Microgeração em ambiente urbano (habitacional, serviços)

Carlos Leandro Fraga de Almeida Rocha

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na Protermia: Eng. Jorge Neves

Orientador na FEUP: Prof. Clito Afonso

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2008

Resumo

A constante busca pela maior eficiência energética leva cada vez mais a optar-se pela utilização de sistemas de produção descentralizada de energia – Microgeração – ganhando cada vez mais razões para se impor num futuro próximo.

O objectivo desta dissertação passa pelo estudo de implementação de um sistema de cogeração numa unidade hoteleira.

Numa primeira fase foram estudados os tipos, sistemas, tecnologias e estado da arte da cogeração e, a forma de poder aproveitar o calor produzido que no verão se torna menos necessário para produzir frio (trigeração) que, nos edifícios hoje em dia com o aumento gradual da temperatura se torna bastante útil.

Seguidamente foram simuladas as cargas de aquecimento, arrefecimento e aquecimento de águas sanitárias através de software comercial apropriado.

Posteriormente foi escolhida a tecnologia e potência de cogeração a instalar de acordo com as leis nacionais em vigor – Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de Dezembro, com os consumos energéticos simulados e as cargas horárias anuais.

Depois de ser encontrada a solução de cogeração que respeita as leis, foram feitas várias análises de viabilidade:

- Análise energética
- Avaliação do impacto ambiental
- Estudo de viabilidade económica

Quando bem projectado um sistema de cogeração é uma alternativa bastante viável permitindo reduzir os consumos de energia bem como as emissões de gases de estufa que têm sido a grande causa da degradação constante do planeta.

Com a remuneração aplicada à venda de energia eléctrica à rede pública – Portarias 57,58 e 59/2002 de 15 de Janeiro, e o preço atractivo do gás natural vendido ás instalações de cogeração, conclui-se que o tempo de retorno do capital investido é bastante reduzido permitindo nos anos seguintes um reconfortante reembolso.

Microgeneration in urban environment (housing, services)

Abstract

The constant search for greater energy efficiency leads to the use of a system with decentralized energy production – Microgeneration - gaining more and more reasons to impose in the near future.

The purpose of this dissertation is the study of implementing a system of cogeneration at a hotel.

Initially studied the types, systems, technologies and state of the art of cogeneration, and how to transform the produced heat that in the summer becomes less necessary to produce cold (trigeneration), which, in buildings nowadays with the increase the temperature gradually becomes very useful.

Then the charges were simulated, heating, cooling and heating water through appropriate commercial software.

Later was chosen the technology and power cogeneration to install in accordance with national laws – Decreto-Lei No. 313/2001 of December 10, with the simulated energy consumption and the annual hourly charges.

After being found the solution of cogeneration regard the laws, have been made several tests of viability:

- Energy Analysis
- Environmental Impact Assessment
- Study of the economic viability

When well designed a system of cogeneration is a very viable alternative reducing the consumption of energy and emissions of greenhouse gases that have been the major cause of degradation of the planet.

With the return applied to the selling of electricity to the public network - Portarias 57,58 and 59/2002 of January 15, and the attractive price of natural gas sold ace of cogeneration facilities, concluded that the time of return on invested capital is small and in the years following a reassuring reimbursement.

Agradecimentos

Ao meu Orientador da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Professor Clito Afonso pela ajuda, disponibilidade e interesse que demonstrou ao longo da excussão da dissertação.

Ao meu Orientador da empresa Protermia, Engenheiro Jorge Neves que ajudou em tudo o que foi necessário e mostrou sempre grande disponibilidade e interesse, apesar da agenda complicada que se depara no dia-a-dia.

A todos os engenheiros e trabalhadores da empresa Protermia que foram tirando algumas duvidas que foram surgindo ao longo do semestre.

Aos professores da Faculdade de Engenharia que durante todos estes anos sempre se mostraram interessados em ajudar a aprender.

Por último mas não menos importante a toda a minha família, amigos e colegas que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste relatório.

Nomenclatura e abreviações

ρ_{ext} – Massa volúmica ar exterior [kg/m^3]

ρ_{int} – Massa volúmica ar interior [kg/m^3]

Temp. DB – Temperatura bolbo seco [ºC]

Temp. WB – Temperatura bolbo húmido [ºC]

h_{ext} – Entalpia ar exterior [kJ/kg]

h_{int} – Entalpia ar interior [kJ/kg]

HR – Humidade relativa [%]

g – Humidade absoluta [g/kg$_{as}$]

AQS – Aquecimento de águas sanitárias

REE – Rendimento eléctrico equivalente

Eer – Energia eléctrica máxima vendida à rede

Q_u – Energia térmica útil produzida na cogeração

Q_{ud} – Parte da energia útil térmica produzida na cogeração aproveitada para aquecimento

Q_B – Energia de frio produzida no chiller de absorção

F_{CG} – Energia consumida na instalação de cogeração

W_e – Energia eléctrica produzida na cogeração

Q_{in} – Energia térmica desperdiçada na cogeração

COP_{ABS} – Eficiência chiller de absorção

COP_{comp} – Eficiência chiller eléctrico

RCE – Razão calor electricidade

RFE – Razão frio electricidade

η_c – Rendimento central eléctrica

η_b – Rendimento caldeira convencional

kgep – Quilogramas equivalentes de petróleo

tep – Toneladas equivalentes de petróleo

IEE – Índice de economia de energia primária

RDEP – Razão demandada de energia primária

VAL – Valor actualizado líquido

Índice de conteúdos

1. INTRODUÇÃO 1

1.1. Caso de estudo 2
1.2. Organização e temas abordados no presente relatório 2

2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE 4

2.1. TRANSFORMAÇÃO DA ENERGIA 4
2.2. COGERAÇÃO 5
2.3. TIPOS DE PROJECTOS DE COGERAÇÃO 6
2.4. TIPOS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO 7
2.5. TECNOLOGIAS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO 8
2.5.1. TURBINAS A VAPOR (CICLO DE RANKINE) 8
2.5.2. TURBINA A GÁS (CICLO DE BRAYTON) 11
2.5.3. CICLOS COMBINADOS 12
2.5.4. MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA 13
2.5.5. MOTOR STIRLING 16
2.5.6. MICROTURBINA 17
2.5.7. PILHAS DE COMBUSTÍVEL 18
2.5.8. MICROTURBINA / PILHA DE COMBUSTÍVEL 21
2.5.9. TABELAS RESUMO TECNOLOGIAS COGERAÇÃO 23
2.6. TECNOLOGIAS DE TRIGERAÇÃO 25
2.7. VANTAGENS E DESVANTAGENS DA COGERAÇÃO 28
2.8. COGERAÇÃO EM PORTUGAL (6) 30
2.9. ENQUADRAMENTO JURÍDICO DA COGERAÇÃO EM PORTUGAL 34

3. SIMULAÇÃO DINÂMICA DO CASO DE ESTUDO E ESCOLHA DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO 37

3.1. Determinação das cargas de aquecimento e arrefecimento 37
3.2. Determinação das cargas para AQS 42
3.3. Tratamento dos dados de simulação 44
3.4. Escolha do sistema e potência de cogeração 46
3.5. Equipamentos auxiliares para satisfazer demandada térmica 48
3.6. Sistema convencional 50

4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E ANÁLISE ECONÓMICA 51

4.1. Avaliação do desempenho energético da instalação de trigeração 51
4.2. Avaliação do impacto ambiental da instalação de trigeração 54
4.3. Análise económica 55
4.3.1. Energia eléctrica vendida à rede 55
4.3.2. Calor útil aproveitado 56
4.3.3. Frio útil 57

4.3.4. Despesas anuais de funcionamento 58
4.3.5. Balanço anual 58
4.3.6. Investimento inicial 59
4.3.7. Tempo de recuperação de investimento ("Pay-Back" simples) 59
4.3.8. Valor Actualizado Líquido 60

5. CONCLUSÕES 62

6. REFERÊNCIAS E BIBLIOGRAFIA 63

ANEXO A: Plantas da unidade hoteleira 65
ANEXO B: Verificação do REE em tecnologias de cogeração 71
ANEXO C: Característica motor ENER´G 70M 72
ANEXO D: Modelo construído em Excel para simulação da instalação de cogeração/trigeração 73
ANEXO E: Exemplo de cálculo da remuneração mensal da energia vendida produzida pela cogeração 74

1. Introdução

Os edifícios em geral são ávidos consumidores de energia, logo importantes emissores de CO_2. A racionalização da energia é um tema que está nos dias de hoje a ser alvo de bastante preocupação tanto a nível nacional como europeu e mundial.

Na última década o sector dos edifícios de serviços foi um dos que mais cresceu em consumos energéticos, cerca de 7,1%. Este sector é um dos principais responsáveis pelo acentuado crescimento do consumo em energia eléctrica, que entre os anos 1980 e 1999 aumentou de 19% para 31%.

Existe uma grande heterogeneidade no sector dos serviços, que vai desde pequena loja até um grande hotel ou grande superfície, assim como, dentro da mesma categoria, existem unidades eficientes e outras grandes consumidoras de energia.

Tendo em conta esta diferenciação, é necessário separar o sector em tipos de edifícios, dos quais os mais significativos (em termos de consumos específicos), são os restaurantes, hotéis, hipermercados, supermercados, piscinas, hospitais e escritórios.

As necessidades energéticas variam com o tipo de edifício, e dentro dos edifícios de serviços podem apresentar intensidades global e temporal variável.

As soluções existentes para a obtenção do arrefecimento ambiente, aquecimento ambiente e de águas sanitárias são bastante variadas. O tipo (ou tipos) de energia necessária depende da solução escolhida.

Para que estes objectivos possam ser melhor rentabilizados uma solução terá sempre de passar pela utilização de sistemas com elevada eficiência.

O objectivo proposto para esta dissertação é a aplicação da cogeração a uma unidade hoteleira, obedecendo às leis nacionais em vigor, nomeadamente o Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de Dezembro aplicado à cogeração.

As cargas e consumos para aquecimento e arrefecimento foram simuladas durante um ano hora a hora através do software HAP da Carrier, respeitando os Decreto-Lei 78,79 e 80/2006 de 4 de Abril.

Para o aquecimento de águas sanitárias foi usado o programa do Ineti Solterm e foi considerado que todos os dias do mês teriam o mesmo consumo horário, pois o Solterm apenas fornece os consumos mensais de acordo com o perfil de utilização e o consumo diário.

Depois de organizar os dados simulados foi determinado o calor útil para aplicação do sistema de cogeração, considerando que este se encontraria desligado da meia-noite às sete da manha e respeitando o Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de Dezembro.

Foi introduzido um chiller de absorção aproveitando o calor desnecessário para aquecimento no verão para produzir frio para arrefecimento.

Com o sistema completo foram feitos vários balanços:

- Balanço energético, comparando com um sistema convencional que se mostrou bastante positivo (poupança anual de 57 toneladas equivalentes de petróleo).
- Agregado a esta poupança energética vem uma redução de emissões de CO_2 na ordem de 68 toneladas equivalentes de CO_2 por ano.

- Análise económica respeitando os preços aplicados à cogeração, que se mostrou bastante interessante pois o tempo de recuperação do investimento é de cerca de 3 anos e meio.

Esta dissertação foi efectuada na Faculdade de Engenharia do Porto em conjunto com a empresa Protermia – Projectos Térmicos Industriais e de Ambiente, Lda. com sede na Praceta João Villaret nº. 169, 4460-337 – Senhora da Hora – Portugal.

1.1. Caso de estudo

Na presente dissertação o caso de estudo será uma unidade hoteleira com as seguintes características:

- Hotel Maculusso
- 120 Quartos
- Categoria de 4 estrelas
- 12 Pisos, sendo 2 considerados espaços não úteis (cave + garagem)
- Contém 3 reservatórios de 4000 litros cada para AQS
- Área útil: 5942 m^2
- Estado actual: encontra-se em projecto
- Localização: Luanda, Angola; Sendo inicialmente projectado para ser construído em Luanda a simulação foi efectuada no Porto bem como todo o estudo de cogeração, tal deveu-se à ausência de leis de cogeração em Angola e, à utilidade que terá implementar um projecto deste tipo recorrendo às leis nacionais em vigor nesta data.

Foram fornecidas as plantas dos diversos pisos pela empresa Protermia, que serão apresentas no Anexo A.

1.2. Organização e temas abordados no presente relatório

A presente dissertação está estruturada por capítulos da seguinte forma:

Capitulo 1, *Introdução*, onde se apresenta o tema, o caso de estudo e se faz um resumo das etapas principais do projecto efectuado.

Capitulo 2, *Pesquisa bibliográfica e estado da arte*, onde se apresenta uma síntese da cogeração, dos tipos de sistemas e projectos, o estado da arte das mais difundidas tecnologias com as vantagens, desvantagem, gama de aplicação e o respectivo ciclo termodinâmico de funcionamento. Faz-se referência à trigeração com as tecnologias que permitem o aproveitar o calor da cogeração para produzir frio. Finalmente apresenta-se o estado da cogeração em Portugal bem como a legislação aplicável.

Capítulo 3, *Simulação dinâmica do caso de estudo e escolha dos sistemas de cogeração*, onde se faz as simulações do comportamento térmico do caso de estudo e, de acordo com as leis nacionais se escolhe a potência de cogeração e trigeração a instalar na unidade hoteleira.

São calculados também neste capitulo as potências e a energia gasta em sistemas auxiliares com o intuito de satisfazer a totalidade das necessidades térmicas do hotel.

Capítulo 4, *Discussão dos resultados e análise económica*, onde se faz uma avaliação do desempenho energético do sistema estudado, avalia-se as questões ambientais e faz-se um estudo económico para demonstrar a viabilidade do investimento e o balanço anual.

Capítulo 5, *Conclusões*, finalmente são apresentadas as conclusões do trabalho efectuado.

2. Pesquisa bibliográfica e estado da arte

2.1. Transformação da energia

A electricidade é a forma de energia mais adequada para numerosas aplicações, tanto na indústria como no sector residencial e terciário, tratando-se de uma forma de energia de qualidade superior chamada "energia nobre". Tal como assinala a termodinâmica pode converter-se integralmente em calor, energia mecânica, ou qualquer outra forma de energia. Outra das suas grandes vantagens reside na facilidade com que pode ser transportada até o local final da sua utilização, se bem que em muitas ocasiões tal flexibilidade não é realmente necessária.

A electricidade é em grande parte produzida através da combustão de combustíveis fósseis, tal produção sofre várias transformações:

A transformação com pior rendimento corresponde à transformação de energia térmica em energia mecânica.

De acordo com a segunda lei da termodinâmica, o máximo rendimento que se pode alcançar nesta conversão numa máquina térmica vem dado pelo rendimento de carnot:

$$\eta_{Carnot}=1-\frac{T_B}{T_A}$$

Onde T_B é a temperatura da fonte fria e T_A a temperatura da fonte quente.

Nas maquinas térmicas de vapor pode-se considerar T_A como a temperatura a que o vapor sai da caldeira, ao longo dos anos e, consoante a tecnologia foi evoluindo essa temperatura foi aumentando progressivamente até chegar a cerca de 580ºC, podendo ser considerada como a máxima temperatura a que operam as actuais maquinas.

Por outro lado, T_B é a temperatura de condensação de vapor que pode chegar a ser muito próxima da temperatura ambiental, cerca de 30ºC.

Substituindo estes valores na equação resulta um rendimento teórico na conversão de calor em trabalho numa maquina térmica de vapor na ordem de 64,5%.

Este valor representa um limite teórico sendo o valor que se alcançaria num motor de carnot. Na realidade estão presentes várias irreversibilidades de tipo mecânico, térmico ou químico que como se sabe reduz o rendimento. Nas modernas centrais termoeléctricas o rendimento térmico dificilmente supera os 40-42%.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, toda a energia contida no combustível deve aparecer nos produtos da central, como se sabe os restantes 60% converteu-se em calor. Parte deste calor como as perdas por radiação na caldeira ou a energia térmica sensível e latente dos gases de combustão que saem pela chaminé dificilmente podem ser recuperados, se bem que existem técnicas para recuperar parte dessa energia térmica.

Existem também perdas nas pás da turbina bem como no gerador eléctrico no processo de conversão de energia mecânica em eléctrica.

No que respeita a turbinas a gás ou motores de combustão interna, são processos que o fluido de trabalho não descreve um ciclo, T_A pode ser considerada como a temperatura

máxima que alcançam os gases de combustão na turbina ou no cilindro do motor e, T_B a temperatura dos gases de escape.

Nas turbinas a gás a temperatura de operação supera os 1100ºC, enquanto que a temperatura dos gases de escape rondam os 500ºC, o que significa que o limite termodinâmico do rendimento térmico de esta turbina ronda os 44% (rendimento de carnot).

Em qualquer um dos casos o "desperdício" para o ambiente é bastante significativo e, com a constante escalada do preço do petróleo e consequente crise é urgente tomar medidas.

2.2. Cogeração

Precisamente em oposição à situação definida no capítulo 2.1, o objectivo da cogeração é de produzir energia eléctrica ou mecânica de forma que se utilize a maior parte da energia contida no combustível aproveitando parte da energia térmica desperdiçada para o ambiente.

Pode-se então definir *cogeração* como um processo de geração de electricidade e calor útil através da mesma fonte de energia primária. Também conhecida por produção combinada, ou sequencial de calor e electricidade ("Combined Heat and Power" - CHP). Mostra-se na Fig. 1 a comparação dos rendimentos de um sistema de cogeração face a um convencional.

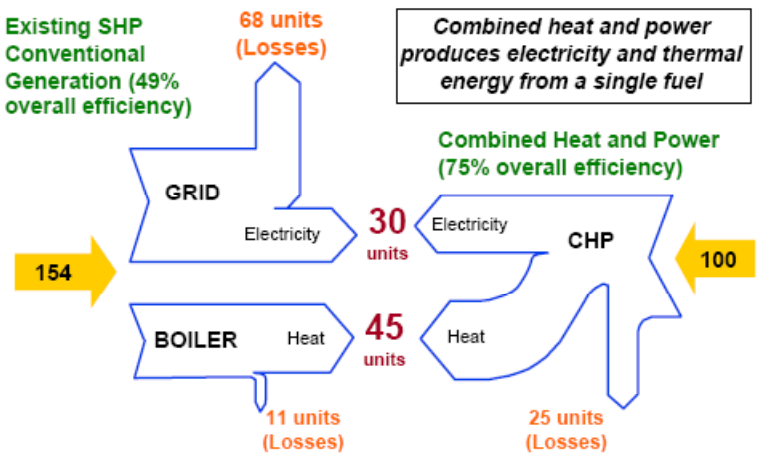


Figura 1 – Comparação dos rendimentos de um sistema de cogeração e um convencional (4)

Pode observar-se que, para obtenção do mesmo produto final, os sistemas de cogeração requerem apenas cerca de 65% da energia primária necessária num sistema tradicional. Como consequência deste ganho de eficiência, advêm também benefícios ambientais significativos, decorrentes da diminuição das emissões poluentes por unidade de energia útil produzida.

Sendo muito difícil os projectos de cogeração serem perfeitamente ajustados ás demandada de energia térmica e eléctrica de determinado consumidor, o modo de funcionamento destes sistemas divide-se em:

- Funcionamento em função das necessidades de electricidade (electricity-match mode): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de electricidade (demandada de energia eléctrica). Se o calor gerado pelo sistema for inferior às necessidades, uma caldeira adicional terá que ser utilizada. Se por outro lado o calor gerado for superior às necessidades será rejeitado para o meio ambiente.

- Funcionamento em função das necessidades de calor (heat-match mode): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de calor (demandada de energia térmica). Se a electricidade gerada pelo sistema for inferior às necessidades será necessário recorrer à rede eléctrica. Se por outro lado a electricidade gerada for superior às necessidades o excesso poderá ser vendido à rede eléctrica.

No primeiro caso a electricidade é o produto principal e o calor o subproduto enquanto que, no segundo caso o produto principal é o calor e o subproduto a electricidade.

No sector terciário dos países com climas temperados, como é o caso de Portugal, as necessidades de calor confinam-se aos meses de Inverno. Contudo, nos meses de Verão, o calor em excesso pode ser aproveitado para produção de frio, define-se então *trigeração* como a produção simultânea de electricidade, calor e frio a partir de uma instalação alimentada pela mesma fonte de energia primária ("Combined Heat, Cooling and Power"-CHCP) conforme indicado na Fig. 2.

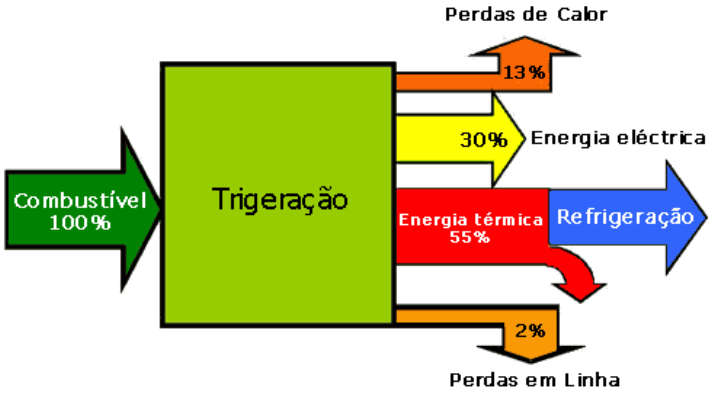


Figura 2 – Esquema do aproveitamento da energia em Trigeração (5)

Parte da energia térmica produzida na cogeração, é então aproveitada para produção de frio na trigeração, mais adiante serão apresentadas as tecnologias que tornam possível este aproveitamento.

2.3. Tipos de projectos de cogeração

Existem basicamente quatro tipos de projectos de cogeração:

- Cogeração com a participação dos produtores de electricidade;
- Cogeração industrial;
- Aquecimento comunitário ("District heating");
- Sistemas de energia total:

O aquecimento comunitário

Os sistemas de energia total são dispositivos que se instalam em grandes edifícios, centros comerciais, grandes superfícies e que consumindo um combustível fóssil produzem

electricidade, água quente para aquecimento ambiente, água fria para arrefecimento ambiente e aguas quentes sanitárias (AQS).

A denominação de Sistemas de energia total geralmente significa que o sistema de cogeração está totalmente isolado da rede eléctrica. Este sistema suprime a totalidade da demandada eléctrica e, o calor residual recuperado pode ser considerado como subproduto.

No entanto existe uma variante deste sistema, o Sistema de energia total integrado, em que toda a produção de energia eléctrica é vendida à rede em vez de ser consumida directamente pelo usuário. O consumidor recebe posteriormente a energia eléctrica da rede como um utilizador normal, aproveitando o calor e frio produzidos na unidade cogeração.

Este sistema é bastante vantajoso já que não obriga a grandes baterias para armazenar a energia eléctrica e a venda da energia eléctrica pode trazer vantagens económicas.

Os restantes tipos de projectos não serão aqui definidos por se encontrarem fora do âmbito desta dissertação(1).

2.4. Tipos de sistemas de cogeração

Uma primeira classificação das tecnologias de cogeração pode ser feita segundo os distintos princípios de utilização de energia em cascata, ou seja, são fundamentalmente separados em dois grandes grupos em função da sequência de utilização da energia, ciclos "Topping" e "Bottoming".

