui quanto maior for a quantidade de humidade contida na biomassa, qualquer que seja o modo de operação. Verificou-se ainda que a eficiência do sistema a operar em trigação é cerca de 50% superior relativamente ao sistema a produzir apenas eletricidade e é cerca de 10% inferior à eficiência do sistema a funcionar em cogeração. Os resultados mostram também que o investimento no sistema de trigação é muito elevado (cerca de 4440 £/kW<sub>e</sub>) e que a implementação deste sistema é uma oportunidade para reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> no fornecimento de energia para edifícios.

Al-Sulaiman et al. [50] fizeram uma análise energética e exérgica de um sistema de trigação alimentado a biomassa e usando um ORC, como mostra a Figura 3.6. Foram considerados quatro modos de funcionamento do sistema de trigação para análise: (1) o sistema produz apenas eletricidade; (2) o sistema produz eletricidade e frio; (3) o sistema produz eletricidade e calor; (4) o sistema produz eletricidade, calor e frio.

Os parâmetros escolhidos para analisar o sistema foram: a eficiência energética e exergética, a energia elétrica produzida, o rácio eletricidade-calor, o rácio eletricidade-frio e a destruição exergética. Estes parâmetros foram avaliados fazendo alterar a “pinch point temperature” do evaporador do ORC, a temperatura à entrada da bomba e a pressão à entrada da bomba.

Os resultados obtidos do estudo permitiram verificar que à medida que a “pinch point temperature” do evaporador do ORC aumenta, a quantidade de calor que entra no evaporador diminui e por isso a temperatura à entrada da turbina diminui, fazendo com que a quantidade de eletricidade produzida diminua. Ou seja, a eficiência elétrica diminui.

Foi possível ainda verificar que a performance do sistema de trigeração não se altera com variações da pressão à entrada da turbina. Assim, os autores recomendam operar o ORC a baixa pressão visto que desta forma se podem obter poupanças nos custos de operação do sistema. Por fim, concluíram que quando houver uma maior necessidade de produzir frio deve-se optar por uma “pinch point temperature” do evaporador elevada e/ou uma temperatura mais elevada à entrada da bomba.

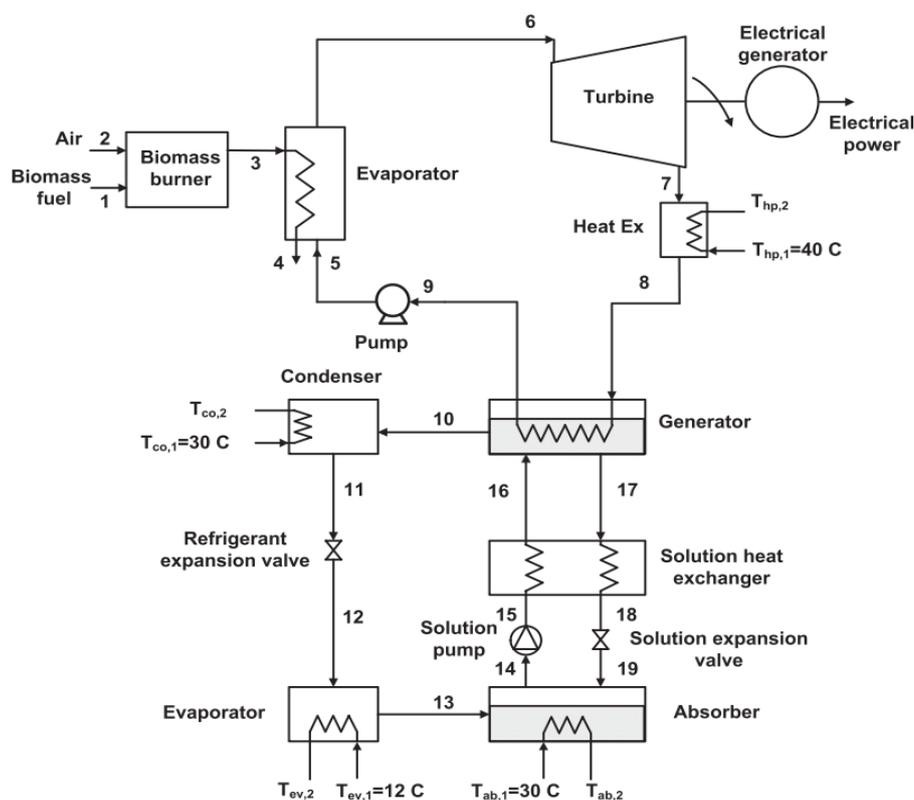


Figura 3.6. Central de trigeração [50].

Maraver et al. [51] realizaram uma Avaliação de Ciclo de Vida com o objetivo de avaliar os possíveis benefícios de um sistema de trigeriação alimentado a biomassa quando comparado com sistemas convencionais de produção de energia.

Os autores elaboraram o estudo utilizando seis configurações diferentes: (1) um ORC, a operar com um fluido de trabalho com baixa temperatura de ebulição e com um ACH; (2) um ORC, a operar com um fluido de trabalho com baixa temperatura de ebulição e com um ACH; (3) um ORC, a operar com um fluido de trabalho com elevada temperatura de ebulição e com um ACH; (4) um ORC, a operar com um fluido de trabalho com elevada temperatura de ebulição e com um ACH; (5) um motor Stirling com um ACH; (6) um motor Stirling com um ACH.

Dos resultados obtidos, concluiu-se que a junção de motores Stirling e ciclos orgânicos de Rankine com chillers de absorção e adsorção geram benefícios ambientais relativamente a sistemas convencionais de produção de energia apenas se as necessidades de produção de frio forem inferiores às necessidades de produção de calor.

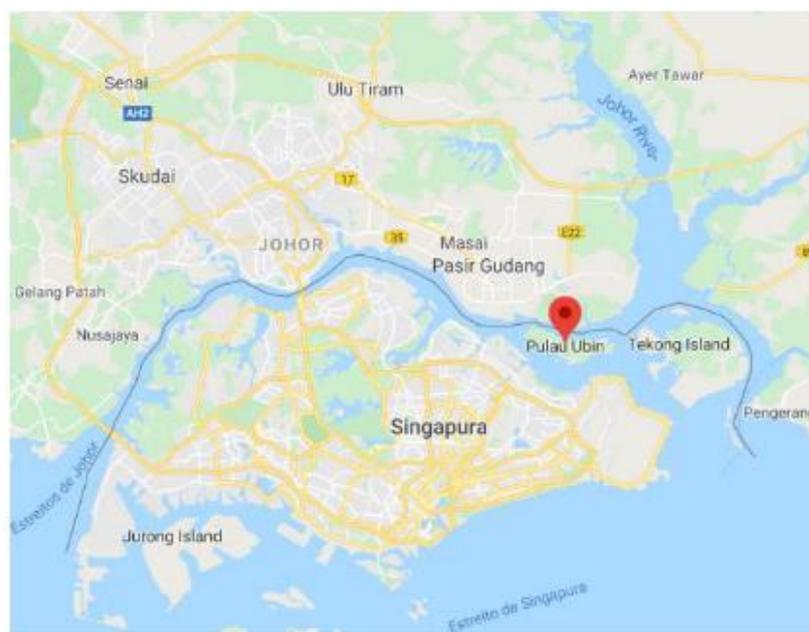


## 4. CASO DE ESTUDO

### 4.1. Caracterização das Necessidades Energéticas

Os valores das necessidades energéticas apresentados na Tabela 4.1 foram retirados do trabalho realizado por Rui Paulo [52]. Neste trabalho é feita uma análise técnico-económica de um sistema de trigeriação aplicado a uma ilha, mais concretamente a ilha Pulau Ubin em Singapura, como se pode observar na Figura 4.1. Esta ilha não está ligada à rede elétrica de Singapura, pelo que a energia necessária para alimentar todas as instalações que necessitam de eletricidade tem, necessariamente, de ser produzida na própria ilha.

Os consumos apresentados na Tabela 4.1 correspondem à energia consumida por um hotel de 5 andares, 3 resorts, 8 restaurantes e 30 casas residenciais.

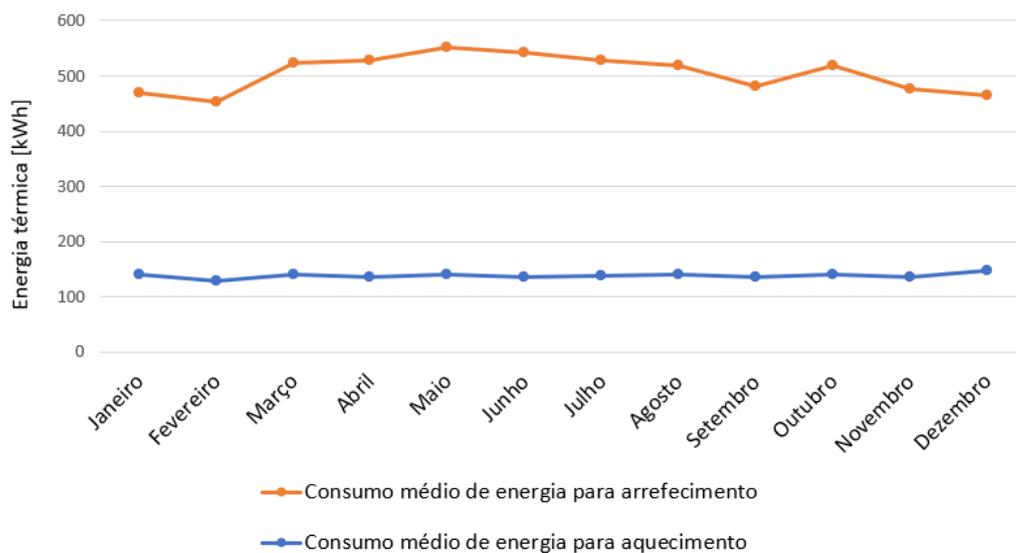


**Figura 4.1.** Localização da ilha Pulau Ubin [52].

No gráfico da Figura 4.2 pode-se observar o perfil de consumo médio horário de energia térmica para arrefecimento e aquecimento obtido através dos valores da Tabela 4.1. Ao longo de todo o ano a necessidade de refrigeração é bastante superior à necessidade de aquecimento.

