

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA



Produção de Frio num Sistema de Trigeração

ANA FILIPA ALVES PEREIRA

Novembro de 2018

Orientação no ISEP: Doutora Paula Neto

Doutora Teresa Pimenta

Agradecimentos

Quero deixar aqui o meu sincero agradecimento a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste projeto.

Em primeiro lugar, agradecer ao engenheiro responsável da instalação de trigeriação da empresa, pela oportunidade e disponibilidade concedida na realização da presente dissertação.

Agradecimento especial, à Eng.^a Paula Neto e Teresa Pimenta, orientadoras da dissertação, pelo apoio, dedicação, afeto, preocupação e boa disposição demonstrados, bem como, pela excecional orientação dada neste trabalho.

À minha família. Em especial, a minha mãe Laura e ao meu pai Lourenço, o meu profundo agradecimento pelos valores e educação que me transmitiram, por me terem proporcionado a oportunidade de obter uma completa formação e pelo amor incondicional. Ao meu namorado Marco, pelo apoio e paciência demonstrados, por ter estado presente nos bons e maus momentos, por me tornar num ser humano melhor e por acreditar sempre em mim, mesmo quando eu não acredito. À minha prima e amiga Nita, por ter estado presente em mais uma etapa importante e por me ter ajudado com os seus conhecimentos.

Agradecimento especial, ao meu amigo Pedro, pelos bons momentos passados, pela força, amizade e apoio, por estar presente ao longo do meu percurso académico e pessoal, sempre com uma palavra de incentivo e com boa disposição para dar.

Por último, gostaria de agradecer aos meus amigos, Néilson, Catarina, Sónia, Mafalda e Jorge pela amizade e dedicação demonstradas ao longo destes anos do meu percurso académico que, de uma forma ou de outra, me tornaram na pessoa que hoje sou e me permitiram chegar até aqui.

Resumo

O aumento contínuo da população mundial e o crescente desenvolvimento industrial e tecnológico contribuem para o consumo intensivo de energia, sendo imperativo encontrar novas fontes de energia ou melhorar os sistemas de energia atuais. Os sistemas de multi-geração como a cogeração e a trigeriação são soluções promissoras na racionalização do consumo energético, uma vez que utilizam o calor para produzir em simultâneo eletricidade e energia térmica.

Desta forma, o principal objetivo deste trabalho centrou-se no estudo de uma instalação de trigeriação de uma empresa, com vista a aumentar as suas necessidades de frio em 600 kW de maio a outubro.

Para alcançar este objetivo propôs-se a instalação de um motor de combustão interna que irá permitir a geração de 1500 kW de potência elétrica, garantindo a venda de eletricidade à EDP, não comprometendo os critérios de uma cogeração de autoconsumo regidos pelo Decreto -Lei n.º 68-A/2015. Ao mesmo tempo, esta instalação permite, durante todo o ano, a produção de vapor numa caldeira usando para o efeito a potência de 490 kW disponível nos gases de combustão. Esta instalação assegura as necessidades de frio de 600 kW, de maio a outubro, para uma potência térmica disponível de 872 kW. De novembro a abril a potência de 872 kW é usada para aquecimento do ar condicionado e para aquecimento no processo industrial.

Com este sistema de trigeriação implementado consegue-se alcançar um bom factor de utilização de energia (*FUE*) de 82%.

No que diz respeito à análise económica, conclui-se que com um investimento total de 971 370 € o projeto apresenta potencial para ser economicamente viável e rentável, uma vez que com um gasto anual de 586 164 € obtém-se um benefício anual de 930 799 €. Assim consegue-se recuperar o capital investido dentro do tempo de vida útil do projeto, com um *payback* de 1,67 anos.

Em suma, sempre que exista uma procura economicamente justificável de energia térmica, a trigeriação deve ser ponderada pois pode advir daí vantagens económicas e ambientais.

Palavras chave: Trigeriação, Produção de Frio, Motor de combustão interna, Autoconsumo

Abstract

The increase of the world population as well as the technological and industrial advances have been contributing for the electrical consume to raise, for that reason is important to find new energy sources or better the existing systems. The multi-generation systems such as cogeneration and trigeneration are very promising solutions for this issue since the heat is used simultaneously to produce electricity and thermal energy.

The main focus of this work is the study of a trigeneration installation to increase its cold needs in 600 kw.

To achieve this goal, it was proposed the installation of an internal combustion engine that will allow the generation of 1500 kW of electric power, guaranteeing the sale of electricity to EDP and not compromising the criteria of a cogeneration of self consumption governed by Decree-Law no. 68-A / 2015. At the same time, this installation would enable meeting the cold requirements of 600 kW from May to October for an available thermal output of 872 kW and would allow the production of steam in a boiler through the available energy from the combustion gases corresponding to 490 kW. From November to April, the power of 872 kW would be used for heating the air conditioning and for heating in the industrial process.

With the implementation of this trigeneration system is possible to reach a good energy utilization factor (FUE) of 82%.

As regards the economic analysis, it is concluded that with a total investment of 971 390 €, the project has the potential to be economically viable and profitable, given that an annual benefit of 742 389 € is obtained, with an annual cost of 575 584 €. In addition, the invested capital may be recovered within the project life span, with a payback of 1,7 years.

In short, whenever there is an economically justifiable demand of termal energy, trigeneration must be weighed up since it may be advantageous in economical and environmental viewpoints.

Keywords: Trigeneration, Cold Production, Internal Combustion Engine, Self-consumption

Índice

1.	Introdução	1
1.1.	Objetivos do trabalho	1
1.2.	Enquadramento do trabalho	1
1.2.1.	Papel da cogeração na necessidade de Gestão de Energia	1
1.2.2.	Legislação	2
1.2.3.	Organização do relatório	10
2.	Cogeração	11
2.1.	Participação dos produtores de eletricidade na cogeração	12
2.2.	Vantagens e desvantagens	13
2.3.	Diferentes Tecnologias	14
2.3.1.	Turbina a vapor	15
2.3.2.	Turbina a gás	18
2.3.3.	Motor alternativo de combustão interna	25
3.	Trigeriação	31
3.1.	Tecnologias usadas na produção de frio	31
4.	Caso de estudo	35
4.1.	Determinação das condições de combustão do motor	37
4.2.	Descrição do funcionamento da instalação	39
4.2.1.	Balanços de massa e energia à instalação	42
4.2.2.	Recuperação energética do sistema	47
5.	Análise Económica	49
5.1.	Investimento	49
5.2.	Custos de operação	49
5.3.	Benefícios	50
5.3.1.	Vapor	50
5.3.2.	Água Quente (A.Q)	51
5.3.3.	Eletricidade	51

5.4. <i>Payback Period</i>	53
6. Conclusões	55
7. Bibliografia	57
ANEXOS	61
Anexo A – Cálculos para a determinação das condições da combustão	61
Anexo B - Determinação das perdas nos gases da chaminé	65
Anexo C – Determinação de custos	67
C1. Custo do combustível	67
C2. Custos de manutenção	67
C3. Custos com o pessoal	67
Anexo D – Determinação dos benefícios	69
D1. Benefício do vapor	69
D2. Benefício da água quente	69
D3. Benefício da eletricidade	69
D4. Determinação do <i>Cash-Flow</i>	74

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Diagrama T-s do Ciclo de Rankine [13].....	15
Figura 2.2 - Representação esquemática de turbina a vapor com o ciclo [14].....	16
Figura 2.3 - Esquema de cogeração baseado numa turbina a vapor em contrapressão [4].	17
Figura 2.4 - Representação esquemática de uma turbina de condensação com extração de vapor [19].....	18
Figura 2.5 - Esquema simplificado da turbina a gás.....	20
Figura 2.6 - Representação esquemática do ciclo indireto aberto da turbina a gás....	21
Figura 2.7 - Representação esquemática do ciclo direto fechado da turbina a gás....	21
Figura 2.8 - Representação esquemática do ciclo indireto fechado da turbina a gás.	22
Figura 2.9 - Representação esquemática do ciclo de Brayton, numa turbina a gás. ..	23
Figura 2.10 - Exemplo de uma turbina real e dos seus constituintes [17].....	23
Figura 2.11 - Representação esquemática de um sistema de cogeração que utiliza a turbina a gás [21].	24
Figura 2.12 - Câmara de combustão de um motor de ignição por faísca [17].....	26
Figura 2.13 - Representação esquemática do ciclo de um motor de ignição por faísca [22].	26
Figura 2.14 - Representação de um sistema de cogeração baseado num motor de combustão interna [21].	28
Figura 4.1 - Potência consumida em função das horas de funcionamento da instalação durante o ano.....	35
Figura 4.2 - Motor Jenbacher J420 [31].	36
Figura 4.3 - Esquema representativo da instalação.	41
Figura 4.4 - Esquema representativo dos equipamentos que estarão e funcionamento no período de novembro a abril.	42
Figura 4.5 - Representação esquemática da caldeira aquotubular [32].....	43
Figura 4.6 - Esquema representativo dos equipamentos que estarão e funcionamento no período de maio a outubro.	45

Figura 4.7 - Evolução da recuperação energética ao longo das várias etapas do processo..... 47

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Características e parâmetros das diferentes tecnologias utilizadas em sistemas de multi-gerção [18].	30
Tabela 4.1 - Especificações do motor.	37
Tabela 4.2 - Condições da combustão.	39
Tabela 4.3 - Propriedades do vapor para a pressão de funcionamento da caldeira.	44
Tabela 4.4 - Potência térmica disponível no período de novembro a abril.	45
Tabela 4.5 - Condições de funcionamento do chiller.	46
Tabela 4.6 - Energia térmica disponível ao longo do ano.	46
Tabela 5.1 - Investimento para a implementação do sistema de trigerção.	49
Tabela 5.2 - Custos necessários para o funcionamento do sistema de trigerção.	50
Tabela 5.3 - Dados necessários para calcular os benefícios provenientes do vapor.	50
Tabela 5.4 - Benefícios de eletricidade do ano de 2017.	52
Tabela 5.5 - Demonstração dos resultados obtidos para o payback period.	54

Nomenclatura

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado.

B – Benefícios (€).

C – Custos (€).

$C_{p_{gases}}$ – Calor específico dos gases a pressão constante, em kJ/(kg.K).

CHP - *Combined Heat and Power*.

COP – Coeficiente de funcionamento.

CUR – Comercializador de último recurso.

E – Excesso de ar (%).

EDP – Energias de Portugal (kW).

ERSE - Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos.

$\dot{E}_{fornecida}$ – Potência química do combustível (kW).

FUE - Fator de utilização de Energia.

GN – Gás Natural

HC – Horas Cheias

HP – Horas de Ponta

M – Massa molar do componente (kg/Kmol).

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico necessário para a combustão real (kg/h).

$\dot{m}_{A,Q}$ – Caudal mássico de água quente para o tanque (kg/h).

\dot{m}_{GN} – Caudal mássico de gás natural (kg/h).

$\dot{m}_{gases\ de\ escape}$ – Caudal mássico de gases de escape (kg/h).

\dot{m}_{proc} – Caudal mássico de água quente para o processo industrial (kg/h).

\dot{m}_{vapor} – Caudal mássico de vapor (kg/h).

$\dot{m}_{UTA's}$ - Caudal mássico de água quente para as unidades de tratamento de ar (kg/h).

$N^{\circ}\ horas$ – Número de horas que a instalação funciona num dia.

$N^{\circ}\ Dias\ \acute{u}teis$ – Número de dias úteis, tendo em conta os feriados existentes no ano de 2017.

P – Pressão absoluta do gás.

PBP – *Payback Period*.

PCI – Poder calorífico inferior do gás natural (kWh/m³).

PMI - Ponto Morto Inferior.

PMS - Ponto Morto Superior.

Q_c – Calor de combustão (kW).

Q_{diss} – Calor dissipado para o ambiente (kW).

Q_H – Calor fornecido no gerador de vapor (kW).

Q_L – Calor retirado no evaporador (kW).

Q_{útil} – Potência térmica útil (kW).

R – Constante universal dos gases perfeitos (J/(kmol.K))

SEN - Sistema Elétrico Nacional.

SEP - Sistema Elétrico de Serviço Público.

T – Temperatura absoluta do gás (K).

T_{amb} – Temperatura ambiente (°C).

t_{funcionamento} – Tempo de funcionamento da instalação (h).

UTA – Unidade de tratamento de ar.

V_c – Volume de gás natural (m³/h).

W_{bomba} – Trabalho da bomba (kW).

W_{produzido} – Potência de produção de eletricidade (kW).

x – Fração molar do componente

λ – Calor latente (kJ/kg).

ρ_{GN} – Massa volúmica do combustível gás natural (kg/m³).

1. Introdução

1.1. Objetivos do trabalho

O presente trabalho teve como objetivo o estudo de uma instalação de trigeriação de uma empresa de forma a aumentar as suas necessidades de frio em 600 kW. De forma a atingir este objetivo específico foi necessário:

- Estudar a instalação atual da empresa;
- Analisar o enquadramento legal da atividade de cogeração em Portugal;
- Estudar as tecnologias existentes no mercado, mais adequadas, para solucionar o problema exposto;
- Projetar as modificações necessárias na instalação já existente;
- Efetivar balanços de massa e energia à instalação;
- Realizar a análise económica da instalação.

Importa referir, que os dados utilizados no desenvolvimento deste trabalho, foram fornecidos pela empresa, mas esta pediu confidencialidade.

1.2. Enquadramento do trabalho

1.2.1. Papel da cogeração na necessidade de Gestão de Energia

Nos últimos anos, fruto do aumento da população mundial e do crescente desenvolvimento industrial e tecnológico, o consumo de energia tem-se intensificado, daí que seja urgente repensarmos alguns aspetos.

As reservas de combustíveis fósseis, situadas em locais acessíveis, são limitadas e os custos de prospeção e exploração crescerão rapidamente à medida que aquelas se forem esgotando. Por outro lado, com a explosão demográfica, as nações de terceiro mundo caminham no sentido de melhores padrões de vida, pelo que a procura de energia amplificará ainda mais.

Paralelamente, sabe-se que, para a satisfação da futura procura de energia, as reservas de origem fóssil atualmente conhecidas não serão suficientes para dar resposta, quer às necessidades já existentes, quer às que irão advir do progresso tecnológico. Assim, estas lacunas estarão dependentes de desenvolvimentos tecnológicos adequados no domínio das energias provenientes de fontes renováveis, da energia geotérmica e da energia nuclear, não deflagrando também outros fatores como disputas políticas e implicações ambientais que irão possivelmente originar restrições ao acesso da energia pelos países, ou regiões, desfavorecidos, verificando-se, portanto, um aumento nos preços da energia, pois a procura continuará a crescer

de um modo estacionário, embora estejam previstas pequenas oscilações de preços, em função da conjuntura social e política, que num dado momento se viva entre as nações produtoras e consumidoras de energia.

Da energia consumida pela humanidade, cerca de metade é desperdiçada, quer por limitações termodinâmicas dos processos tecnológicos utilizados, quer pelo uso irracional de energia pelos consumidores, logo, há muito a melhorar e a desenvolver em termos de novos equipamentos, conceções-base de sistemas energéticos.

Então, deve-se agir na redução de desperdícios nos sistemas atuais, e, nos casos em que são aceitáveis maiores investimentos, ir-se-á investir em equipamentos que, ou consigam minimizar as limitações da Segunda Lei da Termodinâmica, ou permitam a recuperação e uso do calor atualmente rejeitado ao ambiente.

A Gestão de Energia centra-se no cumprimento dos objetivos descritos no parágrafo anterior, através de uma análise cuidada dos consumos de energia das instalações em estudo, focando-se na economia de energia, numa lógica de economia sustentável.

A cogeração surge, no contexto, da necessidade da racionalização do consumo de energia. As instalações de cogeração vão ao encontro do objetivo principal da Gestão de Energia, porque pretende-se diminuir os desperdícios dos sistemas, reaproveitando o calor, hodiernamente rejeitado para o ambiente. Estas instalações permitem a produção simultânea de energia elétrica e térmica, numa unidade integrada a partir de um combustível que, entre outros, pode ser biomassa, fuelóleo, gás natural, resíduos industriais. Deste modo, evitam-se perdas de distribuição na rede elétrica, atribuindo maior independência às centrais de energia [1].

1.2.2. Legislação

Neste capítulo, pretende-se abordar a legislação aplicada à cogeração, em Portugal. Mas para que melhor se compreenda a evolução desta atividade ir-se-á abordar os decretos de lei aplicados deste 27 de maio de 1988, dando-se maior ênfase ao decreto de lei de 30 abril de 2015, uma vez que é neste que se insere no âmbito da presente dissertação.

Decreto-Lei n.º 189/88 de 27 de Maio

Com a consciencialização que as fontes de energia utilizadas na altura (não-renováveis) teriam os dias contados, como também as demais, surge a necessidade de diversificar as fontes de energia, assim como, a necessidade de as aproveitar. O que veio motivar alterações na figura do pequeno produtor de energia elétrica.

Posto isto, e no seguimento de legislação anterior ao presente decreto, foram estabelecidas medidas que pretendiam incentivar a autoprodução de energia elétrica, restringindo, porém, a qualidade de autoprodutor às pessoas singulares e coletivas que acessoriamente a produzissem.

Posteriormente, a Assembleia da República, regulou a qualidade de produtor independente de energia elétrica e a possibilidade de as pessoas nela mencionadas (privadas, públicas e cooperativas) puderem proceder à respetiva distribuição, desde que respeitem determinadas condições.

Em sintonia, o Governo, pronunciou-se alargando o conceito de autoprodutor através do Decreto-Lei n.º 149/86, de 18 de junho, de modo a reconhecer também esta qualidade às entidades que explorassem instalações exclusivamente produtoras de energia elétrica.

Neste contexto, surgiu o Decreto-Lei n.º 189/88, de 27 de maio, que veio estabelecer as condições relativas ao exercício da atividade de produção de energia elétrica, dentro de determinados limites de potência instalada, por qualquer entidade, independentemente da sua forma jurídica, que utilizasse recursos renováveis ou instalasse sistemas de produção combinada de calor e eletricidade [2].

Este decreto teve em conta, uma política de diminuição da dependência externa do país em energia primária, apontando, por um lado promover o aproveitamento das energias renováveis, os combustíveis nacionais e os resíduos industriais, agrícolas ou urbanos e incentivando, por outro lado, o uso do processo de cogeração em instalações cuja a atividade principal não fosse a produção de eletricidade, atendendo ao seu contributo para uma utilização mais eficiente de energia.

Decreto-Lei n.º186/95 de 27 de Julho

Após a publicação do decreto, mencionado anteriormente, houve um acentuado desenvolvimento da utilização do processo de cogeração, o qual deu origem a inúmeras situações e de características peculiares, e até mesmo disparatadas, no sector da produção energética, não previsíveis no quadro daquele normativo legal.

Por outro lado, a política aplicada pelo Governo, no sentido da liberação do sector elétrico estava carenciada de uma redefinição do enquadramento legal do processo de cogeração.

Assim sendo, o Decreto-Lei n.º 186/95, de 27 de julho, estabeleceu as disposições relativas à atividade de produção e consumo combinados de energia elétrica e de energia térmica, mediante o processo de cogeração, sem limite máximo de potência elétrica instalada [3].

Decreto-Lei n.º 538/99 de 13 de Dezembro

O Decreto-Lei n.º 538/99, de 13 de dezembro, veio estabelecer as regras aplicáveis à produção combinada de calor e eletricidade, isto é, as regras aplicadas à cogeração.

Desde então, contudo, o sector energético, de uma forma geral, e o sector elétrico, de uma forma particular, vieram a ter profundas alterações.

Por um lado, a criação do mercado interno da energia levou à aprovação de diretivas que tiveram a intenção de provocar reformas liberalizadoras na forma como o sector iria operar. Por outro lado, as crescentes preocupações com a defesa do ambiente, a nível global, tornaram necessário um maior estreitamento das políticas ambiental e energética, por forma a viabilizar o cumprimento dos compromissos internacionais que se avizinharam. Nesta matéria, não se pode esquecer das emissões dos gases que provocam o efeito de estufa, em resultado da implementação da Convenção Quadro das Nações Unidas para as Alterações Climáticas e do Protocolo de Quioto, dela resultante.