Nos ciclos *"Topping"* a energia contida no combustível (primaria) é usada primeiramente para produzir energia eléctrica ou mecânica, sendo o calor dos gases de exaustão utilizado na produção de energia térmica útil. Estes ciclos são os mais frequentes nas instalações de cogeração. A Fig. 3 mostra um exemplo deste tipo de sistemas.

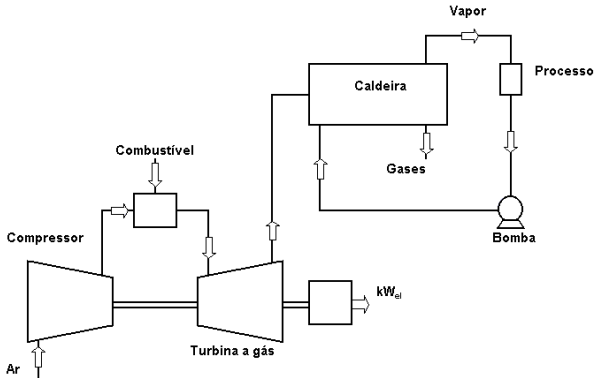


Figura 3 – Exemplo de um ciclo "Topping"

Contrariamente, nos ciclos "Bottoming" a energia térmica primária do combustível é inicialmente cedida ao processo consumidor de calor, sendo o calor residual empregue na produção de electricidade, como se pode observar na Fig. 4. Estes ciclos são geralmente mais utilizados onde existe uma grande necessidade de calor a alta temperatura para o processo, como por exemplo para produção de produtos químicos como amoníaco, etileno, etc.

Os ciclos "Topping" pelo contrário podem ser aplicados a processos que requerem temperaturas moderadas ou baixas. Por tudo isto estes têm uma aplicação mais vasta e permitem uma maior versatilidade.

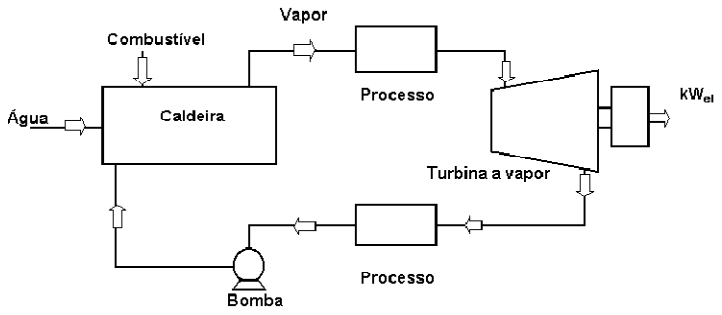


Figura 4 – Exemplo de um ciclo "Bottoming"

Existe uma grande variedade de tecnologias que podem ser empregues na cogeração quer segundo o ciclo "topping" ou "bottoming".

2.5. Tecnologias de sistemas de cogeração

Os sistemas de Cogeração classificam-se de seguida de acordo com o tipo de máquina térmica que os equipam:

- ✓ Turbinas a Vapor (Ciclo de Rankine)
- ✓ Turbinas a Gás (Ciclo de Brayton)
- ✓ Ciclos Combinados
- ✓ Motores Alternativos de Combustão Interna (Otto, Diesel)
- ✓ Motores Stirling
- ✓ Microturbinas
- ✓ Células de Combustível

Nos subcapítulos seguintes serão referidas estas tecnologias e o seu respectivo modo de funcionamento. No final apresentam-se quadros sucintos com as características principais para uma melhor análise.

2.5.1. Turbinas a vapor (Ciclo de Rankine)

A conversão de energia nas centrais convencionais (a carvão ou a fuel) faz-se de acordo com o ciclo de Rankine, em que o fluído de trabalho – a água – muda de fase ao longo do ciclo termodinâmico, conforme indicado na Fig. 5.

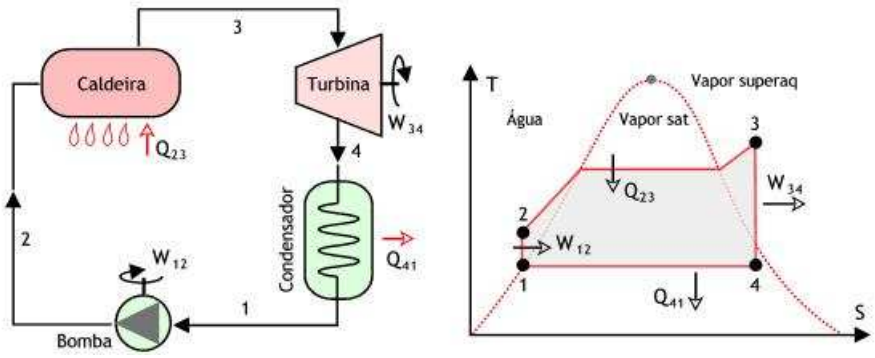


Figura 5 – Ciclo clássico de Rankine e respectivo possível diagrama (T, s)

O sistema funciona segundo este ciclo quer na sua forma básica ou em versões melhoradas com reaquecimento de vapor e pré-aquecimento da água regenerativa. A água é direccionada para a caldeira, onde a energia extraída do combustível usado é absorvida pela água fazendo com que esta atinja temperaturas suficientes para produzir vapor de altíssima pressão. Este vapor de água entra na turbina, onde sofre uma poderosa expansão, que faz com que a energia do vapor se transforme em energia mecânica, através da rotação da turbina, produzindo assim trabalho útil.

Depois de produzir trabalho na turbina, o vapor já a uma pressão inferior (mas mesmo assim considerável), denominado de vapor exausto, dirige-se para a etapa seguinte, que consiste num condensador.

Neste condensador o vapor é liquefeito, transformando-se uma vez mais em água, que retorna ao princípio do ciclo, ou seja à caldeira.

Acoplado ao eixo da turbina encontra-se normalmente um gerador, com vista a transformar a energia mecânica recebida, em energia eléctrica, para ser distribuída conforme as necessidades.

O vapor depois de accionar a turbina, tal como já foi referido, ainda se encontra a uma pressão considerável, sendo que parte deste vapor pode ser desviado para ser usado no processo (a outra parte vai para o condensador), como fonte de vapor de alta ou baixa pressão. Esta diferença de pressão do vapor é conseguida extraindo o vapor antes ou depois de estar completamente expandido.

Sendo então conveniente fazer a distinção entre dois grandes grupos de turbinas consoante a pressão de saída do vapor, *Turbinas de Condensação* e *Turbinas de Contrapressão*.

Nas turbinas de condensação o vapor é "extraído" da turbina por sub-tiragens intermédias a pressões inferiores à pressão atmosférica.

Nas Turbinas de Contrapressão o vapor sai da turbina à pressão atmosférica ou a uma pressão superior.

Para aplicações de cogeração, a pressão do vapor pode variar desde uns poucos bar até cerca de 100 bar. No sector energético (por exemplo, centrais termoeléctricas), podem ser utilizadas pressões superiores.

A temperatura do vapor pode chegar até cerca de 450ºC no sobreaquecimento e, no sector energético até cerca de 540ºC.

Podem usar qualquer tipo de combustível ou certas combinações de combustível, mesmo nuclear, fontes renováveis e subprodutos de desperdícios.

1.6.1.1 Turbina a Vapor de Contrapressão

A energia térmica perdida no condensador de um ciclo clássico de Rankine é neste caso aproveitado para processos, resultando um importante aumento de rendimento global da instalação.

Á saída da turbina em contrapressão independentemente do caudal de vapor extraído a pressão deste mantêm-se constante. A potência máxima que pode obter-se neste tipo de

turbina depende dos seguintes factores: entalpia do vapor à entrada, entalpia do vapor à saída, do rendimento isentrópico, do caudal mássico e do rendimento mecânico.

A utilização de uma turbina de contrapressão num sistema de cogeração implica que o vapor será extraído da turbina à pressão e temperatura requeridas no processo. A potência eléctrica aumentará se aumentar a temperatura e pressão do vapor na entrada da turbina.

1.6.1.2 Turbina a Vapor de Condensação e Extracção

O vapor sai da caldeira e entra na etapa de alta pressão da turbina. Na extracção obtém-se um caudal igual á demandada instantânea de vapor para processo. Se o caudal de vapor aquecido na caldeira for superior ao caudal necessário para processo o resto será turbinado até à pressão de saturação.

O grande interesse deste género de turbinas reside na sua capacidade de satisfazer uma razão calor/electricidade que pode variar num intervalo bastante largo.

Quando a demandada de vapor para processo é elevada, a máquina funciona 100% em extracção e é basicamente uma turbina de contrapressão. Se a demandada para processo diminuir, então o excesso de vapor é enviado à secção de condensação, o que faz aumentar a energia eléctrica gerada.

Uma turbina deste tipo pode ser considerada como uma de contrapresão e outra de condensação a operar em série. Cada uma delas terá um rendimento característico que dependerá do caudal de vapor, assim a secção de contrapressão registará o máximo rendimento quando operar a 100% de extracção e em plena carga. Enquanto que a secção de condensação apresentará o maior rendimento quando a extracção estiver a zero e a carga máxima. Por conseguinte o rendimento da turbina será o resultado de ambos os rendimentos.

Como parte da energia que passa atreves da secção de condensação da turbina será perdida no condensador, está claro que quando a turbina funciona com um nível de extracção inferior a 100% o rendimento global do sistema de cogeração diminuirá significativamente. Este é desde logo o grande inconveniente deste tipo de sistema e a razão principal pela sua pouca aplicação. A Fig. 6 mostra o ciclo de funcionamento de uma turbina de condensação com extracção

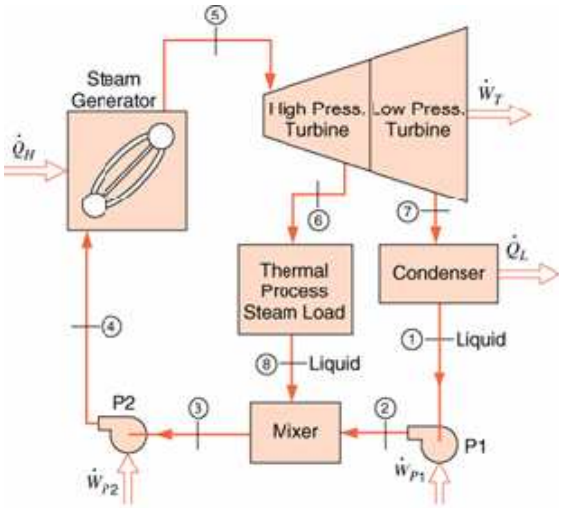


Figura 6 – Cogeração com turbina de condensação com extracção (6)

2.5.2. Turbina a gás (ciclo de Brayton)

As turbinas de gás operam em ciclo aberto (combustão interna), como se ilustra na Fig. 7 (a). O ar atmosférico é conduzido ao compressor, onde a temperatura e a pressão são elevadas. Na câmara de combustão, o ar entra em contacto com o combustível (normalmente, gás natural) que arde a pressão constante. Os gases resultantes desta mistura, a alta temperatura, entram na turbina, onde são expandidos, produzindo trabalho. O trabalho útil é a diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho entregue ao compressor. Os gases exaustos são rejeitados, sendo possível aproveitar, de forma útil, o calor associado.

A temperatura dos gases da exaustão é relativamente elevada – da ordem de 400 a 500ºC nas turbinas das pequenas unidades industriais, podendo mesmo atingir cerca de 600ºC nas turbinas de maior dimensão. A instalação de um recuperador de calor permite aproveitar este calor para produzir vapor ou água quente.

Como já foi referido anteriormente, para efeitos de análise, é conveniente referir o funcionamento da turbina de gás em ciclo fechado (combustão externa), como se mostra na Fig. 7 (b). O processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor de uma fonte externa (Q_H), a pressão constante, e o processo de escape é substituído por uma entrega de calor ao exterior (Q_L), também a pressão constante.

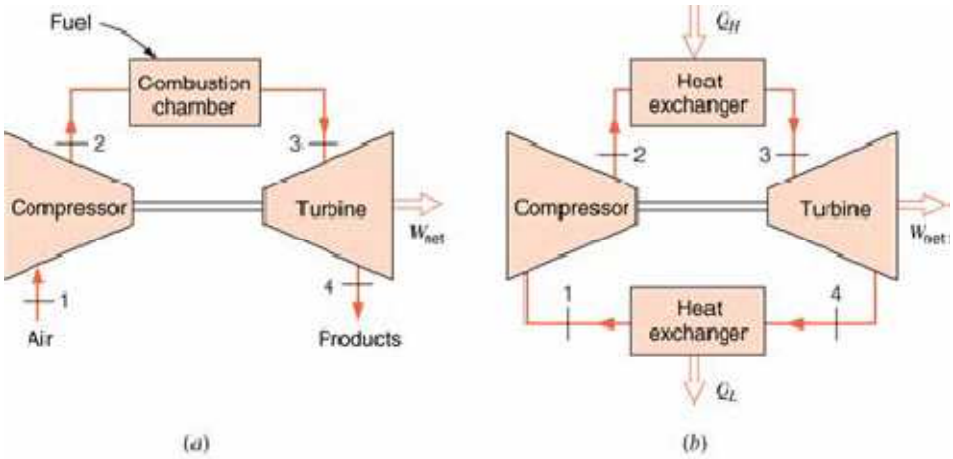


Figura 7 – Turbina a gás: a) Ciclo aberto; b)Ciclo fechado (6)

Os sistemas equipados com turbinas a gás operam de acordo com o ciclo de Brayton, o qual compreende quatro processos:

- 1 – 2: compressão isentrópica no compressor
- 2 – 3: adição de calor a pressão constante
- 3 – 4: expansão isentrópica na turbina
- 4 – 1: recuperação de calor, a pressão constante

Os diagramas (P, v) – pressão, volume e (T, s) – temperatura, entropia são apresentados na Fig. 8.

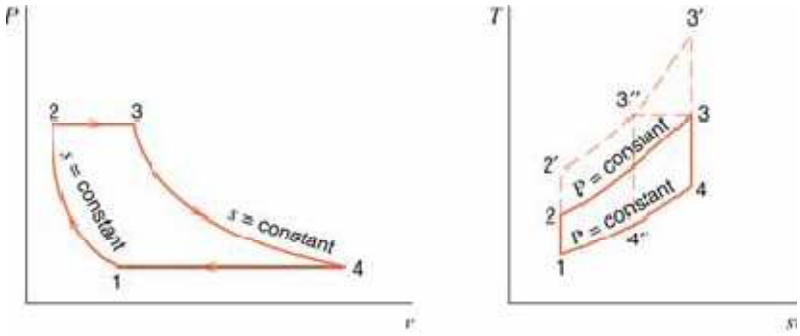


Figura 8 – Diagramas (P, v) e (T, s) do ciclo de Brayton ideal

A inclusão das eficiências reais do compressor e da turbina (na realidade, as transformações que neles se desenvolvem são efectuadas com variação de entropia, isto é, não são isentrópicas como é apresentado nas figuras). Existem no entanto processos de melhorar o rendimento global do ciclo de Brayton(2) (como por exemplo a regeneração, o reaquecimento, o arrefecimento intermédio).

Uma importante característica do ciclo de Brayton é o peso considerável que representa o trabalho que é necessário fornecer ao compressor, comparado com o trabalho fornecido pela turbina: o compressor pode requerer cerca de 40 a 80% do trabalho à saída da turbina, o que contrasta claramente com o ciclo de Rankine, em que aquela percentagem se situa na ordem de 1 a 2%.

2.5.3. Ciclos combinados

Com a evolução tecnológica dos sistemas energéticos, têm surgido sistemas cada vez mais fiáveis e eficientes. Este melhoramento dos sistemas isolados, conduziu à introdução de um novo tipo de cogeração que se baseia na agregação de dois ciclos termodinâmicos clássicos num só sistema, permitindo assim aumentar o rendimento global da cogeração ver Fig. 9.

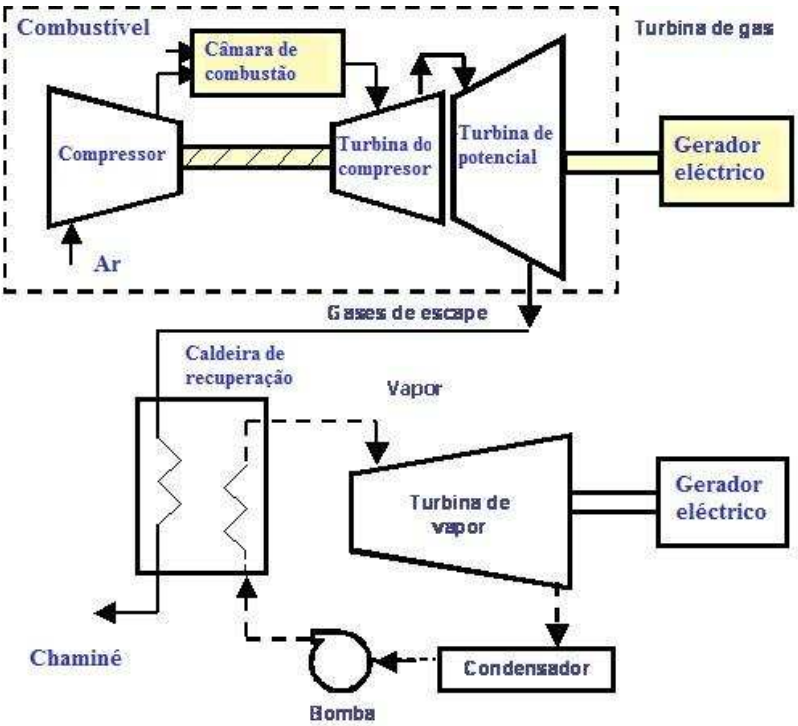


Figura 9 – Cogeração com ciclo combinado

Este tipo de cogeração em ciclo combinado é constituído de uma forma geral por uma turbina a gás em ciclo aberto, em que os gases de escape são aproveitados numa caldeira de recuperação para produzir vapor que será utilizado num ciclo de turbina a vapor.

Este sistema é predominantemente utilizado em situações em que seja necessário produzir energia eléctrica e térmica útil em quantidades variáveis de acordo com as cargas consumidoras, ou para atender a mercados específicos. Sendo ainda a melhor opção para as aplicações nas quais a demanda de electricidade é superior à demanda de vapor.

Os sistemas em Ciclo Combinado apresentam uma grande flexibilidade na relação de produção de electricidade e calor, face às várias possibilidades de arranjo destes sistemas. Em comparação com grande parte das tecnologias apresentadas anteriormente, a de Ciclos Combinados permite, de uma maneira geral, uma maior extracção de potência por unidade de calor. Portanto e tal como se pode concluir da analise do esquema da figura anterior, o ciclo combinado tem uma eficiência maior quando comparada com a dos ciclos com Turbina a Gás e a Vapor separadamente.

2.5.4. Motor de combustão interna

Existem dois tipos de motores alternativos: de explosão (ignição por faísca), que usam normalmente o gás natural como combustível, embora também possam recorrer ao propano ou à gasolina, e de ignição por compressão que operam com gasóleo (diesel).

Os motores de explosão são os mais usados em instalações de cogeração, uma vez que possuem várias fontes de recuperação de calor: gases da exaustão e circuitos de refrigeração do óleo e do motor.

Na Fig. 10 representa-se uma imagem de um motor de explosão, inventado em 1885 pelo engenheiro alemão Daimler, e a representação esquemática das etapas correspondentes ao seu funcionamento.

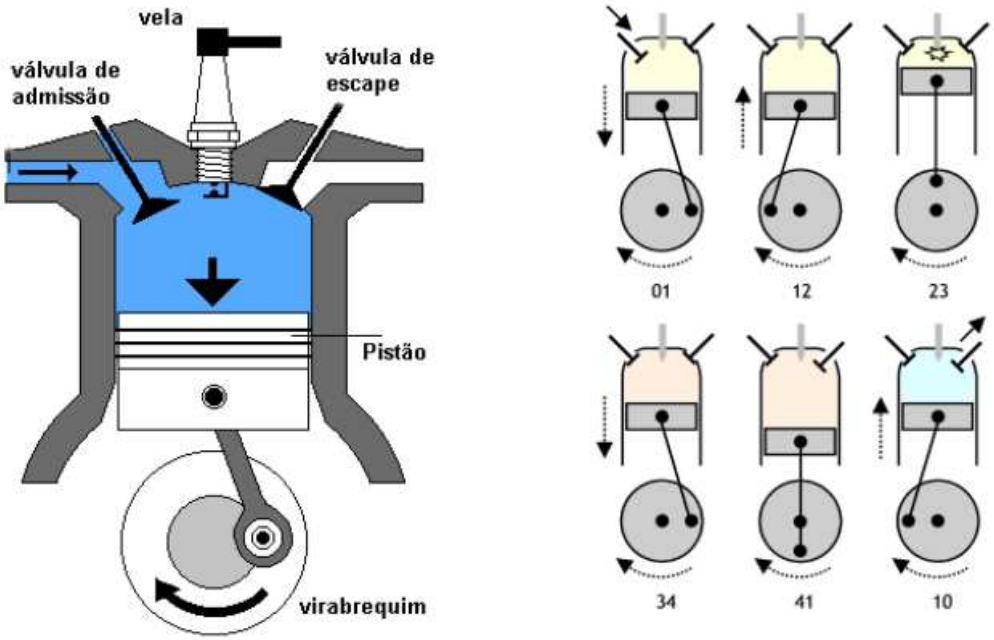


Figura 10 – Esquema de um motor de explosão e etapas do seu funcionamento (6)

A câmara de combustão contém um cilindro, duas válvulas (uma de admissão e outra de escape) e uma vela de ignição. O pistão que se move no interior do cilindro é acoplado à biela que se articula com a cambota. A cambota transforma o movimento de vaivém num movimento rotativo.

Este tipo de motor designa-se por motor a "quatro tempos", pois o seu funcionamento se faz numa sequência de quatro etapas:

1. Primeiro tempo: a válvula de admissão é aberta e uma mistura de combustível e ar é injectada no cilindro através da válvula de admissão; a cambota, ao rodar empurra o pistão para baixo.
2. Segundo tempo: a válvula de admissão fecha-se; a mistura é comprimida (a uma taxa da ordem de 10:1) à medida que o pistão se eleva e, antes que este chegue à parte superior, a vela provoca uma faísca.
3. Terceiro tempo: a mistura incendeia-se e explode; os gases quentes que se expandem, formados na explosão, produzem uma força que faz com que o pistão desça, movimentando a cambota através da biela.
4. Quarto tempo: a válvula de escape abre-se e os gases são expulsos pelo pistão que se eleva.

Em 1894, outro engenheiro alemão, Rudolf Diesel, eliminou a necessidade de um circuito eléctrico para iniciar a combustão. Nasceu, assim, o motor diesel em que o combustível – o óleo diesel ou gasóleo – é queimado por acção do calor libertado quando o ar é comprimido com uma taxa muito elevada.

A Fig. 11 mostra os quatro ciclos do motor Diesel.