**Tabela 4.1.** Consumos médios horários mensais de energia, adaptado de [52].

Meses	Consumo médio horário de energia térmica para arrefecimento [kWh]	Consumo médio horário de energia térmica para aquecimento [kWh]
Janeiro	470.6	141.2
Fevereiro	452.9	129.4
Março	523.5	141.2
Abril	529.4	135.3
Maió	552.9	141.2
Junho	541.2	135.3
Julho	529.4	138.2
Agosto	517.7	141.2
Setembro	482.4	135.3
Outubro	517.7	141.2
Novembro	476.5	135.3
Dezembro	464.7	147.1



**Figura 4.2.** Perfil de consumo médio horário de energia.

## 4.2. Central de Trigeração Proposta

Na presente dissertação será considerada uma central de trigeração constituída por uma caldeira a biomassa, por um ORC para produção de eletricidade e calor e ainda um ACH para produção de frio. A Figura 4.3 mostra a configuração da central de trigeração proposta.

O calor gerado pela combustão da biomassa é transferido e armazenado num tanque de inércia, através de um fluido térmico. O tanque de inércia será a fonte quente do evaporador do ORC. Durante o funcionamento do ORC consegue-se gerar eletricidade e o calor rejeitado no condensador será usado para alimentar o gerador do ACH, que irá produzir frio para climatização de espaços.

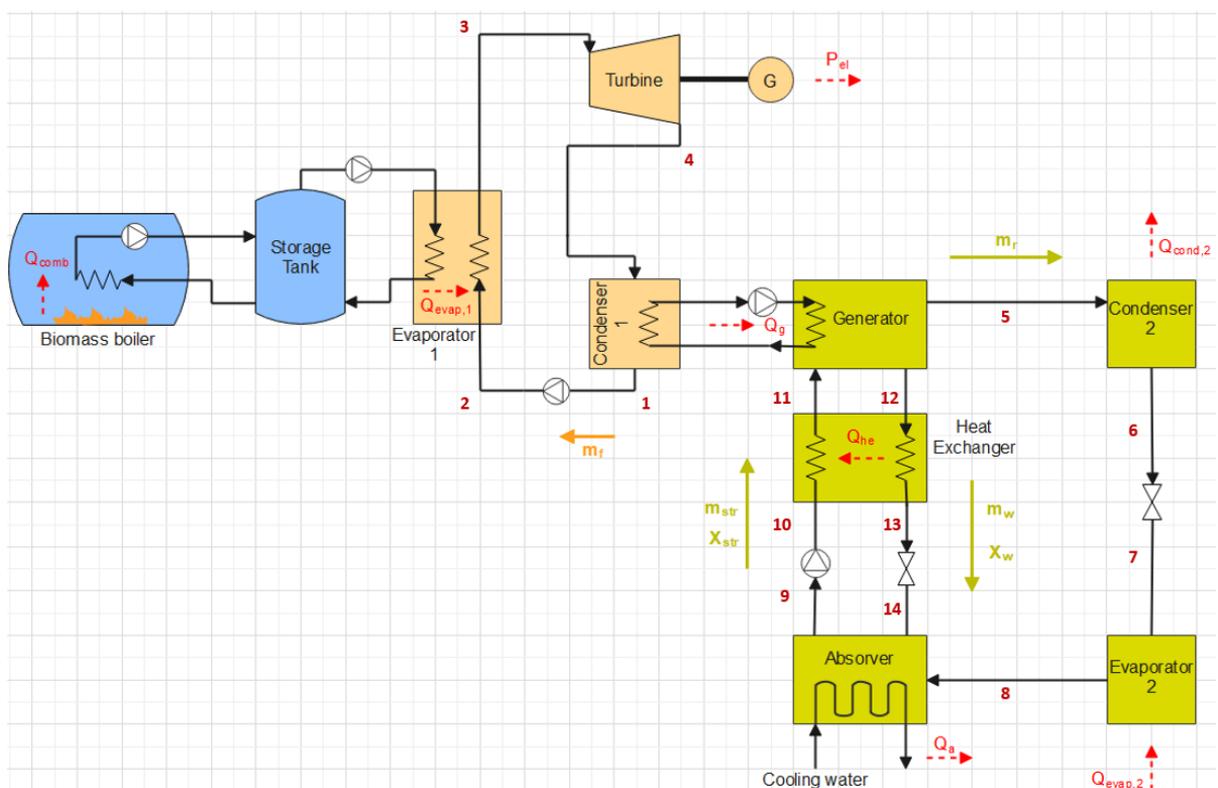


Figura 4.3. Central de trigeração proposta.

### 4.2.1. Funcionamento do Ciclo orgânico de Rankine (ORC)

Um ORC é constituído por um permutador de calor e evaporador, uma turbina com um gerador elétrico acoplado a esta através de um veio, um condensador e por uma bomba, a qual permite a circulação do fluido e o estabelecimento de dois níveis de pressão no ORC.

O calor gerado pela fonte de energia primária é transferido para o fluido orgânico, que circula no ORC, através do evaporador. Nesta fase, o fluido orgânico passa de líquido comprimido (2) para vapor ligeiramente sobreaquecido (3).

O fluido de trabalho vaporizado passa pela turbina, onde se dá a sua expansão. Esta expansão induz a rotação do veio acoplado à turbina levando à produção de energia elétrica no gerador. À saída da turbina (4) o vapor encontra-se a uma pressão inferior e com uma temperatura ligeiramente superior à temperatura de condensação.

O vapor dirige-se para o condensador onde se dá a rejeição de calor e o fluido orgânico passa ao estado líquido comprimido (1).

Seguidamente, o fluido passa pela bomba sofrendo uma compressão em direção ao evaporador, completando o ciclo.

#### **4.2.2. Funcionamento do Chiller de Absorção (ACH)**

O ciclo de refrigeração considerado para a central de trigeriação será um ciclo de refrigeração por absorção ou chiller de absorção (ACH). Neste ciclo há circulação de dois tipos de fluido: um fluido refrigerante e um fluido de transporte (ou absorvente). Existem vários pares de fluido refrigerante/fluido de transporte, sendo que os pares mais utilizados são amónia/água e água/brometo de lítio.

Um ACH é constituído, essencialmente, por válvulas de expansão, uma bomba, um condensador, um evaporador, um absorvedor, um permutador de calor e um gerador.

Este ciclo de refrigeração por absorção trabalha entre duas pressões diferentes, uma pressão alta e uma pressão baixa que correspondem à pressão de condensação e pressão de vaporização, respetivamente.

O fluido refrigerante entra no condensador onde é arrefecido e condensado devido à rejeição de calor para o ambiente (6). De seguida, atravessa uma válvula de expansão onde sofre uma diminuição de pressão até igualar a pressão do evaporador (7).

Ao atravessar o evaporador, o fluido refrigerante absorve o calor do espaço a arrefecer e sai do evaporador em direção ao absorvedor já na forma de vapor (8).

Uma vez no interior do absorvedor, o fluido refrigerante dissolve-se e reage com o fluido de transporte. Sendo esta uma reação exotérmica, o calor é libertado para o ambiente.

A quantidade de fluido refrigerante que pode ser dissolvido no fluido de transporte é inversamente proporcional à temperatura no interior do absorvedor. Assim, é preciso

arrefecer o absorvedor para manter a sua temperatura o mais baixa possível, maximizando a quantidade de fluido refrigerante dissolvido.

A solução líquida com elevada concentração de fluido refrigerante é bombeada para o gerador (9→10→11). No interior do gerador, parte da solução líquida evapora devido ao calor no seu interior, que é transferido pelo condensador do ORC.

A restante parte da solução líquida que não vaporizou (solução com baixa concentração de fluido refrigerante) sai do gerador (12) em direção ao permutador de calor onde cede parte do calor para a solução que está a ser bombeada para o gerador. Ao sair do permutador de calor (13), a solução líquida atravessa uma válvula de expansão que vai diminuir a pressão da solução até igualar a pressão no interior do absorvedor (14).



## 5. MODELAÇÃO DA CENTRAL DE TRIGERAÇÃO

Neste capítulo, está inserida a componente principal do presente trabalho, que é a modelação da central de trigeriação. O modelo desenvolvido pretende analisar o desempenho do sistema de trigeriação através da simulação de diversas condições de operação dos ciclos de forma a maximizar a performance o sistema.

A modelação matemática do ORC e do ACH, que se estende pelos subcapítulos seguintes, será feita tendo como base os trabalhos realizados por Bellos et al [53], onde os autores fizeram uma análise paramétrica e otimização de um sistema de trigeriação, e por Ebrahimi et al [54], que fizeram uma análise termo-económica da recuperação de calor residual em estado estacionário em data centers usando refrigeriação por absorção.

### 5.1. Ciclo Orgânico de Rankine (ORC)

Os parâmetros de entrada necessários são os seguintes:

- Temperaturas à saída do condensador ( $T_{cond,1}$ ) e evaporador ( $T_{evap,1}$ );
- Temperatura de sobreaquecimento no evaporador;
- Eficiências isentrópicas da bomba e da turbina;

Na Tabela 5.1 podem observar-se os valores das eficiências da turbina, da bomba, do tanque de inércia e da caldeira que se mantiveram inalteráveis durante a modelação do sistema.