Assim sendo, este decreto de Lei, fez uma revisão do anterior normativo aplicável à produção de energia elétrica a partir das instalações de cogeração [4].

Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de Dezembro

Dois anos mais tarde, surge o Decreto-Lei n.º 313, de 10 de dezembro, que vem alterar o Decreto-Lei n.º 538/99, tendo sido revistas normas relativas às condições de exploração e tarifários de atividade de produção combinada de calor e eletricidade.

Assim sendo, neste decreto fez-se uma revisão, destacando-se os seguintes pontos:

- A reformulação das condições que devem respeitar as instalações de cogeração, também de modo a abranger instalações já existentes cuja continuidade de exploração deve ser assegurada, dado o seu efetivo contributo para melhoria da eficiência energética e ambiental dos sectores de atividade económica a que estão associadas;
- A clarificação das situações de coexistência de duas ou mais instalações de cogeração associadas a uma mesma instalação de utilização de energia térmica co-gerada;

- O ajustamento do âmbito de aplicação de mecanismo de gestão conjunta de energia, reconhecendo-lhe o significativo contributo para a otimização da eficiência energética;
- A diferenciação do tarifário aplicável ao fornecimento para a rede do Sistema Elétrico de Serviço Público (SEP) da energia elétrica produzida em instalações de cogeração relativamente à utilização dos vários tipos de combustíveis, estabelecendo-se os princípios necessários à internalização dos benefícios ambientais proporcionados por essas instalações e ao reconhecimento desses benefícios relativamente a toda a eletricidade co-gerada, mesmo quando destinada a consumo interno das instalações associadas às instalações de cogeração [5, 6].

Decreto-Lei n.º23/2010 de 10 de Dezembro

Tal como se referiu anteriormente, o Decreto-Lei 313/2001, de 10 de dezembro, veio estabelecer regras aplicáveis à produção combinada de calor e eletricidade à atividade de cogeração. Desde então, o sector energético, de uma forma geral, e o sector elétrico, de uma forma particular, conheceram novos desafios organizacionais e ambientais. Por um lado, o desenvolvimento do mercado interno da energia levou à aprovação da Diretiva n.º2003/54/CE, de 26 de junho, que aprofundou as reformas liberalizadoras na operação do mercado no sector e conduziu à reforma do seu enquadramento legal principalmente traduzida no Decreto-Lei n.º 29/2006, de 15 de fevereiro, que define as bases gerais da organização e funcionamento do Sistema Elétrico Nacional (SEN), e no Decreto-Lei n.º 172/2006, de 23 de agosto, que desenvolve estas bases.

Em contrapartida, as crescentes preocupações com a defesa do ambiente tornaram necessário um maior estreitamento das políticas ambiental e energética, de forma a viabilizar o cumprimento dos compromissos assumidos internacionalmente, em particular quanto à limitação dos gases que provoca o efeito de estufa, objeto da Convenção Quadro das Nações Unidas para as Alterações Climáticas, do Protocolo de Quioto dela recorrente e do Acordo de Copenhaga.

Neste contexto, a promoção da cogeração de elevada eficiência com base na procura de calor útil é considerada prioritária, devido ao seu potencial de poupança de energia primária e, conseqüentemente, de redução das emissões de CO₂, bem como a diminuição significativa das perdas na rede associada à descentralização da produção de energia elétrica e também da potencial contribuição para a segurança e abastecimento.

A entrada em vigor da Diretiva n.º2004/8/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 11 de fevereiro, relativa à promoção da cogeração com base na procura de calor útil no mercado interno de energia e que altera a Diretiva n.º92/42/CEE, de 21 de maio, tornam necessária a adaptação do regime de atividade de cogeração.

Assim, o Decreto-Lei n.º23/2010, de 25 de março, procede ao enquadramento da atividade de produção em cogeração, estabelecendo o respetivo regime jurídico e remuneratório.

O regime remuneratório, deste decreto, assenta em duas modalidades, à escolha do promotor da cogeração, acessíveis a cogerações eficientes ou de elevada eficiência.

A modalidade geral é acessível a todas as cogerações sem restrições de potência instalada. Nesta modalidade geral, a remuneração de energia térmica e elétrica produzida faz-se principalmente com apelo às regras de mercado, ainda que tenha sido previsto o pagamento temporário de um prémio de participação de mercado, relativamente a instalações de capacidade instalada igual ou inferior a 100 MW.

A modalidade especial é acessível somente a cogerações com capacidade igual ou inferior a 100 MW. Nesta modalidade a remuneração de energia térmica processa-se em condições de mercado, mas a energia elétrica é entregue à rede para comercialização pelo comercializador de último recurso (CUR), em contrapartida de uma tarifa de referência temporária, de valor a definir em portaria do membro do Governo responsável pela área de energia, a qual é contemplada com o pagamento de prémios de eficiência [7].

Decreto-Lei n.º 68-A/2015

Como é fácil de perceber a articulação entre os objetivos de política climática e de política energética são elementos fundamentais na implementação da Diretiva sobre Eficiência Energética, tendo sido estes a base de linha de orientação do Governo.

No entanto, a apesar dos esforços levados a cabo e da evolução registada ao nível das políticas nacionais de eficiência energética, a Comissão Europeia concluiu, na sua comunicação sobre o Plano de Eficiência Energética de 2011, que a dificuldade no cumprimento do objetivo traçado, no que respeita à eficiência energética, exigia a alteração do quadro jurídico europeu nesta matéria.

Neste contexto, surgiu a Diretiva n.º2012/27/EU, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de Outubro de 2012, que veio estabelecer um novo enquadramento com vista a promoção da eficiência energética na União Europeia, definindo ações que concretizassem, por um lado, as propostas incluídas no Plano de Eficiência Energética de 2011 e, por outro, as necessidades identificadas no roteiro de transição para uma economia de baixo carbono competitiva, em 2050. Posto isto, os Estados-Membros pretendiam pôr em vigor as disposições legislativas, regulamentares e administrativas necessárias para o cumprimento desta diretiva até 5 de junho de 2014 [8].

No entanto, tal não aconteceu, e, segundo o ministro do ambiente, ornamento do território e energia, este desfasamento temporal deveu-se à ambição do governo em não se limitar a proceder à transposição da diretiva, existindo também a pretensão de aprovar o regime da cogeração de energia. Assim, a referida diretiva apenas viu o seu processo de transição finalizado no dia 30 de abril de 2015 com a publicação do Decreto-Lei n.º68-A/2015, que irá ser analisado de seguida.

O DL. n.º68-A/2015 veio estabelecer disposições em matéria de eficiência energética e cogeração, transpondo para a ordem jurídica interna a Diretiva n.º 2012/27/EU, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, relativa a eficiência energética. No âmbito da referida transposição, este decreto-lei procede ainda:

- À segunda alteração ao Decreto-Lei n.º 71/2008, de 15 de abril, alterado pela Lei n.º 7/2013, de 22 de janeiro, que regula o sistema de gestão de consumos intensivos de energia, instituído com o objetivo de promover a eficiência energética e monitorizar os consumos energéticos de instalações intensivas de energia;
- À segunda alteração ao Decreto-Lei n.º 23/2010, de 25 de março, alterado pela Lei n.º 19/2010, de 23 de agosto, que estabelece a disciplina da atividade de cogeração;
- À segunda alteração ao Decreto-Lei n.º 141/2010, de 31 de dezembro, alterado pelo Decreto-Lei n.º 39/2013, de 18 de março, que define as metas nacionais de energia renovável no consumo de energia final e transpõe parcialmente a Diretiva n.º 2009/28/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 23 de abril de 2009;
- À primeira alteração ao Decreto-Lei n.º 39/2013, de 18 de março, que transpõe parcialmente a Diretiva n.º2009/28/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 23 de abril de 2009;
- À primeira alteração ao Decreto-Lei n.º 118/2013, de 20 de agosto, que aprova o Sistema de Certificação Energética dos Edifícios, o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação e o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios do Comércio e Serviços, e transpõe a Diretiva n.º 2010/31/EU, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de maio de 2010 relativa ao desempenho energético dos edifícios.

Após a leitura do referido documento, pode-se comentar que este se encontra subdividido, essencialmente, em duas partes principais, sendo que a primeira é referente à eficiência energética e a segunda correspondente à cogeração. A segunda

parte do mesmo inclui uma completa republicação do Decreto-Lei n.º 23/2010, contendo as modificações efetuadas. Desta forma, o que se pretende é expor de forma mais clara quais as principais modificações introduzidas pela sua publicação.

Através da leitura completa do referido decreto correspondente à cogeração foi possível verificar, que apesar de se ter mantido a estrutura de base do Decreto-Lei n.º 23/2010, que dividia a atividade de cogeração nas modalidades geral e especial, foram realizadas modificações significativas nas mesmas. Analisando as transformações implementadas, torna-se evidente que houve uma pretensão de aproximar a legislação que tutela a cogeração com a existente de autoconsumo com outras tecnologias de produção elétrica, para além de reduzir os encargos com este sector [9].

Modalidade Geral

Começando pelas alterações efetuadas na modalidade geral percebe-se que de acordo com o apresentado no n.º 1 do artigo 4.º- B, esta modalidade passa agora a estar dividida em duas submodalidades distintas, sendo denominadas por submodalidade A e submodalidade B.

Na submodalidade A passam a estar inseridas todas as unidades de cogeração que apresentem uma potência de injeção na rede igual ou inferior a 20 MW, e que operem em modo de autoconsumo da eletricidade que produzem, sendo os excedentes elétricos entregues ao Comercializador de Último Recurso (CUR). Posto isto, todas as cogerações que se encontrem enquadradas nesta submodalidade deixam de ter o problema de não existir modalidade geral, presente no Decreto-Lei n.º 23/2010, garantia de compra da eletricidade produzida, bem como da questão do facilitador de mercado ainda não se encontrar devidamente esclarecida. Para que haja lugar ao devido pagamento dos excedentes, e de acordo com o exposto no artigo 5.º-A, é da responsabilidade do cogrador estabelecer um contrato com o CUR, tendo no entanto em atenção as restrições impostas.

Segundo o presente no n.º 2 do artigo 4.º- B é considerado que uma cogeração opera no modo de autoconsumo sempre que a energia elétrica e térmica produzidas, além de se destinarem ao consumo nos serviços auxiliares, proporcionarem o abastecimento de uma unidade de utilização associada.

Na nova legislação, para além da submodalidade A, está também prevista a submodalidade B, sendo esta relativamente semelhante à modalidade geral introduzida no Decreto-Lei n.º 23/2010. Assim sendo, esta será a modalidade a ser adotada por todos os promotores de unidades de cogeração que tenham em vista operar em regime

de venda total ou parcial da eletricidade produzida em mercados organizados ou através da celebração de contratos bilaterais [7, 9].

Modalidade especial

Após terem sido compreendidas as alterações introduzidas na modalidade geral, importa igualmente perceber mais pormenorizadamente o que foi modificado na modalidade especial.

Após ter-se analisado a modalidade especial foi possível perceber, através da análise da alínea b) do n.º 1 do artigo 4.º, que esta foi substancialmente restrita, sendo agora somente aplicável a instalações cuja potência de injeção seja igual ou inferior a 20 MW, em detrimento dos anteriores 100 MW. Apesar desta ser a alteração mais evidente na modalidade especial, a nova legislação prevê igualmente ligeiras alterações no quadro remuneratório. Assim sendo, apesar de serem mantidos quer o prémio de eficiência, quer o prémio de energia renovável, os mesmos apresentarão contornos ligeiramente diferentes. Relativamente ao prémio de eficiência, em virtude deste deixar de ser aplicável a cogerações eficientes, o mesmo viu a sua designação ser transformada para prémio de elevada eficiência. Quanto ao prémio de energia renovável, o mesmo continuará a ser atribuído em função da proporção de combustíveis de origem renovável que sejam consumidos numa determinada instalação de cogeração que utilize, pelo menos em parte, combustíveis renováveis. Todavia, ao contrário do que acontecia anteriormente, passa a existir uma limitação no valor individual ou acumulado dos prémios a receber nesta modalidade, não podendo exceder o montante de 7,5€/MWh [7, 9, 10].

Outro dos aspetos que foi alterado, diz respeito a duração do regime remuneratório, que pode ser um aspeto relevante para quem pretenda investir num projeto de cogeração. Assim sendo, de acordo com o exposto no n.º1 do artigo 5.º, a modalidade especial dura enquanto se mantiverem as condições da sua atribuição por um período de 120 meses, podendo este prazo ser prorrogado por mais 60 meses caso, para além de se verificar a poupança de energia primária, os prémios de elevada eficiência e de energia renovável sejam revistos. Deste modo, fazendo uma comparação com o Decreto-Lei n.º 23/2010, o período de extensão passível de ser requisitado passou a limitar-se em apenas metade do tempo, prejudicando desta forma, mais uma vez, as novas unidades de cogeração que possam vir a existir.

Acerca desta modalidade importa ainda realçar que, só a recente publicação do Decreto-Lei 68-A/2015 veio revogar completamente o Decreto-Lei n.º 25/2012.

1.2.3. Organização do relatório

A presente dissertação encontra-se dividida em seis capítulos.

No capítulo um é exposto os objetivo e enquadramento do trabalho. Para além disso é destacado o papel da cogeração na necessidade de Gestão de Energia e descrita a legislação da atividade de cogeração.

No capítulo dois é abordado o conceito de cogeração apresentando-se as diferentes tecnologias utilizadas, assim como as vantagens e desvantagens, de cada uma delas. Neste capítulo é ainda explicado a participação dos produtores de eletricidade na cogeração.

No capítulo três é introduzido o conceito de trigerção, dando-se maior ênfase as tecnologias de produção de frio.

No capítulo quatro é exposto o caso em estudo e no quinto é efetuada uma análise económica do mesmo, de modo a perceber se o projeto é economicamente viável ou não.

No último capítulo são apresentadas as principais conclusões.

2. Cogeração

Como a conversão de energia térmica em trabalho está limitada pelas restrições implícitas na Segunda Lei da Termodinâmica, grande parte da energia primária que é disponibilizada para se produzir uma dada quantidade de trabalho é pura e simplesmente desperdiçada na rejeição de calor à fonte fria. Todavia, há situações em que, juntamente com a necessidade da produção de trabalho, ou de energia elétrica, existem consumos de energia térmica que, por norma, se processam a baixos níveis de temperatura. Ora, se se baseassem na cogeração, recorriam à utilização de energia térmica inevitavelmente rejeitada pelos motores.

Este princípio de integração dos processos de produção de energia mecânica e térmica repete-se, com frequência, desde os primórdios da revolução industrial. Porém, com o decréscimo dos custos de energia que entretanto se verificou, associado ao aumento das fontes energéticas disponíveis, o que conseqüentemente, conduziu à redução dos preços do combustível e da eletricidade, as empresas industriais foram abandonando essas instalações combinadas, entre produção da energia mecânica, ou elétrica, ou térmica, em detrimento da aquisição de caldeiras destinadas só à produção de energia térmica, passando a comprar energia elétrica às empresas produtoras e distribuidoras desta forma de energia. Só após as crises petrolíferas dos anos setenta, este aproveitamento combinado de recursos energéticos voltou a ser incentivado e analisado com mais cuidado.

Hoje em dia, dada a situação de dependência energética, e relevando as suas principais fontes, combustíveis fósseis, estarem cada vez mais escassas, é imprescindível tomarem-se medidas que diminuam a dependência deste tipo de combustíveis não renováveis. Neste sentido, surge a necessidade da utilização de fontes de energia renováveis e a otimização do uso de combustíveis fósseis para alcançarmos um melhor aproveitamento energético. Eis que aparece a cogeração, um sistema que permite a produção simultânea de energia elétrica e térmica, numa única unidade integrada, a partir de um combustível que pode ser biomassa, fuelóleo, gás natural, resíduos industriais, etc, ou seja, a cogeração produz eletricidade, ou energia mecânica, e térmica que recicla/reusa a maioria da energia química contida no combustível fornecido à instalação. Consegue-se, assim, contornar as limitações termodinâmicas inerentes à conversão de calor em trabalho.

Pode-se definir cogeração como a produção sequencial de energia elétrica, ou mecânica, e térmica útil, a partir da mesma fonte primária.

Normalmente, nos sistemas de cogeração, em oposição aos tradicionais, obtém-se um rendimento global de utilização de energia muito elevado, uma vez que existe aproveitamento da energia térmica para a produção de energia elétrica ou mecânica.

Nesta teoria, existem diferentes designações consoante os diferentes conceitos base, ou diferentes aproximações tecnológicas. Assim, cogeração pode ser utilizada como Produção Combinada de Calor e Eletricidade (*Combined Heat and Power* – CHP), ou Sistemas de Energia Total ou ainda Aquecimento Comunitário (*District Heating*). Com esta última denominação, referem-se instalações centralizadas para produção de calor destinado ao aquecimento de edifícios nos quais se produz, simultaneamente, como subproduto eletricidade [1, 11].

2.1. Participação dos produtores de eletricidade na cogeração

O aumento do preço da energia trouxe uma reflexão das empresas industriais sobre o processo de consumo nas suas práticas fabris. Tal resultou numa gestão mais cuidada dos gastos energéticos, num maior investimento no sector energético com vista à elaboração de conversões e recuperações energéticas. Esta consciência traduziu-se numa redução significativa do consumo energético, o que, conseqüentemente, originou um decréscimo razoável da procura de energia, limitando o contínuo crescimento em que até então subsistiam as companhias produtoras e distribuidoras de eletricidade.

Para além disso, com o aumento da informação e das preocupações ambientais das populações, os custos ambientais das grandes centrais produtoras de eletricidade dispararam. Ao mesmo tempo, começaram a ocorrer as pressões das instituições laborais em torno da proteção dos seus membros, o que ocasionou um aumento no incremento dos investimentos necessários à formação profissional e à construção de novas centrais mais exigentes em termos de controlo e segurança no trabalho. Os riscos destes investimentos cresceram, em simultâneo, com as políticas de poupança energética implementadas pelas empresas industriais, reduzindo-se os benefícios para as companhias de eletricidade. Em suma, convergiu-se para o aumento das dificuldades das companhias elétricas.

Estas começaram a procurar outros meios mais adequados, que envolvessem menos riscos económicos e financeiros, para satisfazer as necessidades em energia elétrica dos seus clientes, principalmente em períodos de pontas de consumo, em vez de recorrerem a instalações de menor rendimento térmico e que consumiam combustíveis mais caros. Uma central para produção de energia elétrica é uma grande instalação industrial que concentra graves problemas ambientais, sociais e laborais, ao passo que, se essa mesma quantidade de energia elétrica for produzida à custa de uma

série de menores instalações dispersas numa área razoável, esses problemas ficariam igualmente dispersos por vários responsáveis, que seriam independentes relativamente às grandes companhias distribuidoras de eletricidade. Nos dias que correm, pelas razões enumeradas, as companhias de eletricidade estão cada vez mais interessadas em diversificar as suas fontes de energia elétrica e, portanto, em partilhar investimentos e riscos a correr [1].

2.2. Vantagens e desvantagens

A cogeração, tal como outro sistema, tem as suas vantagens e inconvenientes. De seguida, ir-se-ão enumerar os prós e os contras face ao país, companhias de eletricidade e utilizadores.

Quanto ao país, a cogeração proporcionou uma maior economia de energia primária. A economia de energia primária é conseguida através da menor quantidade de combustível consumido, acabando por ter repercussões na produção de eletricidade e é também conseguida à custa do aproveitamento do calor residual. Proporciona ainda uma maior diversificação energética, ao aproveitar-se dos calores residuais e dos combustíveis derivados do processo de produção (conversão) energética.

Outros dois benefícios prendem-se com a diminuição da contaminação ambiental e as poupanças económicas, pois, havendo redução no consumo de energia primária, conseqüentemente, haverá tanto reduções nas emissões de poluentes para a atmosfera, como redução da poluição térmica com aproveitamento adequado do calor residual. Por último, associa-se a poupanças económicas pela diminuição dos custos da eletricidade comparativamente aos sistemas convencionais.