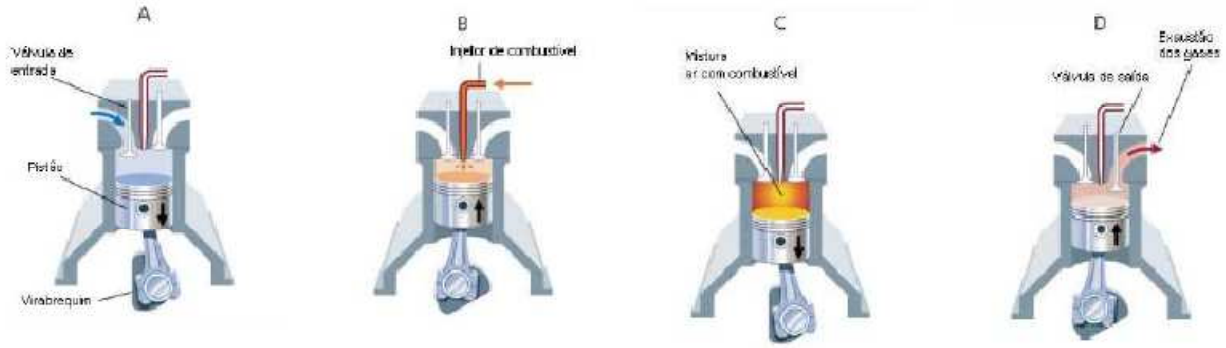


Figura 11 – Funcionamento do motor diesel (6)

1) No primeiro estágio (A) do ciclo de combustão, o ar é aspirado para o interior do cilindro, penetrando nele através da válvula de entrada.
2) Durante o segundo estágio (B), o pistão sobe e comprime o ar dentro do cilindro, com uma taxa de compressão muito elevada (geralmente entre 14:1 a 25:1); em consequência, a temperatura do ar comprimido eleva-se consideravelmente, ultrapassando os 700ºC.
3) O terceiro estágio (C) caracteriza-se pela injecção, a alta pressão, do combustível no ar comprimido a alta temperatura, entrando em combustão espontânea e forçando o movimento do pistão para baixo.

4) No último estágio (D), os gases que se formaram na fase anterior são expelidos do interior do cilindro pelo movimento ascendente do pistão.

O ciclo Otto descreve o funcionamento do motor de explosão. Na Fig. 12 ilustram-se os diagramas (P, v) e (T, s) correspondentes a este ciclo termodinâmico.

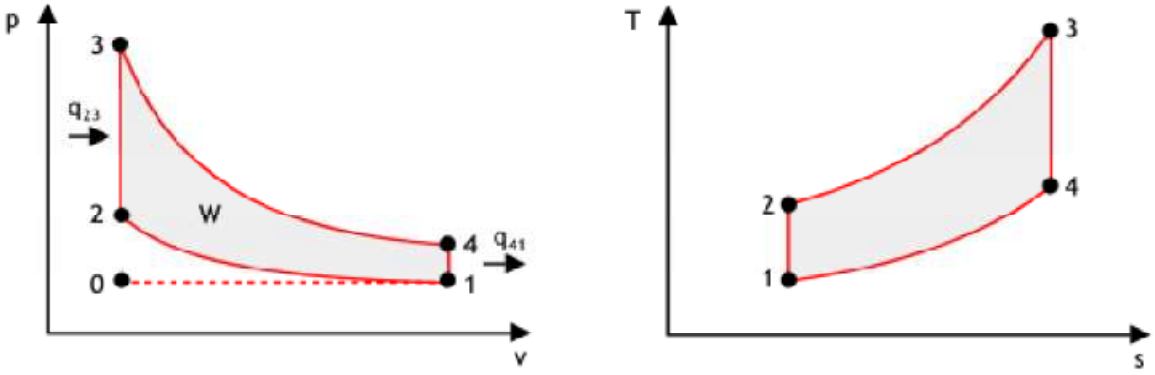


Figura 12 – Diagramas (P, v) e (T, s) do ciclo Otto (6)

- 0 – 1: aspiração da mistura ar-combustível (esta etapa não costuma ser considerada como fazendo parte do ciclo)
- 1 – 2: compressão isentrópica da mistura pelo movimento ascendente do pistão
- 2 – 3: adição de calor a volume constante através da ignição da mistura ar-combustível e subsequente explosão; aumento da pressão
- 3 – 4: expansão isentrópica associada ao movimento descendente do pistão
- 4 – 1: rejeição de calor, a volume constante; abertura da válvula de escape

O ciclo Diesel está associado à representação termodinâmica do funcionamento do motor de ignição por compressão. Na Fig. 13 representam-se os diagramas (P, v) e (T, s) do ciclo Diesel.

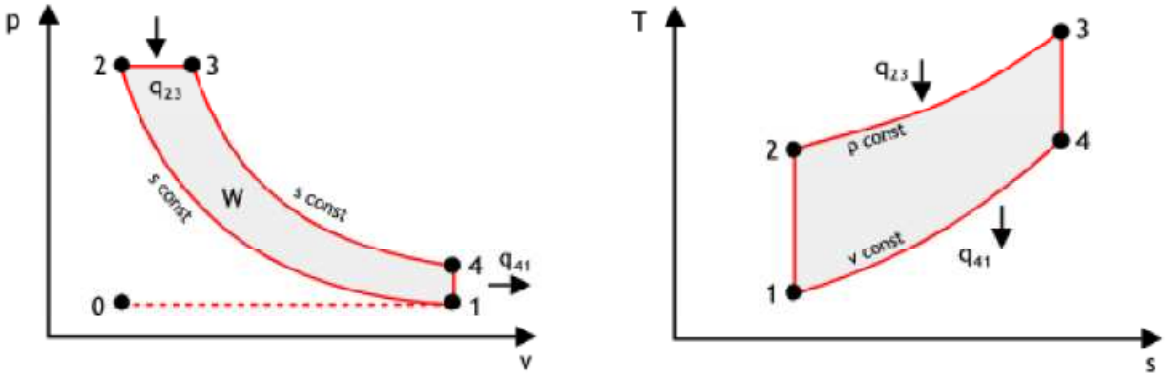


Figura 13 – Diagramas (P, v) e (T, s) do ciclo Diesel (6)

O ciclo Otto e o ciclo Diesel são muito parecidos. A diferença está no processo 2 – 3 de adição de calor que no ciclo Otto é isocórico (volume constante) e no ciclo Diesel é isobárico (pressão constante).

A taxa de compressão no ciclo Diesel é muito superior à do ciclo Otto, pois no primeiro, apenas o ar é comprimido, enquanto que, no segundo, é a mistura ar-combustível que é comprimida, o que é especialmente problemático na fase de explosão, daí a necessidade de taxas de compressão sensivelmente mais baixas.

Na Fig. 14 mostra-se um esquema típico com um motor de combustão interna funcionando num sistema de cogeração.

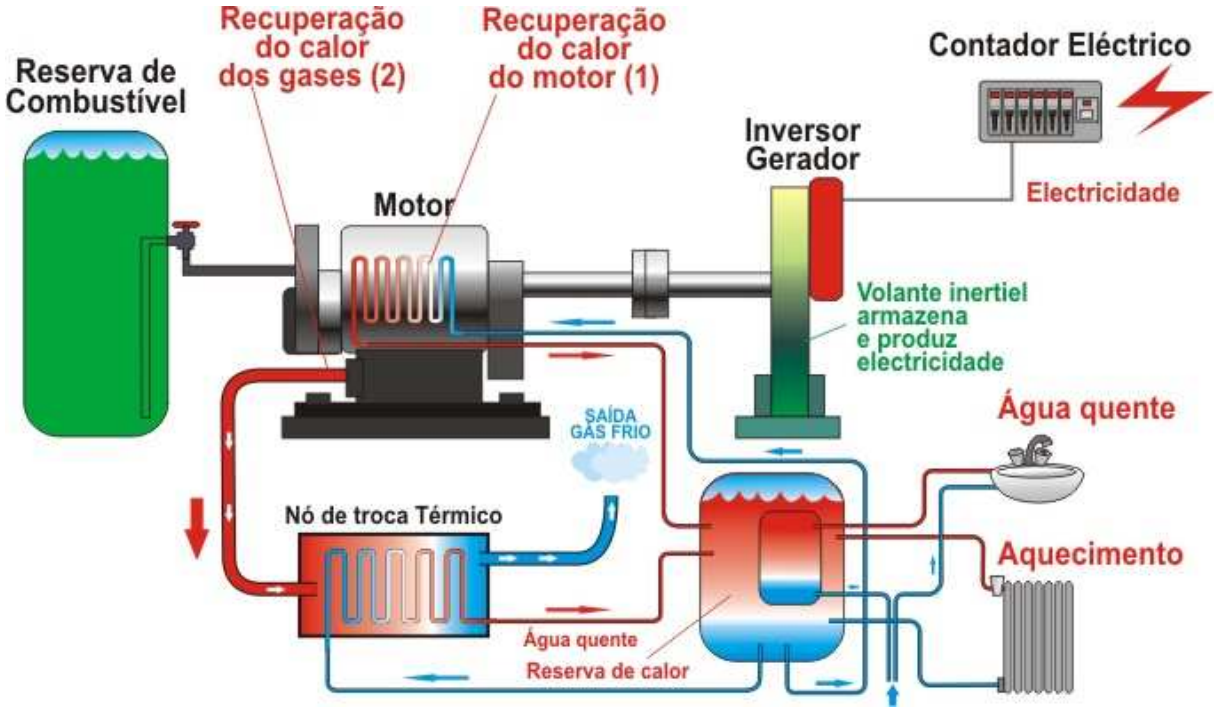


Figura 14 – Funcionamento de um motor de combustão num sistema de cogeração

Nesta instalação além do aproveitamento da energia térmica dos gases de escape, o circuito do arrefecimento do motor comporta uma derivação que permite enviar o líquido de arrefecimento para um tanque de calor. Esta opção permite subir bastante o rendimento térmico da instalação e consequente rendimento global (aproximadamente 90%).

2.5.5. Motor Stirling

O motor Stirling é um motor de combustão externa, aperfeiçoado pelo pastor escocês Robert Stirling em 1816, visando na altura a substituição da máquina a vapor, com a qual este motor tem algumas semelhanças.

O motor Stirling surpreende pela sua simplicidade, pois consiste em duas câmaras de diferentes temperaturas que aquecem e resfriam um gás de forma alternada, provocando expansão e contracção cíclicas, o que faz movimentar dois êmbolos ligados a um eixo comum.

O gás utilizado nos modelos mais simples é o ar, hélio ou hidrogénio pressurizado (até 150 kgf/cm^2) são empregados nas versões de alta potência e rendimento por serem gases com condutividade térmica mais elevada e menor viscosidade, isto é, transportam energia térmica

(calor) mais rapidamente e têm menor resistência ao escoamento, o que implica menos perdas por atrito.

Ao contrário dos motores de combustão interna, o fluido de trabalho nunca deixa o interior do motor, trata-se portanto de uma máquina de ciclo fechado.

Teoricamente, o motor Stirling é a máquina térmica mais eficiente possível. Alguns protótipos construídos pela empresa holandesa Phillips nos anos 50 e 60 chegaram a índices de 45%, superando facilmente os motores a gasolina, diesel e as máquinas a vapor (eficiência entre 20% e 30%). A fim de diminuir as perdas térmicas, geralmente é instalado um "regenerador" entre as câmaras quente e fria, onde o calor (que seria rejeitado na câmara fria) fica armazenado para a fase seguinte de aquecimento, incrementando a eficiência termodinâmica.

Há 3 configurações básicas deste tipo de motor: Alfa – com cilindros em V; Beta – com êmbolos coaxiais num mesmo cilindro e Gama – com cilindros em linha. A Fig. 15 mostra o funcionamento de um motor Stirling do tipo alfa.

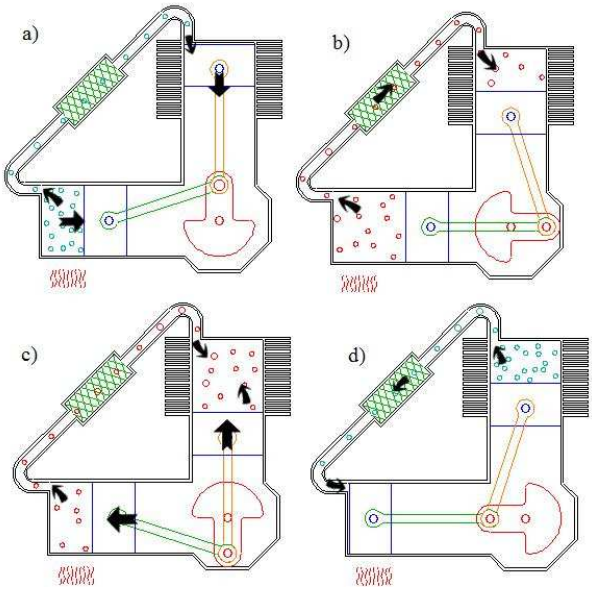


Figura 15 – Ciclo de funcionamento de um motor Stirling tipo alfa

Desapareceu quando apareceram os motores eléctricos, encontrando-se neste momento em desenvolvimento na indústria da cogeração. Apresentam um investimento inicial duplicado em relação ao motor de combustão interna e para já só estão disponíveis para pequenas potências.

2.5.6. Microturbina

O princípio de operação das microturbinas é muito semelhante ao das turbinas a gás, recorrendo ao ciclo de Brayton para caracterizar o seu funcionamento.

A dimensão é a principal marca distintiva das duas tecnologias: as microturbinas situam-se na gama 30 – 300 kW, enquanto as turbinas a gás ocupam o campo desde 0,5 a 250 MW.

O compressor comprime ar, o qual é pré-aquecido usando um permutador de calor que recupera o calor dos gases de exaustão da turbina. O ar aquecido é, então, misturado com o

combustível na câmara de combustão e os gases quentes resultantes da combustão são expandidos na turbina. O calor remanescente dos gases de exaustão pode ser aproveitado para outros fins úteis como mostra a Fig. 16.

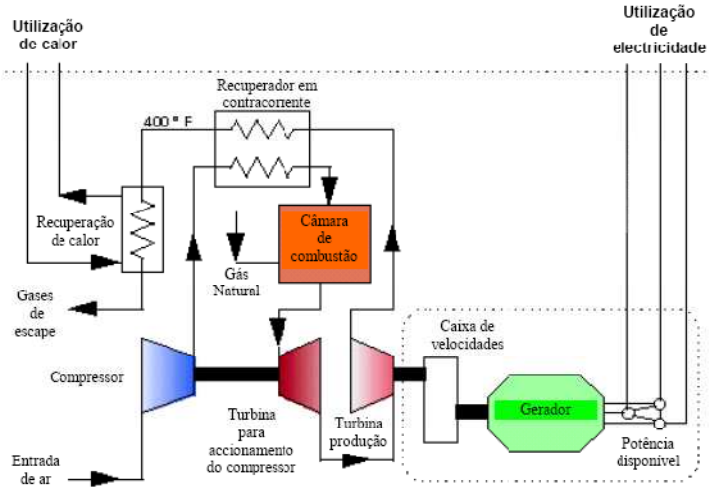


Figura 16 – Esquema de um sistema de microturbina (10)

As microturbinas podem operar com uma grande variedade de combustíveis: principalmente gás natural, mas também combustíveis líquidos como gasolina, querosene e óleo diesel. As menores emissões são obtidas usando gás natural.

A velocidade de rotação do veio é muito elevada (da ordem das 70.000 a 90.000 rpm), pelo que é necessária uma montagem do tipo rectificador-inversor para injectar energia na rede.

2.5.7. Pilhas de Combustível

As pilhas de combustível, ainda em fase de desenvolvimento e aperfeiçoamento, configuram um modo de obtenção de energia eléctrica completamente diferente tanto das tecnologias convencionais que usam combustíveis fósseis, como das tecnologias que fazem uso de recursos renováveis.

As pilhas de combustível são, de certo modo, semelhantes às conhecidas baterias, no sentido em que ambas geram energia em corrente contínua através de um processo electroquímico, sem combustão, nem transformação intermédia em energia mecânica. Contudo, enquanto as baterias convertem a quantidade finita (e muito limitada) de energia química armazenada em energia eléctrica, as pilhas de combustível podem, em teoria, operar indefinidamente, desde que lhes seja fornecida continuamente uma fonte de combustível, no caso, o hidrogénio. O hidrogénio requerido pode ser obtido, no local, a partir de um hidrocarboneto, tipicamente o gás natural, enquanto o oxigénio é retirado do ar ambiente.

A pilha de combustível mais simples é constituída por dois eléctrodos inertes mergulhados num electrólito alcalino diluído (Figura 17). Os gases – hidrogénio e oxigénio –, cuja reacção dará lugar a uma corrente eléctrica, são introduzidos nos compartimentos do ânodo (+) e do cátodo (–), respectivamente. No ânodo, o hidrogénio, sob a forma de gás, ioniza-se em contacto com iões hidroxilo OH^- (ião móvel do electrólito), libertando electrões e energia e produzindo água. No

cátodo, o oxigénio reage com electrões retirados do eléctrodo e com água contida no electrólito, formando novos iões OH^-. Estes encontram-se e movem-se no electrólito. A Fig. 17 mostra o funcionamento de uma pilha de combustível.

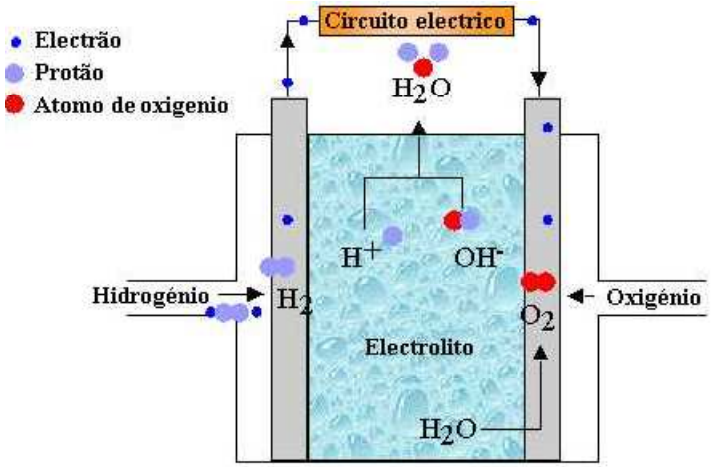


Figura 17 – Processo electroquímico de uma pilha de combustível alcalina (AFC) (6)

Para que estas reacções ocorram continuamente, os iões devem ter a possibilidade de passar através do electrólito e deve existir um circuito eléctrico exterior para que os electrões se possam deslocar do ânodo para o cátodo. Os eléctrodos têm aqui uma função dupla: servem de condutores eléctricos e proporcionam as superfícies necessárias para a decomposição inicial das moléculas em espécies atómicas, que antecede a transferência de electrões.

Uma pilha de combustível é um conjunto de células electroquímicas associadas em série nas quais os reagentes são continuamente fornecidos aos eléctrodos, enquanto a pilha produz energia eléctrica.

Uma pilha de combustível, ao contrário de uma bateria, não armazena energia química, havendo necessidade de renovação constante dos reagentes e remoção dos produtos.

Existem vários tipos de pilha de combustível de acordo com o electrólito usado, com a natureza das reacções que ocorrem no ânodo e no cátodo e com a temperatura operacional.

As pilhas de combustível dos tipos PEFC e PAFC agrupam-se na categoria de baixa temperatura de funcionamento, enquanto que as pilhas de combustível MCFC e SOFC pertencem à categoria de alta temperatura de funcionamento. O princípio de funcionamento é semelhante para todos os tipos de pilhas de combustível.

As pilhas de combustível do tipo AFC foram desenvolvidas no âmbito da investigação espacial incluindo as missões Apollo e o Space Shuttle. O elevado custo de produção tem sido o factor responsável por um atraso no desenvolvimento de deste tipo de pilhas de combustível, quando comparado com o desenvolvimento das PEFC ou PAFC.

A Tabela 1 mostra as características dos tipos de pilhas de combustível descritas nos anteriores capítulos.

Tabela 1 – Tipos de pilhas de combustível (10)

Tipo de fuel cell	Electrólito	Combustível	Oxidante	Ião Cond.	Temperatura de funcionamento [°C]	Rendimento eléctrico [% PCI]	Dimensão típica
AFC	KOH (hidróxido de potássio)	H_2 puro	Ar + H_2O (s/CO_2)	OH	60 - 90	55 - 60	< 7 kW
PEFC / PEM	Membrana de polímero	H_2 puro	Ar (s/CO)	H^+	70 – 90	35 – 45	5 – 250 kW
PAFC	Ácido fosfórico	H_2	Ar (s/CO)	H^+	200	35 – 45	200 kW
MCFC	Litium, potássio, carbonato fundido	CH_4, H_2, CO	Ar + CO_2	CO_3^{2-}	600 – 650	45 – 55	2 – 3 MW
SOFC	Óxidos de Yttria e Zircónio	CH_4, H_2, CO	Ar	O^{2-}	800 – 1000	45 – 55	Tubular: 100-5000 kW Planar: 50-100 kW

As pilhas de combustível de baixa temperatura de funcionamento requerem um processamento do combustível mais complexo pois só podem funcionar com hidrogénio molecular puro. Como tal, neste tipo de pilha de combustível é necessário equipamento auxiliar (reformador) para converter o combustível primário (gás natural, metanol, gasolina,...) em hidrogénio.

Um sistema de produção de electricidade baseado em pilhas de combustível necessita de equipamento auxiliar que pode incluir componentes tais como:

- Compressor ou ventilador para fornecer o ar ao cátodo
- Reformador
- Circuito de refrigeração
- Separador para remoção da água obtida nos produtos da reacção
- Bomba para recirculação dos gases rejeitados pelo ânodo
- Controlador do sistema
- Dispositivos de controlo de CO
- Sistema de armazenagem e alimentação do combustível

A Tabela 2 descreve as vantagens e desvantagens da aplicação deste tipo de tecnologia em sistemas de cogeração.

Tabela 2 – Comparação dos tipos de pilhas de combustível (10)

	Pilhas de combustível de baixa temperatura	Pilhas de combustível de alta temperatura
Tecnologias aplicáveis	• AFC • PAFC • PEFC / PEM	• MCFC • SOFC
Dimensão típica	• Os produtos disponíveis no mercado e em desenvolvimento têm potências até 250kW	• A maioria dos equipamentos em desenvolvimento têm potências na ordem de 2 MW, mas existem planos para desenvolver unidades com menos de 1 MW
Vantagens	• Rendimento elevado • Emissões reduzidas • Arranque rápido (especialmente as PEMFC) • Potencial para redução significativa do custo resultante de produção em larga escala se for alcançado sucesso na área dos transportes	• Rendimento muito elevado • Emissões reduzidas • Processamento de combustível mais simples • Não existe a necessidade de utilizar catalisadores de metais preciosos • Não são danificadas pelo CO • Potências mais elevadas
Desvantagens	• Potencial de cogeração limitado • Processamento de combustível relativamente complexo • Mais sensível ao CO • Requer catalisadores de metais preciosos • Custo elevado (PAFC)	• Mercado limitado inicialmente à produção de electricidade (o que reduz o potencial para redução do custo) • Complexidade dos sistemas híbridos

2.5.8. Microturbina / pilha de combustível

A conjugação das tecnologias microturbina e pilha de combustível tem sido alvo de atenção por parte dos grandes fabricantes de equipamento para produção de electricidade, pois apesar dos custos de fabrico ainda bastantes elevados, esta conjugação permite produzir energia eléctrica a uma eficiência superior à que seria obtida com qualquer uma das tecnologias isoladamente, como indica a Fig. 18 e, a um custo que potencialmente poderá ser intermédio.