**Tabela 5.1.** Parâmetros de entrada com valor fixo.

<b>Parâmetros de entrada com valor fixo</b>	
RendTurbina [%]	80
RendBomba [%]	60
RendStorage [%]	90
RendCaldeira [%]	90

O calor absorvido pelo evaporador ( $\dot{Q}_{evap,1}$ ), que é cedido pelo fluido de transporte presente no tanque de inércia, obtém-se pelo produto entre o caudal de fluido orgânico ( $\dot{m}_f$ ) e a diferença de entalpias à saída ( $h_3$ ) e à entrada ( $h_2$ ) do evaporador.

$$\dot{Q}_{evap,1} = \dot{m}_f \cdot (h_3 - h_2). \quad (5.1)$$

A eficiência isentrópica da turbina ( $\eta_{is,T}$ ) calcula-se através da expressão:

$$\eta_{is,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}. \quad (5.2)$$

Onde a entalpia  $h_3$  corresponde à entalpia à entrada da turbina, a entalpia  $h_4$  representa a entalpia à saída da turbina e a entalpia  $h_{4is}$  é a entalpia isentrópica que corresponde a um ponto 4is com a mesma entropia que o ponto 3 e com pressão igual à pressão baixa do ciclo ( $p_1$ ).

O trabalho realizado pela turbina ( $W_T$ ) é dado pela diferença de entalpias à entrada ( $h_3$ ) e à saída ( $h_4$ ) da turbina.

$$W_T = h_3 - h_4. \quad (5.3)$$

A potência elétrica produzida no gerador ( $P_{el}$ ) é obtida pelo produto entre a eficiência do gerador ( $\eta_g$ ) e o trabalho realizado pela turbina ( $W_T$ ).

$$P_{el} = \eta_g \cdot W_T. \quad (5.4)$$

A potência térmica removida no condensador ( $\dot{Q}_{cond,1}$ ) ao fluido de trabalho, que é cedido ao gerador presente no ACH ( $\dot{Q}_g$ ), obtém-se pelo produto entre o caudal de fluido orgânico e a diferença de entalpias à saída ( $h_1$ ) e à entrada ( $h_4$ ) do condensador:

$$\dot{Q}_{cond,1} = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4). \quad (5.5)$$

A eficiência isentrópica da bomba ( $\eta_{is,P}$ ) calcula-se através da expressão:

$$\eta_{is,P} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}. \quad (5.6)$$

A entalpia  $h_1$  corresponde à entalpia à entrada da bomba, a entalpia  $h_2$  representa a entalpia à saída da bomba e a entalpia  $h_{2is}$  é a entalpia isentrópica que corresponde a um ponto 2is com a mesma entropia que o ponto 1 e com pressão igual à pressão alta do ciclo ( $p_2$ ).

O trabalho realizado pela bomba ( $W_P$ ) é dado por:

$$W_P = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_f}. \quad (5.7)$$

Sendo que a diferença  $(p_2 - p_1)$  representa a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba e o parâmetro  $\rho_f$  corresponde à massa volúmica do fluido orgânico.

A potência elétrica consumida pela bomba ( $P_P$ ) resulta da razão entre o trabalho realizado pela bomba ( $W_P$ ) e a eficiência da bomba ( $\eta_P$ ).

$$P_P = \frac{W_P}{\eta_P}. \quad (5.8)$$

A produção líquida de energia elétrica ( $P_{net}$ ) resulta da diferença entre a potência elétrica obtida no gerador ( $P_{el}$ ) e a potência elétrica consumida pela bomba:

$$P_{net} = P_{el} - P_P. \quad (5.9)$$

O rácio de pressões ( $r_p$ ) resulta da razão entre a pressão alta ( $p_2$ ) e a pressão baixa ( $p_1$ ) do ciclo:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1}. \quad (5.10)$$

A eficiência elétrica do ORC ( $\eta_{el}$ ) é a razão entre a produção líquida de energia elétrica ( $P_{net}$ ) e o calor que entra no ORC proveniente da queima da biomassa ( $\dot{Q}_{evap,1}$ ):

$$\eta_{el} = \frac{P_{net}}{\dot{Q}_{evap,1}}. \quad (5.11)$$

## 5.2. Ciclo de Refrigeração por Absorção

Como referido no capítulo anterior, existem dois pares fluido refrigerante/fluido de transporte que são frequentemente usados, sendo eles amónia/água e água/brometo de lítio. Neste trabalho, a modelação do ACH será feita considerando o par água/brometo de lítio uma vez que é necessário produzir frio para aplicações de refrigeração, com temperaturas de evaporação entre os 5°C e os 10°C.

A modelação deste ciclo baseia-se nos seguintes pressupostos:

1. O sistema funciona em estado estacionário;
2. As variações de temperatura no gerador, condensador e absorvedor são desprezadas;
3. As válvulas de expansão são consideradas adiabáticas;
4. São desprezadas perdas de pressão e perdas de calor nos permutadores e tubagens;

5. As pressões alta e baixa do sistema são as pressões de equilíbrio correspondentes à temperatura e concentração da solução água/brometo de lítio no condensador e no evaporador;

Os parâmetros de entrada necessários são os seguintes:

- Temperaturas do gerador ( $T_g$ ), absorvedor ( $T_a$ ), condensador ( $T_{cond,2}$ ) e evaporador ( $T_{evap,2}$ );
- Calor absorvido no evaporador ( $\dot{Q}_{evap,2}$ );
- Eficiência do permutador de calor, que é a única variável de entrada com valor fixo, é de 70%;

Para a realização da modelação interessa fazer os balanços de energia a todos os dispositivos presentes no ciclo. Assim, as equações (5.12), (5.13), (5.14), (5.15) e (5.16) correspondem ao balanço de energia no gerador, evaporador, condensador, absorvedor e permutador de calor, respetivamente.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_r \cdot h_5 + \dot{m}_w \cdot h_{12} - \dot{m}_{str} \cdot h_{11}, \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{evap,2} = \dot{m}_r \cdot (h_8 - h_7), \quad (5.13)$$

$$\dot{Q}_{cond,2} = \dot{m}_r \cdot (h_5 - h_6), \quad (5.14)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_r \cdot h_8 + \dot{m}_w \cdot h_{14} - \dot{m}_{str} \cdot h_9, \quad (5.15)$$

$$\dot{m}_{str} \cdot (h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_w \cdot (h_{12} - h_{13}), \quad (5.16)$$

Sendo  $\dot{m}_r$  o caudal mássico de refrigerante,  $\dot{m}_w$  o caudal mássico da solução com baixa concentração de refrigerante (solução fraca) e  $\dot{m}_{str}$  o caudal mássico da solução com elevada concentração de refrigerante (solução forte).

O calor total libertado pelo ciclo  $\dot{Q}_h$  é gerado no condensador e no absorvedor e pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{cond,2} + \dot{Q}_a, \quad (5.17)$$

As equações (5.18) e (5.19) permitem fazer um balanço do caudal mássico no gerador.

$$\dot{m}_r + \dot{m}_w = \dot{m}_{str}, \quad (5.18)$$

$$X_w \cdot \dot{m}_w = X_{str} \cdot \dot{m}_{str}, \quad (5.19)$$

Sendo  $X_w$  a fração mássica de refrigerante na solução fraca e  $X_{str}$  a fração mássica de refrigerante na solução forte.

Uma equação importante relativa ao permutador de calor é a equação (5.20), que permite calcular a eficiência deste dispositivo.

$$\eta_{he,2} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{10}}. \quad (5.20)$$

Nos pressupostos mencionados anteriormente, refere-se que as válvulas de expansão são consideradas adiabáticas, assim a entalpia é preservada durante a expansão do fluido. As equações (5.21) e (5.22) traduzem o comportamento térmico e adiabático das válvulas de expansão.

$$h_{13} = h_{14}. \quad (5.21)$$

$$h_6 = h_7. \quad (5.22)$$

Como o condensador e o absorvedor vão rejeitar calor que pode ser posteriormente aproveitado para processos de aquecimento, eles devem estar à mesma temperatura.

$$T_{cond,2} = T_a. \quad (5.23)$$

A relação entre a temperatura do condensador do ORC ( $T_{cond,1}$ ) e a temperatura do gerador ( $T_g$ ) é dada pela seguinte equação:

$$T_g = T_{cond,1} - \Delta T_{cg}. \quad (5.24)$$

Sendo  $\Delta T_{cg}$  a diferença de temperatura entre o condensador do ORC e o gerador do ACH.

Por fim, o coeficiente de performance (COP) do ACH pode ser calculado pela razão entre o frio produzido ( $\dot{Q}_{evap,2}$ ) e o calor que entra para o gerador ( $\dot{Q}_g$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap,2}}{\dot{Q}_g}. \quad (5.25)$$

### 5.3. Central de trigeração

Para conseguir determinar o desempenho global da central de trigeração nos dois modos de operação, torna-se necessário calcular os respetivos rendimentos. Assim, as equações (5.26) e (5.27) permitem calcular o rendimento para a produção de energia elétrica e frio e para a produção de energia elétrica e calor, respetivamente.

$$RendTriFrio = \frac{(P_{el} + \dot{Q}_{evap,2})}{\dot{Q}_{comb}} \quad (5.26)$$

$$RendTriCalor = \frac{(P_{el} + \dot{Q}_{cond,1})}{\dot{Q}_{comb}} \quad (5.27)$$

## 6. RESULTADOS DA MODELAÇÃO

Neste capítulo são mostrados os resultados obtidos pelo modelo criado para o sistema de trigeriação que resulta da junção de dois modelos, um modelo para o ciclo de potência (ORC) e outro para o ciclo de refrigeração (ACH).