Contudo, estes sistemas carecem de legislação adequada que, por vezes, se pode tornar num entrave para os produtores independentes de eletricidade. Evidentemente que é obrigatória a publicação de legislação própria e haverá necessidade de se arbitrarem conflitos e disputas que ocorrerão entre produtores independentes e as companhias produtoras e distribuidoras de eletricidade.

Outro dos obstáculos centra-se nas infraestruturas, uma vez que é preciso criá-las para que sejam adequadas ao controlo da aplicação da legislação, à regulamentação técnica, à realização de operações de manutenção e à reparação, contornando falhas graves no fornecimento de energia elétrica à rede pelos produtores.

Para as companhias de eletricidade, a cogeração ocasiona um aumento das garantias de fornecimento de eletricidade aos consumidores por parte das companhias distribuidoras, uma redução da potência de reserva disponível, consequência do

acrécimo do número de pequenas instalações geradoras de eletricidade bem como de uma distribuição mais económica dos meios de produção, porque as companhias distribuidoras só podem recorrer, em última instância, ao uso das suas centrais de recurso menos eficientes, já que dispõem de centrais de cogeração mais recentes e mais eficientes.

Mas problemas de regulação da rede podem surgir e levar a uma redução de mercado. Senão vejamos: resultam da ligação em paralelo dos equipamentos de cogeração com a rede elétrica, deixando-a na dependência das falhas de correntes fornecidas pelos produtores independentes. Estes, cogeradores, logicamente produzem a maior parte da energia que consomem, havendo menor mercado para as produtoras e distribuidoras de eletricidade.

Finalmente, para os utilizadores, a cogeração significou, sobretudo, uma maior poupança económica e uma maior garantia de fornecimento de energia. A primeira devido ao menor custo da eletricidade autoconsumida e ganhos – leiam-se ganhos na energia térmica residual que é aproveitada -, ainda que, às vezes, secundários, na eletricidade que é vendida à rede; a segunda pelo facto dos auto consumidores serem independentes das falhas da rede e isto permitir-lhes a certeza de que, em caso de emergência, a produção própria cobre as necessidades energéticas dos equipamentos consumidores mais sensíveis

Indubitavelmente que as dificuldades, mais prováveis, para os utilizadores correspondem aos investimentos, pois as empresas ficam obrigadas a realizarem maiores gastos e ainda por cima num ramo diferente daquele onde tem as suas maiores competências, enfrentando, assim, riscos desconhecidos e ao impacto ambiental, originado pelo aumento da poluição na vizinhança do processo fabril, ocasionada pelas emissões dos produtos de combustão da central de cogeração [1, 11, 12].

2.3. Diferentes Tecnologias

Nos dias de hoje, existem diferentes tipos de tecnologias de cogeração e podemos enquadrá-las segundo as próximas categorias: turbina de vapor em contrapressão; turbina de vapor de condensação com extração de vapor; turbina a gás; motor alternativo de combustão interna [1].

2.3.1. Turbina a vapor

As turbinas a vapor são uma tecnologia muito usual no processo de cogeração, estando implementadas quer em centrais térmicas convencionais (carvão ou fuel), quer em centrais de ciclo combinado (gás natural). Operam de acordo com o ciclo de Rankine, o ciclo ideal aliás, representativo da máquina térmica (central a vapor), tal como é demonstrado no diagrama T-s, apresentado Figura 2.1.

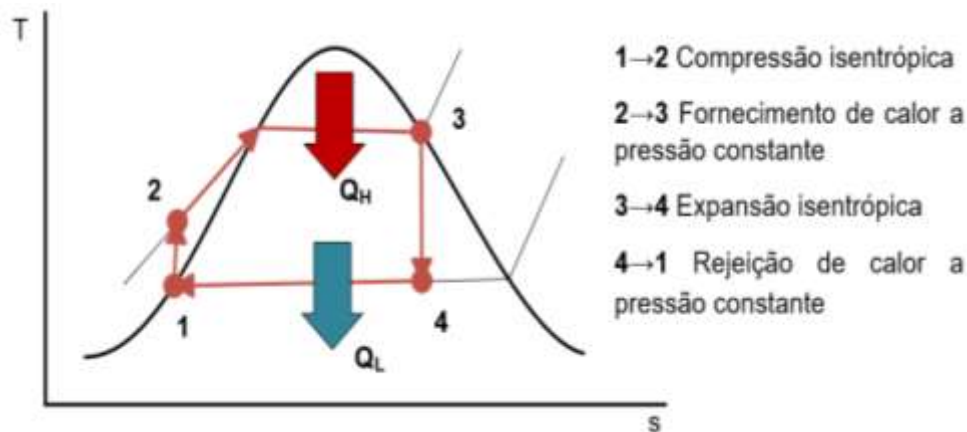


Figura 2.1 - Diagrama T-s do Ciclo de Rankine [13].

A Figura 2.1 pretende traduzir os fenómenos que ocorrem na turbina a vapor em circuito fechado. A água é aquecida no interior de uma caldeira até se obter vapor saturado de alta pressão, a uma temperatura superior à de saturação (2→3). Depois, o vapor é expandido na turbina, normalmente constituída por vários andares, onde posteriormente é rejeitado a uma pressão mais baixa para um condensador de vácuo, onde irá ocorrer a condensação do vapor. Por fim, o vapor condensado é reencaminhado novamente para a caldeira, iniciando um novo ciclo. No que toca à obtenção de energia térmica, é importante frisar a possibilidade da mesma ser feita através da queima de qualquer combustível, ou até mesmo pela utilização dos gases de exaustão de outro sistema, revelando assim uma enorme flexibilidade relativamente ao combustível utilizado.

Na Figura 2.2, apresenta-se uma representação esquemática deste tipo de turbina com o respetivo ciclo [13].

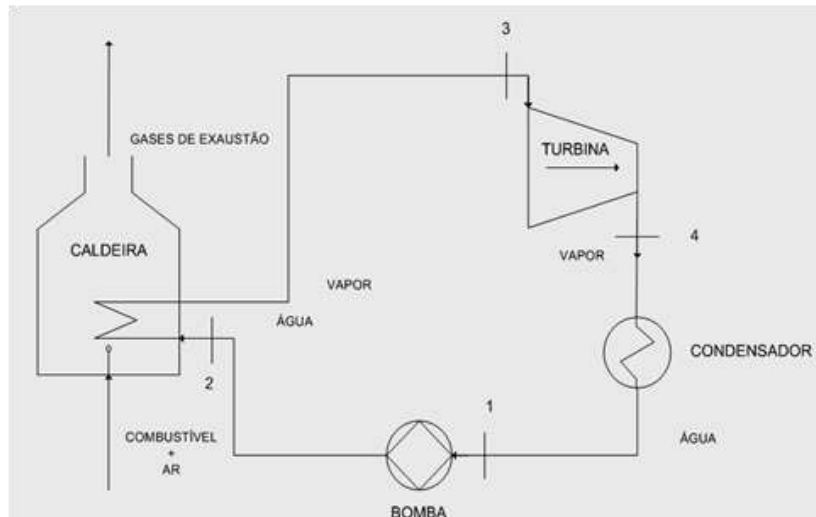


Figura 2.2 - Representação esquemática de turbina a vapor com o ciclo [14].

Porém, o tipo de turbina, mencionado anteriormente, não é o mais indicado para os sistemas de cogeração, sobretudo devido aos menores rendimentos globais que apresenta, por ser um equipamento que se encontra dimensionado para otimizar apenas o rendimento da conversão elétrica. Nos próximos subcapítulos, descrever-se-ão os tipos de turbina mais adequados para os processos de cogeração, nomeadamente, as turbinas de vapor em contrapressão e as turbinas a vapor de condensação com extração [13, 15].

Habitualmente, as turbinas a vapor são usadas em aplicações industriais que necessitam de grandes quantidades de vapor e com potência na ordem dos 10 MW. As potências elevadas podem ser justificadas pelo facto de neste tipo de sistemas quanto mais elevada é a potência, mais elevado tende a ser o seu rendimento.

A utilização desta tecnologia, em aplicações industriais, tem diversos benefícios, uma vez que as turbinas a vapor possuem uma fiabilidade elevada, desde que sejam garantidas as condições adequadas de funcionamento. Ao nível da duração esperada, também apresentam uma excelente disponibilidade e um extenso período de vida útil que, usualmente, se encontra compreendido entre os 25 e os 35 anos. Sobre as emissões, devido à sua grande flexibilidade na escolha de combustíveis a utilizar nas turbinas a vapor, estas são dependentes do combustível selecionado para o projeto em consideração. Por último, quando aplicadas em sistemas de cogeração, o seu rendimento global é relativamente elevado, estando situado normalmente entre os 70 e os 85%.

Contudo, as turbinas a vapor apresentam também alguns inconvenientes, a saber, o facto de terem tempos de arranque elevados, que, por regra, atingem mais de uma 1 hora, o rendimento elétrico é tipicamente reduzido e necessitam de um elevado investimento inicial [16, 17, 18].

Turbinas de vapor em contrapressão

Nas turbinas a vapor em contrapressão, o vapor que sai da turbina é aproveitado para o processo industrial. A sua designação deve-se ao facto do vapor que é rejeitado se encontrar a pressões próximas da pressão atmosférica, sendo superior à pressão de vácuo existente no condensador. Este facto contribui para que o rendimento elétrico da turbina não seja tão elevado, como no caso referido anteriormente, mas este fenómeno é contrabalançado pelo aumento substancial do rendimento global do sistema de cogeração pelas características do vapor serem normalmente mais próximas das pretendidas nos sistemas industriais, acabando por ser um tipo de tecnologia vantajoso para o processo. Na Figura 2.3, encontra-se um exemplo duma turbina deste género aplicada a um sistema de cogeração.

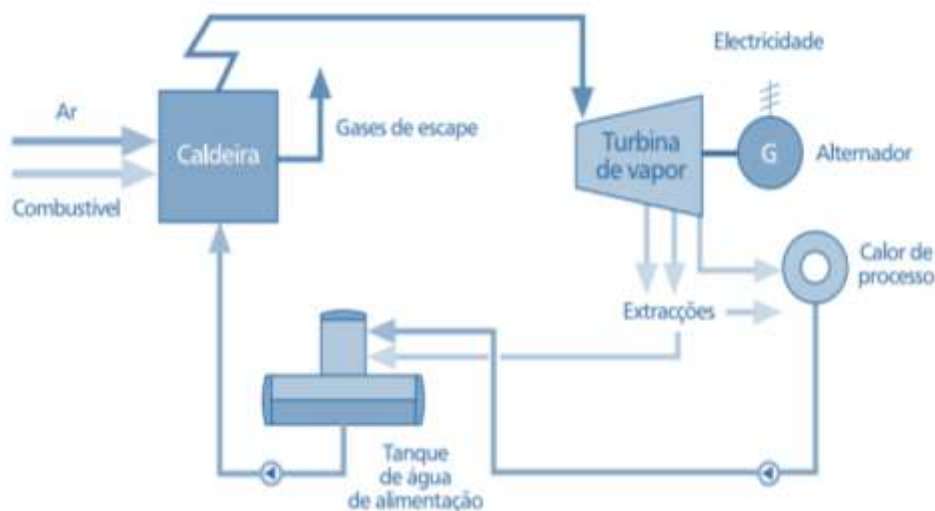


Figura 2.3 - Esquema de cogeração baseado numa turbina a vapor em contrapressão [4].

Turbinas de vapor de condensação com extração de vapor

Resultado da combinação dos tipos de turbina, detalhados anteriormente, surgiu a turbina de condensação com extração de vapor. Esta tecnologia permite que parte do vapor seja direccionado para o processo industrial e que o restante seja condensado, [15, 17].

Nestes sistemas, o vapor para o processo industrial é obtido por extração num, ou mais, estágios intermédios nas condições de pressão e temperatura adequadas. O vapor restante, que não é utilizado no processo industrial, é condensado no condensador a uma pressão de cerca de 0,05 bar e 33°C. Normalmente, este vapor é rejeitado para o meio ambiente, pois encontra-se a uma temperatura baixa, não sendo rentável o seu aproveitamento. Na Figura 2.4, encontra-se um exemplo deste tipo de tecnologia.

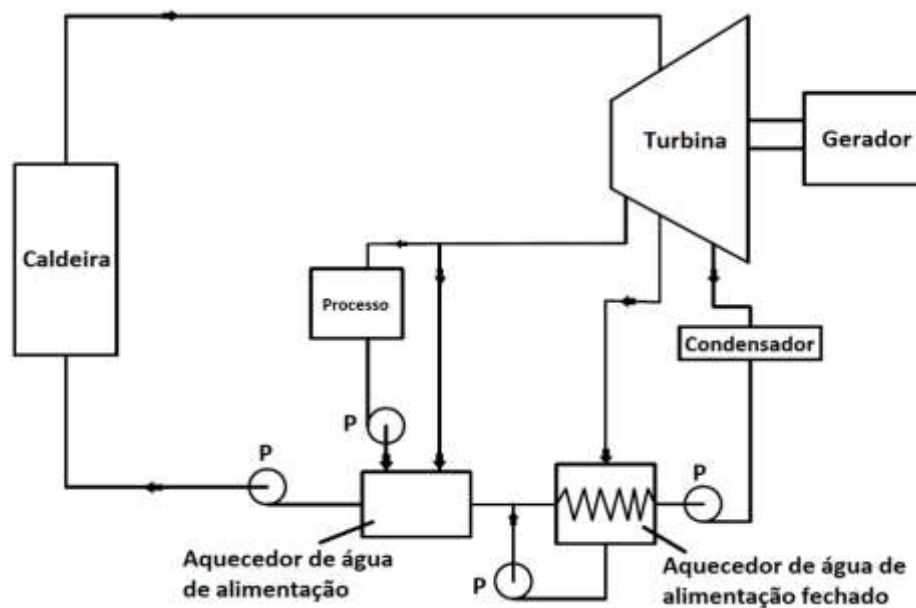


Figura 2.4 - Representação esquemática de uma turbina de condensação com extração de vapor [19].

As turbinas de condensação com extração de vapor, de modo geral, apresentam um maior custo de capital e menor rendimento global que as turbinas de contrapressão. Todavia, apresentam a vantagem de se conseguir controlar a energia elétrica independentemente da carga térmica, porque se consegue regular corretamente a taxa de fluxo de vapor através da turbina [18].

2.3.2. Turbina a gás

Nos ciclos motores a gás, o fluido de trabalho permanece em estado gasoso durante todo o ciclo. As turbinas a gás, os motores, a gasolina e os motores Diesel são alguns exemplos de máquinas de potência que operam segundo um ciclo a gás.

Nestas máquinas, a energia normalmente é fornecida pela queima de um combustível no interior do próprio sistema, ou seja, as máquinas funcionam como

motores de combustão interna. No decorrer do ciclo, devido ao processo de combustão, a composição do fluido de trabalho, quase sempre ar, é alterada de ar para gases de combustão. Porém, considera-se que a relação ar/combustível é elevada, que se utiliza ar em excesso relativamente ao teoricamente necessário, que o ar é predominantemente azoto e que este não participa na reação de combustão, assim sendo, pode aproximar-se o fluido de trabalho do ar em todas as fases do ciclo.

Uma das características dos motores de combustão é o seu funcionamento segundo um ciclo aberto, pois, na maioria das vezes, o fluido de trabalho não cumpre completamente um ciclo termodinâmico, por existir escape dos gases num determinado ponto do ciclo.

Contudo, os ciclos a motores a gás são algo complexos, pelo que, para reduzir a sua análise a um nível mais simples, são efetuadas as seguintes aproximações: o fluido de trabalho é ar que circula continuamente segundo um ciclo fechado e que apresenta sempre um comportamento de gás ideal; todos os processos que fazem parte do ciclo são internamente reversíveis; o processo de combustão é substituído por uma adição de calor proveniente de uma fonte externa; o processo de escape dos gases é substituído por uma rejeição de calor que conduz o fluido de trabalho no seu estado inicial; o calor específico do ar constante ao longo do ciclo é o determinado à temperatura de 25°C.

A análise de um ciclo a motor a gás, baseada nas aproximações referidas anteriormente, torna-se relativamente simples, não introduzindo desvios significativos nos resultados obtidos. Posto isto, este modelo permite então fazer-se um estudo qualitativo da influência dos principais parâmetros na eficiência do ciclo real.

Desta maneira, a turbina a gás é um sistema de produção de potência em que o ar comprimido recebe calor, normalmente proveniente da queima de um combustível, expandindo-se então numa turbina que produz potência para movimentar o compressor e realizar trabalho útil.

Por outro lado, se, numa turbina de vapor em contrapressão, todo o calor rejeitado pode ser usado de forma útil, tal não acontece para uma turbina a gás. Neste caso, haverá sempre uma fração relativamente elevada de energia térmica rejeitada à fonte fria que ficará desaproveitada, já que os gases de escape saíam da caldeira de recuperação de calor instalada à saída da turbina a gás a uma temperatura sempre superior à ambiente.

Esta máquina tem uma grande variedade de aplicações como, por exemplo, funcionamento de equipamento mecânico em instalações industriais, produção de energia elétrica e térmica, fonte de potência em todo o tipo de aviões, utilização em ciclos combinados, entre outras [13].

As turbinas a gás são um tipo de turbina de combustão que pode funcionar em ciclo simples ou em ciclos combinados. Ao longo dos últimos anos, tem sido esta a tecnologia com maior aplicação em sistemas de cogeração de médias e altas potências, sobretudo salientando as vantagens que proporciona, pois, para além de ser capaz de conseguir arranques extremamente expeditos, também possui elevada disponibilidade, manutenção simples e pouco dispendiosa (0,003 - 0,010 €/kWh), detém um elevado rendimento, não necessita de vigilância constante, tem um baixo nível de vibrações, os impactos ambientais são menos significativos comparativamente a outras tecnologias, consegue produzir calor de elevada qualidade, facilmente recuperado, e ainda permite alguma versatilidade ao nível do combustível utilizado. Acerca deste último aspeto, as turbinas a gás podem então funcionar não só a gás natural, mas também com outros tipos de combustíveis, tais como fuel óleo, propano e biogás [17, 18].

As turbinas funcionam com base no ciclo de Brayton e são constituídas, normalmente, pelos seguintes elementos: compressor rotativo (C), câmara de combustão (A), turbina (T), motor de arranque (M) e alternador. Na representação esquemática, Figura 2.5, pretende-se exemplificar o esquema mais simples da turbina a gás.

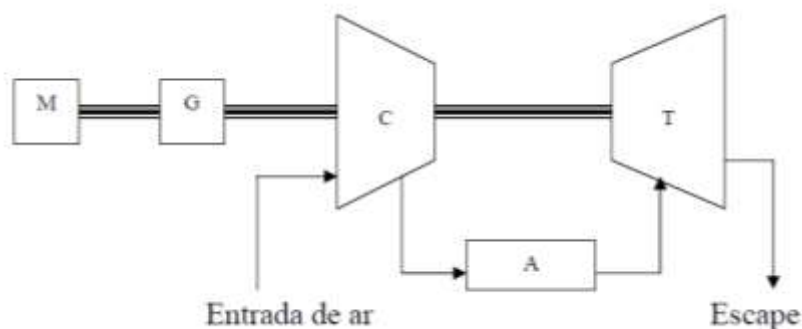


Figura 2.5 - Esquema simplificado da turbina a gás.

O esquema representado, na Figura 2.5, mostra uma das várias possibilidades de funcionamento da turbina a gás, no qual o aquecimento do ar é efetuado diretamente através da combustão e o ciclo é aberto. Este aquecimento pode ser feito de um modo indireto, através da permuta de calor entre o ar e outro fluido, ou de um ciclo. Estas alternativas de funcionamento da turbina a gás permitem uma série de combinações cíclicas dependentes das condições e limitações existentes.

Na Figura 2.6, apresenta-se o ciclo indireto aberto. Neste ciclo, a diferença existente relativamente ao ciclo aberto, reside na forma de aquecimento do ar que é feita através da permuta de calor com um fluido externo.