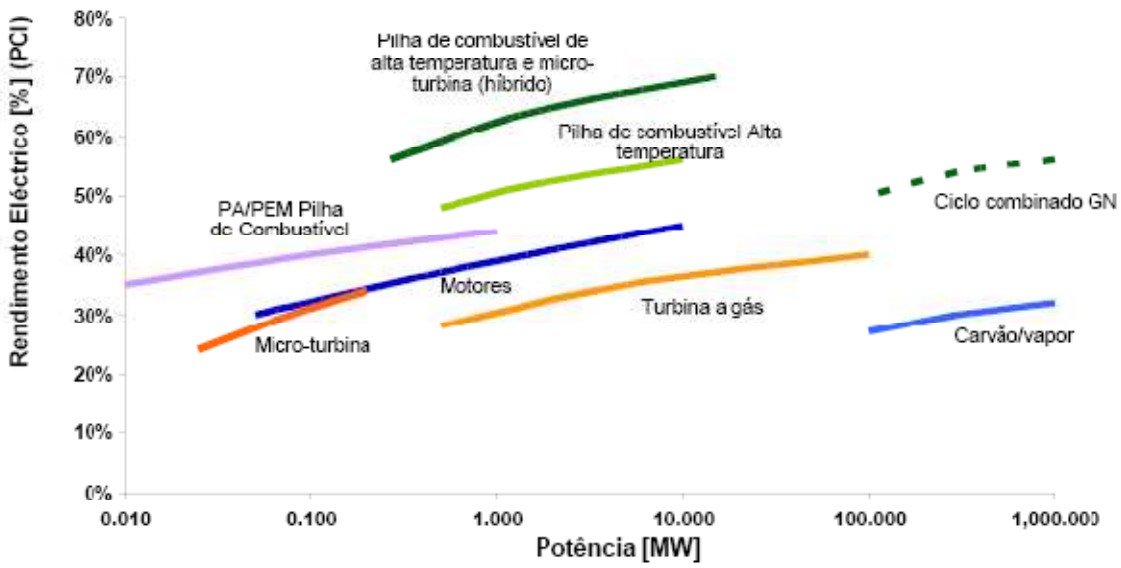


Figura 18 – Eficiência de sistemas híbridos face a outras tecnologias (11)

Os sistemas híbridos pilha de combustível / turbina de gás podem apresentar várias configurações.

Devido ao facto de as pilhas de combustível do tipo SOFC atingirem uma temperatura de cerca de 1000 °C podem ser colocadas no ponto de temperatura máxima do ciclo, enquanto que as do tipo MCFC atingem temperaturas na ordem dos 600°C e, podem ser colocadas no ponto de temperatura mínima do ciclo.

A Fig. 19 ilustra as duas configurações, no entanto outros tipos de configurações também podem ser possíveis.

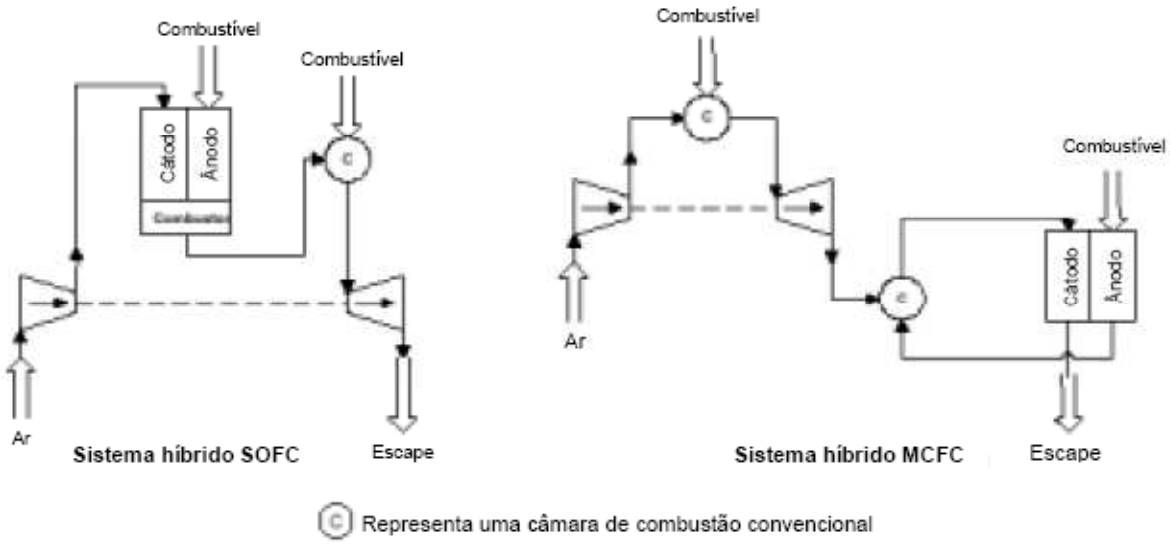


Figura 19 – Possíveis configurações de sistemas híbridos (10)

A Tabela 3 resume as características do funcionamento da conjugação destas tecnologias.

Tabela 3 – Características gerais dos sistemas pilha de combustível / turbina de gás (10)

Rendimento eléctrico [%]	65 – 75
Vida útil [anos]	20 – 30 (estimada)
Emissões [g/kWh] CO_2 (c/ gás natural) SO_2 NO_x CO UHC	 270 – 310 desprezável <0.009 <0.027 <0.015
Ciclo de operação	• Tipicamente deve ter elevadas taxas de utilização (65%) devido aos elevados custos de fabrico e características de arranque / paragem. • As pilhas de combustível de alta temperatura são apropriadas para funcionar em cogeração • O potencial para a cogeração está limitado pelo rácio calor/electricidade do sistema
Dimensão típica dos sistemas	• Híbridos com micro-turbina: 200 – 500kW • Outros sistemas: até 25MW
Manutenção	• Inspecção / manutenção preventiva de rotina (trimestral/anual) • Substituição das pilhas de combustível (5 – 10 anos)

2.5.9. Tabelas resumo tecnologias cogeração

A Tabela 4 apresenta um resumo das principais características operacionais e custos típicos dos diversos tipos de sistemas de cogeração.

Tabela 4 – Características operacionais e custos típicos dos diferentes tipos de tecnologias de cogeração (3) (4) (5)

Tecnologia	Turbina a gás	Motor explosão a GN	Motor diesel	Turbina a vapor	Microturbina	Pilha de combustível	Ciclo combinado
Potência (MWe)	0,2 - 100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 - 100	0,03 - 0,35	0,01 - 0,25	4 - 100
Razão calor/electricidade	1,25 - 2	0,4 - 1,7	0,4 - 1,7	2 - 10	1 - 2,5	1,1	0,5 - 1,7
Rendimento Eléctrico (%)	15 - 35	22 - 40	25 - 45	10 - 40	18 - 27	35 - 40	30 - 40
Rendimento Térmico (%)	40 - 60	40 - 60	40 - 60	40 - 60	40 - 60	20 - 50	40 - 50
Rendimento Total (%)	60 -85	70 - 80	70 - 85	60 - 85	55 - 75	55 - 90	70 - 90
Desempenho a carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito Bom	Mau
Eficácia (%)	90 - 98	92 - 97	92 - 97	99	90 - 98	>95	90 - 98
Custo Instalação (€/kWe)	600 - 800	700 - 1400	700 - 1400	700 - 900	1300 - 2500	>2500	600 - 800
Custo Operação (€/MWh)	2- 7	7- 15	6 - 12	3	10 (estimado)	2 - 12	2 - 6
Revisões (h)	30000 - 50000	24000 - 60000	25000 - 30000	>50000	5000 - 40000	10000 - 40000	30000 - 50000
Arranque	10m – 1h	10s	10s	1h – 1 dia	1m	3h – 2 dias	1h – 1 dia
Combustíveis	GN, biogás, propano	GN, biogás, propano	Diesel, óleo residual	Todos	GN, biogás, propano	Hidrogénio, GN, propano, metanol	GN, biogás, propano
Pressão combustível (bar)	2 - 35	0,07 - 3,1	>0,35	n/a	3 - 7	0,03 - 3	Fev-35
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo	Alto
Uso Energia térmica	Aquecimento, AQS, Vapor BP e AP, "district heating"	Aquecimento , AQS, Vapor BP, "district heating"	Aquecimento , AQS, Vapor BP, "district heating"	Vapor BP - AP, "district heating"	Aquecimento, AQS, Vapor BP, "district heating"	AQS, vapor BP- AP	Vapor BP - AP, "district heating"
NOx (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01	0,2 - 2

Na Tabela 5 mostra-se, em síntese, as principais vantagens e desvantagens de cada um dos tipos tecnológicos de sistemas de cogeração.

Tabela 5 – Vantagens / Desvantagens dos tipos de tecnologias de cogeração

Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbinas a gás	Fiabilidade elevada Emissões poluentes baixas Calor a temperaturas elevadas (500-600ºC) Não necessita de refrigeração	Operação com gás a alta pressão Rendimento reduzido a carga parcial Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente Ineficiente em processos com poucas necessidades térmicas
Motores de explosão Motores de compressão interna	Rendimento eléctrico elevado Bom desempenho com carga parcial Arranque rápido Energia térmica a dois níveis de temperatura - gases de escape e arrefecimento do motor Manutenção no local com pessoal não especializado Operação com gás a baixa pressão	Custos de manutenção elevados Calor de baixa temperatura Emissões poluentes relativamente elevadas Necessita de refrigeração Ruído de baixa frequência
Turbinas a vapor	Rendimento global elevado Operação com diversos tipos de combustível Grandes quantidades de calor disponíveis Vida útil e fiabilidade elevadas Vapor a alta pressão	Arranque lento Rendimento eléctrico baixo
Microturbinas	Dimensões compactas Peso reduzido Emissões poluentes baixas Não necessita de refrigeração	Custos elevados Calor de baixa temperatura Tecnologia em maturação
Pilhas de combustível	Emissões poluentes baixas Ruído baixo Não tem peças rotativas Modularidade	Custos elevados Fiabilidade incerta Tecnologia em maturação Necessidade de pré-processamento do combustível (excepto H puro)

A Fig. 20 mostra o investimento em € por kW eléctrico em função da potência eléctrica de cogeração a instalar.

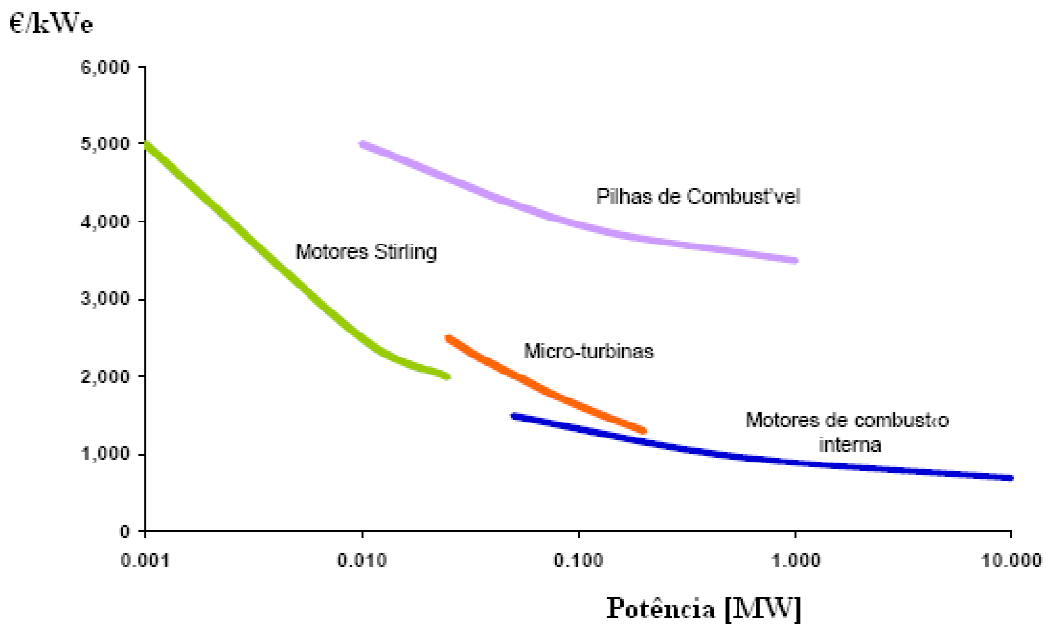


Figura 20 – Investimento em tecnologias de cogeração (11)

2.6. Tecnologias de trigeração

Conforme já foi referenciado, a trigeração pode ser definida como a produção combinada de três formas úteis de energia (electricidade, calor e frio) a partir de uma única fonte de energia preliminar.

A produção de frio (refrigeração) pode ser obtida por duas vias, através de um ciclo de compressão de vapor accionado electricamente, ou através de um ciclo de absorção accionado pelo calor útil disponibilizado pela unidade de cogeração.

Um chiller de água é uma máquina que tem como função arrefecer água ou outro líquido em diferentes tipos de aplicações, através de um ciclo termodinâmico. Os dois principais tipos de chiller são:

- ***Chiller de compressão ou eléctrico***
- ***Chiller de absorção***

Os chillers de compressão utilizam um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor eléctrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. A desvantagem deste processo reside no seu relativamente elevado consumo energético.

O que distingue o funcionamento dos chillers de absorção dos chillers de compressão é o facto do primeiro ter como princípio de base um “compressor termoquímico”. Os chillers de absorção permitem produzir água gelada a partir de uma fonte de calor, utilizando para tal uma solução de um sal (e.g. brometo lítio) num processo termoquímico de absorção. Os chillers de absorção, por sua vez, subdividem-se em dois tipos:

- ***Chiller de absorção de queima directa:*** nestes sistemas o calor necessário ao processo é obtido queimando directamente um combustível, tipicamente gás natural.
- ***Chiller de absorção de queima indirecta***: nestes sistemas o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou de um processo de purga quente.

Os chillers de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitando do calor que de outra forma seria desperdiçado. O chiller de absorção de queima indirecta utilizando água quente como fonte de calor (*hot water fired absorption chiller*) representa o tipo de chiller mais apropriado para a integração com sistemas de cogeração, já que estes produzem água quente com temperaturas adequadas ao chillers.

O princípio básico de uma máquina de refrigeração por absorção é ilustrado na Fig. 21.

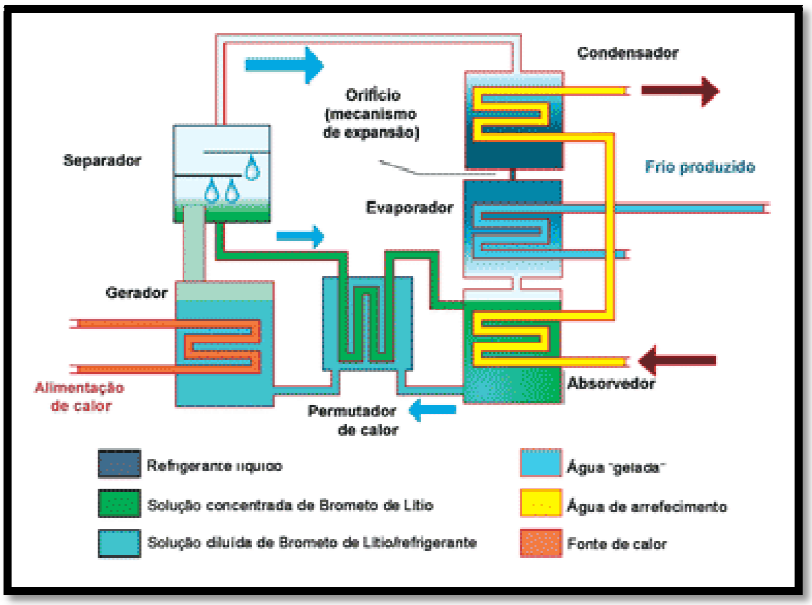


Figura 21 – Princípio básico de uma máquina de frio por absorção

Na sua concepção mais simples a máquina de absorção consiste num evaporador, um condensador, um absorvedor, um gerador e uma bomba de solução.

No ciclo de absorção, a compressão do vapor do refrigerante é efectuada pela combinação do absorvedor, da bomba de solução e do gerador, em vez do compressor mecânico de vapor. O vapor gerado no evaporador é absorvido por um líquido absorvente no absorvedor. O absorvente que retirou o refrigerante, mais diluído por essa acção, é bombeado para o gerador onde o refrigerante é libertado como vapor, o qual será condensado no condensador. O absorvente regenerado ou mais concentrado é então devolvido ao absorvedor para captar de novo vapor de refrigerante. É fornecido calor ao gerador a uma temperatura relativamente elevada, ao passo que o calor de absorção da secção do absorvedor é dissipado, a um nível de temperatura relativamente baixo, por circulação de água do condensador nesta secção.

Refrigerante e absorvente num ciclo de absorção formam o que se designa de par de trabalho. Muitos pares têm sido propostos ao longo dos anos mas apenas dois têm sido largamente utilizados:

- Sistemas onde o absorvente é o **amoníaco**: estes sistemas representam um investimento relativamente elevado, sendo normalmente aplicados apenas em instalações de grande capacidade e com temperaturas de evaporação baixas, inferiores a 0 ºC.
- Sistemas onde o absorvente é o **brometo de lítio**: representa o sistema mais utilizado nos casos de integração com sistemas de micro-cogeração, devido essencialmente a uma melhor relação entre o seu custo e a sua eficiência energética.

Relativamente aos sistemas de frio por absorção que utilizam brometo de lítio como absorvente e água como refrigerante, a fonte de calor (energia calorífica proveniente do sistema de cogeração, em princípio) deve estar a uma temperatura mínima de 60-80 ºC, ou tão elevada como 150 ºC se se considerar um sistema de duplo efeito. Para sistemas que utilizam amoníaco como refrigerante o requisito da fonte de calor é 100-120 ºC (sistema de efeito simples).

A maior parte do equipamento baseado no par de trabalho água-brometo de lítio é concebida para aplicações de arrefecimento de ar. Por razões históricas é vulgar medir o efeito de refrigeração em US TR (Toneladas de Refrigeração), uma tonelada US de gelo por hora, frequente nos catálogos dos fabricantes. Uma TR corresponde a cerca de 3,5 kWt de produção de frio.

O ciclo básico ilustrado na figura anterior pode ser modificado de diversas maneiras. Uma consiste em utilizar todas as possibilidades para recuperação de calor no interior do ciclo de modo a melhorar a economia de energia térmica. Por exemplo, é habitual a permuta de calor entre os fluxos absorvente diluído que deixa o absorvedor e de absorvente concentrado que volta ao absorvedor. Quando todas as oportunidades de recuperação de calor que podem ser razoavelmente utilizadas estiverem incorporadas na concepção da máquina, obtém-se um COP de refrigeração de aproximadamente 0.72 para o sistema água-brometo de lítio e aproximadamente 0.6 para o sistema amoníaco-água.

Outros melhoramentos podem ser obtidos através de um processo de cascata, mais eficiente, da energia térmica de temperatura elevada disponível para alimentação do gerador.

Os chamados sistemas de duplo efeito incorporam dois blocos gerador-absorvedor que constituem distintos andares da máquina, de modo a utilizar o calor fornecido mais ou menos duas vezes. A energia térmica é fornecida a cerca de 170 ºC ao primeiro gerador e o calor dissipado no correspondente condensador é utilizado para alimentação do segundo gerador de baixa temperatura, a cerca de 100 ºC como numa máquina de efeito simples.

As vantagens da absorção sobre os chillers convencionais são:

- O consumo eléctrico muito baixo;
- As muito poucas partes móveis da sua concepção que levam a um aumento da fiabilidade e a custos de manutenção baixos;
- Os níveis reduzidos de ruído e vibrações;
- A ausência de emissões de substâncias nocivas para a camada de ozono;

A Tabela 6 sintetiza as gamas de variação dos principais parâmetros respeitantes a Chillers de Absorção.

Tabela 6 – Características dos chillers de absorção (3)

Índices	NH3 - absorção	LiBr - absorção	
Número de efeitos	Simples	Simples	Duplo
Capac. refrigeração (kW)	20 - 2500	300 - 5000	300 - 5000
COP térmico	0.6 - 0.7	0.5 - 0.6	0.9 - 1.1
Gama de Temp. (ºC)	120 - 132	120 - 132	150 - 170
Custo da máquina (€/TR)	1250 a 1750	870 a 920	930 a 980

Chillers de triplo efeito não são considerados, dado que os equipamentos existentes deste tipo são máquinas experimentais. Estas máquinas têm COP acima de 1.6 e funcionam na gama de temperaturas de 170 ºC a 200 ºC.

Os custos de manutenção das máquinas de absorção variam grandemente em função do tipo de contrato. Na maior parte dos casos é utilizado *outsourcing* e o contrato existente inclui a manutenção de todo o sistema de ar condicionado. Em alguns casos, a entidade utilizadora do Chiller de absorção fornece o seu próprio pessoal para assistir a operação do sistema de ar condicionado e recorre a serviços externos para verificações periódicas.

Quando numa instalação de trigeração toda a energia térmica é usada para produzir frio é comum designar-se a instalação por cogeração de frio e electricidade. Do mesmo modo se a energia eléctrica for usada na totalidade para produzir frio o sistema pode ser designado por cogeração de calor e frio.

2.7. Vantagens e desvantagens da cogeração

Comparando a cogeração com os sistemas convencionais de produção de energia eléctrica e térmica pode-se enumerar as principais vantagens e desvantagens tanto na óptica do consumidor, pais ou produtor de energia eléctrica.

Vantagens:

- ✓ *Economias de energia primária:* A implementação bem sucedida de cogeração e trigeração conduz a uma redução do consumo de combustível em aproximadamente 25% comparativamente à produção convencional de energia eléctrica.
- ✓ *Redução de emissões poluentes:* A redução da poluição atmosférica segue a mesma proporção. Com a utilização de gás natural em vez de combustíveis derivados do petróleo ou carvão, as emissões de SO_2 e partículas são reduzidas a zero.
- ✓ *Maior diversificação energética:* Devido ao aproveitamento dos calores residuais e combustíveis derivados do processo que a cogeração permite.
- ✓ *Benefícios económicos:* As vantagens para o utilizador final são económicas. Os custos energéticos das instalações de cogeração ou trigeração são menores do que

os das instalações "convencionais". Em instalações bem sucedidas de CHP a redução de preços pode ser da ordem dos 20-30%.

- ✓ *Aumento da fiabilidade do aprovisionamento energético:* Uma central CHP ligada à rede eléctrica, à qual fornece ou de que recebe energia eléctrica, garante a operação ininterrupta da unidade, no caso de falha do funcionamento da central ou do abastecimento a partir da rede. Ao nível nacional favorece a produção descentralizada, reduzindo a necessidade de instalação de grandes centrais termoeléctricas, e aumenta a estabilidade da rede eléctrica do país. Contribui também para o aumento do emprego a nível local.
- ✓ *Aumento da estabilidade do sistema eléctrico:* As unidades de trigeração proporcionam um alívio significativo às redes do sistema eléctrico durante os meses de verão. Cargas de arrefecimento são transferidas da electricidade para um combustível fóssil, uma vez que o processo de arrefecimento/refrigeração muda dos largamente utilizados ciclos de compressão de vapor para os de absorção. Isto contribui ainda para o aumento da estabilidade das redes eléctricas e para a melhoria da eficiência do sistema, porquanto os picos de verão são servidos pelas empresas eléctricas distribuidoras através de unidades de apoio ineficientes e linhas de transporte de energia eléctrica sobrecarregadas.