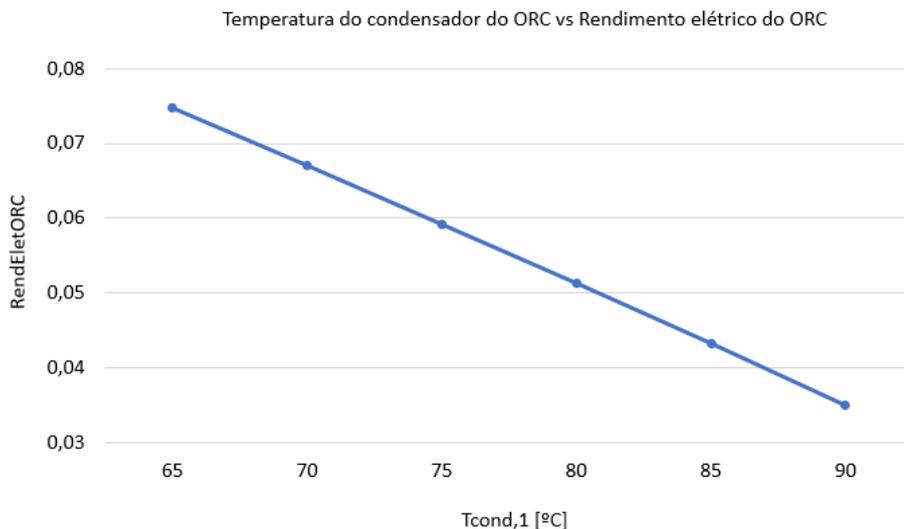
De forma a validar o modelo realizado para o sistema de trigeriação, inicialmente, apresenta-se uma análise paramétrica aos vários parâmetros de entrada para perceber a influência que estes têm no sistema, depois define-se o ponto de funcionamento do sistema (design point) e apresentam-se os resultados obtidos tendo em consideração o ponto de funcionamento escolhido e as necessidades energéticas já evidenciadas na Tabela 4.1. Por fim, é feita uma análise económica onde se compara o custo necessário para o funcionamento da central de trigeriação, com o custo que se teria recorrendo exclusivamente a eletricidade da rede e a gás natural para produção de frio e calor.

### 6.1. Análise paramétrica

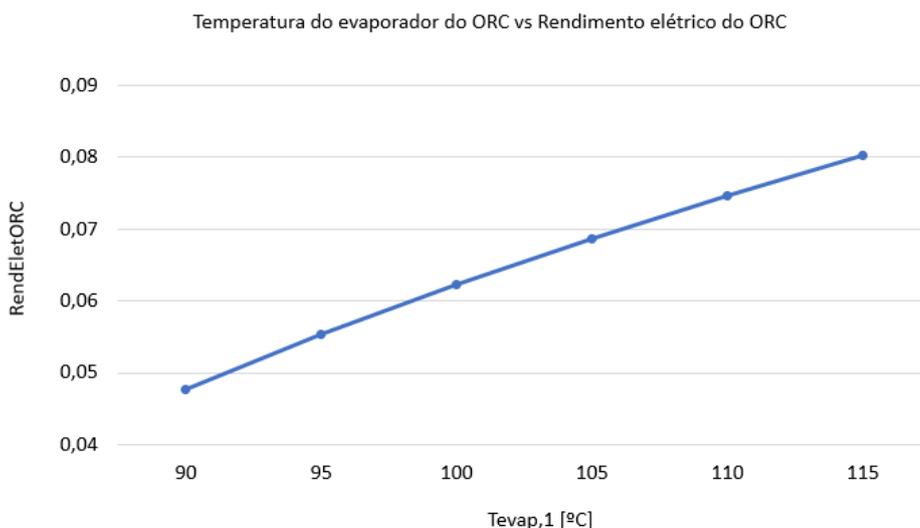
De seguida, inicia-se uma análise paramétrica a alguns dos parâmetros envolvidos na modelação da central de trigeriação.

No gráfico presente na Figura 6.1 pode observar-se o efeito que o aumento da temperatura no condensador do ORC ( $T_{cond,1}$ ) tem no rendimento elétrico do ORC (RendEletORC). O aumento do rendimento térmico é inversamente proporcional ao aumento da temperatura do condensador, isto é, o rendimento será tanto maior quanto menor for a temperatura do condensador. Um aumento de 65°C para 90°C provoca uma diminuição de aproximadamente 53.1% no rendimento elétrico do ORC.

A Figura 6.2 mostra a relação existente entre a temperatura do evaporador do ORC ( $T_{evap,1}$ ) e o rendimento elétrico do ORC. Pelo comportamento da curva percebe-se que o aumento da temperatura do evaporador é favorável ao aumento do rendimento elétrico do ORC. Este aumento é superior na parte inicial da curva e vai aumentando cada vez menos até ao final da curva. Aumentando a temperatura de 90°C para 95°C consegue-se um aumento do rendimento de aproximadamente 16%. Por outro lado, um aumento de 110°C para 115°C leva a um aumento do rendimento de aproximadamente 7.4%.



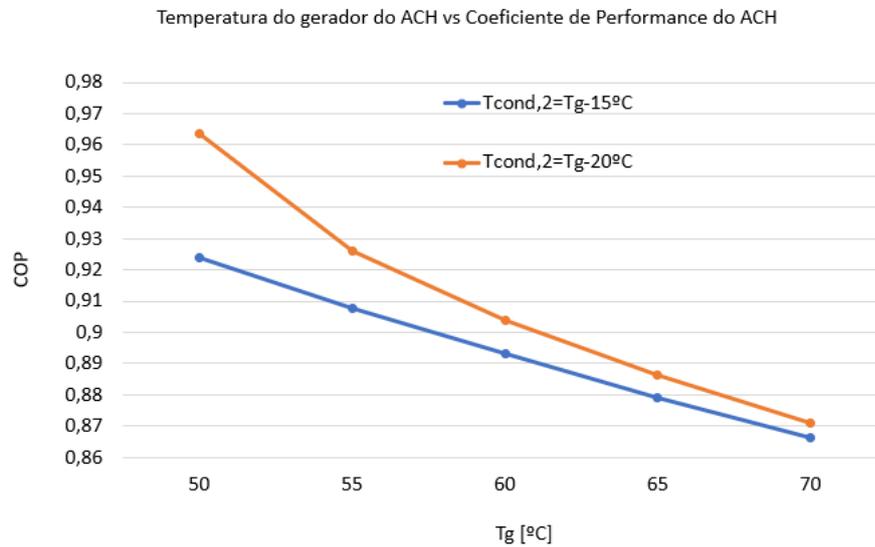
**Figura 6.1.** Influência da temperatura do condensador do ORC no rendimento térmico do ORC.



**Figura 6.2.** Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento térmico do ORC.

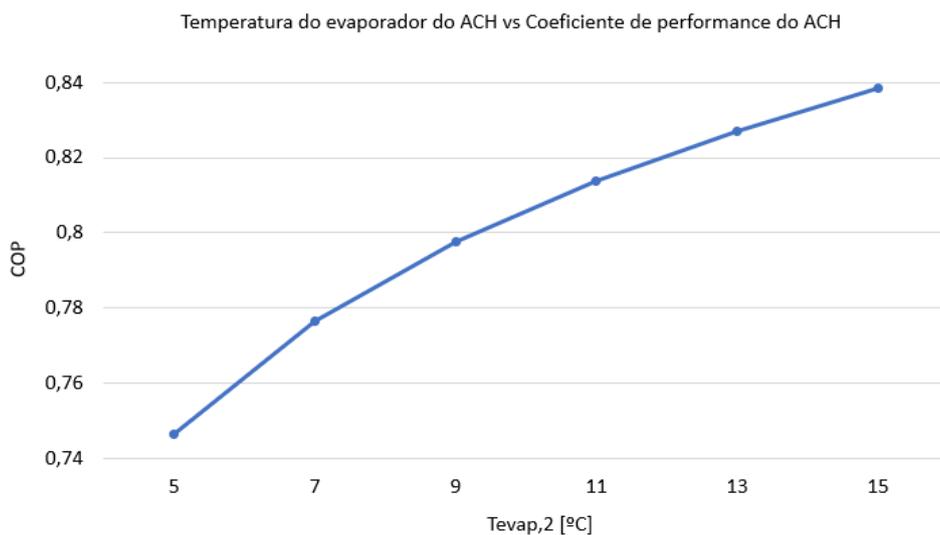
Na Figura 6.3 pode verificar-se a influencia que a temperatura do gerador do ACH ( $T_g$ ) e a relação entre a temperatura do gerador do ACH e do condensador do ACH ( $T_{cond,2}$ ) têm no coeficiente de performance (COP) do ACH. É perceptível que o aumento da temperatura do gerador leva à diminuição do coeficiente de performance e que com o aumento da diferença entre as duas temperaturas ( $T_g$  e  $T_{cond,2}$ ) conseguem-se obter valores de COP superiores. De 50°C para 70°C e para uma diferença de temperaturas de 15°C (curva a azul) ocorre uma redução de COP de aproximadamente 6.3%. De 50°C para 70°C e para

uma diferença de temperaturas de 20°C (curva a laranja) ocorre uma redução de COP de aproximadamente 9.6%.



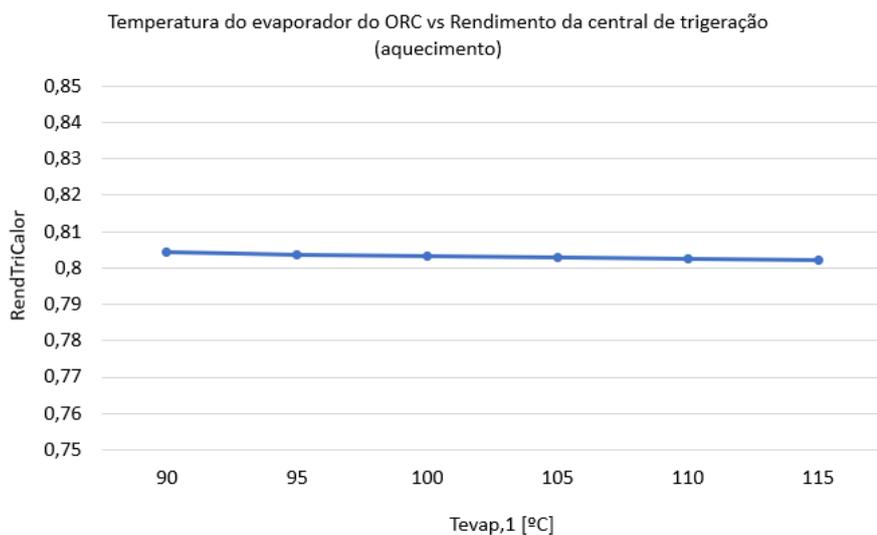
**Figura 6.3.** Influência da temperatura do gerador do ACH no coeficiente de performance do ACH.