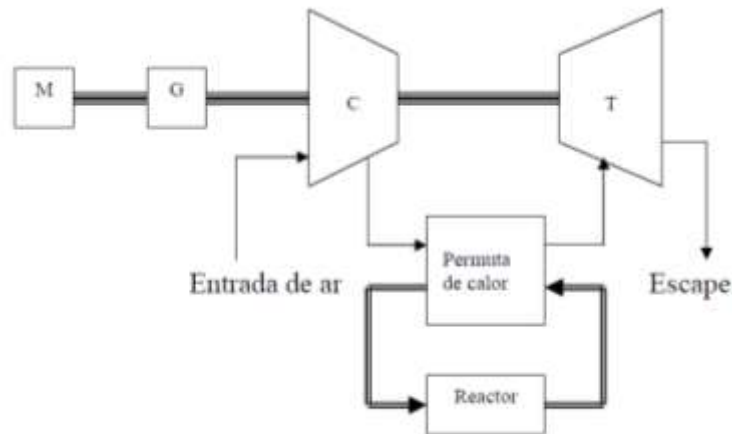


Figura 2.6 - Representação esquemática do ciclo indireto aberto da turbina a gás.

No ciclo direto fechado, Figura 2.7, a diferença existente relativamente ao ciclo direto aberto, consiste no facto do ar ser arrefecido após a expansão na turbina, voltando ao estado inicial, em que se encontrava à entrada do compressor. Nestes ciclos, pode utilizar-se outro fluido de trabalho que não o ar.

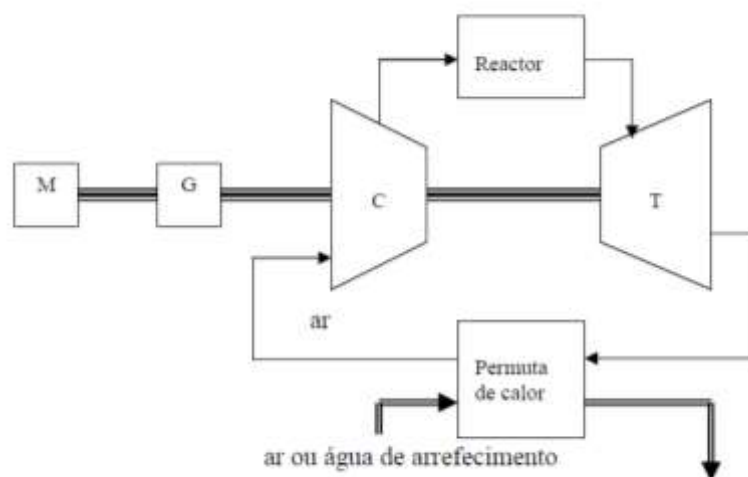


Figura 2.7 - Representação esquemática do ciclo direto fechado da turbina a gás.

Por último, apresenta-se o ciclo indireto fechado, Figura 2.8, que difere do ciclo direto fechado, porque o aquecimento do ar é efetuado por permuta de calor com o fluido externo.

Os ciclos fechados permitem a pressurização do fluido de trabalho, o que conduz à diminuição do volume específico do fluido e, conseqüentemente, à redução de tamanho de equipamento.

Como já referido, no ciclo fechado, é possível trabalhar com outro fluido que não o ar, o que pode permitir o aumento do rendimento térmico, se o expoente adiabático for superior a 1,4, como no caso do hélio e do árgon.

A utilização de ciclos fechados é também vantajosa quando os gases de combustão produzem produtos corrosivos, erosivos ou radioativos, que podem danificar a turbina [13].

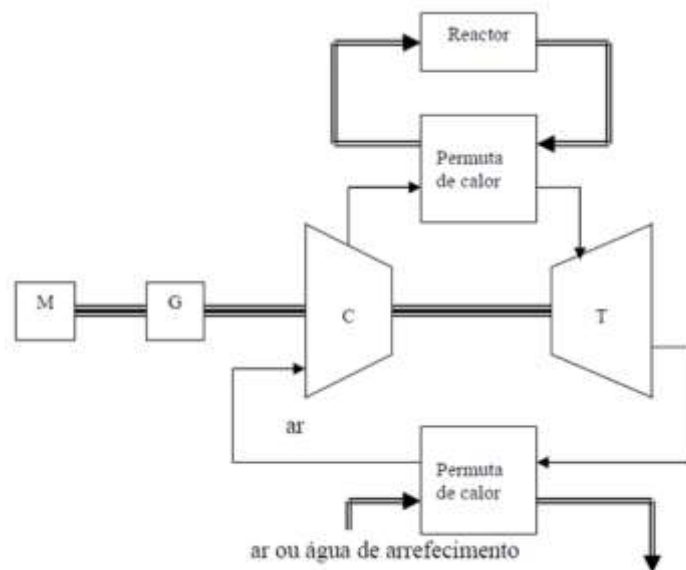


Figura 2.8 - Representação esquemática do ciclo indireto fechado da turbina a gás.

Tal como já foi explicado, o ciclo ideal representativo da turbina a gás é o ciclo de *Brayton*, ilustrado na Figura 2.9. Este ciclo obedece às considerações referidas anteriormente, consistindo em quatro processos internamente reversíveis: compressão isentrópica (processo de 1 → 2); adição de calor a pressão constante (processo de 2 → 3); expansão isentrópica numa turbina (processo 3 → 4) e rejeição de calor a pressão constante (processo de 4 → 1) [13].

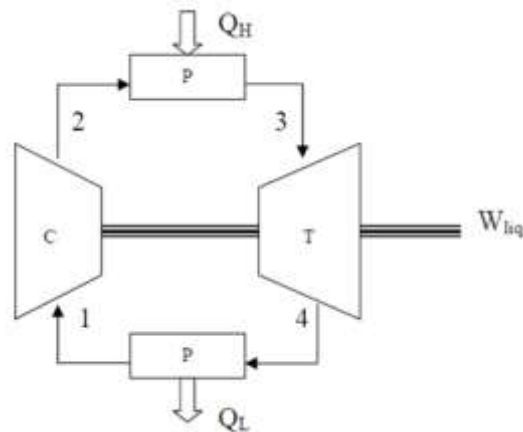


Figura 2.9 - Representação esquemática do ciclo de Brayton, numa turbina a gás.

Turbina a gás real

Na Figura 2.10, é possível observar um exemplo de uma turbina a gás real da Siemens a fim de se perceber melhor a localização exata de cada um dos seus componentes. O exemplo extraído corresponde a uma turbina de um único eixo, aplicável a sistemas em que sejam previstas variações bruscas na velocidade da turbina [19].

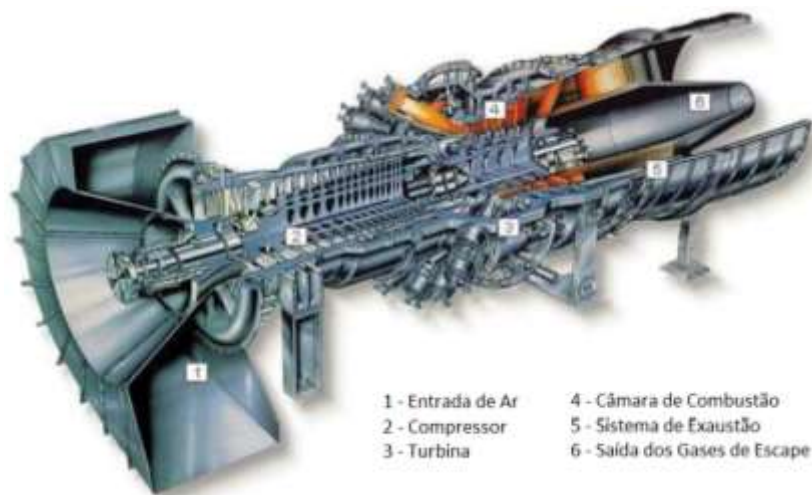


Figura 2.10 - Exemplo de uma turbina real e dos seus constituintes [17].

A turbina a gás real não segue o ciclo de *Brayton* ideal, dadas as irreversibilidades existentes externas e internas. As irreversibilidades internas estão relacionadas com os processos de compressão e expansão que, obviamente, não são isentrópicos, e às quedas de pressão durante a adição e rejeição de calor. Estas quedas de pressão

podem desprezar-se, mas as irreversibilidades do compressor e da turbina terão de ser sempre consideradas, o que pode ser feito através do conhecimento das respetivas eficiências isentrópicas.

Anteriormente, foram já apresentadas as vantagens inerentes a este tipo de tecnologia, faltando uma análise dos pontos menos favoráveis que podem advir da sua utilização. Desta feita, as turbinas a gás apresentam como desvantagens a apresentação de rendimentos mais baixos para cargas parciais, menor eficiência em processos com reduzidas necessidades térmicas, tempo de vida mais curto, comparativamente a outras tecnologias, emissões de óxido de nitrogénio e alguma sensibilidade a temperaturas elevadas, o que, conseqüentemente, origina uma redução da potência à saída da máquina [13, 16, 20].

Do ponto de vista construtivo, e no que diz respeito às partes que a compõem, uma turbina a gás é menos complexa que um motor de combustão interna. Sendo, habitualmente, constituídas apenas por uma parte móvel: o conjunto veio/compressor/turbina/alternador [15].

Na turbina a gás, quando aplicada a sistemas de cogeração, o processo de recuperação de calor é efetuado, exclusivamente, por uma caldeira de recuperação, a partir dos gases de escape. Contrariamente ao que acontece nos motores de combustão interna, no caso desta tecnologia, a recuperação de calor não é feita nos circuitos de refrigeração de água e do óleo de lubrificação. Esta particularidade está patente na Figura 2.11 [21].

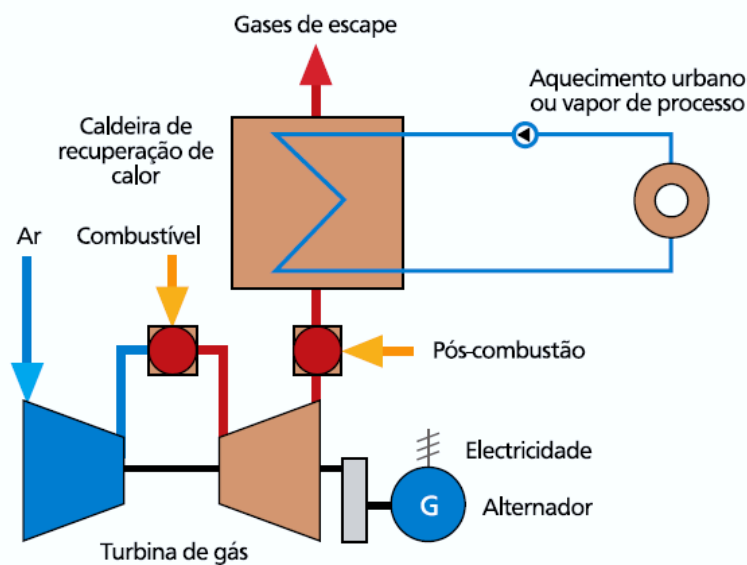


Figura 2.11 - Representação esquemática de um sistema de cogeração que utiliza a turbina a gás [21].

2.3.3. Motor alternativo de combustão interna

O motor alternativo de combustão interna funciona no ciclo Diesel, queimando óleos pesados, excepcionalmente gasóleo, ou então recorrem ao ciclo Otto, ao gás natural, ainda que haja situações mais limitadas em que se emprega o biogás como combustível de pequenos motores Otto.

Um motor alternativo, ou pistão, converte pressão em movimento de rotação, à custa de pistões que estão contidos nos cilindros onde ocorre a reação química de combustão do combustível, sendo máquinas térmicas que se destinam essencialmente à produção de energia mecânica. A ignição do motor pode ser efetuada de duas formas, pode ser por faísca, normalmente os combustíveis utilizados neste caso são o gás natural e a gasolina, ou pode ser uma ignição por compressão, alimentada por produtos derivados do petróleo, como o diesel. Tanto o motor por ignição como o motor de compressão possuem os mesmos parâmetros de funcionamento [18]: o Ponto Morto Superior (PMS) que corresponde à posição extrema do pistão localizada na parte superior do cilindro e que caracteriza o volume mínimo do cilindro; o Ponto Morto Inferior (PMI), associado à posição extrema do pistão, localizada na parte inferior do cilindro e que caracteriza o volume máximo do cilindro; o Curso do Embolo, inerente à distância percorrida entre o PMS e o PMI; o Tempo do Motor: Corresponde ao deslocamento do embolo, do PMS ao PMI, em resultado da expansão dos gases de combustão; o Volume de Admissão, o existente entre o PMS e PMI; o Volume da Câmara de Combustão, ocupado pela mistura ar e combustível, quando o pistão se encontra no PMS; para finalizar, a Taxa de Compressão, relação volumétrica existente no cilindro antes e depois da compressão [22].

Na Figura 2.12, encontra-se a câmara de combustão de um motor de ignição por faísca. Esta é constituída por um cilindro, uma válvula de entrada, uma válvula de exaustão e por uma vele de ignição. No interior do cilindro, existe um pistão, ou embolo, acoplado a uma biela que se encontra articulada com a cambota, que transforma o movimento retilíneo do conjunto pistão-biela em rotativo [17].

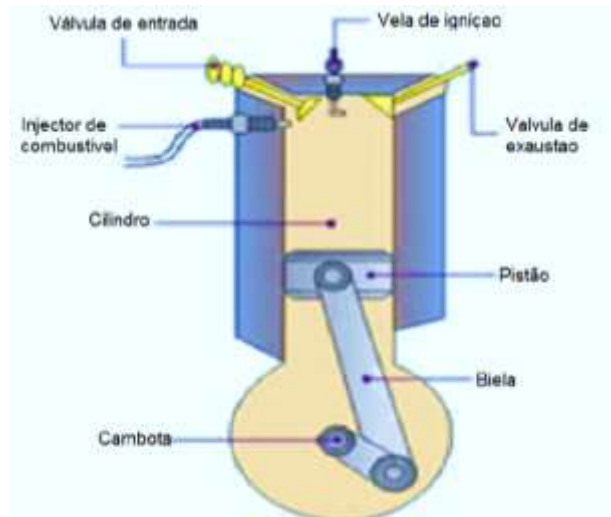


Figura 2.12 - Câmara de combustão de um motor de ignição por faísca [17].

O tipo de funcionamento dos motores de ignição, normalmente, é atribuído tendo em conta 4 tempos distintos, designados por tempo de admissão, compressão, expansão e escape, tal como é ilustrado na Figura 2.13. Abaixo, e para uma melhor compreensão de cada um, será feita uma breve descrição.



Figura 2.13 - Representação esquemática do ciclo de um motor de ignição por faísca [22].

O tempo de admissão começa quando o embolo se encontra no PMS, abrindo-se a válvula de admissão e mantendo-se a válvula de escape fechada. O pistão ir-se-á deslocar até ao PMI, permitindo, deste modo, a entrada da mistura ar/combustível. Nesta fase, a cambota roda meia volta.

Após o embolo atingir o PMI, a válvula de admissão será fechada, passando-se ao segundo tempo, definido como compressão. Neste, mantém-se a válvula de escape

fechada enquanto a mistura é comprimida aquando o deslocamento ascendente do pistão do PMI para o PMS. Instantes antes de o pistão atingir o PMS, a vela provocará uma faísca, marcando o início da combustão. Durante a combustão, a cambota roda mais meia volta, perfazendo uma volta completa.

Posteriormente, a vela de ignição lança a faísca e o embolo atinge novamente o PMS, a mistura de ar e combustível que tinha sido comprimida, incendeia-se e explode, assinalando, assim, o terceiro dos quatro tempos. A explosão provoca o deslocamento do pistão, a queda do PMS até ao PMI e a roda de mais meia volta da cambota. Durante a fase de explosão, quer a válvula de admissão, quer a de escape, mantêm-se fechadas.

Por último, tem-se o quarto tempo, conhecido por tempo de exaustão ou escape, onde após a abertura da válvula de escape, o pistão se deslocar-se-á do PMI para o PMS, empurrando para o exterior os gases resultantes da queima do combustível. Nesta etapa, a cambota perfaz mais meia volta, realizando assim duas voltas que irão caracterizar um ciclo de trabalho. Logo, que completa esta última etapa, o motor retorna às condições iniciais permitindo assim que o ciclo se repita.

Relativamente aos motores por ignição por compressão, sabe-se que o seu princípio de funcionamento é muito semelhante aos motores por ignição de faísca. Contudo, apresentam algumas diferenças, que irão ser explicadas, de forma sucinta. A primeira diferença consiste logo na etapa de admissão, pois nos motores por compressão apenas é admitido ar. Este facto, poderá explicar o porquê de a taxa de compressão ser superior, neste tipo de motor, comparativamente, aos motores de faísca, uma vez que só existe a compressão de ar e não a compressão da mistura ar/combustível. Já na segunda fase do ciclo, durante a compressão, consequência de a taxa de compressão ser superior, o ar atinge temperaturas mais elevadas o que faz com que apenas nesta fase seja injetado combustível e com que, devido às elevadas temperaturas verificadas, seja dispensável a existência de uma vela de ignição, pois o combustível inflamará por si só [17, 22].

Os motores alternativos de combustão interna são os equipamentos mais comuns para a geração de energia para aplicações abaixo de 1 MW. Estes podem ainda ser caracterizados, segundo a velocidade, como sendo motores de alta velocidade (1000 – 3600 rpm), velocidade média (275 – 1000 rpm) ou baixa velocidade (58 - 275 rpm), ou ainda de acordo com a potência de saída [23].

Depois, de se ter enquadrado os motores de combustão interna, e terem sido explicadas as tecnologias existentes, bem como as suas variantes, é importante perceber qual a sua aplicação em sistemas de cogeração.

Atualmente, especialmente devido a questões ambientais, este tipo de motores, com maior taxa de penetração utilizam gás natural como combustível. No entanto, a utilização de motores a gás natural apresenta-se também como sendo uma escolha vantajosa a vários níveis tais como custos iniciais, uma vez que os mesmos são mais baratos que outras tecnologias alternativas, no arranque, dado que o mesmo é expedito, na fiabilidade, na sua adequada capacidade para efetuar o seguimento de carga e ainda o seu elevado potencial de recuperação de calor desperdiçado.

Este último ponto, é bastante importante, pois, tipicamente, a energia que está contida nos gases de escape pode representar cerca de 60 a 70 % do total de energia contida no combustível, energia essa que doutra forma seria desperdiçada. Assim, em sistemas de cogeração este calor pode ser aproveitado para que se produza água quente ou vapor de baixa pressão, conseguindo-se desta forma obter rendimentos que, usualmente, se encontram entre os 70 e 80%.

Os sistemas de cogeração, que utilizam este tipo de equipamento, são constituídos, geralmente, por um motor de combustão interna, uma caldeira de recuperação de calor e um permutador de calor usado na refrigeração do circuito do motor. Na Figura 2.14, apresenta-se esquematizada uma solução de cogeração baseada nos motores de combustão interna.

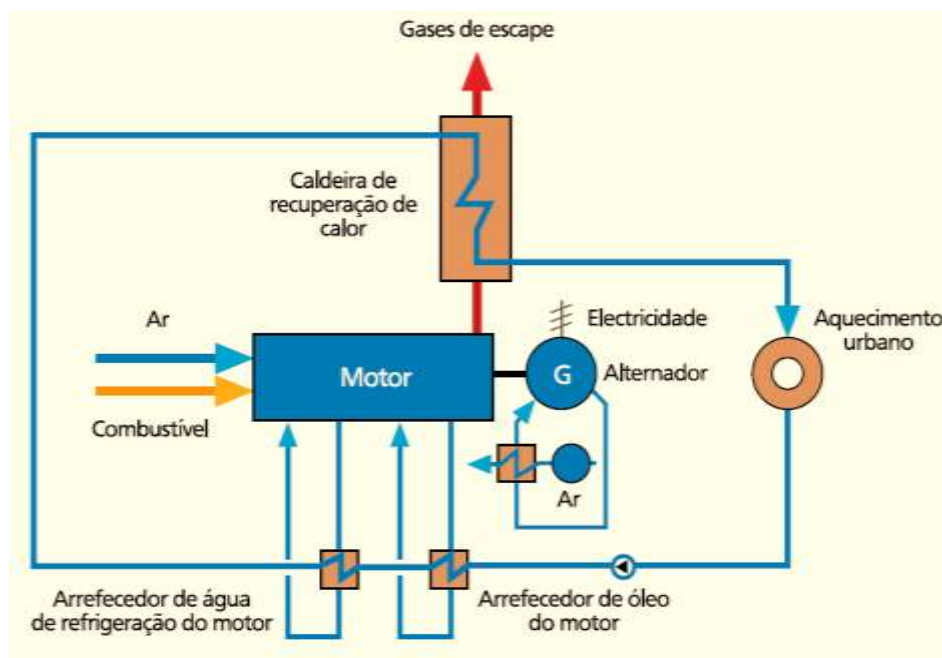


Figura 2.14 - Representação de um sistema de cogeração baseado num motor de combustão interna [21].