Desvantagens:

- ☒ *Necessidade de legislação adequada:* É obrigatória a publicação de legislação adequada e haverá necessidade de se arbitrarem conflitos e disputas que necessariamente ocorrerão entre os produtores independentes e as companhias produtoras de electricidade.
- ☒ *Infra-estruturas:* É necessária a criação de infra-estruturas adequadas ao controlo de aplicação da legislação e regulamentação técnica e ainda para a realização de operações de manutenção e reparação adequadas, por forma a não existirem falhas graves no fornecimento de energia eléctrica à rede por parte dos pequenos produtores.
- ☒ *Problemas de regulação da rede:* A ligação em paralelo dos equipamentos de cogeração com a rede eléctrica cria problemas de regulação da rede deixa esta na dependência das falhas de corrente fornecida pelos produtores independentes.
- ☒ *Redução de mercado:* Havendo produtores independentes (cogeradores) que logicamente produzem a maior parte de energia que consomem haverá menor mercado para as produtoras e distribuidoras de electricidade.
- ☒ *Investimentos:* Empresas ficam obrigadas à realização de maiores investimentos e ainda por cima num ramo diferente daquele onde têm as suas maiores competências, enfrentando assim riscos desconhecidos.
- ☒ *Ambientais:* Aumento da poluição na vizinhança do seu processo fabril ocasionada pelas emissões dos produtos de combustão da central de cogeração, embora a nível nacional haja uma descentralização e diminuição da poluição.

2.8. Cogeração em Portugal (6)

A produção de energia para consumo local, com utilização de máquinas de vapor e turbinas hidráulicas, tem uma longa tradição. Em Portugal, as máquinas de vapor tiveram as primeiras aplicações em meados do século XIX e as turbinas hidráulicas pelos fins do século, como motores centrais em utilizações simplesmente mecânicas ou accionando geradores eléctricos que asseguravam a iluminação, em corrente contínua, no local ou proximidades. Houve uma pulverização de pequenos produtores com centrais termoeléctricas e hidroeléctricas, não só industriais mas também de serviço público.

Em meados do século XX, com o desenvolvimento dos grandes projectos hidroeléctricos e o transporte de electricidade e a electrificação do País, assistiu-se à substituição da energia mecânica pela eléctrica, com a instalação de motores trifásicos accionando directamente as máquinas.

As instalações de produção de energia para consumo local, e principalmente as de serviço público, entraram numa fase decrescente restando, ainda hoje, algumas unidades em operação.

Os sistemas de produção combinada de calor e de electricidade, cogeração propriamente dita, baseados em caldeiras e máquinas de vapor, começaram a ser instalados, a partir dos anos 30 do século passado, em unidades industriais (açúcar, refinação de petróleo, papel, têxtil,...). A Fig. 22 apresenta a potência de cogeração instalada desde meados do século XIX até a actualidade separando as diferentes tecnologias.

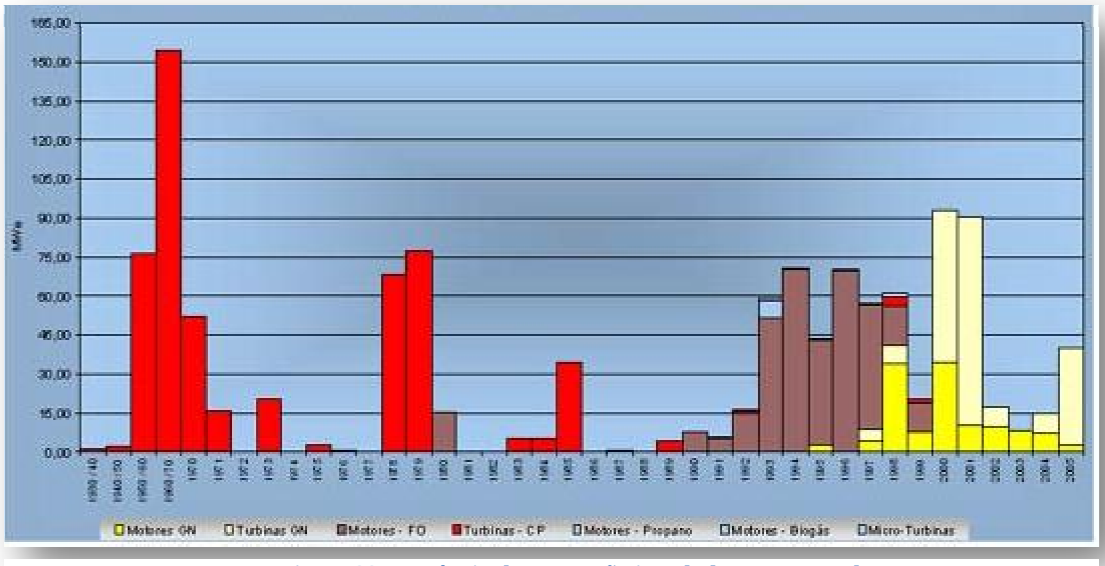


Figura 22 – Potência de cogeração instalada em Portugal

As máquinas de vapor viriam a ser substituídas, mais tarde, por turbinas de contrapressão que accionavam alternadores e que, em alguns casos, operavam em paralelo com as redes públicas. Só em 1982, com o objectivo de incentivar a autoprodução de energia eléctrica foi regulada a qualidade de produtor independente, com a possibilidade de estabelecer o paralelo com a Rede Eléctrica Nacional e definidas condições para valorização de excedentes de energia eléctrica entregues a esta.

As principais unidades fabris dos diferentes sectores industriais, com consumos significativos de vapor/calor e em que os projectos demonstravam viabilidade técnica e económica, foram-se equipando, até 1990, com sistemas de cogeração, desde a celulose e química, passando pelo têxtil, papel, açúcar, cerveja até aos derivados de madeira. Os incentivos financeiros para a utilização racional de energia foram instrumentos essenciais para a promoção da tecnologia e implementação destes últimos projectos, na generalidade de pequena/média potência.

Estes desenvolvimentos permitiram que Portugal atingisse uma potência instalada, em contrapressão, de 530 MW, distribuídos pelos sectores industriais identificados na Fig. 23:

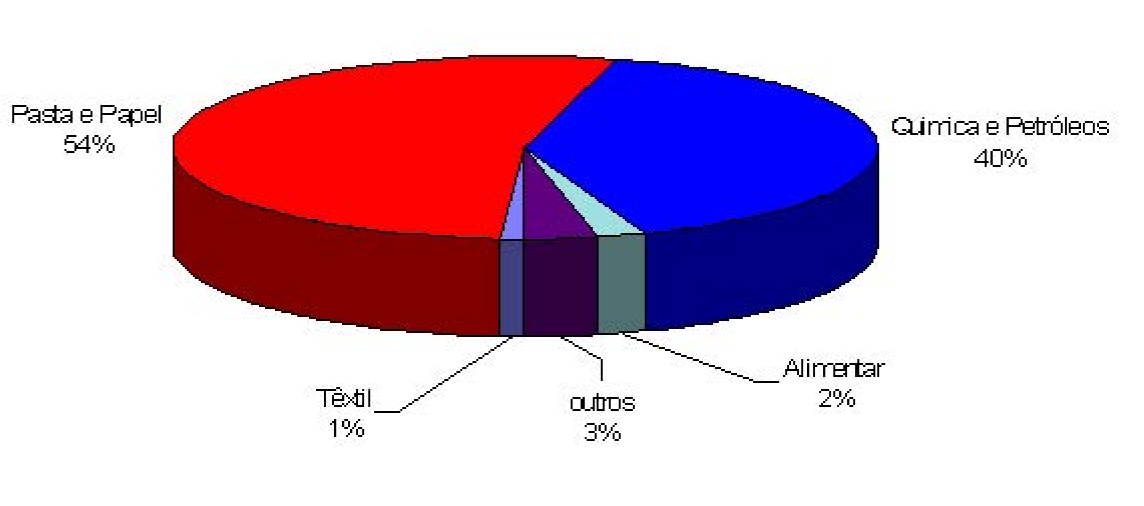


Figura 23 – Distribuição da potência instalada (turbinas contrapressão)

Algumas destas centrais estão, agora, a passar por operações de actualização tecnológica e melhoria de eficiência, aumentando a potência das unidades, mediante a instalação de sistemas baseados em ciclos combinados com turbinas de gás.

O quadro regulamentar, revisto em 1989, criou um regime especial para a produção de energia eléctrica com recursos renováveis e por cogeração que visava agilizar e dar transparência aos processos de forma a motivar os agentes económicos.

Revisões posteriores da legislação, em 1996, 1999 e 2000/2001 vieram impor critérios de eficiência aos projectos de cogeração o que valorizou e consagrou esta forma alternativa de produção de energia.

A actividade da cogeração, em Portugal, passou a ter um enquadramento legal adequado, com uma estrutura transparente de remuneração e que reconhece inequivocamente os benefícios energéticos e ambientais a toda a produção em cogeração.

Face a um enquadramento favorável, aos elevados custos da electricidade que então se verificavam e à inexistência de alternativas de abastecimento, o que preocupava seriamente as empresas e, de um modo especial, as que competiam em países com custos energéticos mais baixos, levou a que, a partir de 1990, tivessem sido instaladas em Portugal 64 novas centrais de cogeração com motores Diesel, consumindo fuelóleo e totalizando uma potência adicional de aproximadamente 350 MW.

Esta potência está instalada por sector industrial de acordo com a Fig. 24:

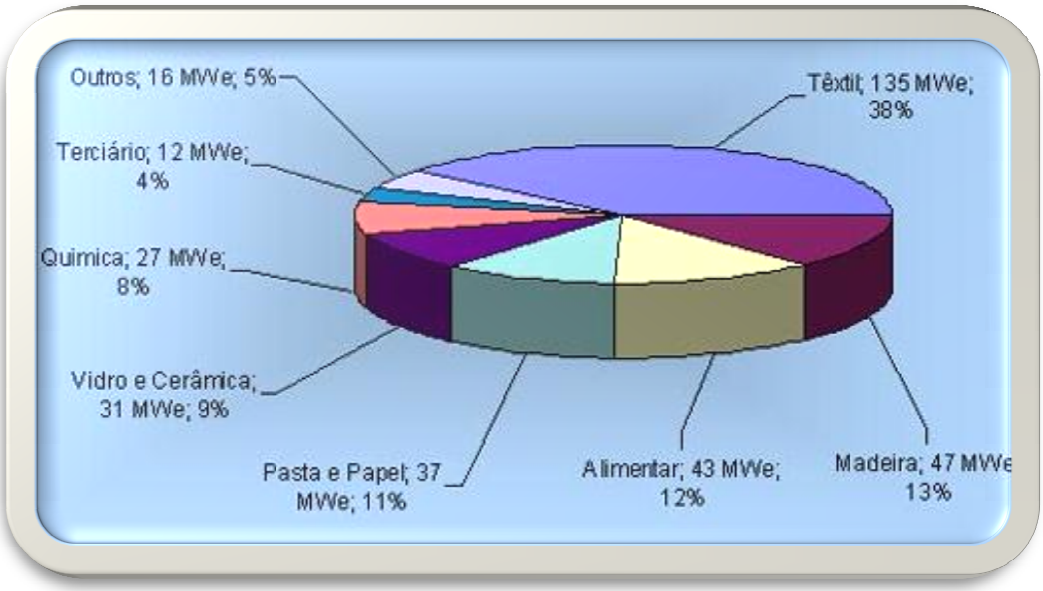


Figura 24 – desagregação da potência de cogeração a fuel óleo instalada em Portugal por sector de actividade

Em 1997, com a introdução do gás natural – combustível fóssil ideal para a produção de energia – foram criadas oportunidades para novas cogerações.

Desde aí, foram desenvolvidos diversos projectos, utilizando a tecnologia de motores Otto e das Turbinas de Gás, atingindo uma potência instalada, no fim de 2005, de cerca de 322 MW, de acordo com o que se apresenta na Fig. 25:

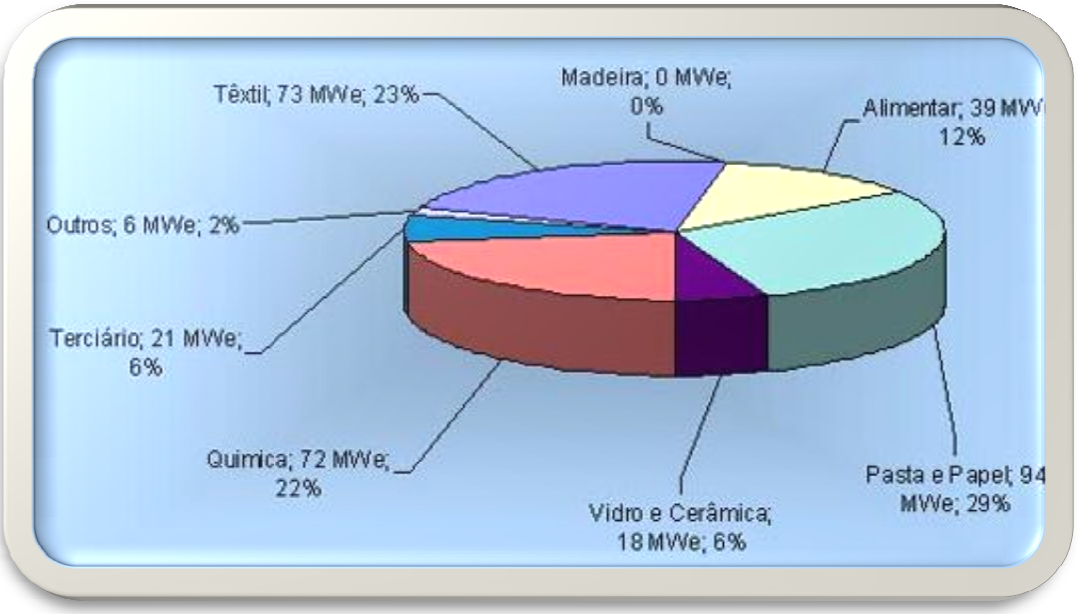


Figura 25 – Desagregação da potência de cogeração a gás natural instalada em Portugal por sector de actividade

No início de 2001, foi publicado um quadro legislativo para a micro-geração com entrega da energia eléctrica à rede em baixa tensão.

A primeira instalação de micro-cogeração, alimentada a gás natural, com uma potência de 85 kW, entrou em serviço em Dezembro de 2003.

Assim a potência instalada em Portugal em cogeração é, no final de 2005, de cerca de 1.207 MW, com uma produção anual de cerca de 13% do consumo total da energia eléctrica do país. Esta potência é repartida por tecnologia da seguinte forma de acordo com as Figuras 26 e 27.

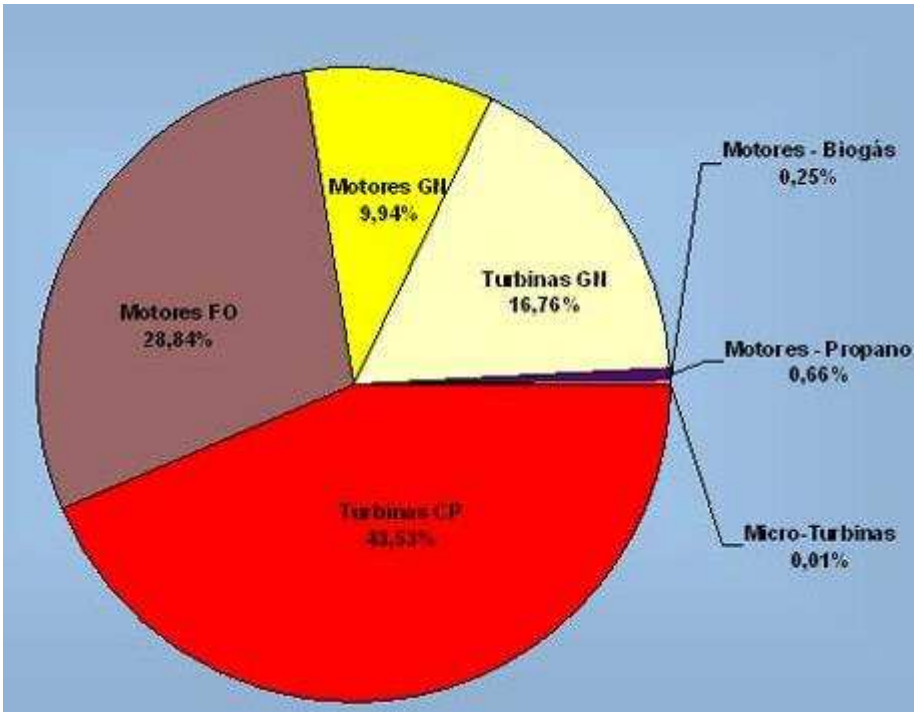


Figura 26 – Percentagem da cogeração instalada em Portugal repartida por tecnologia

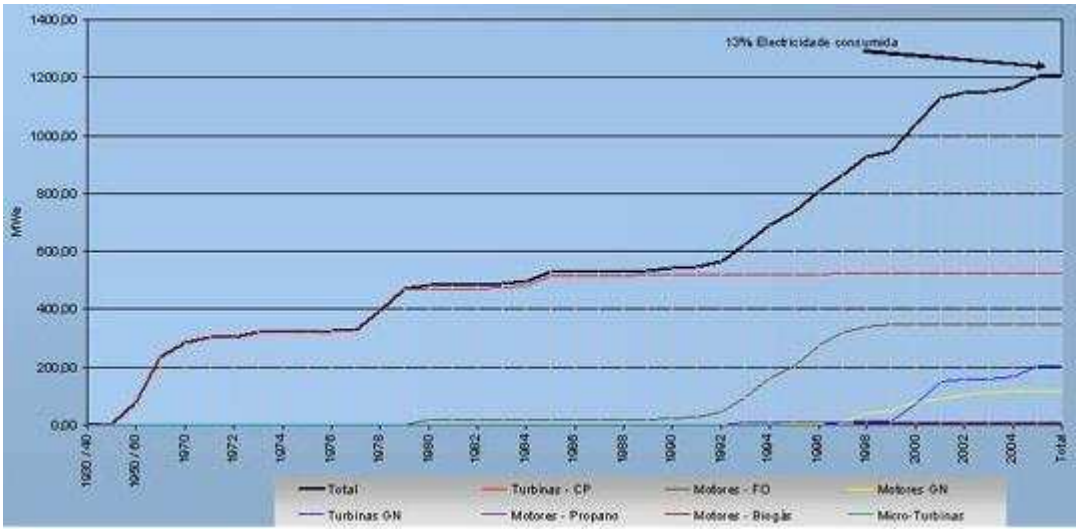


Figura 27 – Potência da cogeração instalada em Portugal

O cumprimento dos objectivos nacionais, quanto à redução de emissões, consagrados no Plano Nacional de Alterações Climáticas (PNAC) aprovado pelo Governo em 2004, estabelecem que a potência adicional em cogeração, a instalar até ao ano 2010, deverá ser de aproximadamente 800 MW, mantendo-se operacionais todas as instalações que se encontram já licenciadas, conforme indicado na Fig. 28.

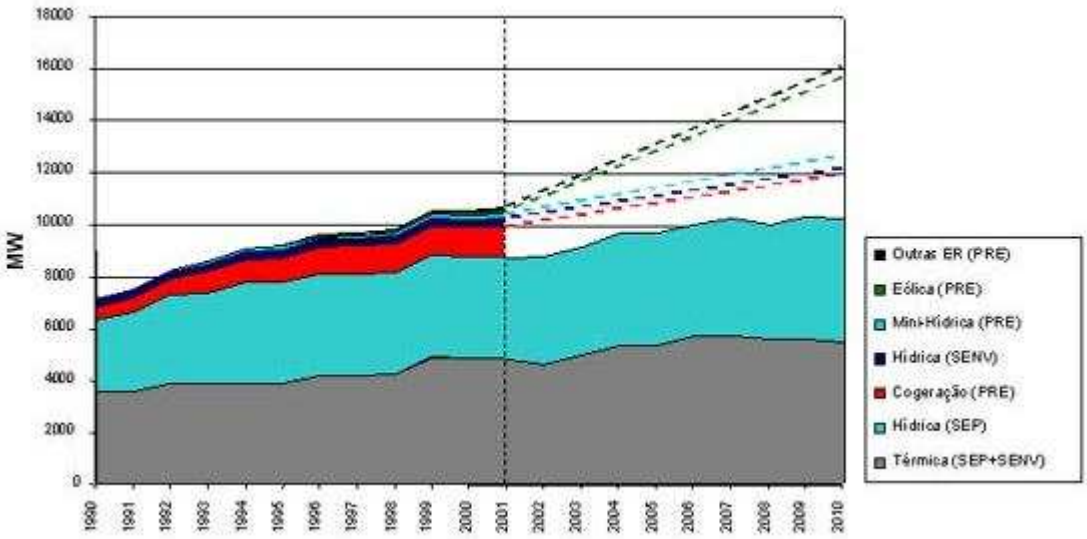


Figura 28 – Evolução da potência eléctrica em Portugal até 2010

2.9. Enquadramento jurídico da cogeração em Portugal

A legislação nacional para aplicação da cogeração tem vindo ao longo dos anos a sofrer bastantes alterações.

Encontra-se actualmente em vigor o Decreto-Lei n.º 538/99 de 13 de Dezembro com a revisão efectuada pelo Decreto-Lei n.º 313/2001 de 10 de Dezembro.

Este Decreto estabelece as seguintes condições de aplicabilidade da cogeração:

- *Rendimento Eléctrico Equivalente (REE):*

$$REE = \frac{E}{C - \dfrac{T}{0{,}9 - 0{,}2 \times \dfrac{CR}{C}}}$$

Assumindo *REE* os seguintes valores:

i. *REE* $\geq$ 0,55 para as instalações utilizando como combustível gás natural, gases de petróleo liquefeitos, ou combustíveis líquidos, com excepção do fuelóleo;

ii. *REE* ≥ 0,50 para as instalações utilizando como combustível fuelóleo, isoladamente ou em conjunto com combustíveis residuais;
iii. *REE* ≥ 0,45 para as instalações utilizando como combustível biomassa ou combustíveis residuais, isoladamente ou em conjunto com um combustível de apoio, em percentagem não superior a 20% em média anual;

Sendo *REE* um coeficiente adimensional e sendo *E, T,* C *e CR* expressos nas mesmas unidades de energia e com o significado seguinte:

REE – o rendimento eléctrico equivalente da instalação;

E – a energia eléctrica produzida anualmente pelo cogerador, excluindo os consumos nos sistemas auxiliares internos de produção energética;

T – a energia térmica útil consumida anualmente a partir da energia térmica produzida pelo cogerador, excluindo os consumos nos sistemas auxiliares internos de produção energética;

C – a energia primária consumida anualmente na instalação de cogeração, avaliada a partir do poder calorífico inferior dos combustíveis e outros recursos utilizados;

CR – o equivalente energético dos recursos renováveis ou resíduos industriais, agrícolas ou urbanos consumidos anualmente na instalação de cogeração;

- *Não fornecer anualmente à rede do SEP (Sistema Eléctrico de Serviço Público) uma quantidade de energia eléctrica (E_{er}) superior ao valor dado pela seguinte expressão:*

$$E_{er} = \left(4{,}5 \times \frac{E + T}{E + 0{,}5 \times T} - 4{,}5\right) \times E$$

- *Ter uma potência eléctrica instalada mínima de 250 kVA, quando T/E é igual ou superior a 5.*

No que aos tarifários de venda da energia eléctrica à rede pública diz respeito, encontra-se em vigor as Portarias 57,58 e 59/2002 de 15 de Janeiro, aplicando-se apenas uma delas consoante a potência a instalar e o respectivo combustível, assim:

- Portaria 57/2002 de 15 de Janeiro: potência de ligação superior a 10 MW utilizando como combustível gás natural, GPL ou combustíveis líquidos, com excepção do fuelóleo;
- Portaria 58/2002 de 15 de Janeiro: potência de ligação inferior ou igual a 10 MW, utilizando como combustível gás natural, GPL ou combustíveis líquidos, com excepção do fuelóleo;

- Portaria 59/2002 de 15 de Janeiro: utilizando como combustível fuelóleo, isoladamente ou em conjunto com combustíveis residuais, independentemente da potência de ligação;

Sendo que a potência a instalar será inferior a 10 MW e, por razões de poluição e disponibilidade do gás natural canalizado no Porto, será a Portaria 58 aquela que vai interessar para a presente dissertação.