O gráfico da Figura 6.4 retrata o comportamento do COP quando se faz variar a temperatura do evaporador do ACH ( $T_{evap,2}$ ). Percebe-se que o aumento da temperatura do evaporador do ACH leva a um aumento do coeficiente de performance. O valor máximo registado ocorre para a temperatura de 15°C e é de 0.839. De 5°C a 15°C consegue-se um aumento de COP de aproximadamente 12.4%.

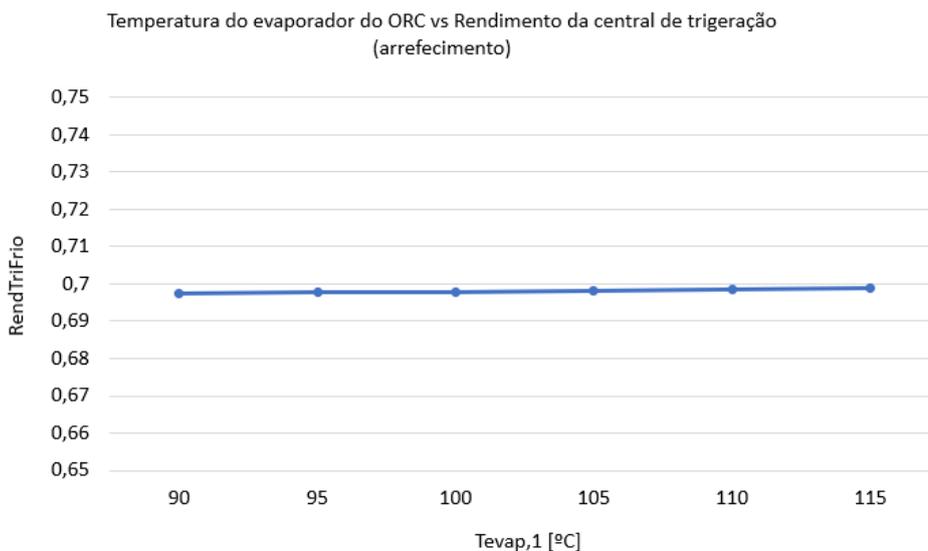


**Figura 6.4.** Influência da temperatura do evaporador do ACH no coeficiente de performance do ACH.

As Figura 6.5 e a Figura 6.6 retratam a influência da temperatura do evaporador do ORC ( $T_{evap,1}$ ) no rendimento da central de trigeração na situação de aquecimento (RendTriCalor) e na situação de arrefecimento (RendTriFrio). Observando as duas figuras percebe-se que a variação de  $T_{evap,1}$  não produz um efeito que seja relevante para a variação dos rendimentos.



**Figura 6.5.** Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento da central de trigeração (aquecimento).



**Figura 6.6.** Influência da temperatura do evaporador do ORC no rendimento da central de trigeração (arrefecimento).

## 6.2. Ponto de funcionamento

Na Tabela 6.1 são apresentados os parâmetros e respetivos valores utilizados como ponto de funcionamento para o sistema de trigeriação.

Este é o ponto de funcionamento escolhido pois resulta num bom compromisso entre potência elétrica gerada, potência de combustão da caldeira e rendimentos da central de trigeriação.

**Tabela 6.1.** Valores escolhidos para o ponto de funcionamento do sistema de trigeriação.

Ponto de funcionamento do sistema		
ACH	$T_g$ [°C]	60
	$T_{cond,2}$ [°C]	35
	$T_{evap,2}$ [°C]	5
	$T_a$ [°C]	35
ORC	$T_{cond,1}$ [°C]	65
	$\Delta T$ [°C]	5
	$T_{evap,1}$ [°C]	110

**Tabela 6.2.** Outputs do sistema de trigeriação.

Outputs do sistema		
ACH	$COP$	0.95
ORC	$RendEletORC$ [%]	7.5
	$P_{el}$ [kW]	15.1
Caldeira	$\dot{Q}_{comb}$ [kW]	284.8
Global	$RendTriFrio$ [%]	76.2
	$RendTriCalor$ [%]	80.3

### 6.3. Aplicação prática

Neste subcapítulo usa-se o ponto de funcionamento escolhido anteriormente para obter resultados tendo em conta as necessidades energéticas presentes na Tabela 4.1.

Para a situação de arrefecimento interessa mostrar os valores obtidos dos seguintes parâmetros: potência de combustão da caldeira ( $\dot{Q}_{comb}$ ) para cada hora de funcionamento, a potência elétrica gerada ( $P_{el}$ ), o calor cedido ao gerador do ACH ( $\dot{Q}_g$ ) e o rendimento da central de trigeração quando usada para produzir eletricidade, calor e frio ( $RendTriFrio$ ).

Para a situação de aquecimento interessa mostrar os valores obtidos, dos seguintes parâmetros: potência de combustão da caldeira ( $\dot{Q}_{comb}$ ) para cada hora de funcionamento, a potência elétrica gerada ( $P_{el}$ ) e o rendimento da central de trigeração quando usada para produzir eletricidade e calor ( $RendTriCalor$ ).

Os resultados obtidos para as situações de arrefecimento e aquecimento estão indicados na Tabela 6.3 e Tabela 6.4, respetivamente.

**Tabela 6.3.** Resultados obtidos para a situação de arrefecimento.

Meses	Parâmetros de saída			
	$\dot{Q}_{comb}[kWh]$	$P_{el}[kW]$	$\dot{Q}_g[kWh]$	$RendTriFrio[\%]$
Janeiro	656.1	34.8	491.8	77.0
Fevereiro	631.9	33.5	473.6	77.0
Março	728.2	38.6	545.8	77.2
Abril	736.3	39.1	551.0	77.2
Maiο	768.2	40.7	575.7	77.3
Junho	752.3	39.9	563.8	77.3
Julho	736.3	39.1	551.0	77.2
Agosto	720.4	38.2	539.9	77.2
Setembro	672.3	35.7	503.8	77.1
Outubro	720.4	38.2	539.9	77.2

Novembro	664.2	35.2	497.8	77.0
Dezembro	648.1	34.4	485.7	77.0

**Tabela 6.4.** Resultados obtidos para a situação de aquecimento.

Meses	Parâmetros de saída		
	$\dot{Q}_{comb}[kWh]$	$P_{el}[kW]$	$RendTriCalor[\%]$
Janeiro	189.7	10.1	80.3
Fevereiro	172.7	9.2	80.3
Março	189.7	10.1	80.3
Abril	180.5	9.6	80.3
Maiο	189.7	10.1	80.3
Junho	180.5	9.6	80.3
Julho	184.4	9.8	80.3
Agosto	189.7	10.1	80.3
Setembro	180.5	9.6	80.3
Outubro	189.7	10.1	80.3
Novembro	180.5	9.6	80.3
Dezembro	159.0	10.4	80.3

#### 6.4. Comparação com produção separada de energia

Para comparar a central de trigeriação com sistemas de produção separada de energia calcula-se primeiro o custo anual de funcionamento de central de trigeriação. Seguidamente determina-se o custo de funcionamento caso as necessidades energéticas fossem satisfeitas por um ciclo de refrigeriação por compressão de vapor (para produção de frio) e por uma caldeira a gás natural (para produção de calor).

Relativamente à central de trigeriação, a forma de calcular o custo de funcionamento para as situações de arrefecimento e aquecimento é a mesma. Uma vez que já é conhecida a potência de combustão horária da caldeira ( $\dot{Q}_{comb}$ ) para cada mês e considerando o valor de 4.8 kWh/kg para o poder calorífico inferior da biomassa ( $PCI_{biomassa}$ ), podemos determinar a massa de biomassa ( $m_{biomassa}$ ) necessária para cada mês:

$$m_{biomassa} = \frac{\dot{Q}_{comb}}{PCI_{biomassa}} \quad (6.1)$$

Uma vez determinada a massa de biomassa necessária para cada mês e considerando o valor de 0.3 €/kg para o preço da biomassa, calcula-se o custo de biomassa ( $C_{biomassa}$ ) em cada mês através da seguinte expressão:

$$C_{biomassa} = m_{biomassa} \times 0.3 \quad (6.2)$$

Através dos valores obtidos para a potência elétrica ( $P_{el}$ ) produzida no ORC e considerando o valor de 0.2 €/kWh para o preço da eletricidade, é possível determinar os ganhos obtidos pela produção de eletricidade ( $Ganhos_{el}$ ) em cada mês:

$$Ganhos_{el} = P_{el} \times 0.2 \quad (6.3)$$

Por fim, determina-se o custo de funcionamento ( $C_{func,tri}$ ) por hora para cada mês, recorrendo à equação (6.4), e faz-se o somatório do custo de funcionamento de todos os meses para as situações de arrefecimento e aquecimento. Considerando que a central de trigeriação opera 24 horas por dia e que cada mês tem 30 dias, obtém-se o custo total anual ( $C_{tot,anual,tri}$ ) de 396 543 €.

$$C_{func,tri} = C_{biomassa} - Ganhos_{el} \quad (6.4)$$

Os valores dos parâmetros mencionados nas equações (6.1), (6.2), (6.3) e (6.4) podem ser vistos na Tabela 6.5 e na Tabela 6.6.