Nos sistemas de trigerção, para além dos elementos anteriormente referidos, é acrescentado um chiller de absorção. O calor que é fornecido aos sistemas, provém

essencialmente de dois níveis de temperatura: arrefecimento dos fluidos na camisa do motor (80 - 90°C) e gases de escape da combustão (400 - 600°C).

Embora seja difícil o aproveitamento do calor, devido ao baixo nível de temperatura, o calor de arrefecimento intermédio (intercooler) e o óleo lubrificante consegue ser aproveitado em alguns casos. Podemos, portanto, afirmar que a energia térmica tem origem, de um modo geral, em três fontes: gases de escape, blocos do cilindro do motor (arrefecimento da camisa do motor) e óleo lubrificante que representam, respetivamente, 30%, 20% e 15% da energia do combustível [24, 25, 26, 27].

Os motores de combustão interna tornaram-se uma opção bastante interessante para sistemas de cogeração e trigerção projetados para aplicações de pequena e micro-escala, dado que são confiáveis, baratos, capazes de atenuar o ruído, fáceis de adquirir e possuem múltiplas fontes de recuperação de calor. Hoje, a implementação de sistemas de micro-trigerção é uma opção viável e adequada, sobretudo, nos casos de habitações em áreas remotas nos países em desenvolvimento. A trigerção é mais eficiente, menos poluente e mais económica, comparativamente a sistemas que só produzem uma única forma de energia. Posto isto, os motores de combustão alternativa interna tornam-se cada vez mais utilizados em sistemas de multi-gerção.

Porém, ainda é difícil determinar se a instalação de um sistema de cogeração, ou trigerção, é melhor para um caso específico, pois o desempenho da instalação depende de vários fatores que podem diferir, dependendo dos parâmetros e das configurações de cada caso, nomeadamente, preferências do usuário, mudanças climáticas, ou, até mesmo, determinadas bases de avaliação desejadas [18, 28].

Na Tabela 2.1, encontram-se as características e parâmetros das diferentes tecnologias apresentadas neste capítulo.

Tabela 2.1 - Características e parâmetros das diferentes tecnologias utilizadas em sistemas de multi-geração [18].

Parâmetro/Característica	Turbina a Vapor	Turbina a Gás	Motores de combustão	
			Ignição por compressão	Ignição por faísca
Capacidade (MW)	0,05 - +250	0,5 - 250	0,03 - 4	0,05 - 5
Razão entre o poder calorífico e a quantidade de combustível	0,05 – 2 Para qualquer tipo de combustível que possa ser queimado para produzir vapor	0,5 – 2 Gás natural, Biogás, Propano, Óleo de combustível destilado	0,5 – 1 Gás natural, Diesel, Óleo residual	Gás natural, Biogás, Gás de aterro sanitário, Gasolina
Custo da instalação (€/kW)	170 - 900	340 - 1500	750 – 1300	
Custo de manutenção (€/kWh)	< 0,002	0,003 – 0,01	0,005 – 0,015	0,007 – 0,02
Tempo de arranque	Horas	Minutos	Segundos	
Rendimento elétrico (%)	20 - 40	22 - 36	27 - 45	22 – 40
Rendimento total (%)	70 - 85	70 - 75	70 - 80	
Disponibilidade (%)	≈ 100	90 - 98	90 - 95	92 - 97
Ruído	Alto	Alto	Alto	
Tempo de vida (anos)	+ 30	3,5 - 11	15 – 25	
Desempenho parcial da carga	Bom	Mau	Bom	Razoável
Temperatura de saída (°C)	Depende das condições de extração	260 - 590	80 - 480	80 - 650
Emissões de CO₂ (kg/MWh)	Depende da fonte de vapor	580 - 680	650	500 – 620
Emissões de NO_x (kg/MWh)	Depende da fonte de vapor	0,3 – 0,5	10	0,2 - 1

3. Trigerção

A trigerção define-se como a produção simultânea de eletricidade, calor e frio a partir de uma instalação alimentada pela mesma fonte de energia primária, isto é, pela queima de um único combustível. Por outras palavras, num sistema de trigerção, à configuração habitual de um sistema de cogeração, adiciona-se um equipamento, um chiller, que serve para rentabilizar, produzindo-se, desta forma, energia térmica sob a forma de frio. Por analogia, a soluções simples de cogeração, como se pode ver na Figura 3.1, dos sistemas de trigerção resultam grandes aproveitamentos da energia contida no combustível face às grandes centrais térmicas convencionais [1].

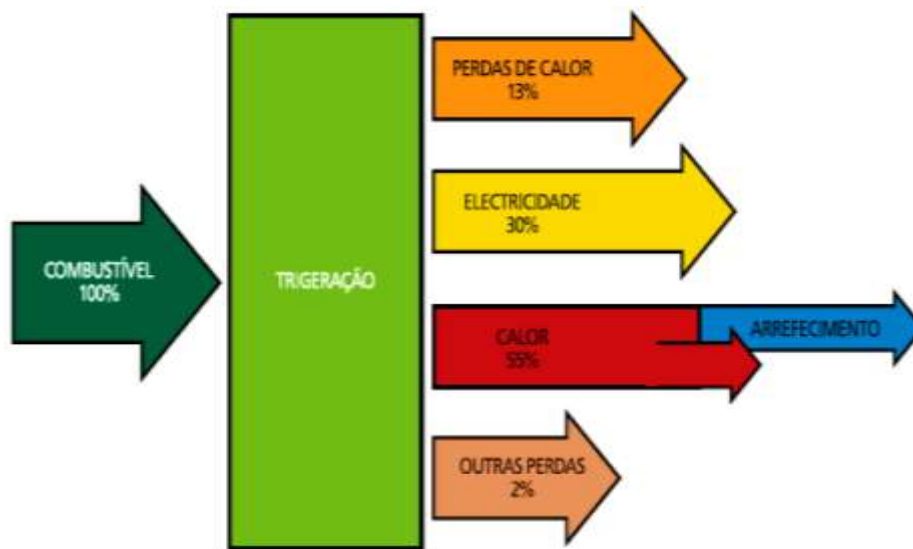


Figura 3.1 - Diagrama de Sankey para um sistema de trigerção exemplo [21].

Contrariamente à cogeração, produção combinada de calor e eletricidade, tecnologia antiga e conhecida, cujo estado de arte já se encontra bem explorado, a trigerção é uma tecnologia relativamente recente, introduzida na década de oitenta do séc.XX, tendo sido principalmente aplicada no sector terciário, em edifícios de serviços e centros comerciais. Hodiernamente, pela necessidade, simultânea e frequente das três utilidades, eletricidade, calor e frio, as indústrias químicas e petroquímicas tornaram-se grandes utilizadores desta tecnologia. [1, 16, 21]

3.1. Tecnologias usadas na produção de frio

Na produção de frio, podemos usar os sistemas tradicionais de refrigeração por compressão de vapor ou, em alternativa, tecnologias ativadas termicamente como a

refrigeração por absorção, ou adsorção, que aproveitam o calor dos processos de cogeração sob a forma de água quente, vapor, ou gases de escape.

Assim, um chiller é um equipamento que arrefece água, ou outro líquido qualquer, em diferentes tipos de aplicações, através de um ciclo termodinâmico. Os dois principais tipos de chillers são chiller de compressão, ou elétrico; ou chiller de absorção [29, 30].

Os primeiros utilizam um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor elétrico, para aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema, embora se gaste demasiada energia. Por seu turno, os outros associam-se à tecnologia dominante, com maior número de aplicações, ao longo do tempo, na área da produção do frio e do ar condicionado. Este tipo de tecnologia permite produzir água “fria” a partir de uma fonte de calor, com uma solução de um sal, através de um processo termoquímico. Os sistemas mais comuns como refrigerante e absorvente (meio de transporte) são amoníaco-água, observado na Figura 3.2, onde se arrefece a mistura abaixo do ponto de congelamento, método sobejamente adotado em aplicações de refrigeração de alimentos, e brometo de lítio-água, também conhecida por mistura aquosa LiBr, capaz de baixar a água a uma temperatura entre 4 - 38°C, sendo normalmente utilizada para condicionamento de edifícios, ou em sistemas de trigerção.

Os chillers de absorção subdividem-se em dois tipos, absorção de queima direta, ou indireta. Nos iniciais, como o próprio nome o indica, o calor necessário é obtido pela queima direta do combustível (ex.: gás natural), nos últimos, o calor advém do vapor de baixa pressão, água quente, ou de um processo de purga quente.

Ambos podem ser ainda classificados como efeito simples, duplo, ou triplo, consoante o número de vezes que o calor é usado no ciclo de absorção. O coeficiente de funcionamento – COP – define-se como a razão entre o calor retirado no evaporador (QL) e o calor fornecido no gerador de vapor (QH) [13]:

$$COP = \frac{Q_L}{Q_{H+Wbomba}} \quad (3.1)$$

Tal como foi dito anteriormente, os chillers de absorção utilizam calor em vez de eletricidade como fonte de energia. Atualmente, existem dois tipos de mistura, mais utilizados, como refrigerantes nos ciclos de absorção. Estas misturas são amoníaco-água, que pode ser observado na Figura 3.2, e brometo de lítio-água, também conhecida por mistura aquosa LiBr. No caso da primeira mistura, amoníaco-água, consegue-se arrefecer a mistura abaixo do ponto de congelamento e é normalmente adotada em aplicações de refrigeração de alimentos. No segundo caso, a mistura LiBr é capaz de baixar a água a uma temperatura entre 4 - 38°C, sendo normalmente utilizada para condicionamento de edifícios e em sistemas de trigerção.

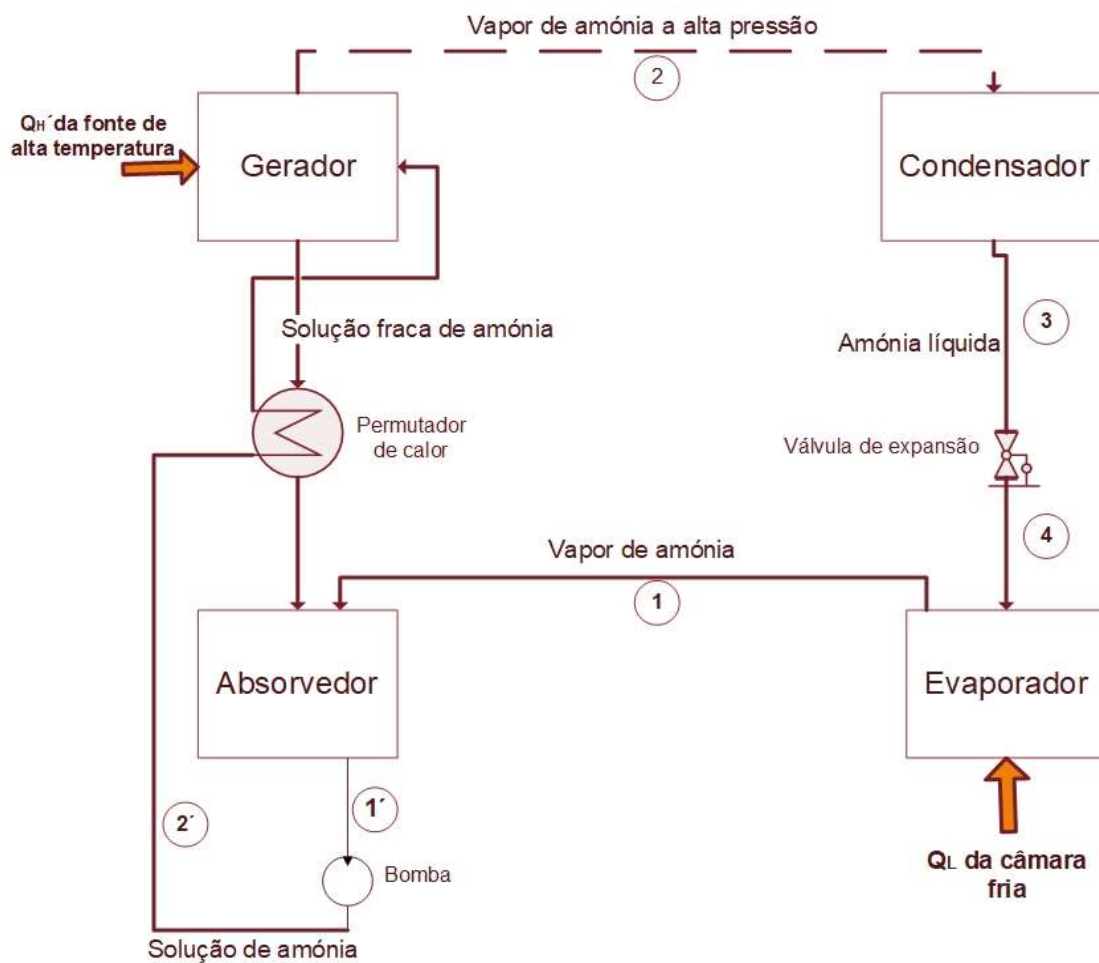


Figura 3.2 - Esquema representativo de um chiller amónia-água.

De modo idêntico ao ciclo de compressão de vapor, o de absorção também é constituído por um condensador, válvula de expansão e evaporador, mas não existe o compressor este substituído por um absorvedor, uma bomba e um regenerador. Para os chillers que usam a mistura brometo de lítio - água, a água é o refrigerante, enquanto que, no sistema amoníaco-água, o refrigerante é o amoníaco e a água o meio de transporte.

No sistema brometo de lítio-água, a fonte externa de calor aquece a água da solução e mantém o vapor a uma pressão elevada. Como a temperatura de condensação de vapor é maior que a temperatura ambiente, o refrigerante acaba por condensar no condensador, libertando calor. A água líquida de alta-pressão passa então pela válvula de expansão, reduzindo a sua pressão e a temperatura de ebulição do refrigerante. A água de baixa pressão escoo para o evaporador, onde é aquecida a uma temperatura e pressão baixas, absorvendo o calor do espaço refrigerado, ou da água [26].

4. Caso de estudo

A empresa objeto desta dissertação tem atualmente instalado um sistema de trigerção que permite gerar uma potência eléctrica de 4400 kW, sendo esta vendida à EDP. Com esta instalação, conseguia-se ter a recuperação térmica necessária para o funcionamento do processo fabril (máquinas) e para o sistema de ar condicionado (AVAC). Contudo, face ao desenvolvimento e crescimento do processo fabril, o presente sistema de trigerção não está a responder às necessidades de frio que se têm verificado nos meses de maio a outubro. Assim, face ao problema exposto, o objetivo deste trabalho é encontrar uma solução viável, não comprometendo os critérios de uma cogeração de autoconsumo (DL nº68-A/2015), que consiga satisfazer estas mesmas carências, ou seja, que aumente a capacidade de frio para cerca de 600 kW.

Posto isto, começou-se por determinar qual a potência eléctrica necessária para funcionamento da instalação do sistema de trigerção. Para o efeito consultou-se o registo da potência eléctrica consumida, pela empresa, durante o ano de 2017. Com estes registos foi possível fazer um gráfico, onde se explicita essa potência ao longo do tempo, tal como se demonstra na Figura 4.1.

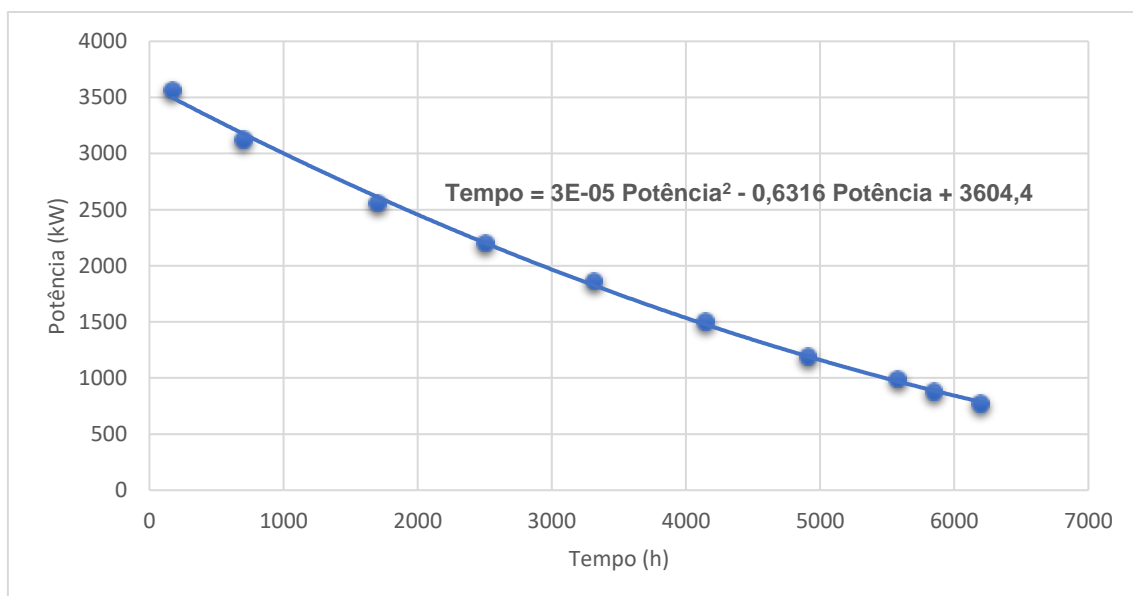


Figura 4.1 - Potência consumida em função das horas de funcionamento da instalação durante o ano.

Contudo, a nova instalação só funcionará 17h/dia, durante 5 dias por semana. Então, foi-se determinar quantas horas a instalação estará em funcionamento, através da expressão:

$$t_{\text{funcionamento}} = N^{\circ} \text{ horas} \times N^{\circ} \text{ Dias \u00fasteis} \quad (4.1)$$

$t_{\text{funcionamento}}$ – Tempo de funcionamento da instala\u00e7\u00e3o, em horas

$N^{\circ} \text{ horas}$ – N\u00famero de horas que a instala\u00e7\u00e3o funciona num dia

Nº Dias úteis – Número de dias úteis, tendo em conta os feriados existentes no ano de 2017.

Pode-se assim, saber as horas de funcionamento, tendo em conta que no ano de 2017 existiram 11 feriados, Tabela D. 2 (Anexo D), e admitindo um tempo de paragem de 83 horas para manutenção dos equipamentos. Logo, durante o ano de 2017, a instalação funcionou 4150 h, tal como se demonstra de seguida:

$$t_{\text{funcionamento}} = 17 \frac{h}{\text{dia}} \times 249 \text{ dias} = 4233 \text{ h}$$

$$4233 - \text{Tempo de paragem} = 4233 - 83 = 4150 \text{ h}$$

Através da linha de tendência apresentada no gráfico, consegue-se saber qual a potência necessária para ter a instalação a funcionar durante 4150 h. Substituindo o tempo de funcionamento na equação seguinte, obtém-se então a potência:

$$\text{Tempo} = 3 \times 10^{-5} \text{Potência}^2 - 0,6316 \text{Potência} + 3604,4 \quad (4.2)$$

$$4150 = 3 \times 10^{-5} \text{Potência}^2 - 0,6316 \text{Potência} + 3604,4$$

$$\text{Potência} = 1499,9 \text{ kW}$$

Desta forma, percebe-se que a instalação para funcionar necessita de uma potência elétrica de 1500 kW. Assim sendo, o passo seguinte foi procurar uma solução que garantisse as necessidades de frio de 600 kW, mas que ao mesmo tempo garantisse a produção e venda de 1500 kW de energia elétrica.