A formula de cálculo baseia-se em:

$$VRD_m = [PF(VRD)_m + PV(VRD)_m + PA(VRD)_m] / (1 - LEV)$$

Onde,

i. VRD_m é a remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m;
ii. $PF(VRD)_m$ é a parcela fixa da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m;
iii. $PV(VRD)_m$ é a parcela variável da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m;
iv. $PA(VRD)_m$ é a parcela ambiental da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m;
v. LEV representa as perdas, nas redes de transporte e distribuição, evitadas pela instalação de cogeração.

Cada uma destas parcelas calculam-se através de várias outras formulas bastante extensas pelo que se sugere a consulta da respectiva Portaria.

Os valores fixos no cálculo da anterior remuneração são afixados em despacho pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos, à data encontra-se em vigor o Despacho n.º 19111/2005.

3. Simulação dinâmica do caso de estudo e escolha dos sistemas de cogeração

Para escolher a potência e tecnologia para implementar a cogeração começou-se por efectuar algumas simulações necessárias para se conhecer as cargas necessárias tanto para aquecimento e arrefecimento, como para o aquecimento de águas sanitárias (AQS):

- Simulação dinâmica multizona para as necessidades de aquecimento e arrefecimento durante um ano usando o software da Cartier HAP (Hourly Analisys Program).
- Simulação das cargas necessárias para AQS usando o software Solterm do Ineti.

3.1. Determinação das cargas de aquecimento e arrefecimento

Antes de apresentar um resumo das cargas horárias e consumos anuais da unidade hoteleira, serão discutidos os dados de referência usados para a respectiva simulação:

- *Dados Climáticos:* Na Tabela 7 são apresentadas as temperaturas exteriores de projecto para a região do Porto, bem como o zonamento climático segundo o RCCTE (Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios).

Tabela 7 – Dados climáticos Porto

	Inverno	Verão
Zonamento climático	I_2	V_1
Temperaturas exteriores de projecto (ºC)	1,7	30
Humidade Relativa (%)	49,5	37,3

- *Condições de ambiente interiores:* De forma a garantir o conforto térmico dentro da unidade hoteleira tanto para aquecimento como arrefecimento foi consultada a norma ASHRAE Standard 55-2004, assim os valores de temperatura e humidade relativa são representados na Tabela 8.

Tabela 8 – Condições interiores

	Aquecimento	Arrefecimento
Temperatura interior (ºC)	20	25
Humidade Relativa interior (%)	50	40

- *Caracterização física da envolvente:*

Paredes exteriores – parede dupla composta por panos em tijolo perfurado com 11cm de espessura e caixa-de-ar, rebocada em ambas as faces com tijolo tradicional; U=1,1W/m^{2o}C

Cobertura – cobertura plana do tipo invertida em laje de betão maciça com 24cm de espessura, isolada na face interior com placas rígidas de poliestireno extrudido com 4cm de espessura; U=0,69 W/m^{2o}C

Envidraçados – simples incolor com caixilharia metálica; U=4W/m^{2o}C; fc=0,56

Paredes interiores – simples de alvenaria de tijolo vazado com 11cm de espessura, rebocadas em ambas as faces; U=1,68W/m^{2o}C

Pavimento sobre a cave – laje de betão maciça com 25cm de espessura, isolada na face interior com placas rígidas de poliestireno extrudido com 4cm de espessura; U=0,71W/m^{2o}C.

Sendo o edifício de inércia média e estando os valores dentro dos requisitos mínimos de qualidade térmica para a envolvente dos edifícios (RCCTE), não foi necessário efectuar correcções aos coeficientes de transmissão térmica.

- *Renovação de ar:* De forma a garantir a qualidade de ar interior (QAI) nos diferentes espaços consideraram-se os valores de referência quer do RSECE (Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios) quer das recomendações da ASHRAE. A Tabela 9 da página seguinte além do caudal mínimo de ar novo resume também a área dos espaços úteis.

- *Sistema de climatização:* Foi usado um sistema de climatização ar-água a 4 tubos por ser o mais apropriado para hotéis (7). O ar novo será insuflado 7ºC abaixo da temperatura interior no arrefecimento e 7ºC acima no período de aquecimento.

- *Padrões de utilização do edifício:* Os perfis de ocupação, iluminação e equipamento adoptados foram os padrões de referência do RSECE para hotéis de 4 e 5 estrelas.

Tabela 9 – Caudal mínimo de ar novo

Piso, Qt.	Designação	Área (m^2)	Caudal (l/s)	Piso, Qt.	Designação	Área (m^2)	Caudal (l/s)
rés-chão				Piso 2 ao 8			
1	Saguão	65,4	90,8	8	Quarto	32,3	8,3
1	Loby	202,7	281,7	8	Quarto	30,7	8,3
1	Recepção	60	50	8	Quarto	33,4	8,3
1	Bar	68	661	8	Suite Master	25,2	8,3
1	Escritório	9,8	19,4	8	Sala	21,3	8,3
1	Refeitório	17,5	19,4	8	Quarto	33,2	8,3
1	Corredor serviço	78,8	109,5	8	Quarto	30,7	8,3
1	Lavandaria	34,7	25	8	Quarto	22,6	8,3
1	Garrafeira	17,1	16,7	8	Quarto	21,6	8,3
1	Economato	26,1	25	8	Quarto	21,6	8,3
1	Cozinha	47,9	41,7	8	Quarto	22,1	8,3
Entre piso				8	Quarto	22,1	8,3
1	Loja	43,7	60,8	8	Quarto	22,1	8,3
1	Átrio Circulação	409,2	568,3	8	Quarto	22,1	8,3
1	Restaurante	235,2	457	8	Quarto	22	8,3
1	Bar	25,5	247,8	8	Sala	33,7	16,7
1	Sala Reuniões	38,2	212	8	Quarto	21,3	8,3
1	Sala Conferências	60,4	335,6	8	Corredor	122,7	170,4
1	Hall	16,6	23,1				
Soma		1456,8	3244,8	Soma		4485,6	2559,2
TOTAL				**Área (m2)**		**Caudal mínimo (l/s)**	
				5942,4		**5804**	

- *Potência térmica do ar de exaustão:* De acordo com o RSECE é necessário um recuperador com uma eficiência mínima de 50% caso a potência seja superior a 80kW. Na Tabela 10 efectua-se o cálculo da potência de exaustão.

  Com $\rho_{med}=(\rho_{ext}+\rho_{int})/2$, e $Pot_{exaustão}(kW)=Caudal(kg/s)*\Delta h(kJ/kg)$.

Tabela 10 – Cálculo potência exaustão

Arrefecimento				Aquecimento			
Exterior	Temp. DB	30	ºC	Exterior	Temp. DB	1,7	ºC
	Temp. WB	19,4	ºC		Temp. WB	-1,4	ºC
	ρ_{ext}	1,16	kg/m^3		ρ_{ext}	1,28	kg/m^3
	h_{ext}	55,4	kJ/kg		h_{ext}	7	kJ/kg
Interior	Temp. DB	25	ºC	Interior	Temp. DB	20	ºC
	HR	40	%		HR	50	%
	h_{int}	45,2	kJ/kg		h_{int}	38,5	kJ/kg
	ρ_{int}	1,18	kg/m^3		ρ_{int}	1,20	kg/m^3
	g	7,9	g/kg		g	7,3	g/kg
ρ_{med}		1,17	kg/m^3	ρ_{med}		1,24	kg/m^3
Caudal (kg/s)		6,78		Caudal (kg/s)		7,21	
$Pot_{exaustao}$ (kW)		69	<80	$Pot_{exaustao}$ (kW)		227	>80
				Necessita recuperador ≥50 %			

Depois da simulação efectuada foi então possível definir os consumos energéticos mensais para aquecimento e arrefecimento ambiente de acordo com a Tabela 11 e a Fig. 29.

Tabela 11 – Necessidades mensais para climatização

Mês	Arrefecimento (kWh)	Aquecimento (kWh)
Janeiro	0	42039
Fevereiro	515	25053
Março	3328	20004
Abril	9789	12947
Maio	16851	6864
Junho	43536	576
Julho	50799	291
Agosto	55491	249
Setembro	37386	736
Outubro	20056	5660
Novembro	1269	23596
Dezembro	22	37724
Total	**239041**	**175737**

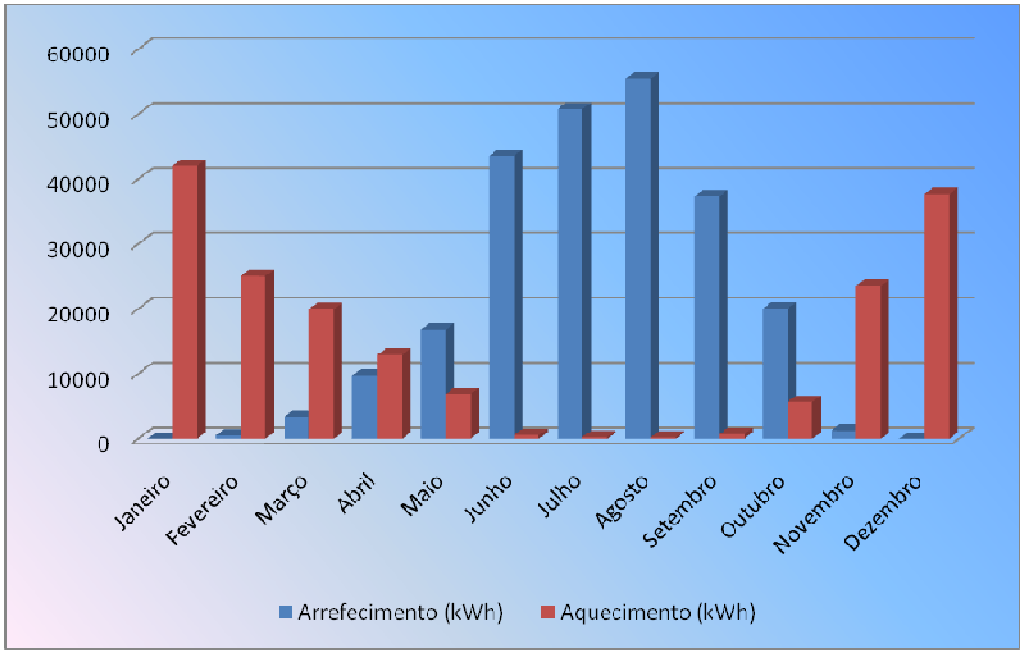


Figura 29 – Necessidades mensais para climatização

A Tabela 12 representa a título de exemplo a tabela construída em Excel com as cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento fornecidas pelo software HAP.

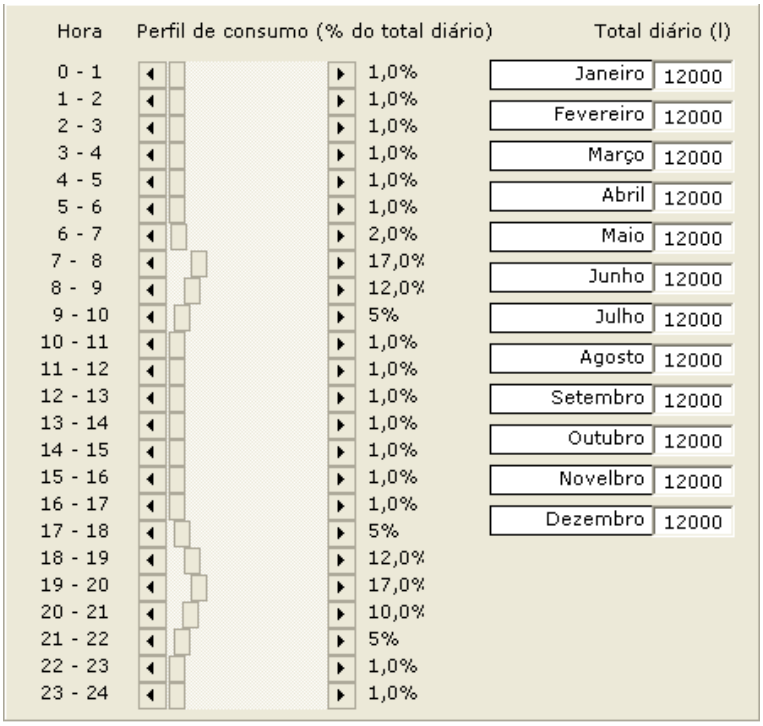
Tabela 12 – Cargas térmicas do dia 15 de Abril

Dia	Hora	Frio (kW)	Quente (kW)
15 de Abril	0:00	0	29,5
	1:00	0	40
	2:00	0	44,8
	3:00	0	32,5
	4:00	0	33,7
	5:00	0	42,6
	6:00	0	40,8
	7:00	0	29
	8:00	0	25,6
	9:00	0	25,6
	10:00	0	14,3
	11:00	0	0
	12:00	0	0
	13:00	0	0
	14:00	6,5	0
	15:00	4,9	0
	16:00	3,2	0
	17:00	3,4	0
	18:00	0	0
	19:00	0	0
	20:00	0	0
	21:00	0	15,6
	22:00	0	15,7
	23:00	0	27

Esta simulação horária anual (8760 horas), será utilizada mais adiante nesta dissertação quando for escolhido o sistema de cogeração e potência a utilizar.

3.2. Determinação das cargas para AQS

Considerando que os 12000 litros disponíveis nos reservatórios do hotel são consumidos integralmente durante o dia, foi traçado um perfil de consumo no programa Solterm do Ineti, conforme indicado na Fig. 30.



Hora	Perfil de consumo (% do total diário)
0 - 1	1,0%
1 - 2	1,0%
2 - 3	1,0%
3 - 4	1,0%
4 - 5	1,0%
5 - 6	1,0%
6 - 7	2,0%
7 - 8	17,0%
8 - 9	12,0%
9 - 10	5%
10 - 11	1,0%
11 - 12	1,0%
12 - 13	1,0%
13 - 14	1,0%
14 - 15	1,0%
15 - 16	1,0%
16 - 17	1,0%
17 - 18	5%
18 - 19	12,0%
19 - 20	17,0%
20 - 21	10,0%
21 - 22	5%
22 - 23	1,0%
23 - 24	1,0%

Total diário (l)	
Janeiro	12000
Fevereiro	12000
Março	12000
Abril	12000
Maio	12000
Junho	12000
Julho	12000
Agosto	12000
Setembro	12000
Outubro	12000
Novelbro	12000
Dezembro	12000

Figura 30 – Perfil de consumo diário de AQS

Através do Solterm foi possível determinar os consumos mensais para AQS indicados na Tabela 13, porém para efectuar uma tabela anual (8760) horas das cargas foi considerado que os valores diários não variam, ou seja, foi o valor mensal foi dividido pelo numero de dias e multiplicado pela perfil de consumo da hora correspondente.

Tabela 13 – Consumos mensais de AQS

Mês	AQS (kWh)
Janeiro	21030
Fevereiro	18888
Março	20550
Abril	19548
Maio	19665
Junho	18447
Julho	18647
Agosto	18685
Setembro	18336
Outubro	19568
Novembro	19823
Dezembro	20985
Total	**234172**

Na Fig. 31 apresenta-se um resumo das energias térmicas finais mensais simuladas para o caso de estudo.

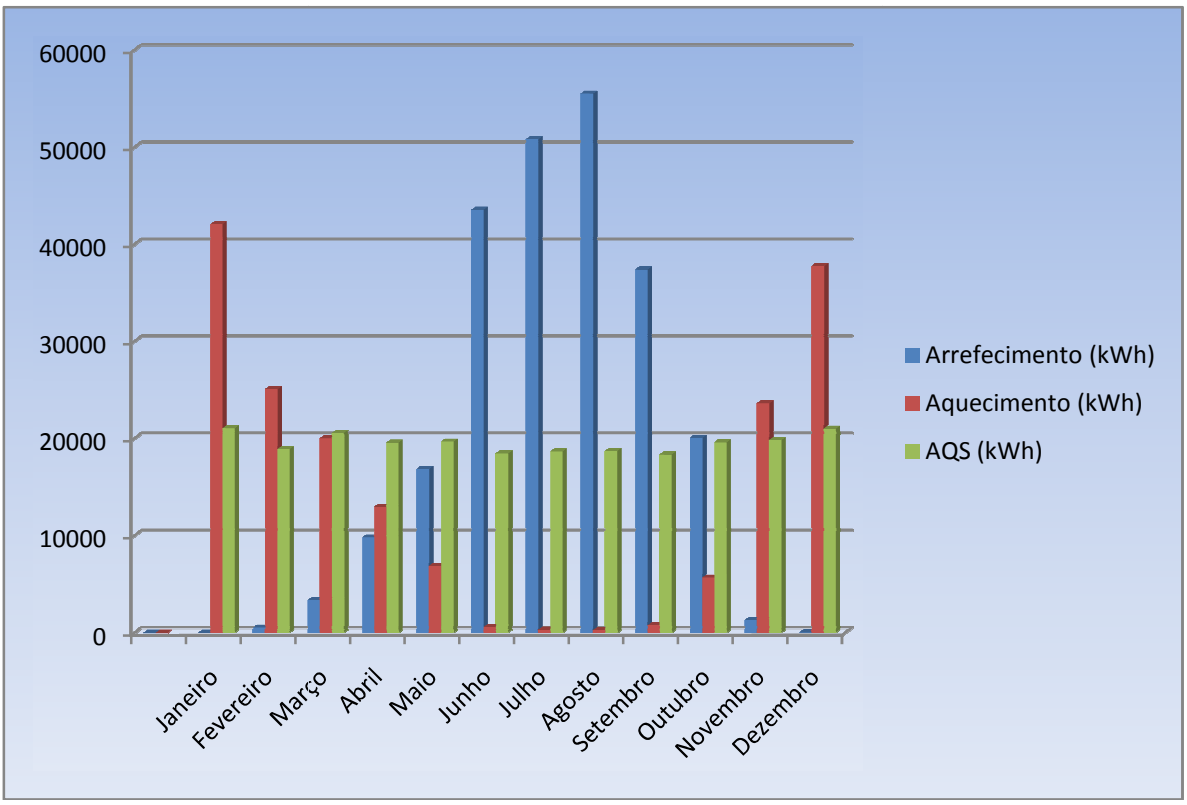


Figura 31 – Necessidades térmicas do hotel

3.3. Tratamento dos dados de simulação

Como já seria de esperar com o clima em Portugal, as necessidades de calor são significativas no inverno, mas no verão existe uma grande necessidade de arrefecimento.

Será necessário então instalar um chiller de absorção para aproveitamento do calor produzido no sistema de cogeração nos meses de verão em que as necessidades de aquecimento são muito reduzidas contrariamente ás de arrefecimento.

Considerando um COP do chiller de absorção de 0.72, as cargas necessárias para aquecimento foram divididas por este valor para ser possível somar ás cargas de aquecimento e de AQS.

Obtendo-se assim o calor necessário durante o ano para satisfação das necessidades térmicas.

Será representado na Tabela 14 da página seguinte apenas o dia 1 de Janeiro e dia 31 de Dezembro, pois como se percebe a tabela construída em Excel é bastante extensa até para ser colocada em anexo. No entanto a energia térmica total e as potências máximas horárias representadas são as anuais.

O preço de venda de energia eléctrica à rede pública é significativamente inferior nas horas de vazio e super vazio, a ultima coluna da Tabela 14 terá grande utilidade mais adiante quando se fizer a simulação do sistema de cogeração a utilizar. Desligar o sistema de cogeração durante a noite trás também a vantagem de reduzir as horas anuais de funcionamento e com isto aumentar o tempo entre reparações.

Tabela 14 – Demandada Térmica do hotel

	Dia	Hora	Frio [kW]	Quente [kW]	Frio / 0,72 [kW]	AQS [kW]	Térmico Total [kW]	Térmico Total sem noite[kW]
Janeiro	1	00:00	0	98	0	7	105	0
		01:00	0	106	0	7	113	0
		02:00	0	119	0	7	126	0
		03:00	0	119	0	7	126	0
		04:00	0	130	0	7	137	0
		05:00	0	131	0	7	138	0
		06:00	0	132	0	14	145	0
		07:00	0	171	0	115	287	287
		08:00	0	161	0	81	243	243
		09:00	0	142	0	34	176	176
		10:00	0	101	0	7	107	107
		11:00	0	70	0	7	77	77
		12:00	0	55	0	7	62	62
		13:00	0	41	0	7	47	47
		14:00	0	34	0	7	41	41
		15:00	0	34	0	7	41	41
		16:00	0	38	0	7	45	45
		17:00	0	45	0	34	79	79
		18:00	0	56	0	81	137	137
		19:00	0	79	0	115	194	194
		20:00	0	88	0	68	156	156
		21:00	0	79	0	34	113	113
		22:00	0	120	0	7	127	127
		23:00	0	139	0	7	146	146
		...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...
Dezembro	31	00:00	0	91	0	7	98	0
		01:00	0	107	0	7	114	0
		02:00	0	119	0	7	126	0
		03:00	0	126	0	7	133	0
		04:00	0	128	0	7	134	0
		05:00	0	128	0	7	134	0
		06:00	0	140	0	14	154	0
		07:00	0	149	0	115	264	264
		08:00	0	155	0	81	236	236
		09:00	0	136	0	34	169	169
		10:00	0	112	0	7	119	119
		11:00	0	81	0	7	88	88
		12:00	0	58	0	7	64	64
		13:00	0	41	0	7	47	47
		14:00	0	36	0	7	43	43
		15:00	0	36	0	7	42	42
		16:00	0	51	0	7	57	57
		17:00	0	66	0	34	100	100
		18:00	0	68	0	81	149	149
		19:00	0	59	0	115	174	174
		20:00	0	63	0	68	130	130
		21:00	0	74	0	34	107	107
		22:00	0	78	0	7	85	85
		23:00	0	78	0	7	85	85
Total [kWh]			**239041**	**175737**	**332001**	**234172**	**741910**	**607433**
Máximos [kW]			**232**	**179**	**322**	**115**	**402**	**402**

3.4. Escolha do sistema e potência de cogeração

Com a disponibilidade do gás natural canalizado e as baixas emissões de poluentes será o combustível escolhido para o sistema de cogeração.

De acordo com a legislação nacional o sistema a instalar terá que apresentar um rendimento eléctrico equivalente para o gás natural maior ou igual a 55%, conforme foi referenciado no capítulo 2.