Passando agora ao sistema de refrigeração por compressão para produção de frio, considera-se um coeficiente de performance (COP) de 2.5. Utilizando a equação (6.5) consegue-se obter a potência elétrica necessária fornecer ao compressor ( $P_{el,comp}$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap,2}}{P_{el,comp}} \quad (6.5)$$

Uma vez calculada a potência necessária fornecer ao compressor em cada mês e considerando o valor de 0.2 €/kWh para o preço da eletricidade, consegue-se obter o custo

de funcionamento por hora para cada mês ( $C_{el,comp}$ ), através da equação (6.6). Fazendo o somatório do custo de funcionamento de cada mês e considerando que o sistema de refrigeração opera 24 horas por dia e que cada mês tem 30 dias, obtém-se o custo total anual para o sistema de refrigeração ( $C_{tot,anual,refr}$ ) de 348 993 €.

$$C_{el,comp} = P_{el,comp} \times 0.2 \quad (6.6)$$

Para produção de calor, considera-se a utilização de uma caldeira a gás natural com uma eficiência ( $\eta_{cald}$ ) de 90%. Através da equação (6.7) determina-se para cada mês a potência de combustão horária necessária para a caldeira ( $\dot{Q}_{comb,cald}$ ).

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{cond,1}}{\dot{Q}_{comb,cald}} \quad (6.7)$$

Uma vez determinada a potência horária necessária para a caldeira e assumindo o valor de 0.15 €/kWh para o preço do gás natural, consegue-se determinar o custo de gás natural ( $C_{gás\ natural}$ ) para cada mês recorrendo à equação (6.8). Considerando que a caldeira opera 24 horas por dia e que cada mês tem 30 dias, obtém-se o custo total anual para o sistema de aquecimento ( $C_{tot,anual,aquec}$ ) de 199 428 €.

$$C_{gás\ natural} = \dot{Q}_{comb,cald} \times 0.15 \quad (6.8)$$

Por fim, somando o custo total anual para o sistema de refrigeração ( $C_{tot,anual,refr}$ ) com o custo total anual para o sistema de aquecimento ( $C_{tot,anual,aquec}$ ) obtém-se um custo anual total de 548 421 €.

Na Tabela 6.7 estão os valores obtidos em cada mês para os parâmetros calculados através das equações (6.5), (6.6), (6.7) e (6.8).

**Tabela 6.5.** Custo de funcionamento mensal do sistema de trigeriação, para a situação de arrefecimento.

Arrefecimento				
Meses	$m_{biomassa} [kg]$	$C_{biomassa} [€/h]$	$Ganhos_{el} [€/h]$	$C_{func,tri} [€/h]$
Janeiro	136.7	41.0	7.0	34.1
Fevereiro	131.7	39.5	6.7	32.8
Março	151.7	45.5	7.7	37.8

Abril	153.4	46.0	7.8	38.2
Maio	160.0	48.0	8.2	39.7
Junho	156.7	47.0	8.0	39.0
Julho	153.4	46.02	7.8	38.2
Agosto	150.1	45.0	7.6	37.4
Setembro	140.1	42.0	7.1	34.9
Outubro	150.1	45.02	7.6	37.4
Novembro	138.4	41.5	7.1	34.5
Dezembro	135.0	40.5	6.9	33.6

**Tabela 6.6.** Custo de funcionamento mensal do sistema de trigeriação, para a situação de aquecimento.

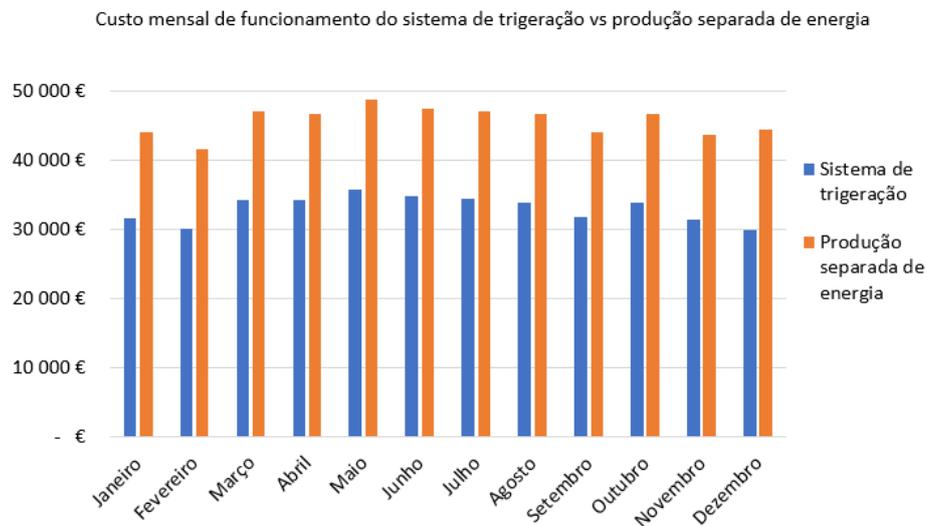
Aquecimento				
Meses	$m_{biomassa}$ [kg]	$C_{biomassa}$ [€/h]	$Ganhos_{el}$ [€/h]	$C_{func,tri}$ [€/h]
Janeiro	39.5	11.9	2.0	9.9
Fevereiro	36.0	10.8	1.8	9.0
Março	39.5	11.9	2.0	9.9
Abril	37.6	11.3	1.9	9.4
Maio	39.5	11.9	2.0	9.9
Junho	37.6	11.3	1.9	9.4
Julho	38.4	11.5	2.0	9.6
Agosto	39.5	11.9	2.0	9.9
Setembro	37.6	11.3	1.9	9.4
Outubro	39.5	11.9	2.0	9.9
Novembro	37.6	11.3	1.9	9.4
Dezembro	33.1	9.9	2.1	7.9

**Tabela 6.7.** Custo de funcionamento mensal para um sistema de refrigeração por compressão e de aquecimento para uma caldeira a gás natural.

Meses	Refrigeração		Aquecimento	
	$P_{el,comp}[kwh]$	$C_{el,comp}[€/h]$	$\dot{Q}_{comb,cald}[kwh]$	$C_{gás\ natural}[€/h]$
Janeiro	188.2	37.7	156.9	23.5
Fevereiro	181.2	36.2	143.8	21.6
Março	209.4	41.9	156.9	23.5
Abril	211.8	42.4	150.3	22.6
Maió	221.2	44.2	156.9	23.5
Junho	216.5	43.3	150.3	22.6
Julho	211.8	42.4	153.6	23.0
Agosto	207.1	41.4	156.9	23.5
Setembro	193.0	38.6	150.3	22.6
Outubro	207.1	41.4	156.9	23.5
Novembro	190.6	38.1	150.3	22.6
Dezembro	185.9	37.2	163.4	24.5

Para ter uma melhor comparação dos custos mensais de funcionamento, mostra-se na Figura 6.7 um gráfico onde se apresentam a azul os custos mensais de funcionamento do sistema de trigerção e a laranja os custos mensais de funcionamento para o caso de produção separada de energia. Percebe-se que os custos de funcionamento do sistema de trigerção são sempre inferiores no decorrer do ano.

Na Tabela 6.8 mostram-se os custos anuais das duas opções de produção de energia. Existe uma diferença de 151 878 €, que representa uma poupança de aproximadamente 27.7% optando pelo sistema de trigerção.



**Figura 6.7.** Comparação entre o custo mensal de funcionamento do sistema de trigeração com o custo mensal de funcionamento dos sistemas de produção separada de energia.

**Tabela 6.8.** Custo anual do sistema de trigeração vs Custo anual de produção separada de energia

Central de trigeração	Produção separada de energia	
	$C_{tot,anual,aquec}$ [€]	$C_{tot,anual,refr}$ [€]
$C_{tot,anual,tri}$ [€]	199 428	348 993
396 543	548 421	

## 7. CONCLUSÕES

O objetivo desta dissertação passa por aferir a viabilidade técnico-económica de um sistema de trigeriação alimentado a biomassa, comparando com um sistema convencional de produção de energia.

Começou-se por fazer um enquadramento da situação energética dos últimos anos, das consequências que daí advêm e aborda-se a importância da aplicação de sistemas de produção combinada de energia (cogeração e trigeriação), não só como forma de diminuir as emissões de gases com efeito de estufa, mas também como forma tornar os setores industrial e doméstico praticamente autossuficientes no que à produção e consumo de energia diz respeito.

A primeira parte desta tese descreve os conceitos de cogeração e trigeriação, fazendo referência às tecnologias presentes nestes sistemas. Para perceber as diferentes configurações e aplicações de sistemas de cogeração e trigeriação, foram resumidos alguns artigos. Na maioria dos artigos, os autores fazem uma análise técnica e económica dos seus sistemas considerando configurações e modos de operação diferentes.

Na segunda parte desta dissertação estabeleceu-se a caracterização das necessidades energéticas aplicadas ao caso em estudo (Tabela 4.1) e descreveu-se não só a configuração da central de trigeriação como também o funcionamento do ciclo ORC e do ciclo ACH. Em seguida, descreveu-se a modelação do sistema, onde se mencionaram todos os parâmetros envolvidos e as equações que os permitem determinar, tanto para o ORC como para o ACH. Para se poder definir o ponto de funcionamento ideal do sistema de trigeriação a propor (Tabela 6.1), foi feita uma análise paramétrica a alguns dos parâmetros envolvidos na modelação. A partir do ponto de funcionamento do sistema, determinaram-se e apresentaram-se os resultados do sistema, tanto para a situação de arrefecimento (Tabela 6.3) como para a situação de aquecimento (Tabela 6.4), tendo em conta as necessidades energéticas do caso de estudo. É de realçar que para a situação de arrefecimento obteve-se um rendimento térmico de aproximadamente 70% e para a situação de aquecimento um rendimento térmico de 80.3%. Por fim, foram estimados os custos de funcionamento de um sistema de refrigeração e de aquecimento (Tabela 6.7) para satisfazer as necessidades energéticas, comparou-se com o custo de funcionamento da central de trigeriação (Tabela 6.5

e Tabela 6.6) e concluiu-se que o sistema de trigeração é economicamente viável, representando uma poupança de aproximadamente 27.7%.