Sabendo que o COP dos chillers de absorção pode ser 0,71 e que é preciso 600 kW de frio, então a solução encontrada terá de ser capaz de ter uma potência térmica disponível de 845 kW. Tal como se demonstra, através da equação 4.1:

$$0,71 = \frac{600}{Q_{H+Wbomba}} \leftrightarrow Q_{H+Wbomba} = \frac{600}{0,71} = 845 \text{ kW}$$

Após o estudo das diferentes opções existentes no mercado, propõe-se a instalação de um motor de combustão interna, mais concretamente a instalação do motor *Jenbacher J420*.



Figura 4.2 - Motor Jenbacher J420 [31].

As características deste motor estão representadas na Tabela 4.1, realce-se a sua potência térmica, de 872 kW, de acordo com o intuito do estudo.

Tabela 4.1 - Especificações do motor.

Características do Motor	
Fabricante	GE Jenbacher
Modelo	J420 GS-B05
Combustível	Gás Natural
Potência elétrica (kW)	1501
Energia Térmica Disponível (kW)	
Intercooler	271
Jacket Water	395
Tubo de Óleo	206
Total de Energia Térmica Disponível (kW)	872
Rendimento (%)	43,0
Caudal dos gases de combustão (kg/h)	7845
PCI Gás Natural (kWh/m ³)	10,5

Este motor é capaz de satisfazer as necessidades de frio, uma vez que tem a potência térmica disponível de 872 kW. E par além disso, consegue produzir 1501 kW de potência elétrica, satisfazendo ambos os requisitos. Esta energia térmica é proveniente do arrefecimento do motor, tendo origem, de modo geral, em três fontes: *intercooler*, arrefecimento da camisa do motor (*jacket water*) e óleo lubrificante.

4.1. Determinação das condições de combustão do motor

Depois de escolhido o motor, foi-se determinar as condições de combustão do mesmo, nomeadamente, energia libertada pelo combustível, volume de gás natural e excesso de ar necessário para a combustão, partindo-se das especificações disponíveis.

A energia libertada pelo combustível (Q_c) será igual à razão entre energia elétrica e o rendimento do motor, logo, a energia libertada pelo combustível será de 3490,70 kW, tal como se demonstra:

$$Q_c = \frac{1501}{0,43} = 3490,70 \text{ kW de gás natural} \quad (4.3)$$

Esta energia é denominada por calor de combustão, correspondendo ao produto entre o PCI e o volume do combustível consumido. Posto isto, é possível determinar o volume de gás natural (V_c) pela expressão seguinte:

$$Q_c = V_c \times PCI \quad (4.4)$$

Q_c – Calor de combustão (kW)

V_c – Volume de gás natural (m^3/h PTN)

PCI – Poder calorífico inferior do gás natural (kWh/m^3)

Desta feita, conseguiu-se calcular o volume de combustível a utilizar que será de $332,45 m^3/h$.

Posteriormente, determinou-se o excesso de ar necessário para a combustão. Para tal, foi necessário escrever a reação de combustão teórica do gás natural, para calcular a quantidade de ar estequiométrica e efetuar um balanço de massa ao motor para determinar a quantidade de ar necessária para a combustão real.

Assim sendo, tendo em conta a composição do gás natural e a reação de combustão, determinou-se a quantidade de ar estequiométrica de $18,29 \frac{kg_{ar\ seco}}{kg_{GN}}$ (Anexo A).

De seguida, efetuou-se um balanço de massa ao motor de combustão interna, com a finalidade de saber a quantidade de ar necessária para a combustão real. Uma vez que o caudal de gases de escape é conhecido e de $7845 kg/h$ (ar húmido) (ver tabela 4.1) e o volume de gás natural já foi determinado. Transformou-se o volume de gás natural, em caudal mássico (Anexo A), e fez-se o seguinte balanço de massa ao motor:

$$\dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_{gases\ de\ escape} \quad (4.5)$$

Em que,

\dot{m}_{GN} – Caudal mássico de gás natural, em kg/h

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico necessário para a combustão real, em kg/h

$\dot{m}_{gases\ de\ escape}$ – Caudal mássico de gases de escape, em kg/h

Assim sendo, a quantidade de ar necessária para a combustão real (\dot{m}_{ar}) é 7582,72 kg/h.

Após estas etapas, convertendo o caudal mássico de ar em kg de combustível, pode-se então obter o excesso de ar (E) necessário para realizar a combustão, tal como se expõe:

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{GN}} = \frac{7582,72}{262,28} = 28,91 \frac{\text{kg}_{ar \text{ seco}}}{\text{kg}_{GN}} \quad (4.6)$$

$$E = \frac{28,91 - 18,29}{18,29} \times 100 = 58,1\% \quad (4.7)$$

Conclui-se, que para a realização da combustão é preciso 58,1% de excesso de ar.

Em resumo, de forma a clarificar os valores obtidos, apresenta-se a Tabela 4.2 onde estão apresentadas as condições da combustão.

Tabela 4.2 - Condições da combustão.

Energia libertada pelo gás natural (kW)	3491
Volume de gás natural (m³/h)	332
Caudal de gás natural (kg/h)	262
Caudal dos gases de escape (kg/h)	7845
Caudal de ar teórico (kg/h)	18,3
Caudal de ar real (kg/h)	7583
Excesso de ar (%)	58

4.2. Descrição do funcionamento da instalação

Tal como foi referido anteriormente, o motor irá gerar 1501 kW de potência elétrica e fruto do seu arrefecimento disponibilizar 872 kW de potência térmica. Para além disso, pretende-se aproveitar a energia proveniente dos gases de combustão, do motor de combustão interna, para a produção de vapor numa caldeira recuperativa de calor no valor de 490 kW.

Deste modo, pensou-se numa instalação constituída por um motor, uma caldeira recuperativa de calor do tipo aquotubular, dois tanques um de água quente e outro de água fria, um chiller de absorção e uma torre de arrefecimento. Apesar das

necessidades de frio só se verificarem de maio a outubro, a máquina continuará em funcionamento de novembro a abril.

No período de novembro a abril, a potência térmica do motor, 872 kW, será utilizada para o aquecimento de água, para posterior utilização no processo industrial e em três unidades de tratamento de ar (UTA's) não estando o chiller a funcionar. De acordo, com os dados fornecidos pela empresa, cada UTA consome 175 kW, sendo que o fator de utilização é de 0,7.

Enquanto que, no período de maio a outubro toda a potência térmica de 872 kW será usada para a produção de frio, dando resposta as necessidades de frio verificadas pela empresa.

A caldeira recuperativa de calor funcionará todo o ano para a produção de vapor, aproveitando a potência térmica de 490 kW dos gases de combustão. Na Figura 4.3 encontra-se o esquema da instalação.

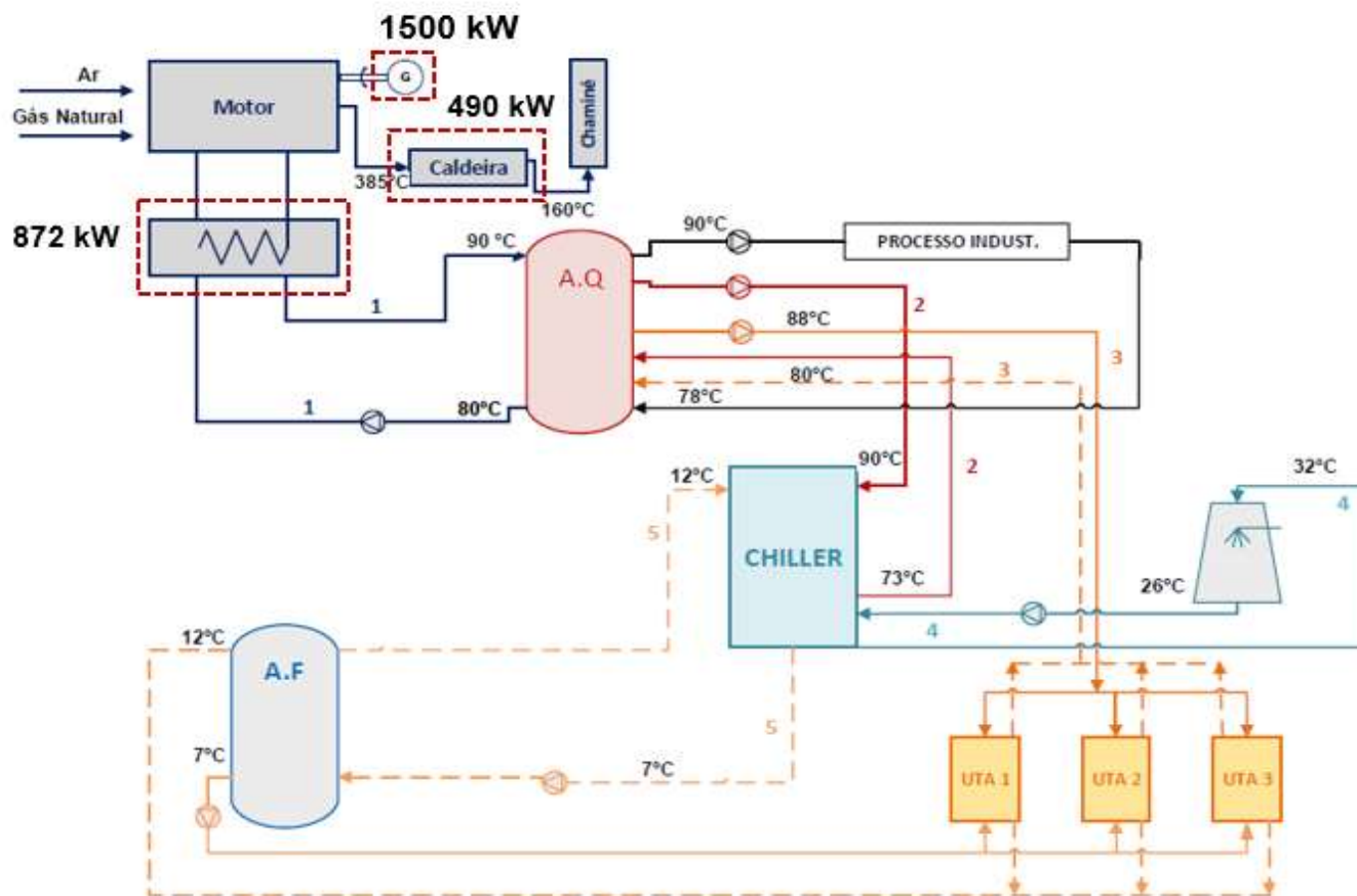


Figura 4.3 - Esquema representativo da instalação.

4.2.1. Balanços de massa e energia à instalação

Nesta secção, ir-se-ão apresentar os balanços de massa e energia efetuados à instalação nos dois períodos distintos: de novembro a abril e de maio a outubro. Sabe-se que a empresa opera cinco dias por semana todo o ano. Assim, para efeito de cálculo, considerou-se que a empresa labora 4150 h/ano.

Funcionamento da instalação de novembro a abril

Premissas-base:

- O chiller não funciona;
- A potência disponível do motor de 872 kW é aproveitada para o processo e para as UTA'S sendo que nesta época não há produção de frio;
- O vapor gerado na caldeira é aproveitado para o processo;
- A potência de cada UTA é de 175 kW e o respetivo fator de utilização de 0,7.

Com a Figura 4.4, esclarece-se o que estará em funcionamento nestes meses, todos os equipamentos que não se encontram contemplados estão assinalados com uma cruz (chiller, torre de arrefecimento e tanque de água fria).

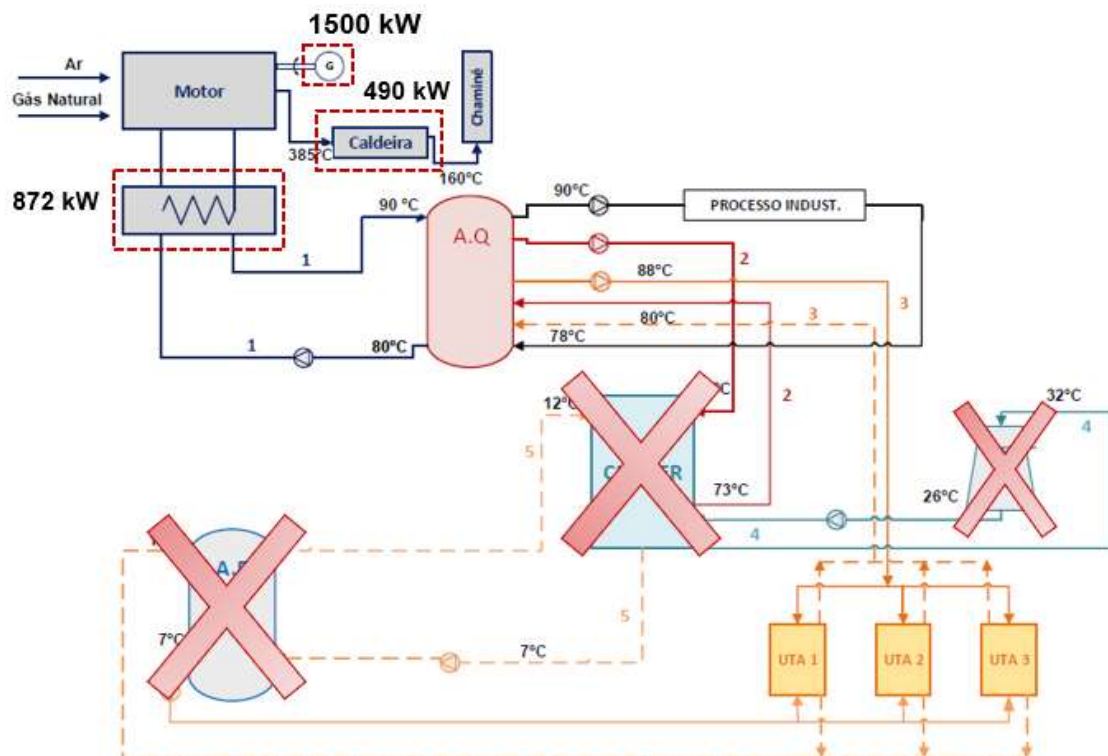


Figura 4.4 - Esquema representativo dos equipamentos que estarão e funcionamento no período de novembro a abril.

Seguem-se os cálculos para a determinação de quantidade de água quente no tanque ($m_{A.Q}$), no processo industrial (m_{proc}) e nas UTA's ($m_{UTA's}$), assim como o caudal de vapor produzido na caldeira de recuperação de calor.

Determinação da quantidade de água quente (A.Q) no tanque

Balanco de energia ao tanque de A.Q:

$$872 = m_{A.Q} \times 4,18 \times (90 - 80) \leftrightarrow m_{A.Q} = 20,86 \frac{kg}{s} = 75\,100 \frac{kg}{h} \quad (4.8)$$

Determinação da quantidade de água quente (proc) para o processo

Balanco de energia ao processo:

$$872 - (3 \times 175 \times 0,7) = m_{proc} \times 4,18 \times (90 - 78) \quad (4.9)$$

$$m_{proc} = 10,06 \frac{kg}{s} = 36\,208 \frac{kg}{h}$$

Determinação da quantidade de água quente (UTA's) para as UTA's

Balanco de massa a água quente:

$$\begin{aligned} m_{A.Q} = m_{proc} + m_{UTA's} \leftrightarrow 20,86 = 10,06 + m_{UTA's} \leftrightarrow m_{UTA's} &= 10,8 \frac{kg}{s} \quad (4.10) \\ &= 38\,892 \frac{kg}{h} \end{aligned}$$

Determinação do vapor produzido na caldeira

A recuperação do calor dá-se numa caldeira de recuperação do tipo aquotubular, que funciona à pressão de 8,5 barg, ver Figura 4.5. O caudal dos gases de escape é de 7845 kg/h, como referido na tabela 4.2, e as temperaturas de entrada e saída, respetivamente, de 385°C e 160°C valores fornecidos pela empresa.



Figura 4.5 - Representação esquemática da caldeira aquotubular [32].

Na Tabela 4.3, dispõem-se as condições de funcionamento da caldeira aquotubular que vai ser utilizada e as propriedades do vapor para estas condições.

Tabela 4.3 - Propriedades do vapor para a pressão de funcionamento da caldeira.

Condições de operação	Propriedades do vapor
P _{relativa} = 8,5 barg	H _v = 2774,2 kJ/kg
	h _L = 752,82 kJ/kg
	λ = 2021,38 kJ/kg

Balço de energia à caldeira:

$$m_{vapor} \times \lambda = m_{gases} \times Cp_{gases} \times (T_{gases\ entrada} - T_{gases\ saída}) \quad (4.11)$$

$$m_{vapor} \times 2021,38 = 7845 \times 1 \times (385 - 160)$$

$$m_{vapor} = 873,22 \frac{kg}{h}$$

$$Potência\ da\ caldeira = m_{vapor} \times \lambda = 873,22 \times 2021,38 = 1\ 765\ 125 \frac{kJ}{h} = 490\ kW \quad (4.12)$$

Em que,

m_{vapor} – Caudal mássico de vapor, em kg/h

m_{gases} – Caudal mássico dos gases de combustão, em kg/h

Cp_{gases} – Calor específico dos gases a pressão constante, em kJ/(kg.K)

λ – Calor latente, em kJ/kg

Portanto, na época de novembro a abril as energias disponíveis são: potência elétrica de 1500 kW, potência térmica da caldeira de 490 kW e potência térmica disponibilizada pelo motor de 872 kW. Sendo esta última fornecida ao processo e às UTA para aquecimento. Na Tabela 4.4 encontra-se a potência térmica disponível neste período.

Tabela 4.4 - Potência térmica disponível no período de novembro a abril.

Período	Energia térmica disponível (kW)	Destino da Energia Térmica
Novembro a abril	872 kW (TANQUE DE A.Q)	367,5 kW: UTA's
		504,5 kW: PROCESSO
	490 kW (Caldeira – Gases de Combustão)	490 kW: Produção de vapor para o processo

Funcionamento da instalação de maio a outubro

Nos meses de maio a outubro, a potência térmica disponível proveniente do motor, isto é, os 872 kW, é utilizada exclusivamente para o funcionamento do chiller, ver figura 4.6. Neste período, esta potência não é aproveitada nem para o processo, nem para o funcionamento das UTA's. Contudo, continuará a haver aproveitamento do vapor gerado (490 kW), na caldeira recuperativa de calor.