De acordo com a Tabela 14 da página anterior e a Tabela 4 do capítulo 2, é perceptível que os sistemas de cogeração mais apropriados serão:

- Motor de combustão interna
- Microturbina

Foram testados vários motores e microturbinas disponíveis no mercado, mas apenas um motor passou no rendimento eléctrico equivalente, o motor Ener.G 70M (8). As características deste motor são apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 – Características Ener.G 70 M

Cogeneration Unit	Electrical Output [kW]	Heat Output [kW]	Fuel Input (net) [kW]	Fuel Input (gross) [kW]
ENER-G 70M	70	104	204	226

De acordo com estas características foram calculados o REE e o E_{er} para este motor como ilustra a Tabela 16.

Os restantes motores e microturbinas testados apresentam-se no Anexo B, pois como não obedecem às condições de aplicabilidade da cogeração, não terão mais utilidade nesta dissertação.

No Anexo C mostram-se as principais características do motor escolhido de acordo com o fabricante.

Tabela 16 – REE e E_{er} para o motor Ener.g70M

	Dia	Hora	Térmico Total sem noite[kW]	Motor Ener.G 70M	
				Térmico Produzido [kW]	Térmico Aproveitado [kW]
Janeiro	1	00:00	0	0	0
		01:00	0	0	0
		02:00	0	0	0
		03:00	0	0	0
		04:00	0	0	0
		05:00	0	0	0
		06:00	0	0	0
		07:00	287	104	104
		08:00	243	104	104
		09:00	176	104	104
		10:00	107	104	104
		11:00	77	104	77
		12:00	62	104	62
		13:00	47	104	47
		14:00	41	104	41
		15:00	41	104	41
		16:00	45	104	45
		17:00	79	104	79
		18:00	137	104	104
		19:00	194	104	104
		20:00	156	104	104
		21:00	113	104	104
		22:00	127	104	104
		23:00	146	104	104
...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...
Total [kWh]			**607433**	645320	**465487**
Máximos [kW]			**402**	104	**104**
Cálculo do REE					
E [kWh]	**T [kWh]**	**C [kWh]**	**CR [kWh]**	**T/E**	**REE**
434350	**465487**	**1265820**	**0**	**1**	**0,58**
Cálculo do E_{er}					
E_{er}	**=**	**2636511**	**kWh**	**Toda a energia pode ser vendida**	

3.5. Equipamentos auxiliares para satisfazer demandada térmica

Não satisfazendo a totalidade da demandada térmica do hotel, será necessário instalar equipamentos auxiliares para produção de calor e frio.

Sendo a potência térmica do motor de 104 kW e considerando o COP do chiller de absorção de 0.72, multiplicados estes dois valores obtêm-se a potência de frio máxima do chiller de absorção a instalar, ou seja será 75 kW.

A Tabela 17 mostra em exemplo como foi calculada a energia necessária num chiller auxiliar, bem como as potências necessárias em cada hora do ano.

Tabela 17 – Exemplo de cálculo necessidades auxiliares (frio)

	Hora	Frio [kW]	Frio sem noite [kW]	Absorção (Q_B) [kW]	Auxiliar [kW]
1 de AGOSTO	00:00	54	0	0	54
	01:00	32	0	0	32
	02:00	20	0	0	20
	03:00	21	0	0	21
	04:00	23	0	0	23
	05:00	18	0	0	18
	06:00	25	0	0	25
	07:00	41	41	41	0
	08:00	52	52	52	0
	09:00	56	56	56	0
	10:00	82	82	75	7
	11:00	106	106	75	31
	12:00	128	128	75	53
	13:00	125	125	75	50
	14:00	119	119	75	44
	15:00	117	117	75	42
	16:00	115	115	75	40
	17:00	105	105	75	30
	18:00	95	95	75	20
	19:00	88	88	75	13
	20:00	67	67	67	0
	21:00	59	59	59	0
	22:00	62	62	62	0
	23:00	59	59	59	0
…	…	…	…	…	…
Total [kWh]		**239041**	**208635**	**165363**	**73678**
Máximo [kW]		**232**	**232**	**75**	**182**

De acordo com a Tabela anterior será então necessário um equipamento auxiliar de potencia 180 a 190 kW, que poderá ser um chiller eléctrico.

Veja-se que a energia gasta no chiller de absorção é cerca de 69% da demandada térmica de frio. Para o aquecimento ambiente e o AQS, a potência e os gastos energéticos do sistema auxiliar foi calculado de acordo com a Tabela 18.

Tabela 18 – Exemplo de cálculo necessidades auxiliares (calor)

			Motor + Chiller absorção			
	Hora	**Quente + AQS [kW]**	**Térmico Aproveitado (Q_u) [kW]**	**Absorção (Q_B) [kW]**	**Calor Aproveitado (Q_{ud}) [kW]**	**Calor Auxiliar [kW]**
14 de Setembro	**00:00**	6	0	0	0	6
	01:00	7	0	0	0	7
	02:00	21	0	0	0	21
	03:00	40	0	0	0	40
	04:00	52	0	0	0	52
	05:00	57	0	0	0	57
	06:00	51	0	0	0	51
	07:00	137	104	0	104	33
	08:00	76	76	0	76	0
	09:00	31	50	14,3	31	0
	10:00	6	68	44,4	6	0
	11:00	6	85	56,8	6	0
	12:00	6	92	61,6	6	0
	13:00	6	104	75	0	6
	14:00	6	99	66,6	6	0
	15:00	6	98	65,9	6	0
	16:00	6	87	58,5	6	0
	17:00	31	104	55	28	3
	18:00	73	104	42,1	46	28
	19:00	104	104	28,7	64	40
	20:00	61	99	27,2	61	0
	21:00	31	51	14,7	31	0
	22:00	6	34	20	6	0
	23:00	6	24	13,1	6	0
Total dia [kWh]		832	1383	644	488	343
...	...	...	...	...	...	...
Total ano [kWh]		**409909**	**465487**	**165363**	**236007**	**173902**
Máximo [kW]		**294**	**104**	**75**	**104**	**190**

O equipamento auxiliar para produção de calor, caldeira por exemplo, terá uma potência de 190 kW.

O calor produzido pelo motor em cogeração satisfaz cerca de 58% da demandada térmica de aquecimento e AQS.

Resumindo:

Para completar as necessidades térmicas do hotel será necessário além instalação de cogeração seleccionada (motor Ener.G 70M) e do chiller de absorção de 75 kW:

- Chiller eléctrico de potência 180 kW
- Caldeira a gás com uma potencia de 190 kW

Para melhor compreensão dos cálculos efectuados, será inserido no Anexo D uma tabela com as fórmulas usadas na folha de cálculo Excel.

3.6. Sistema convencional

Neste capítulo serão definidos os sistemas convencionais para satisfazer a demandada de energia térmica caso não se opte pela instalação de cogeração.

A Tabela 19 resume as cargas máximas durante o ano bem como os consumos de frio, calor e AQS.

Tabela 19 – Resumo cargas máximas e consumos

Dia	Hora	Frio [kW]	Quente + AQS [kW]
…	…	…	…
Total [kWh] ano		**239041**	**409909**
Máximo [kW]		**232**	**294**

Equipamentos adequados em virtude dos resultados apresentados:

- Chiller eléctrico com potência entre 230 – 240 kW
- Caldeira a gás natural com potencia de 300 kW

4. Discussão dos resultados e análise económica

A Fig. 32 mostra o funcionamento geral da instalação de trigeração (motor + chiller de absorção).

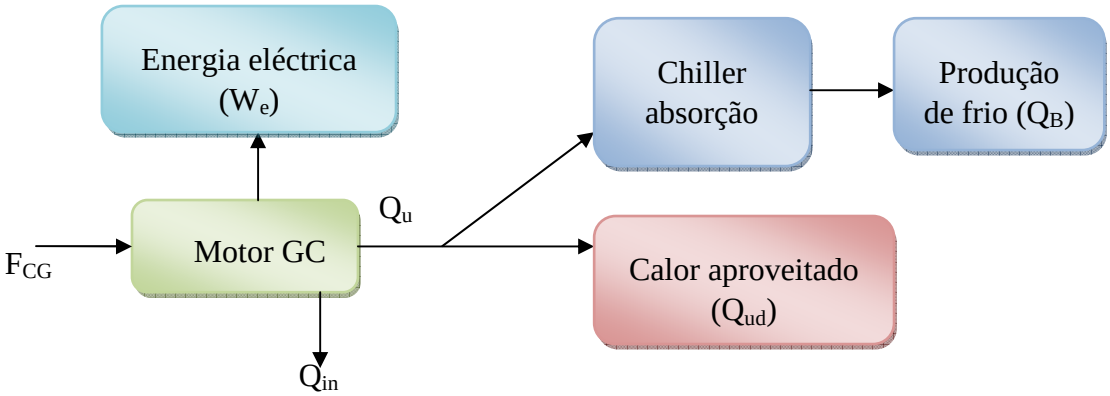


Figura 32 – Funcionamento da instalação

4.1. Avaliação do desempenho energético da instalação de trigeração

Para se avaliar a poupança anual de energia primária começou-se por converter todas as energias em quilogramas equivalentes de petróleo [kgep].

No caso do gás consumido (F_{CG}) e da electricidade produzida (W_e) basta multiplicar pelo factor de conversão de acordo com o RSECE de acordo com a Tabela 20.

Tabela 20 – Conversão do gás consumido e electricidade vendida

	[kWh]	Factor conversão [kgep/kWh]	[kgep]	[tep]
F_{CG}	1265820	0,086	108861	109
W_e	434350	0,29	125962	126

Para se avaliar a energia de frio e calor produzida na instalação, considerou-se que as mesmas seriam obtidas através de sistemas convencionais, ou seja, caldeira a gás para o calor e chiller eléctrico para o frio de acordo com a Tabela 21. Considerando COP_{comp}=2.8 e rendimento caldeira=0.9.

Tabela 21 – Conversão do calor e frio para [kgep]

	[kWh]	η_b	COP_{comp}	Energia necessaria sistema CV [kWh]	Factor converção [kgep/kWh]	[kgep]	[tep]
Q_{ud}	236007	0,9	-	262230	0,086	22552	23
Q_B	165363	-	2,8	59058	0,29	17127	17

Fazendo o balanço de acordo com a Figura 32,

Poupança anual de energia primária [kgep] = (W_e + Q_{ud} + Q_B) – $F_{CG,}$ conforme a Tabela 22.

Tabela 22 – Poupança anual de energia primária

	[kgep]	[tep]
F_{CG}	108861	109
W_e	125962	126
Q_{ud}	22552	23
Q_B	17127	17
Energia poupada /ano	**56780**	**57**

Avaliaram-se ainda os seguintes critérios (9):

- *Índice de economia de energia (IEE):* resulta da razão entre a economia de combustível e a quantidade de combustível consumida na instalação convencional, ou seja, numa central eléctrica de rendimento η_c, numa caldeira de rendimento η_b e num chiller eléctrico com um COP_{comp}.

$$IEE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{e,CG}}{\eta_c} + \frac{\eta_{e,CG} \times RCE}{\eta_b} + \frac{\eta_{e,CG} \times RFE}{\eta_c \times COP_{comp}}} \qquad (eq\ 4.1)$$

Sendo RCE a razão calor electricidade da instalação de trigeração e RFE a respectiva razão frio electricidade.

- *Razão demandada de energia primária (RDEP):* resulta do quociente entre a quantidade de combustível consumido na cogeração/trigeração pelo valor correspondente à situação convencional. Comparando com o IEE tem-se:

$$RDEP = 1 - IEE \qquad (eq\ 4.2)$$

Quando o RDEP é inferior à unidade a aplicação da cogeração permite uma economia de combustível (energia primária), ao passo que se o seu valor for inferior à unidade significa não haver vantagens energéticas.

Foram ainda efectuadas as seguintes considerações:

- Rendimento de uma caldeira convencional – η_b=90% (1)
- Rendimento de uma central eléctrica – η_c=40% (1)
- COP chiller eléctrico – COP_{comp}=2,8

A tabela 20 indica os usados critérios para avaliação energética da instalação.

Tabela 23 – Eficiência instalação de trigeração

Convencional	
Rendimento caldeira	0,9
Rendimento eléctrico η_c	0,4
Cogeração (motor Ener.g70m)	
Rendimento eléctrico	0,34
Rendimento térmico	0,37
Rendimento total	0,71
W_e [kWh]	434350
Trigeração (motor + chiller)	
RCE	0,54
RFE	0,38
Q_{ub} [kWh]	236007
Q_b [kWh]	165363
IEE	**0,15**
RDEP	**0,85**

Com base na tabela anterior é perceptível que esta opção de trigeração permite economia no combustível primário de cerca de 15% se a mesma energia fosse produzida de forma convencional.

4.2. Avaliação do impacto ambiental da instalação de trigeração

Com a poupança anual de energia primária em kgep calculada no capitulo 4.1 e sabendo as emissões de CO_2 por kgep (0,0012 toneladas equivalentes de CO_2/kgep (10)) multiplicou-se estes dois valores para se obter a poupança de emissões de CO_2 por ano, conforme indica a Tabela 24.

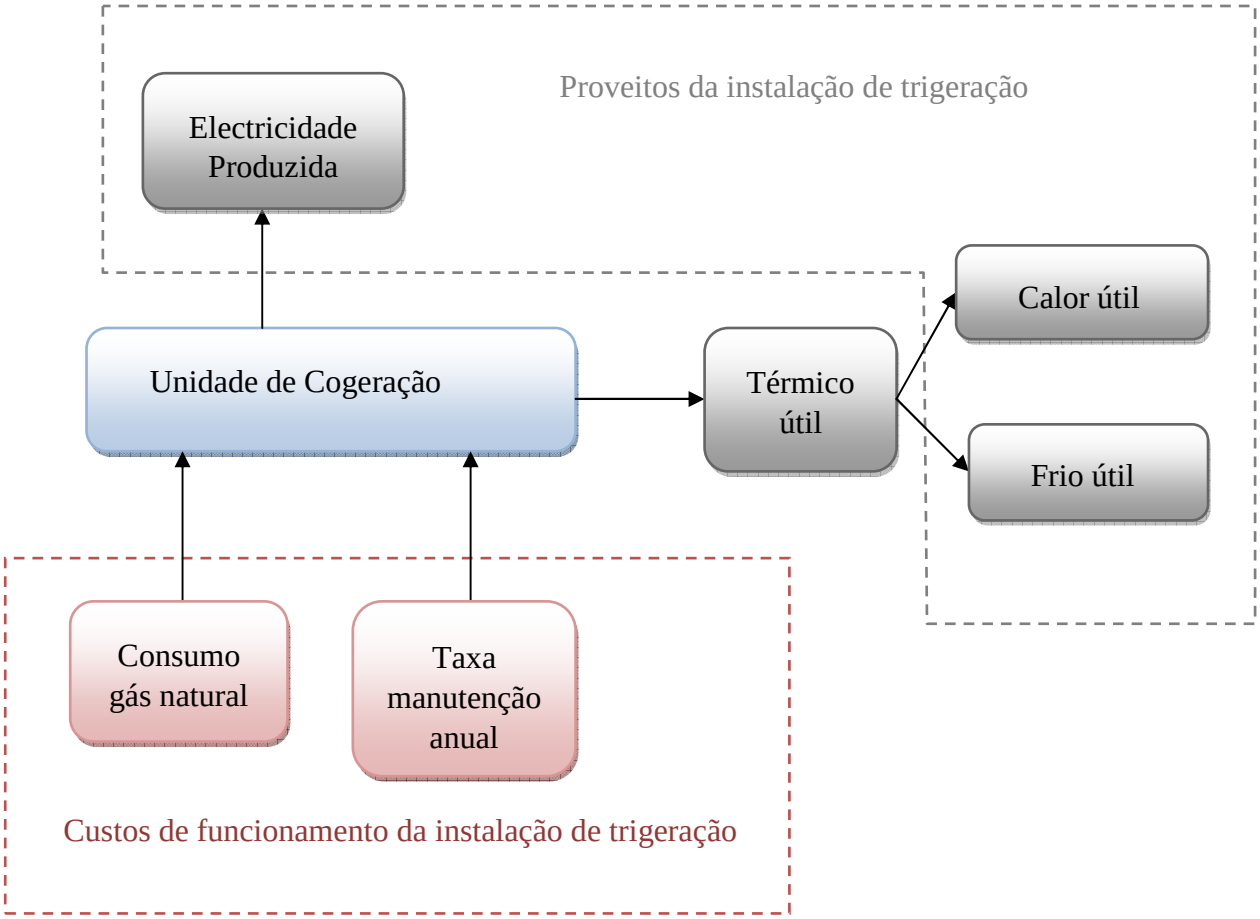
Tabela 24 – Emissões CO_2

Energia poupada /ano [kgep]	Factor conversão [teqCO_2/kgep]	Emissões anuais poupadas [teqCO_2]
56780	0,0012	68

É perceptível que esta instalação é amigável para o ambiente, pois são poupadas emissões para a atmosfera na ordem de 68 toneladas de CO_2 comparativamente com sistemas convencionais.

4.3. Análise económica

Os aspectos económicos na análise de uma instalação de cogeração são encarados do ponto de vista do cogerador, isto é, além do investimento inicial os custos e proveitos do funcionamento da unidade de cogeração conforme são indicados no Esquema 1.



Esquema 1 – Funcionamento da instalação de trigeração

4.3.1. Energia eléctrica vendida à rede

Como já foi referenciado no capítulo 2, o cálculo da remuneração pela venda da energia eléctrica à rede proveniente da cogeração é bastante extenso e, depende de diversas variáveis.

Serão indicados na Tabela 25 os valores mensais, sendo que, no Anexo E será explicada a forma de cálculo para um dos meses representados.

Tabela 25 – Remuneração pela energia vendida à rede com a cogeração

Remuneração	
Mês	**VRD_m [€]**
Janeiro	5.738 €
Fevereiro	5.106 €
Março	5.540 €
Abril	5.312 €
Maio	5.513 €
Junho	5.133 €
Julho	5.513 €
Agosto	5.443 €
Setembro	5.203 €
Outubro	5.552 €
Novembro	5.448 €
Dezembro	5.620 €
Total ano	**65.120 €**

4.3.2. Calor útil aproveitado

Para avaliar o preço do calor útil aproveitado produzido anualmente na cogeração será comparada a mesma energia produzida na cogeração com essa mesma energia produzida numa caldeira convencional de rendimento η_b = 90%.

Considera-se também o PCI do gás natural 10,54 kWh/m^3, assim, na equação 4.4 mostra-se como foi calculado o consumo de gás que seria necessário numa caldeira para produzir o calor aproveitado na cogeração.

$$Consumo\ gás\ anual\ (m^3) = \frac{\frac{Calor\ aproveitado[kWh]}{\eta_b}}{PCI_{GN}\left[\frac{kWh}{m^3}\right]} \qquad (eq\ 4.4)$$

Sendo o preço do m^3 do gás natural vendido 0,50 €, multiplicando pelo consumo de gás tem-se o benefício anual da produção de calor útil na unidade de cogeração, conforme indicado na tabela 22.

Tabela 26 – Proveito anual do calor útil produzido na cogeração

Calor útil cogeração anual (kWh)	236007
Rendimento caldeira	90%
PCI_{GN} [kWh/m^3]	10,54
Consumo caldeira [m^3]	24879
Preço gás natural [€/m^3]	0,5
Proveito anual	**12.440 €**

4.3.3. Frio útil

Para avaliar o preço do frio útil produzido anualmente na trigeração será comparada a mesma energia produzida no equipamento de absorção com essa mesma energia produzida num chiller eléctrico com um COP de referência de 2,8.

A tabela 23 fornece os consumos e custos durante o ano que se obteria se a energia produzida no chiller de absorção fosse produzida num chiller eléctrico.

Tabela 27 – Proveito anual do frio produzido em absorção

	Consumo horário [kWh]		
Mês	**Ponta**	**Cheio**	**Vazio**
Janeiro	0	0	0
Fevereiro	16	122	46
Março	230	723	235
Abril	602	1724	561
Maio	1248	3525	663
Junho	1466	6391	2639
Julho	1805	7675	2286
Agosto	1722	7584	2574
Setembro	1473	5906	2023
Outubro	1278	3471	736
Novembro	88	199	40
Dezembro	0	8	0
Total [kWh]	**9928**	**37328**	**11803**
Preço [€/kWh]	**0,114**	**0,0765**	**0,05**
Total [€]	**1132**	**2856**	**590**
Total anual		**4.577 €**	

A energia produzida de frio no chiller de absorção foi dividida pelo COPcomp (2,8) e separada conforme o tarifário da EDP.

4.3.4. Despesas anuais de funcionamento

- *Custo do consumo de gás natural na cogeração:* o tarifário do gás natural para instalações de cogeração foi publicado pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos pelo Despacho Nº. 4/2008, o qual recorre a diversas formulas antes de se obter o valor final. No entanto os comercializadores aplicam a tarifa 0.289 €/m^3, que será a utilizada nesta dissertação. Na Tabela 28 calcula-se os gastos anuais na instalação estudada.

Tabela 28 – Custo anual GN consumido

Energia consumida (F_{CG}) [kWh]	1265820
PCI_{GN} [kWh/m^3]	10,54
Consumo anual m^3	120097
Preço compra [€/m^3]	0,289
Custo anual	**34.708 €**

- *Manutenção da instalação:* o factor de manutenção é de 0.013 euros por quilowatt eléctrico produzido [€/kWh$_e$], na Tabela 29 apresenta-se este custo durante o ano.

Tabela 29 – Custo anual de manutenção

We [kWh]	434350
Factor de manutenção [€/kWh$_e$]	0,013
Custo anual manutenção	**5.647 €**

4.3.5. Balanço anual

Tendo em consideração os gastos e proveitos ao longo de um ano calculados anteriormente, foi feito o balanço anual de acordo com a Tabela 30.

Tabela 30 – Balanço anual

Receitas		Despesas	
Electricidade	65.120 €	Gás natural	34.708 €
Calor	12.440 €	Manutenção	5.647 €
Frio	4.577 €		
Total	**82.137 €**	**Total**	**40.355 €**
Balanço	**41.782 €**		

4.3.6. Investimento inicial

A Tabela 31 mostra em detalhe os investimentos iniciais necessários para a instalação funcionar correctamente.

Tabela 31 – Investimento inicial

Investimento inicial	
Motor Ener.G 70M	80.000 €
Chiller Absorção	25.000 €
Torre de arrefecimento	5.000 €
Tubagens + Válvulas	5.000 €
Tratamento de água	5.000 €
Ligações eléctricas	15.000 €
Ligações de gás	5.000 €
Construção civil	10.000 €
Total	**150.000 €**

4.3.7. Tempo de recuperação de investimento ("Pay-Back" simples)

O tempo de recuperação do capital é o período necessário de funcionamento do projecto para que o somatório de fluxos de receitas e despesas igualem o valor do investimento. Assim sendo:

$$Pay - back = \frac{Investimento\ inicial}{Receitas\ anuais} = \frac{150.000€}{41.782€} = 3{,}6\ anos \qquad (eq.4.5)$$

O tempo de recuperação do capital é de 3,6 anos ficando ainda 6,4 anos com a mesma remuneração de energia eléctrica vendida à rede.