## 7.1. Trabalhos futuros

Como desenvolvimento futuro, propõem-se o dimensionamento e seleção de cada equipamento envolvido na central de trigeração para que se consiga estimar o custo de investimento. Neste sentido, conseguir-se-ia também estimar o período de retorno do investimento e comparar um sistema convencional de produção de energia.

Outro desenvolvimento futuro passa por fazer um estudo de impacto ambiental, onde se teria em conta não só o impacto ambiental da fase de utilização da central de trigeração, mas também o impacto ambiental da fase de obtenção de matéria prima para a construção da mesma. Este estudo permitiria perceber se o sistema de trigeração seria viável, do ponto de vista ambiental, relativamente às tecnologias comuns, usadas para aquecimento e refrigeração.

Uma vez que existem diversos fluidos orgânicos que podem ser utilizados no ORC, propõem-se o estudo do impacto que diferentes fluidos orgânicos têm na performance do ORC e selecionar um capaz de otimizar o sistema.

Relativamente ao ACH, seria interessante fazer a sua modelação considerando o par de trabalho amónia/água e evidenciar as diferenças no coeficiente de performance do ACH e no rendimento do sistema de trigeração relativamente ao funcionamento do ACH com o par de trabalho água/brometo de lítio.

Por fim, seria também interessante estudar diferentes configurações para o sistema de trigeração. Por exemplo, adicionar um recuperador de calor no ciclo do ORC, situado entre a turbina e o condensador ou optar por um ciclo de compressão a vapor alimentado pela eletricidade produzida pelo gerador do ciclo do ORC.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] “<https://www.eea.europa.eu/ims/primary-and-final-energy-consumption>”.
- [2] “<https://www.europarl.europa.eu/news/pt/headlines/priorities/cambio-climatico/20180706STO07407/progesso-da-ue-ao-nivel-das-suas-metas-climaticas-para-2020>.”
- [3] M. Jradi and S. Riffat, “Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 32, pp. 396–415, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.01.039.
- [4] I. Dincer, “Renewable energy and sustainable development: A crucial review,” *Renewable & sustainable energy reviews*, vol. 4, no. 2, pp. 157–175, 2000, doi: 10.1016/S1364-0321(99)00011-8.
- [5] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, and C. Pout, “A review on buildings energy consumption information,” *Energy Build*, vol. 40, no. 3, pp. 394–398, 2008, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.03.007.
- [6] H. Liu, Y. Shao, and J. Li, “A biomass-fired micro-scale CHP system with organic Rankine cycle (ORC) - Thermodynamic modelling studies,” *Biomass Bioenergy*, vol. 35, no. 9, pp. 3985–3994, 2011, doi: 10.1016/j.biombioe.2011.06.025.
- [7] H. Ghaebi, M. H. Saidi, and P. Ahmadi, “Exergoeconomic optimization of a trigeneration system for heating, cooling and power production purpose based on TRR method and using evolutionary algorithm,” *Appl Therm Eng*, vol. 36, no. 1, pp. 113–125, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.069.
- [8] G. Chicco and P. Mancarella, “Distributed multi-generation: A comprehensive view,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 3, pp. 535–551, 2009, doi: 10.1016/j.rser.2007.11.014.
- [9] J. Hernández-Santoyo and A. Sánchez-Cifuentes, “Trigeneration: An alternative for energy savings,” *Appl Energy*, vol. 76, no. 1–3, pp. 219–227, 2003, doi: 10.1016/S0306-2619(03)00061-8.
- [10] J. Ortega, J. C. Bruno, and A. Coronas, “Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network,” *Appl Therm Eng*, vol. 50, no. 2, pp. 1536–1542, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.10.041.
- [11] A. Huicochea, W. Rivera, G. Gutiérrez-urueta, J. Carles, and A. Coronas, “Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller,” *Appl Therm Eng*, vol. 31, no. 16, pp. 3347–3353, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.06.016.
- [12] H. al Moussawi, F. Fardoun, and H. Louahli-Gualous, “Review of tri-generation technologies: Design evaluation, optimization, decision-making, and selection approach,” *Energy Convers Manag*, vol. 120, pp. 157–196, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.04.085.
- [13] “<https://www.cogenportugal.com/eficiencia-energetica/>.”
- [14] M. A. Lozano, M. Carvalho, and L. M. Serra, “Allocation of economic costs in trigeneration systems at variable load conditions,” *Energy Build*, vol. 43, no. 10, pp. 2869–2881, 2011, doi: 10.1016/j.enbuild.2011.07.002.

- [15] H. I. Onovwiona and V. I. Ugursal, “Residential cogeneration systems: Review of the current technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 10, no. 5, pp. 389–431, 2006, doi: 10.1016/j.rser.2004.07.005.
- [16] W. Gilijamse and M. E. Boonstra, “Energy efficiency in new houses. Heat demand reduction versus cogeneration?,” *Energy Build*, vol. 23, no. 1, pp. 49–62, 1995, doi: 10.1016/0378-7788(95)00918-N.
- [17] M. Badami, M. Mura, P. Campanile, and F. Anzioso, “Design and performance evaluation of an innovative small scale combined cycle cogeneration system,” vol. 33, pp. 1264–1276, 2008, doi: 10.1016/j.energy.2008.03.001.
- [18] A. Arteconi, C. Brandoni, and F. Polonara, “Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector,” *Appl Therm Eng*, vol. 29, no. 8–9, pp. 1735–1743, 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.08.005.
- [19] Q. Gu, H. Ren, W. Gao, and J. Ren, “Integrated assessment of combined cooling heating and power systems under different design and management options for residential buildings in Shanghai,” *Energy Build*, vol. 51, no. March 2010, pp. 143–152, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.04.023.
- [20] H. Li, L. Fu, K. Geng, and Y. Jiang, “Energy utilization evaluation of CCHP systems,” *Energy Build*, vol. 38, no. 3, pp. 253–257, 2006, doi: 10.1016/j.enbuild.2005.06.007.
- [21] S. Karellas and A. Schuster, “Supercritical fluid parameters in organic rankine cycle applications,” *International Journal of Thermodynamics*, vol. 11, no. 3, pp. 101–108, 2008.
- [22] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-dadah, N. Moazami, and S. A. Mirhadizadeh, “Review of organic Rankine cycle for small-scale applications,” *Energy Convers Manag*, vol. 134, pp. 135–155, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.023.
- [23] M. Liu, Y. Shi, and F. Fang, “Optimal power flow and PGU capacity of CCHP systems using a matrix modeling approach,” *Appl Energy*, vol. 102, pp. 794–802, 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.08.041.
- [24] J. J. Wang, Y. Y. Jing, C. F. Zhang, and Z. J. Zhai, “Performance comparison of combined cooling heating and power system in different operation modes,” *Appl Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4621–4631, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.06.007.
- [25] F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, and I. Dincer, “Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production,” *Renew Energy*, vol. 48, pp. 161–172, 2012, doi: 10.1016/j.renene.2012.04.034.
- [26] G. Chicco and P. Mancarella, “Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development,” *Energy Policy*, vol. 35, no. 12, pp. 6132–6144, 2007, doi: 10.1016/j.enpol.2007.07.016.
- [27] Q. Gu, H. Ren, W. Gao, and J. Ren, “Integrated assessment of combined cooling heating and power systems under different design and management options for residential buildings in Shanghai,” *Energy Build*, vol. 51, no. March 2010, pp. 143–152, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.04.023.
- [28] D. W. Wu and R. Z. Wang, “Combined cooling, heating and power: A review,” *Prog Energy Combust Sci*, vol. 32, no. 5–6, pp. 459–495, 2006, doi: 10.1016/j.pecs.2006.02.001.

- 
- [29] P. J. Mago and A. K. Hueffed, "Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies," *Energy Build*, vol. 42, no. 10, pp. 1628–1636, 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.04.005.
- [30] G. Chicco and P. Mancarella, "Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part I: Models and indicators," *Energy*, vol. 33, no. 3, pp. 410–417, 2008, doi: 10.1016/j.energy.2007.10.006.
- [31] G. Chicco and P. Mancarella, "Matrix modelling of small-scale trigeneration systems and application to operational optimization," *Energy*, vol. 34, no. 3, pp. 261–273, 2009, doi: 10.1016/j.energy.2008.09.011.
- [32] Y. Y. Jing, H. Bai, and J. J. Wang, "A fuzzy multi-criteria decision-making model for CCHP systems driven by different energy sources," *Energy Policy*, vol. 42, pp. 286–296, 2012, doi: 10.1016/j.enpol.2011.11.085.
- [33] N. Fumo, P. J. Mago, and K. Jacobs, "Design considerations for combined cooling, heating, and power systems at altitude," *Energy Convers Manag*, vol. 52, no. 2, pp. 1459–1469, 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.10.009.
- [34] M. Carvalho, M. A. Lozano, and L. M. Serra, "Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects," *Appl Energy*, vol. 91, no. 1, pp. 245–254, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.09.029.
- [35] M. Ebrahimi and A. Keshavarz, "Climate impact on the prime mover size and design of a CCHP system for the residential building," *Energy Build*, vol. 54, pp. 283–289, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.06.029.
- [36] A. Shirazi, R. A. Taylor, G. L. Morrison, and S. D. White, "Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review," *Energy Convers Manag*, vol. 171, no. January, pp. 59–81, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.05.091.
- [37] J. Deng, R. Z. Wang, and G. Y. Han, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems," *Prog Energy Combust Sci*, vol. 37, no. 2, pp. 172–203, 2011, doi: 10.1016/j.peccs.2010.05.003.
- [38] T. Jaruwongwittaya and G. Chen, "A review: Renewable energy with absorption chillers in Thailand," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 5, pp. 1437–1444, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2010.01.016.
- [39] A. A. Askalany, M. Salem, I. M. Ismael, A. H. H. Ali, M. G. Morsy, and B. B. Saha, "An overview on adsorption pairs for cooling," vol. 19, pp. 565–572, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.11.037.
- [40] D. C. Wang, Y. H. Li, D. Li, Y. Z. Xia, and J. P. Zhang, "A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems," vol. 14, pp. 344–353, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2009.08.001.
- [41] A. Pal, I. I. El-Sharkawy, B. B. Saha, K. Habib, T. Miyazaki, and S. Koyama, "Thermodynamic analysis of adsorption cooling cycle using consolidated composite adsorbents - ethanol pairs," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 11, no. 20, pp. 12234–12238, 2016.
- [42] K. A. Joudi and N. S. Dhaidan, "Application of solar assisted heating and desiccant cooling systems for a domestic building," *Energy Convers Manag*, vol. 42, no. 8, pp. 995–1022, 2001, doi: 10.1016/S0196-8904(00)00111-4.
- [43] K. Daou, R. Z. Wang, and Z. Z. Xia, "Desiccant cooling air conditioning: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 10, no. 2, pp. 55–77, 2006, doi: 10.1016/j.rser.2004.09.010.
-