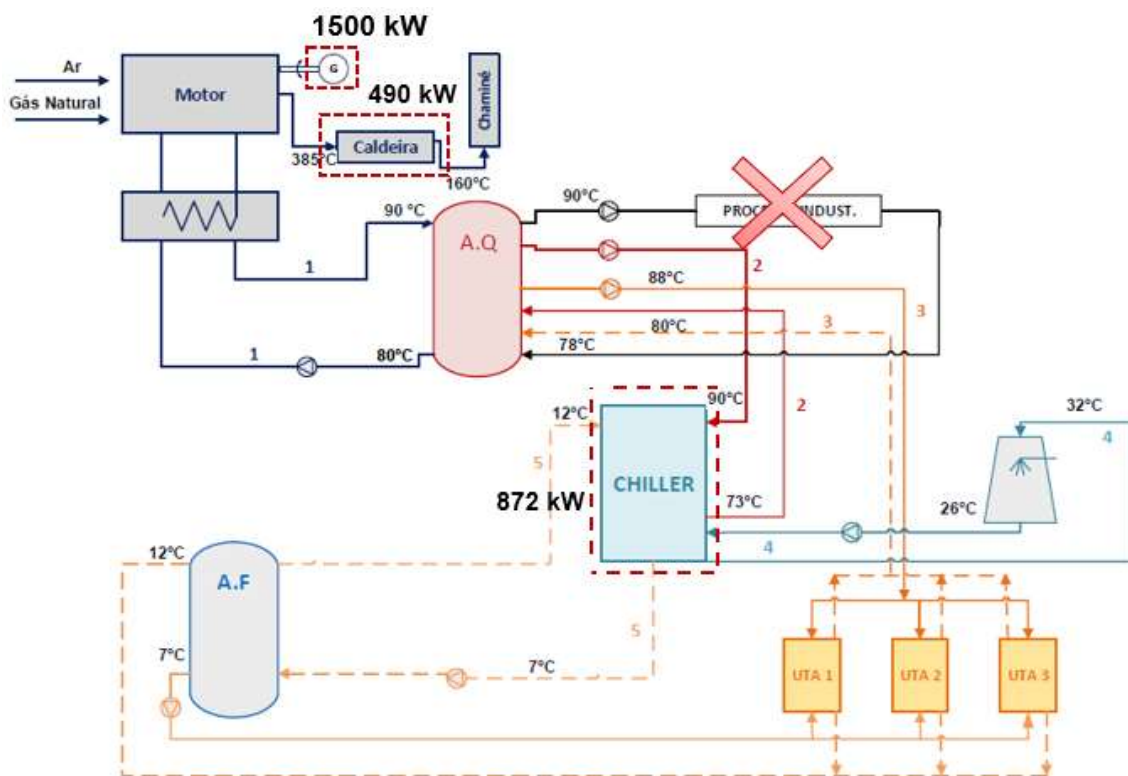


Figura 4.6 - Esquema representativo dos equipamentos que estarão e funcionarão no período de maio a outubro.

Na Tabela 4.5, encontram-se as condições de funcionamento do chiller.

Tabela 4.5 - Condições de funcionamento do chiller.

Características do Chiller	
Potência térmica disponível (kW)	872
COP	0,71
Água Fria	
Temperatura de entrada (°C)	12
Temperatura de saída (°C)	7

Determinação da quantidade de água fria, tendo em conta as necessidades de frio de 600 kW

Balanço de energia ao chiller:

$$600 = m_{chiller} \times 4,18 \times (12 - 7) \leftrightarrow m_{chiller} = 28,71 \frac{kg}{s} = 103\,349 \frac{kg}{h} \quad (4.13)$$

Posto isto, de maio a outubro, a energia térmica disponível do motor será de 872 kW para o chiller, para a produção de 600 kW de energia térmica sob forma de frio. E para além disso, ter-se-á a potência térmica disponível de 490 kW do vapor.

Tabela 4.6 - Energia térmica disponível no período de maio a outubro.

Período	Energia térmica disponível (kW)	Destino da Energia Térmica
Maio a outubro	872 kW (TANQUE DE A.Q)	600 kW: CHILLER – Produção de Frio
	490 kW (Caldeira – Gases de combustão)	490 kW: Produção de vapor para o processo

4.2.2. Recuperação energética do sistema

Assim sendo, com esta instalação de trigeriação consegue-se fazer o aproveitamento de energia em várias etapas, ao longo do processo. Começando-se pela transformação de energia química do combustível (3491 kW ver tabela 4.2) em energia elétrica (1500 kW) e aproveitamento da energia térmica dos gases de combustão numa caldeira aquotubular (490 kW). Ainda devido à necessidade de arrefecimento do motor dispõe-se de 872 kW. Com a Figura 4.7, pretende-se demonstrar a recuperação energética, das etapas usadas, tendo sido incluídos os dois tipos de energia, a térmica e a elétrica, podendo-se assim visualizar de forma mais clara as várias etapas do processo.

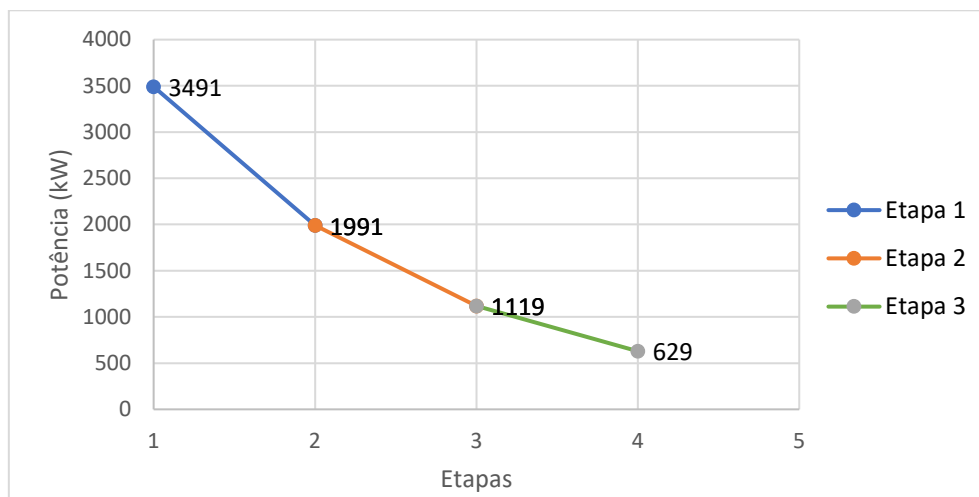


Figura 4.7 - Evolução da recuperação energética ao longo das várias etapas do processo.

Parte-se, então, de uma potência disponível no motor de 3491 kW, que servirá para a geração de 1500 kW de energia elétrica, etapa 1. Assim, obter-se-á uma potência térmica disponível de 1991 kW para as etapas seguintes: etapa 2 que corresponde, à potência disponibilizada no arrefecimento do motor (*jacket water*, *intercooler* e óleo lubrificante) sendo o valor de 872 kW; etapa 3 que corresponde ao aproveitamento da energia dos gases de combustão sendo o valor de 490 kW. Como se pode verificar a potência térmica ainda disponível é de 629 kW.

Importa ainda destacar a dissipação para o ambiente, como perdas térmicas dos gases da chaminé (Anexo B) de 305 kW. Os restantes 324 kW corresponde à potência térmica não aproveitada e a outros tipos de perdas como por exemplo as associadas ao

rendimento mecânico do motor e do gerador elétrico (que originam o aquecimento dos componentes por atrito, por exemplo) bem como à radiação dos próprios equipamentos.

Com os valores das potências previamente calculados, é possível efetivar-se o rendimento global da cogeração, também conhecido como fator de utilização de energia (*FUE*), através da seguinte expressão:

$$FUE = \frac{\dot{W}_{produzido} + \dot{Q}_{\acute{u}til}}{\dot{F}_{fornecida}} \quad (4.14)$$

$\dot{W}_{produzido}$ – Potência de produção de eletricidade (kW) (1500 kW)

$\dot{Q}_{\acute{u}til}$ – Potência térmica útil (kW) (872 kW+490 kW)

$\dot{F}_{fornecida}$ – Potência química do combustível (3491 kW)

Assim, obteve-se 82% de utilização de energia nesta instalação de trigerção.

5. Análise Económica

5.1. Investimento

Neste capítulo, descrever-se-á o investimento necessário para a instalação do sistema de trigerção desenvolvido neste trabalho. Os equipamentos primordiais são o motor de autoconsumo, o *aircooler* (sistema de segurança para o arrefecimento do motor de alta temperatura – HT e baixa temperatura - LT), o permutador de placas, a caldeira aquotubular e o *chiller* de absorção. Porém, de igual relevo, destacam-se o posto de receção e de transformação a fim de se transformar a energia elétrica de média tensão proveniente da rede, EDP, em baixa tensão, juntamente com um sistema de distribuição interno para redirecionar a corrente de média a baixa tensão para os devidos utilizadores. Os custos utilizados nos cálculos são dados reais e confidenciais.

O investimento do projeto efetivar-se-á no próximo ano e fixa-se nos 971 370 €, como pode ser observado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Investimento para a implementação do sistema de trigerção.

Investimento		Custo (€)
Investimento energético MT/BT		250 000
Motor		361 370
<i>Air cooler</i>	HT	50 000
	LT	30 000
Permutador de Placas		40 000
Caldeira Aquatubular		150 000
<i>CHILLER</i>		90 000
Total		971 370

5.2. Custos de operação

O valor do preço do gás natural 0,35 €/m³ e de manutenção 12 €/h tiveram por base os valores do ano 2017. Admitiu-se a necessidade de contratar quatro operadores e um engenheiro para o funcionamento da instalação. Então os gastos, apresentados na Tabela 5.2, relativos ao funcionamento do sistema de trigerção correspondem ao valor de 586 164 €, ver Anexo C.

Tabela 5.2 - Custos necessários para o funcionamento do sistema de trigerção.

Gastos	Custo (€)
Combustível	482 884
Manutenção	49 800
Pessoal	53 480
Gastos totais	586 164

5.3. Benefícios

Para se conseguir avaliar o projeto, face às disponibilidades de energia que se tem, uma vez que se precisa de frio, contabilizou-se em euros o que se teria de gastar se comprássemos essa energia. A energia disponível diz respeito ao vapor produzido na caldeira, à água quente no depósito AQ e à eletricidade gerada.

5.3.1. Vapor

Com a implementação deste sistema, aproveitar-se-á a energia térmica, proveniente dos gases de combustão para a produção de vapor numa caldeira recuperativa de calor (aquotubular), tal como já se explicou antes. Este equipamento estará a funcionar o ano inteiro, isto é, 4150 h. Entretanto, determinou-se quanto se gastaria de gás natural se não houvesse o aproveitamento de 490 kW de energia térmica proveniente de vapor. Na Tabela 5.3 estão apresentadas as premissas necessárias para o cálculo deste benefício.

Tabela 5.3 - Dados necessários para calcular os benefícios provenientes do vapor.

Q_{vapor} (kW)	490
Tempo de funcionamento (h)	4150
$PCI_{Gás\ Natural}$ (kWh/m ³)	10,5
Preço _{Gás Natural} (€/m ³)	0,35

Começou-se por determinar o caudal volumétrico de gás natural necessário para produzir os 490 kW, através da equação 5.1. Para obter este benefício (B_1), expresso em euros, utilizou-se a equação 5.2.

$$Q_{vapor} = PCI_{Gás\ Natural} \times V_{Gás\ Natural} \quad (5.1)$$

$$B_1 = V_{Gás\ Natural} \times Tempo_{funcionamento} \times Preço_{Gás\ Natural} \quad (5.2)$$

Assim sendo, para produzir 490 kW de vapor é necessário 46,67 m³/h de combustível, conseguindo-se obter um benefício de 67 783 €/ano com o aproveitamento desta energia térmica, tal como se demonstra no Anexo D.

5.3.2. Água Quente (A.Q)

Da mesma forma, que se calculou o benefício proveniente da potência térmica do vapor, vai-se calcular o benefício proveniente da água quente (B_2), utilizando as equações 5.1 e 5.2, indicadas na secção anterior. Sabendo que durante o ano (4150 h), os 872 kW de potência térmica disponível do motor, será utilizada para o aquecimento de água, pode-se então calcular o benefício proveniente deste aproveitamento. Posto isto, chegou-se à conclusão que para produzir 872 kW é preciso 83,05 m³/h de gás natural, correspondendo a um benefício de 120 630 €/ano, valores demonstrados no Anexo D.

5.3.3. Eletricidade

A eletricidade produzida pelo funcionamento do motor, isto é, os 1500 kW, será utilizada para autoconsumo da empresa uma vez que, à luz do regime remuneratório aplicado à venda de eletricidade produzida por sistemas de cogeração, o autoconsumo apresenta-se como sendo a opção mais rentável.

Assim sendo, o benefício relativo à eletricidade irá corresponder à parcela da fatura da EDP que se pode deduzir da mesma sem pôr em causa o contrato de energia. Neste caso, a fatura de energia é composta por dois termos, o termo que diz respeito à energia consumida (valor negociável com o comercializador) e outro relativo as redes, que é comprada segundo o que é definido pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE).

Tendo em conta, o período horário de inverno e de verão, consultar Anexo D, chegou-se à conclusão que nos meses de novembro a abril (horário de inverno) a instalação funciona 5 horas no período de ponta (HP) e 12 horas período de cheias

(HC). E nos meses de maio a outubro (horário de verão) funciona no período de 3 horas de ponta e 14 horas cheias.

Para a determinação do benefício de eletricidade (B_3), foram utilizadas as informações contidas nas faturas de eletricidade da empresa, referentes ao ano de 2017. Para além disso, teve-se em conta os feriados desse ano, assim como, o número de horas que a instalação funciona por dia (17h/dia). As informações recolhidas encontram-se no Anexo D. Posto isto, consegue-se calcular o benefício referente quer ao termo energia, quer ao termo redes, referente a cada mês do ano 2017, através da seguinte expressão:

$$N^{\circ} \text{ horas}_{\text{período}} \times P_{\text{elétrica}} \times N^{\circ} \text{ dias do mês} \times \frac{\text{Custo mensal}}{\text{Consumo energético mensal}} \quad (5.3)$$

No Anexo D, encontra-se um exemplo de cálculo para o benefício obtido no mês de Janeiro, relativo a cada um dos termos referidos anteriormente. O benefício mensal corresponde ao somatório destes dois termos. Na Tabela 5.4, apresentam-se os benefícios mensais, assim como, o benefício anual obtido no ano de 2017.

Tabela 5.4 - Benefícios de eletricidade do ano de 2017.

Mês	Benefício da Energia (€)	Benefício das Redes (€)	Benefício total (€)
Jan	36093	24440	60533
Fev	32060	21107	53167
Mar	30394	24588	54983
Abr	24068	19105	43173
Maio	31259	22942	54200
Jun	31403	21899	53301
Jul	30931	21899	52830
Agos	31858	22942	54799
Set	30910	21903	52813
Out	92522	61334	153856
Nov	38981	22450	61431
Dez	30527	16775	47302
Benefício anual (€)			742 389

Analisando a tabela anterior, pode-se compreender que com a implementação deste sistema obtém-se um benefício anual de eletricidade de 742 389 €, no ano de 2017.

O benefício total, inerente ao projeto, corresponde ao somatório dos benefícios indicados anteriormente (vapor, água quente e eletricidade). Tal como se apresenta de seguida:

$$\sum \text{Benefício total}_{projeto} = B_1 + B_2 + B_3 \quad (5.4)$$

$$\sum \text{Benefício total}_{projeto} = 67\,783 + 120\,630 + 742\,389 = 930\,799 \text{ €}$$

Após a determinação do benefício total, equação 5.4, conclui-se que o projeto tem potencial para ser economicamente viável, uma vez que com um gasto anual de 586 164 € obtém-se um benefício anual de 930 799 €.

5.4. Payback Period

O período de retorno de investimento consiste no período em que o capital investido vai ser recuperado, evidenciando apenas o tempo e desprezando a sua rentabilidade. Ou seja, o *payback period* (PBP) é um critério de rentabilidade que permite determinar o tempo/momento para recuperar o investimento.

O *payback* do projeto é de 1,67 anos, o que significa que o capital investido é recuperado durante o segundo ano de funcionamento. Este indicador foi calculado pela expressão:

$$\frac{\text{Investimento} + \text{Custos}}{\text{Benefícios}} \quad (5.5)$$

$$\frac{971\,370 + 586\,163,63}{930\,798,58} = 1,67$$

O cash-flow disponível, ao longo do tempo de vida do projeto, considerado de 5 anos, encontra-se na Tabela 5.5. No Anexo D, encontra-se um exemplo de cálculo para o primeiro ano.

Tabela 5.5 - Demonstração dos resultados obtidos para o payback period.

Tempo de vida (anos)	1º ano	2º ano	3º ano	4º ano	5º ano
Cash-Flow (€)	- 626 735	304 064	1 234 862	2 165 661	3 096 459

Assim, pode-se concluir que o projeto para além de ter potencial para ser economicamente viável, também tem potencial para ser economicamente rentável, uma vez que se consegue recuperar o capital investido no tempo de vida do projeto.

6. Conclusões

Neste trabalho propõe-se a instalação de um motor de combustão interna, *Jenbacher J420*, tendo em vista o aumento das necessidades de frio de 600 kW, sem comprometer os critérios de uma cogeração de autoconsumo (DL n.º 68-A/2015). Com este motor consegue-se satisfazer as necessidades de frio, de maio a outubro, com a potência térmica disponível de 872 kW. E para além disso, consegue-se gerar uma potência elétrica de 1500 kW e ainda permite aproveitar a potência térmica dos gases de combustão com o valor de 490 kW.

De novembro a abril a potência térmica de 872 kW será utilizada para aquecimento do ar condicionado e para aquecimento no processo industrial. Também durante este período mantem-se o valor de potência térmica de 490 kW proveniente dos gases de combustão.

De forma a aproveitar a potência térmica de 490 kW contida nos gases de combustão do motor, sugere-se a instalação de uma caldeira recuperativa de calor para a produção de vapor, sendo este depois utilizado no processo industrial.

Com este sistema de trigerção implementado consegue-se alcançar um *FUE* de 82%.

No que diz respeito à análise económica, conclui-se que com um investimento total de 971 370 € o projeto apresenta potencial para ser economicamente viável e rentável, uma vez que com um gasto anual de 586 164 € obtém-se um benefício anual de 930 799 €. E ainda, se consegue recuperar o capital investido dentro do tempo de vida útil do projeto, com um *payback* de 1,67 anos.

Assim sendo, os sistemas de trigerção tem um papel importante na racionalização do consumo de energia. Pois, as instalações de trigerção diminuem os desperdícios dos sistemas, reaproveitando o calor rejeitado para o ambiente, permitindo a produção simultânea de eletricidade, calor e frio, numa unidade integrada, a partir de um combustível. Deste modo, conseguem-se evitar perdas de distribuição na rede elétrica e atribuir maior independência às centrais de energia. Para além disso, sistemas deste tipo apresentam maior eficiência, relativamente, às tradicionais soluções centralizadas de produção elétrica. Assim, e sempre que exista uma procura economicamente justificável de energia térmica, a trigerção deve ser ponderada pois da mesma, além de maior eficiência, pode advir vantagens económicas e ambientais.

7. Bibliografia

- [1] C. M. C. T. d. Pinho, “Gestão de Energia Térmica,” FEUP, Universidade do Porto, 2018.
- [2] *Diário da República n.º123 - I Série, Decreto-Lei n.º 189/88 de 27 de maio*, Lisboa, 1988, pp. 2289-2296.
- [3] *Diário da República n.º 172, I Série - A, Decreto-Lei n.º 186/95 de 27 de julho*, Lisboa, 1995, pp. 4811- 4817.
- [4] *Diário da República n.º 288, I Série - A, Decreto-Lei n.º 538/99 de 13 de dezembro*, Lisboa, 1999, pp. 8801-8809.
- [5] *Diário da República n.º 284, I Série - A, Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de dezembro*, Lisboa, 2001, pp. 8024-8027.
- [6] “EDP - Energias de Portugal, Cogeração,” [Online]. Available: <http://www.edpsu.pt/pt/PRE/cogeraçao/Pages/regulamentacao.aspx>. [Acedido em 15 Agosto 2018].
- [7] *Diário da República n.º 59, I Série, Decreto-Lei n.º 23/2010 de 25 de março, Ministério da Economia, da Inovação e do Desenvolvimento*, Lisboa, 2010, pp. 934-945.
- [8] *Directiva 2012/27/UE do Parlamento Europeu e do Conselho de 25 de outubro de 2012, relativa à eficiência energética, que altera as Diretivas 2009/125/CE e 2010/30/UE e revoga as Diretivas 2004/8/CE e 2006/32/CE*.
- [9] *Diário da República n.º 288, I Série - A, Decreto-Lei n.º 68-A/2015 de 30 de abril, Ministério do Ambiente, Ornamento do Território e Energia*, Lisboa, 2015, pp. 2206-(2)-2206-(52).
- [10] *Diário da República n.º200, I Série , Portaria n.º 325-A/2012 de 16 outubro*, Lisboa, 2012, pp. 5908-(3).
- [11] F. Silva, “Impacto da cogeração na minimização dos custos de energia elétrica, ISEP, Instituto Superior de Engenharia do Porto,” 2014.