- [44] A. Lowenstein, “Review of liquid desiccant technology for HVAC applications,” *HVAC and R Research*, vol. 14, no. 6, pp. 819–839, 2008, doi: 10.1080/10789669.2008.10391042.
- [45] L. Mei and Y. J. Dai, “A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 3, pp. 662–689, 2008, doi: 10.1016/j.rser.2006.10.006.
- [46] C. Tzivanidis and E. Bellos, “A comparative study of solar-driven trigeneration systems for the building sector,” *Energies (Basel)*, vol. 13, no. 8, 2020, doi: 10.3390/en13082074.
- [47] E. A. Pina, L. M. Serra, M. A. Lozano, A. Hernández, and A. Lázaro, “Comparative analysis and design of a solar-based parabolic trough-ORC cogeneration plant for a commercial center,” *Energies (Basel)*, vol. 13, no. 18, 2020, doi: 10.3390/en13184807.
- [48] M. Uris, J. I. Linares, and E. Arenas, “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle,” *Renew Energy*, vol. 66, pp. 707–713, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2014.01.022.
- [49] Y. Huang *et al.*, “A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle,” *Appl Therm Eng*, vol. 53, no. 2, pp. 325–331, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.041.
- [50] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, and F. Hamdullahpur, “Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 975–985, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.06.060.
- [51] D. Maraver, A. Sin, F. Sebastián, and J. Royo, “Environmental assessment of CCHP (combined cooling heating and power) systems based on biomass combustion in comparison to conventional generation,” *Energy*, vol. 57, pp. 17–23, 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.02.014.
- [52] R. U. I. Miguel and D. A. Silva, “Utilização da trigeração em zonas remotas isoladas com perfis de consumo variável,” 2021.
- [53] E. Bellos and C. Tzivanidis, “Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump,” *J Clean Prod*, vol. 161, pp. 493–509, 2017, doi: 10.1016/j.jclepro.2017.05.159.
- [54] K. Ebrahimi, G. F. Jones, and A. S. Fleischer, “Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration,” *Appl Energy*, vol. 139, pp. 384–397, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.067.

## APÊNDICE A – MODELAÇÃO DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO

```
1 | %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Modulação do chiller água-LiBr %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 - clear all
3 - clc
4 - format compact
5 - % Inputs
6 - Qevap2=470.6;
7 - Tg=85;
8 - Tcond2=35;
9 - Tevap2=5;
10 - Ta=35;
11 - Eta_HX=0.707;
12 - %1
13 - p_max=exp(9.48654+3892.7/(42.6776-(Tcond2+273.15)))*1000;
14 - p_min=exp(9.48654+3892.7/(42.6776-(Tevap2+273.15)))*1000;
15 - %2
16 - T9=Ta;
17 - T8=Tevap2;
18 - T5=Tg;
19 - T6=Tcond2;
20 - T12=Tg;
21 - X9=(49.04+1.125*T9-T8)/(134.65+0.47*T9);
22 - X10=X9;
23 - X11=X9;
24 - X12=(49.04+1.125*T12-T6)/(134.65+0.47*T12);
25 - X13=X12;
26 - X14=X12;
27 - %3
28 - h5 = refpropm('H','T',T5+273.15,'P',p_max,'water');
29 - h6 = refpropm('H','T',T6+273.15,'P',p_max,'water');
30 - h8 = refpropm('H','T',T8+273.15,'P',p_min*0.1,'water');
```

```

31 %4
32 h7=h6;
33 %5
34 T7 = refpropm('T','H',h7,'P',p_min,'water')-273.15;
35 %6
36 X99=X9*100;
37 X1212=X12*100;
38 h9=((3.462023+(-2.679895E-2*X99))*T9+0.5*(1.3499E-3+(-6.55E-6*X99))*T9^2+(162.81+(-6.0418*X99)+4.5348E-3*X99^2+1.2053E-3*X99^3))*1000;
39 h12=((3.462023+(-2.679895E-2*X1212))*T12+0.5*(1.3499E-3+(-6.55E-6*X1212))*T12^2+(162.81+(-6.0418*X1212)+4.5348E-3*X1212^2+1.2053E-3*X1212^3))*1000;
40 %7
41 mr=Qevap2*1000/(h8-h7)
42 %8
43 m14=mr*X9/(X14-X9);
44 m9=mr*X14/(X14-X9);
45 m12=m14;
46 m13=m14;
47 m10=m9;
48 m11=m9;
49 %9
50 rho9=1145.36+470.84*X9+1374.79*X9^2-(0.333393+0.571749*X9)*T9;

```

```

51 %10
52 Wp=m9*(p_max-p_min)/rho9*1000;
53 h10=h9+Wp*1000;
54 T10=T9;
55 %11
56 cp10=0.0976*X10^2-37.512*X10+3825.4;
57 cp12=0.0976*X12^2-37.512*X12+3825.4;
58 %12e13
59 if (m12*cp12<m10*cp10)
60 T13=T12-Eta_HX*(T12-T10);
61 X1313=X13*100;
62 h13=(3.462023+(-2.679895E-2*X1313))*T13+0.5*(1.3499E-3+(-6.55E-6*X1313))*T13^2+(162.81+(-6.0418*X1313)+4.5348E-3*X1313^3)*1000;
63 h11=(m12*h12+m10*h10-m13*h13)/m11;
64 else
65 T11=T10+Eta_HX*(T12-T10);
66 X1111=X11*100;
67 h11=(3.462023+(-2.679895E-2*X1111))*T11+0.5*(1.3499E-3+(-6.55E-6*X1111))*T11^2+(162.81+(-6.0418*X1111)+4.5348E-3*X1111^3)*1000;
68 h13=(m12*h12+m10*h10-m11*h11)/m13;
69 end

```

```

70 %14
71 - h14=h13;
72 %15
73 - Qa=(mr*h8+m14*h14-m9*h9)/1000
74 - Qg=(mr*h5+m12*h12-m11*h11)/1000
75 - Qcond2=(mr*(h5-h6))/1000
76 - Erro1=Qg+Qevap2+Wp-Qcond2-Qa
77 - Erro2=m9-mr-m14
78 %16
79 - COP=Qevap2/Qg
80 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Modelação ORC %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
81 %Ponto1 (saída do condensador)
82 - T1=80;
83 - p1=refpropm('P','T',T1+273.15,'Q',0,'R245FA');
84 - h1=refpropm('H','T',T1+273.15,'Q',0,'R245FA');
85 - s1=refpropm('S','T',T1+273.15,'Q',0,'R245FA');
86 %Ponto3 (saída do evaporador)
87 - deltaT=5;
88 - Tevap1=110;
89 - T3=Tevap1+deltaT;
90 - p3=refpropm('P','T',Tevap1+273.15,'Q',1,'R245FA');
91 - h3=refpropm('H','T',T3+273.15,'P',p3,'R245FA');
92 - s3=refpropm('S','T',T3+273.15,'P',p3,'R245FA');
93 %Ponto4 (saída da turbina)
94 - p4=p1;
95 - RendTurbina=0.80;
96 - h4is=refpropm('H','P',p4,'S',s3,'R245FA');
97 - h4=h3-RendTurbina*(h3-h4is);
98 - T4=refpropm('T','P',p4,'H',h4,'R245FA')-273.15;
99 - s4=refpropm('S','P',p4,'H',h4,'R245FA');

```

```
100 %Ponto2 (saída da bomba)
101 - p2=p3;
102 - RendBomba=0.60;
103 - h2is=refpropm('H','P',p2,'S',s1,'R245FA');
104 - h2=(h2is-h1)/RendBomba+h1;
105 - T2=refpropm('T','P',p2,'H',h2,'R245FA')-273.15;
106 - s2=refpropm('S','P',p2,'H',h2,'R245FA');
107 %Determinar caudal de fluido orgânico
108 - mf=Qg*1000/(h4-h1)
109 - Qcond1=(mf*(h4-h1))/1000
110 - Qevap1=(mf*(h3-h2))/1000
111 %Determinar potência de combustão
112 - RendStorage=0.9; %Rendimento do Storage Tank
113 - Qstorage=Qevap1/RendStorage;
114 - RendCaldeira=0.9;
115 - Qcomb=Qstorage/RendCaldeira
116 %Trabalho líquido do ciclo
117 - Wturbina=mf*(h3-h4)/1000;
118 - Wbomba=mf*(h2-h1)/1000;
119 - Wliq=Wturbina-Wbomba;
120 - RendElORC=Wliq/Qevap1
121 %Potência elétrica na turbina
122 - RendTurbina=(h3-h4)/(h3-h4is);
123 - Pel=Wturbina*RendTurbina
124 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Eficiência da central de trigeração %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
125 - RendTriFrio=(Pel+Qevap2)/Qcomb
126 - RendTriCalor=(Pel+Qcond1)/Qcomb
```