- [12] J. Carvalho, A. Gomes, R. Brandão e S. Ramos, *Euro à Terra, Área de Máquinas e Instalações Elétricas, ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto*, nº 9, pp. 48-49, 2012.
- [13] Chapter 9 and 10 ÇENGEL, Y.A., BOLE, M.A., 2014. Thermodynamics: an Engineering Approach. Publisher: McGraw-Hill Education; 8th edition ISBN-13: 978-0073398174.
- [14] A. Lima, “Máquinas Térmicas,” [Online]. Available: <http://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/tubinavapor.htm>. [Acedido em 14 Agosto 2018].
- [15] R. Delgadp, “Estudo e Implementação de um Sistema de Cogeração na SILAMPOS, FEUP, Faculdade de Engenharia do Porto,” 2016.
- [16] A. Sá, Chaper 6, Guia de Aplicações de Gestão de Energia e Eficiência Energética, Publindústria, 2ª Edição ed., Porto, 2010.
- [17] A. Couto, “Estudo de viabilidade de sistema de autoconsumo industrial com cogeração, FEUP, Faculdade de Engenharia do Porto,” 2015.
- [18] H. Al Moussawi, F. Fardouna e H. Louahlia, “Selection based on differences between cogeneration and trigeneration in various prime mover technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 491-511, 2017.
- [19] M. El-Wakil, Powerplant Technology, 1th ed., McGraw-Hill Book Co, 1984.
- [20] T. Franco, “Viabilidade de um sistema de cogeração num supermercado, ISEP, Instituto Superior de Engenharia do Porto.,” 2014.
- [21] J. C. Barbosa, “Cálculo de electricidade de cogeração de alta eficiência, FEUP, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto,” 2012.
- [22] “Manual de Apoio ao Cogrador,” COGEN Portugal - Associação Portuguesa para a Eficiência Energética e Promoção da Cogeração, [Online]. Available: http://www.marioloureiro.net/tecnica/co-trigeracao/Manual_de_Apoio_ao_Cogrador.pdf. [Acedido em 17 Julho 2018].

- [23] T. Santos, “Serviços de Energia Aplicados à Cogeração, FEUP, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto,” 2010.
- [24] o. C. B. Oland, “Guide to Combined Heat and Power Systems for Boiler Owners and Operators,” United States, 2004.
- [25] A. R. R. M. S. S. G. Angrisani, “Experimental results of a micro-trigeneration installation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 38, pp. 78-90, 2012.
- [26] R. W. D.W. Wu, “Combined cooling, heating and power: a review,” *Progress in Energy and Combustion Science* 32, p. 459–495, 2006.
- [27] A. S. Kari Alanne, “Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, p. 401–431, 2004.
- [28] A. P. E. Cardona, “A measurement methodology for monitoring a CHCP pilot plant for an office building,” *Energy and Buildings*, vol. 38, p. 919–925, 2003.
- [29] M. A. R. I. D. Pouria Ahmadi, *Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration*, p. 1540–1549, 2011.
- [30] CEEETA, *Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos - Parte II Tecnologias de Aproveitamento de Calor*, pp. 55-57.
- [31] J. Ascensão, “Avaliação do potencial energético e económico de uma unidade de trigeração numa indústria do sector automóvel, FEUP, Faculdade de Engenharia do Porto,” 2011.
- [32] “GE Power,” [Online]. Available: <https://www.ge.com/power/gas/reciprocating-engines/jenbacher/type-4>. [Acedido em 4 Setembro 2018].
- [33] “Alibaba,” [Online]. Available: https://www.alibaba.com/product-detail/EPCB-Horizontal-Type-Fired-Tube-Diesel_60764912554.html?spm=a2700.7735675.2017115.15.NK2U8b&s=p. [Acedido em 16 Outubro 2018].

[34] A. Guerreiro, “Economias,” [Online]. Available: <https://www.economias.pt/salario-minimo/>. [Acedido em 4 Novembro 2018].

[35] “Simulador do salário mínimo,” [Online]. Available: <https://meusalario.pt/salario/compare-seu-salario?job-id=2145010000000#/>. [Acedido em 4 Novembro 2018].

ANEXOS

Anexo A – Cálculos para a determinação das condições da combustão

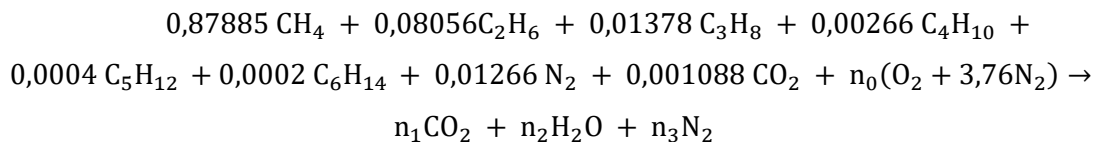
De seguida, encontram-se os cálculos necessários para a determinação das condições de combustão a partir das condições obtidas do funcionamento do motor escolhido, *Jenbacher J420*, apresentadas no Capítulo 4.

Para os cálculos que se seguem, utilizou-se a composição do gás natural indica no site da EDP, apresentada na Tabela A. 1.

Tabela A. 1 - Composição do gás natural.

Composto	Fórmula Química	Teor (% molar)
Metano	CH ₄	87,885
Etano	C ₂ H ₆	8,056
Propano	C ₃ H ₈	1,378
Butano	C ₄ H ₁₀	0,266
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,04
Hexano	C ₆ H ₁₄	0,02
Azoto	N ₂	1,266
Dióxido de carbono	CO ₂	1,088

- Combustão teórica



Balanco ao C:

$$0,87885 + 2 \times 0,08056 + 3 \times 0,01378 + 4 \times 0,00266 + 5 \times 0,0004 + 6 \times 0,0002 + 0,01088 = n_1$$

$$n_1 = 1,1168$$

Balanço ao H:

$$4 \times 0,87885 + 6 \times 0,08056 + 8 \times 0,01378 + 10 \times 0,00266 + 12 \times 0,0004 + 14 \times 0,0002 = 2n_2$$

$$n_2 = 2,5677$$

Balanço ao N₂:

$$0,01266 + 3,76 n_0 = n_3$$

Balanço ao O:

$$2 \times 0,01088 + 2 \times n_0 = 2n_1 + n_2 \leftrightarrow 2 \times 0,01088 + n_0 = 2 \times 1,1168 + 2,5677 \leftrightarrow n_0 = 2,3898$$

Voltando ao balanço N₂:

$$n_3 = 8,9983$$

Quantidade de ar teórico:

$$4,76 \times n_0 = 11,38 \frac{\text{kmol de ar seco}}{\text{kg de combustível}}$$

Cálculo da massa molar de gás natural

- Para 1 kmol de gás natural tem-se:

$$x_{\text{CH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4} = 0,87885 \times 16 = 14,0616 \text{ kg de CH}_4$$

$$x_{\text{C}_2\text{H}_2} \cdot M_{\text{C}_2\text{H}_2} = 0,08056 \times 30 = 2,4168 \text{ kg de C}_2\text{H}_2$$

$$x_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot M_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,01378 \times 44 = 0,60632 \text{ kg de C}_3\text{H}_8$$

$$x_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot M_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,00266 \times 58 = 0,1528 \text{ kg de C}_4\text{H}_{10}$$

$$x_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot M_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0,0004 \times 72 = 0,0288 \text{ kg de C}_5\text{H}_{12}$$

$$x_{\text{C}_6\text{H}_{14}} \cdot M_{\text{C}_6\text{H}_{14}} = 0,0002 \times 86 = 0,0172 \text{ kg de C}_6\text{H}_{14}$$

$$x_{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2} = 0,01266 \times 28 = 0,35448 \text{ kg de N}_2$$

$$x_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2} = 0,01088 \times 44 = 0,47872 \text{ kg de CO}_2$$

$$M_{\text{GN}} = 17,9876 \approx 17,99 \frac{\text{kg}_{\text{GN}}}{\text{kmol}_{\text{GN}}}$$

Quantidade de ar teórico:

$$11,38 \frac{\text{kmol}_{\text{ar seco}}}{\text{kg}_{\text{GN}}} \times \frac{1}{17,99} \frac{\text{kg}_{\text{GN}}}{\text{kmol}_{\text{GN}}} \times 28,9 \frac{\text{kg}_{\text{ar seco}}}{\text{kmol}_{\text{ar seco}}} = 18,29 \frac{\text{kg}_{\text{ar seco}}}{\text{kg}_{\text{GN}}}$$

- Combustão real

Para se determinar a quantidade de ar necessária para a combustão real começou-se por determinar o caudal de gás natural. E, de seguida, efetuou-se um balanço de massa ao motor, uma vez que é conhecido o caudal de gases de escape de 7845 kg/h.

$$V_{GN} = 332 \frac{m^3}{h}$$

$$\rho_{GN} = \frac{P \cdot M_{GN}}{RT} = \frac{1 \times 10^5 \times 17,99}{8314 \times 273} = 0,79 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{GN} = 332 \times 0,79 = 262,28 \frac{kg}{h}$$

Balanço de massa ao motor:

$$\dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_{gases\ de\ escape}$$

$$262,28 \frac{kg}{h} + \dot{m}_{ar} = 7845 \frac{kg}{h} \leftrightarrow \dot{m}_{ar} = 7582,72 \frac{kg}{h}$$

Excesso de ar:

$$\frac{7582,72}{262,28} = 28,91 \frac{kg_{ar\ seco}}{kg_{GN}}$$

$$E = \frac{28,91 - 18,29}{18,29} \times 100 = 58,1\%$$

Anexo B - Determinação das perdas nos gases da chaminé

As perdas relativas aos gases da chaminé (Q_{diss}) foram determinadas através de um balanço de energia a mesma, uma vez que se conhece o caudal e a temperatura dos gases de escape, como e apresenta na Tabela B. 1. Para o cálculo, admitiu-se que o ar ambiente se encontra a 20°C.

Tabela B. 1 - Condições à saída da chaminé.

m_{gases} (kg/s)	7845
Cp_{gases} (KJ/Kg.K)	1
T_{gases} (°C)	160
T_{amb} (°C)	20

Balanço de energia à chaminé:

$$Q_{diss} = m_{gases} \cdot Cp_{gases} \cdot (T_{gases} - T_{amb})$$

$$Q_{diss} = \frac{7845}{3600} \times 1 \times (160 - 20) = 305,08 \text{ kW}$$

Anexo C – Determinação de custos

C1. Custo do combustível

Sabendo, a quantidade que se irá gastar de gás natural para a combustão, o preço e o tempo de funcionamento da instalação, tal como se pode verificar na Tabela C. 1.

Tabela C. 1 - Dados para o cálculo do custo do combustível.

Volume de gás natural (m³/h)	332,45
Preço do gás natural (€/m³)	0,35
Tempo de funcionamento (h)	4150

Pode-se então determinar os custos que se irá acarretar em combustível:

$$C_1 = 332,19 \frac{m^3}{h} \times 4150 h \times 0,35 \frac{\text{€}}{m^3} = 482\,506 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

C2. Custos de manutenção

Tendo em consideração, que se trata de um sistema de trigerção, sabe-se que o custo de manutenção ronda os 12 €/h.

$$C_2 = 12 \frac{\text{€}}{h} \times 4150 h = 49\,800 \text{ €}$$

C3. Custos com o pessoal

Para o cálculo dos custos com o pessoal, admitiu-se que para ter a instalação a funcionar seriam necessárias 5 pessoas, dizendo respeito a 3 técnicos, 1 responsável pela manutenção e 1 engenheiro. As remunerações anuais dos funcionários, encontram-se na Tabela C. 2.

Tabela C. 2 - Custos com o pessoal [34, 35].

Cargo	Remuneração Anual (€)
Técnico/Manutenção	32 840
Engenheiro	21 000

$$C_3 = 32\,840 + 21\,000 = 53\,840 \text{ €}$$

Anexo D – Determinação dos benefícios

D1. Benefício do vapor

Determinação do benefício proveniente do vapor (B_1), sabendo que se consegue aproveitar 490 kW de energia térmica.

$$490 \text{ kW} = 10,5 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \times V_{\text{Gás Natural}} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \leftrightarrow V_{\text{Gás Natural}} = 46,67 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$B_1 = 46,67 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 4150 \text{ h} \times 0,35 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} = 67\,783 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

D2. Benefício da água quente

De seguida, apresenta-se o cálculo do volume de gás natural necessário para o aproveitamento dos 872 kW de energia térmica disponível pelo motor. E do respetivo benefício, deste aproveitamento.

$$872 \text{ kW} = 10,5 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \times V_{\text{Gás Natural}} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \leftrightarrow V_{\text{Gás Natural}} = 83,05 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$B_2 = 83,05 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 4150 \text{ h} \times 0,35 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} = 120\,630 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

D3. Benefício da eletricidade

Para o cálculo do benefício da eletricidade foi necessário saber os períodos horários aplicados durante o funcionamento da instalação. Para além disso, foi tido em consideração os feriados existentes durante o ano de 2017, de forma a se conseguir calcular o benefício relativo a cada mês, sabendo os consumos de eletricidade da empresa de cada uma das parcelas energia e redes. Os dados utilizados, encontram-se na Tabela D. 1, Tabela D. 2 e Tabela D. 3.

Tabela D. 1 - Períodos horários de inverno e de verão.

	Horário de Inverno	Horário de Verão
Período	Segunda a Sexta	
Ponta	Das 09:30 às 12:00	Das 09:15 às 12:15
	Das 18:30 às 21:00	
Cheias	Das 07:00 às 09:30	Das 07:00 às 09:15
	Das 12:00 às 18:30	Das 12:15 às 24:00
	Das 21:00 às 24:00	
Vazio	Das 00:00 às 02:00	Das 00:00 às 02:00
	Das 06:00 às 07:00	Das 06:00 às 07:00
Supervazio	Das 02:00 às 06:00	Das 02:00 às 06:00

Tabela D. 2 - Feriados do ano de 2017 considerados para os cálculos.

Feriados 2017	
28/fev	Carnaval
14/abr	Sexta feira santa
25/abr	Dia da Liberdade
01/mai	Dia do trabalhador
15/jun	Corpo de Deus
15/ago	Assunção de Nossa Senhora
05/out	Implantação da República
01/nov	Dia de Todos os Santos
01/dez	Restauração da Independência
08/dez	Imaculada Conceição
25/dez	Natal

Tabela D. 3 - Consumo em horas de ponta e cheias de cada mês e o respetivo custo mensal.

Mês	Dias	Energia				Redes			
		Consumo HP (kWh)	Custo mensal em HP (€)	Consumo HC (kWh)	Custo mensal em HC (€)	Consumo HP (kWh)	Custo mensal em HP (€)	Consumo HC (kWh)	Custo mensal em HC (€)
Jan	22	186 074,0	12 541,4	559 429,0	35 277,6	186 074,0	9 117,6	559 429,0	23 104,4
Fev	19	146 099,0	10 180,2	473 528,0	30 642,0	146 099,0	7 158,9	473 528,0	19 556,7
Mar	23	165 574,0	8 113,1	549 205,0	29 107,9	165 574,0	7 666,1	549 205,0	22 023,1
Abr	18	116 522,0	5 809,8	483 531,0	25 873,7	116 522,0	5 360,0	483 531,0	19 244,5
Mai	22	145 508,0	7 794,9	612 002,0	34 382,3	145 508,0	6 693,4	612 002,0	24 357,7
Jun	21	129 014,0	7 512,5	544 982,0	32 006,8	129 014,0	5 934,6	544 982,0	21 690,3
Jul	21	129 592,0	7 504,7	567 967,0	32 788,7	129 592,0	5 961,2	567 967,0	22 605,1
Agos	22	103 261,0	5 910,7	464 806,0	26 349,9	103 261,0	4 750,0	464 806,0	18 499,3
Set	21	131 807,0	7 455,0	565 552,0	32 785,0	131 807,0	6 069,1	565 552,0	22 509,0
Out	21	14 037,0	9 241,0	564 728,0	38 813,8	14 037,0	6 483,7	564 728,0	22 645,6
Nov	21	173 768,0	13 288,6	551 844,0	39 324,4	173 768,0	8 045,5	551 844,0	22 128,9
Dez	18	145 018,0	11 700,1	526 495,0	31 906,1	145 018,0	6 714,3	526 495,0	17 102,4

- Exemplo de cálculo para o benefício de eletricidade em cada um dos termos energia e redes da fatura:

Termo Energia

Cálculo do benefício de eletricidade, no período de horas de ponta (HP), para o termo energia da fatura de eletricidade do mês de janeiro de 2017:

$$N^{\circ} \text{ horas}_{\text{período}} \times P_{\text{elétrica}} \times N^{\circ} \text{ dias do mês} \times \frac{\text{Custo mensal}}{\text{Consumo energético mensal}}$$

$$5 \times 1500 \times 22 \times \frac{12\,541,4}{186\,074,0} = 11\,121,01\text{€}$$

Para a mesma situação, mas no período de horas cheias tem-se:

$$12 \times 1500 \times 22 \times \frac{35\,277,6}{559\,429,0} = 24\,971,77\text{€}$$

Logo, o benefício do termo energia, referente ao mês de janeiro, corresponde ao somatório dos benefícios obtidos no período de horas de ponta e cheias:

$$\text{Benefício de Energia} = 11\,121,01 + 24\,971,77 = 36\,092,78\text{€}$$

Termo Redes

De seguida, apresenta-se o cálculo do benefício de eletricidade, no período de horas de ponta (HP), para o termo redes da fatura de eletricidade do mês de janeiro de 2017:

$$N^{\circ} \text{ horas}_{\text{período}} \times P_{\text{elétrica}} \times N^{\circ} \text{ dias do mês} \times \frac{\text{Custo mensal}}{\text{Consumo energético mensal}}$$

$$5 \times 1500 \times 22 \times \frac{9117,6}{186\,074} = 8084,98\text{€}$$

Para a mesma situação, mas no período de horas cheias tem-se:

$$12 \times 1500 \times 22 \times \frac{23\,104,4}{559\,429,0} = 16\,354,79\text{€}$$

Sendo, o benefício do termo redes:

$$\text{Benefício de Redes} = 8084,98 + 16\,354,79 = 24\,439,76\text{€}$$

Benefício mensal total

Por último, soma-se os dois termos, energia e redes, obtendo-se o benefício mensal do mês de janeiro, tal como se demonstra de seguida:

$$\sum \text{Benefício mensal} = 36\,092,78 + 24\,971,77 = 36\,092,78 \text{ €}$$

Tabela D. 4 – Benefício de eletricidade obtido no período de horas de ponta e cheias de cada mês.

Mês	Energia			Redes		
	Benefício em HP (€)	Benefício em HC (€)	Benefício total dos períodos	Benefício em HP (€)	Benefício em HC (€)	Benefício total dos períodos
Jan	11121,01	24971,77	36092,78	8084,98	16354,79	24439,76
Fev	9929,42	22130,82	32060,24	6982,55	14124,60	21107,14
Mar	8452,47	21942,03	30394,50	7986,77	16601,38	24588,16
Abr	6731,12	17337,21	24068,33	6209,99	12895,18	19105,16
Mai	5303,45	25955,18	31258,64	4554,02	18387,62	22941,64
Jun	5502,75	25899,94	31402,68	4346,97	17551,81	21898,78
Jul	5472,51	25458,90	30931,42	4346,98	17551,81	21898,79
Agos	5666,80	26190,83	31857,63	4553,99	18387,62	22941,62
Set	5344,92	25564,73	30909,65	4351,29	17551,82	21903,11
Out	62212,33	30309,96	92522,30	43649,62	17684,11	61333,72
Nov	12044,53	26936,28	38980,81	7292,29	15157,77	22450,06
Dez	10891,84	19634,71	30526,55	6250,47	10524,65	16775,12

D4. Determinação do *Cash-Flow*

Exemplo de cálculo para o cash-flow disponível, no primeiro ano:

$$\text{Cash} - \text{flow} = \text{Investimento} + \text{Custos} - \text{Benefícios}$$

$$\text{Cash} - \text{flow} = 971\,370 - 586\,163,63 - 930\,798,58 = -626\,735 \text{ €}$$