4.3.8. Valor Actualizado Líquido

O valor actualizado líquido corresponde ao cálculo do somatório das receitas anuais obtidas actualizadas à taxa escolhida e deduzidas no montante do investimento, actualizado a mesma taxa. Ou seja,

$$VAL = -Inv0 + \sum_{k=1}^{n} \frac{R_k - D_k}{(1+TA)^n} \qquad (eq.4.6)$$

Sendo,

- Inv0 – Investimento Inicial no ano 0;
- R_K – Receitas Anuais;
- D_K – Despesas Anuais;
- TA – Taxa de Actualização;
- N – Número de Anos;

Para um projecto ser viável, a VAL tem de ser positiva, pois só neste caso o projecto gerará benefícios, em valor, que permitirão recuperar o investimento feito e proporcionar uma rentabilidade superior à alternativa de referência.

Este critério está estritamente dependente da taxa de actualização. O valor da taxa está relacionado com três parâmetros:

1.Remuneração real desejada para os capitais próprios, baseada na taxa de juro real de uma aplicação sem risco;

2.Riscos económicos e financeiros inerentes ao projecto;

3.Taxa anual de inflação esperada. Esta taxa só irá influenciar os cálculos se todas as previsões de proveitos e custos forem efectuadas a preços correntes, pois o método de preços constantes considera a inexistência futura de inflação e desvalorização montaria.

No entanto foi considerada uma taxa de actualização de 8% e calculado o VAL num período de 10 anos, pois é o limite de remuneração calculada anteriormente segundo a Portaria 58/2002 de 15 de Janeiro.

A Tabela 32 e a Fig. 33 indicam o valor líquido acrescentado para um período de 10 anos, sendo que o tempo de vida do motor é superior.

Tabela 32 – Valor Actualizado Líquido

Ano	VAL
0	**-150.000 €**
1	**-111.313 €**
2	**-72.626 €**
3	**-33.939 €**
4	**4.748 €**
5	**43.435 €**
6	**82.122 €**
7	**120.809 €**
8	**159.496 €**
9	**198.183 €**
10	**236.870 €**

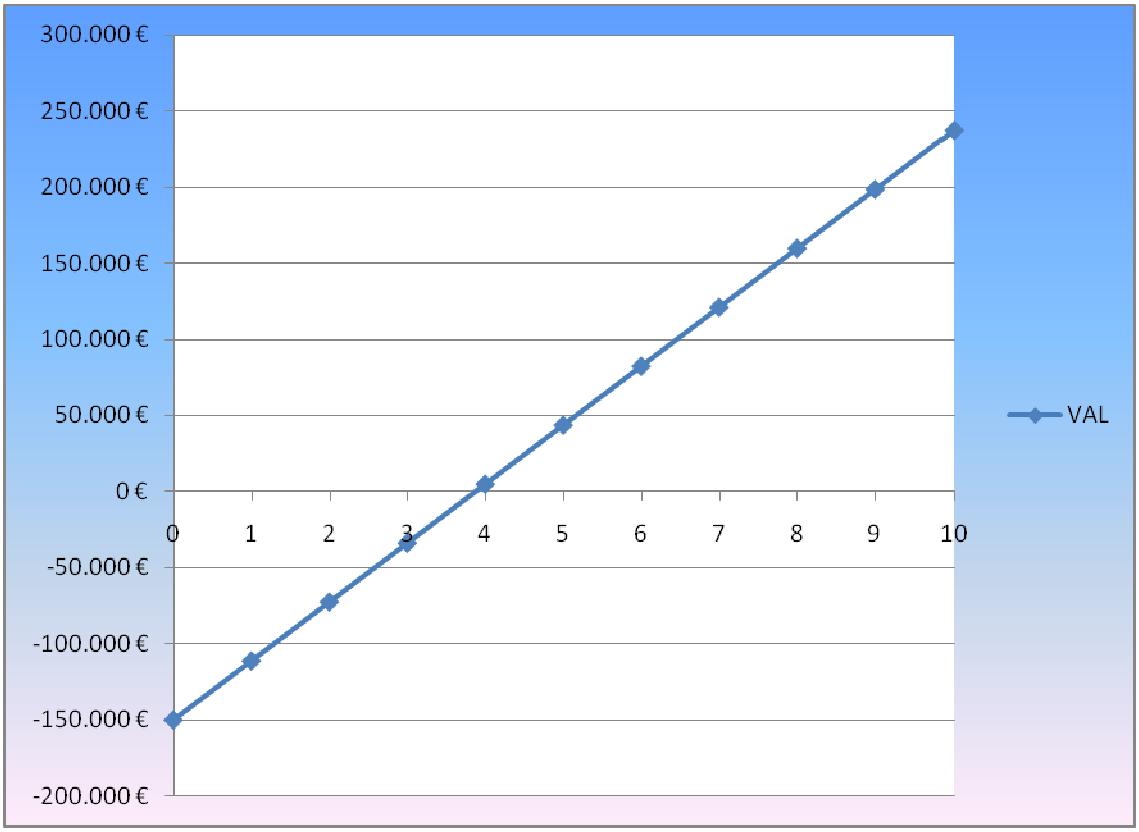


Figura 33 – Valor Actualizado Líquido

5. Conclusões

O estudo demonstrou ser bastante aliciante para o sector terciário a aplicação da cogeração/trigeração tendo como combustível primário o gás natural.

O Rendimento eléctrico equivalente, disposto no Decreto-Lei 313/2001 de 10 de Dezembro, permite desde logo excluir sistemas de cogeração que poderiam não ser os mais aconselhados caso a caso.

A cogeração é obrigatória segundo o RSECE para este tipo de edifícios de grande dimensão (área útil igual ou superior a 10000m^2), no entanto e como demonstra este estudo, a implementação destes sistemas pode também ser bastante útil em edifícios de mais reduzidas dimensões (5942m^2, neste caso).

Foi conseguida uma poupança de energia primária na ordem de 57 tep por ano, e a associada redução de emissões de gases com efeito de estufa na ordem das 68 toneladas equivalentes de CO_2, face a sistemas convencionais de produção de energia.

O resultado do balanço económico é também bastante aliciante pois além do tempo de retorno do investimento ser curto, cerca de 3.6 anos, permite poupanças significativas nos primeiros 10 anos de funcionamento relativamente ao sistema convencional.

Ficou então demonstrado que quando bem simulada a cogeração é uma alternativa bastante viável a ser implementada.

6. Referências e bibliografia

1. **Lizarraga, Jose Mª Sala.** *Cogeneracion.* s.l. : Universidad del Pais Vasco, 1999.

2. **Yunus A. Çengel, Michael A. Boles.** *Termodinâmina 3ª Edição.* s.l. : Mc Graw Hill, 2001.

3. www.trigemed.com. *TriGeMed – Promotion of Tri-generation Technologies in the Tertiary Sector.* [Online]

4. **Castro, Rui M. G.** *Introdução à cogeração.* Lisboa : Universidade Técnica de Lisboa, 2007.

5. *Catalog of CHP Technologies.* s.l. : U.S. Environmental Protection Agency, 2002.

6. http://www.cogenportugal.com/. [Online]

7. **Alexandre, José Luis.** *Apontamentos Climatização.* s.l. : FEUP, 2007/2008.

8. www.energ.co.uk. [Online]

9. **Pinho, Carlos M. Coutinho T.** Gestão de Energia Térmica. s.l. : FEUP, Abril de 2005.

10. http://www.adene.pt/ADENE.Portal. [Online]

11. www.edp.pt. [Online]

12. [Online] http://www.energiestro.com.

13. *Apontamentos Tecnologias Energéticas Avançadas.* Porto : FEUP, 2007.

14. http://pt.wikipedia.org. [Online]

15. *Micro-geração SEMINÁRIO OEINERGE.* **Laia, Carlos.** Oeiras : s.n., 2006.

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

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

18. Portarias 57,58 e 59/2002 de 15 de Janeiro.

19. Despacho n.º 19111/2005.

20. Decreto-Lei n.º 78/2006 de 4 de Abril.

21. Decreto-Lei n.º 79/2006 de 4 de Abril. *Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em edifícios.*

22. Decreto-Lei n.º 80/2006 de 4 de Abril. *Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios.*

23. www.energysolutionscenter.org. [Online]

24. www.bowmanpower.com. [Online]

25. www.elliottmicroturbines.com. [Online]

26. www.perkins.com. [Online]

27. www.capstoneturbine.com. [Online]

28. http://www.bportugal.pt/. [Online]

29. http://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_main. [Online]
30. http://dre.pt/. [Online]
31. *http://www.opec.org.* [Online]

ANEXO A: Plantas da unidade hoteleira

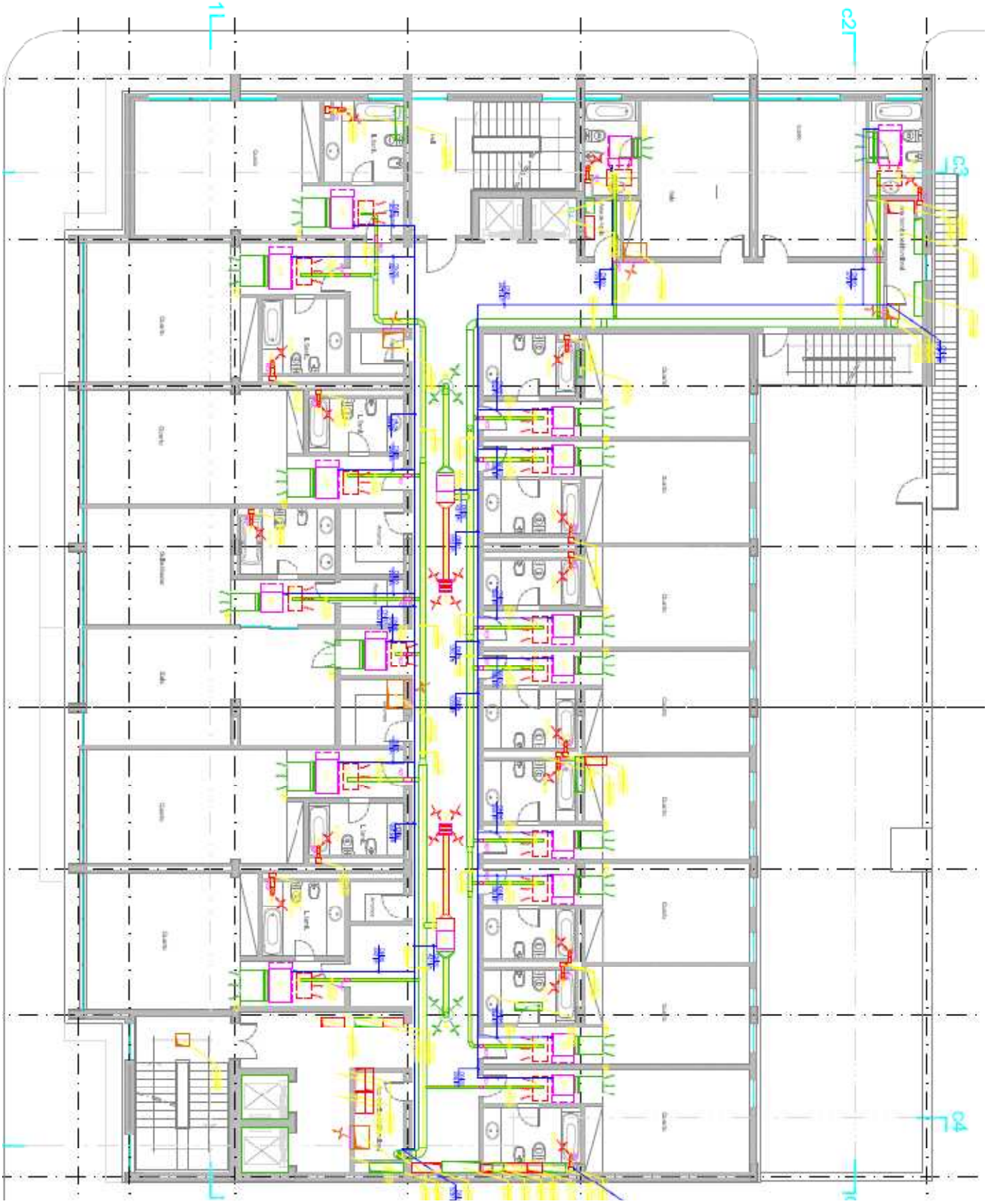


Figura 34 – Planta Piso 1 ao 8

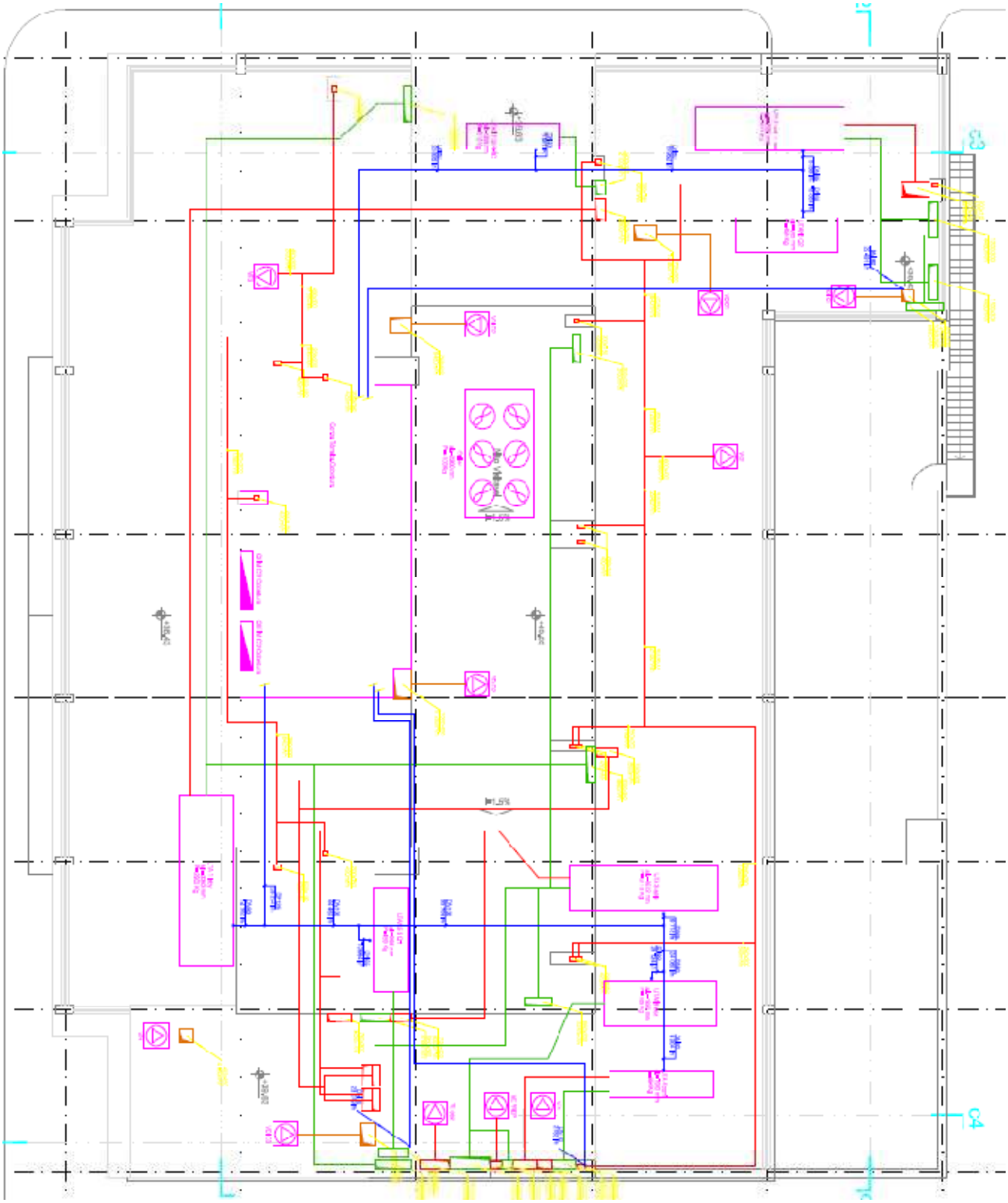


Figura 35 – Planta da cobertura

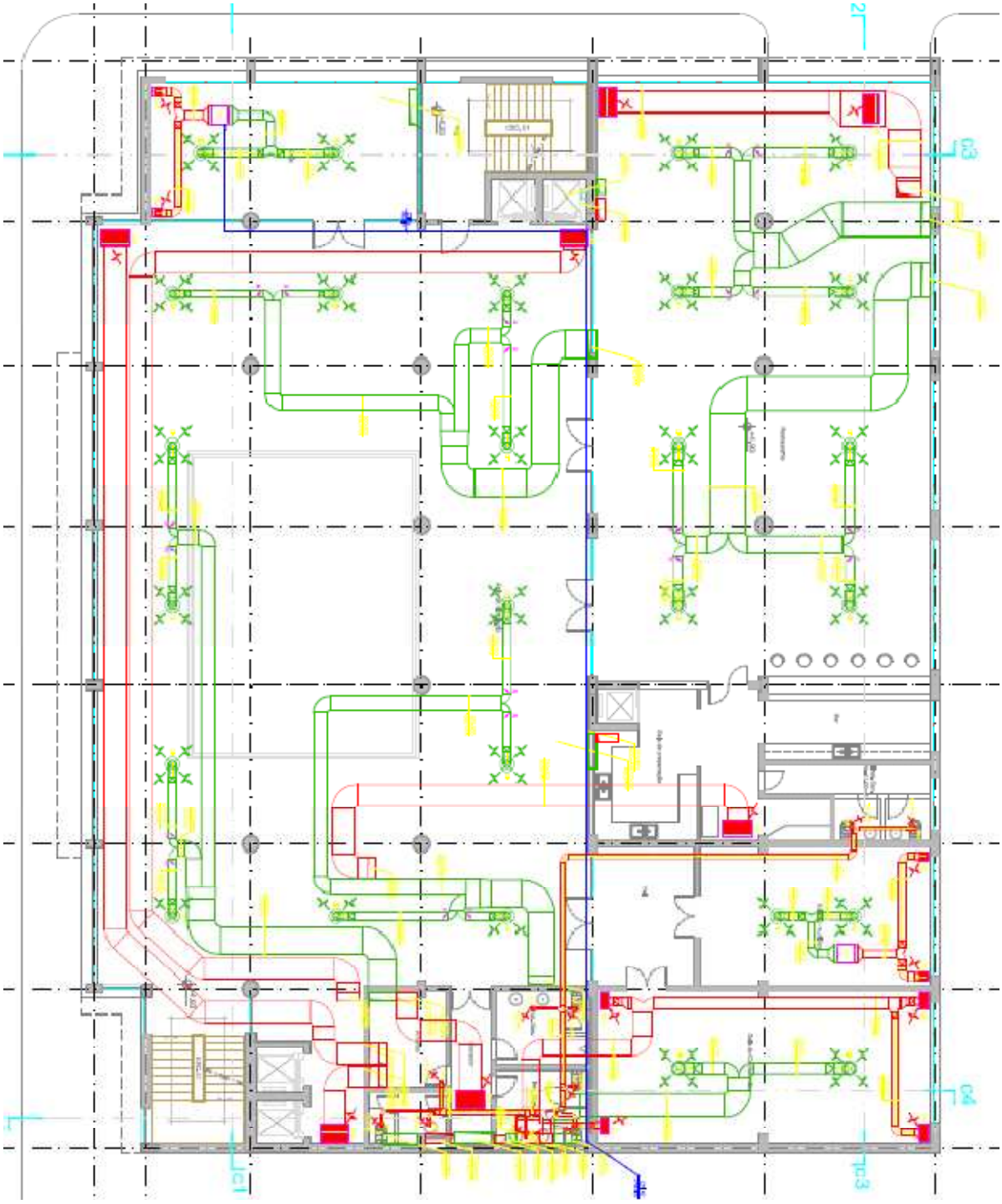


Figura 36 – Planta do piso entre piso

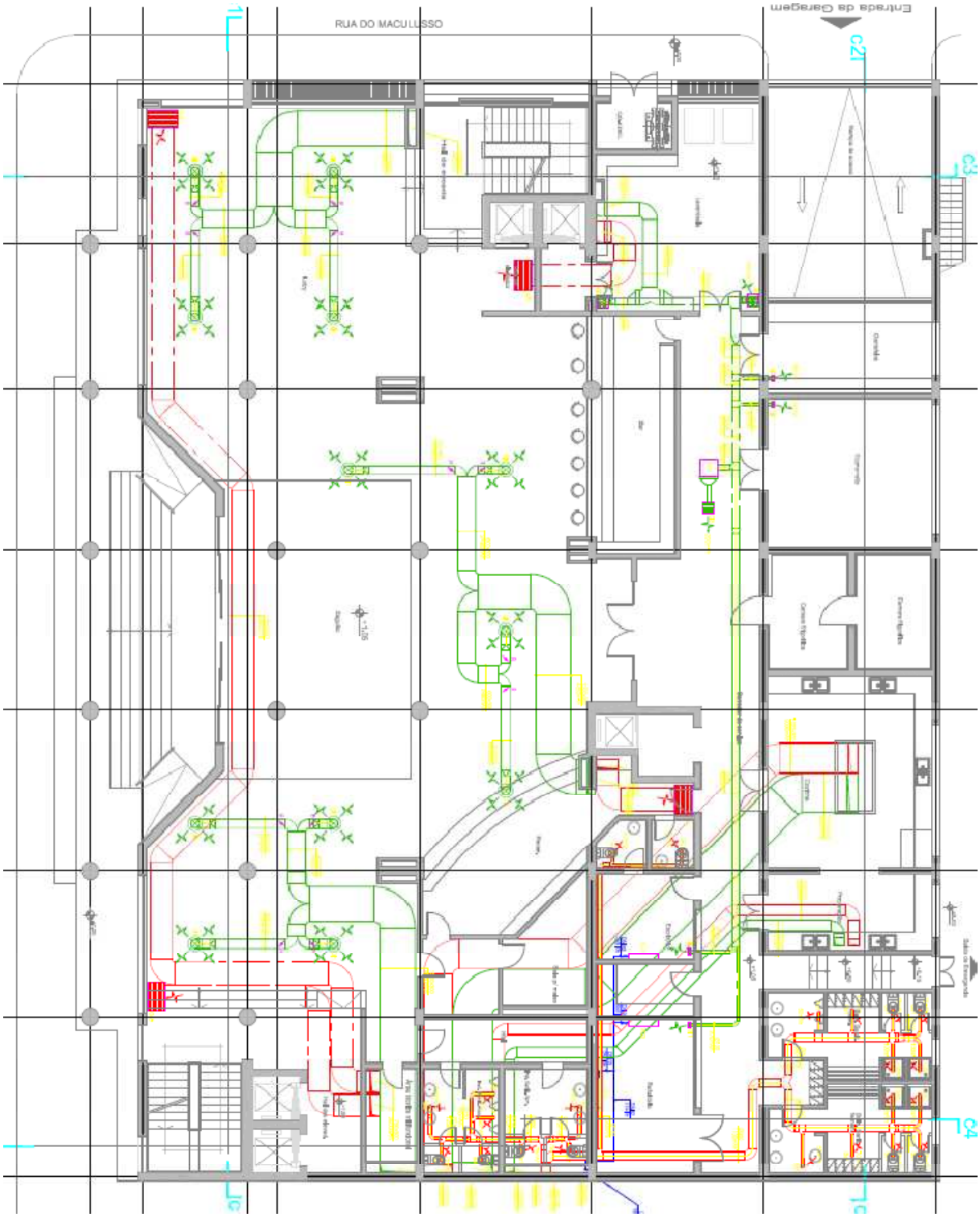


Figura 37 – Planta piso 0

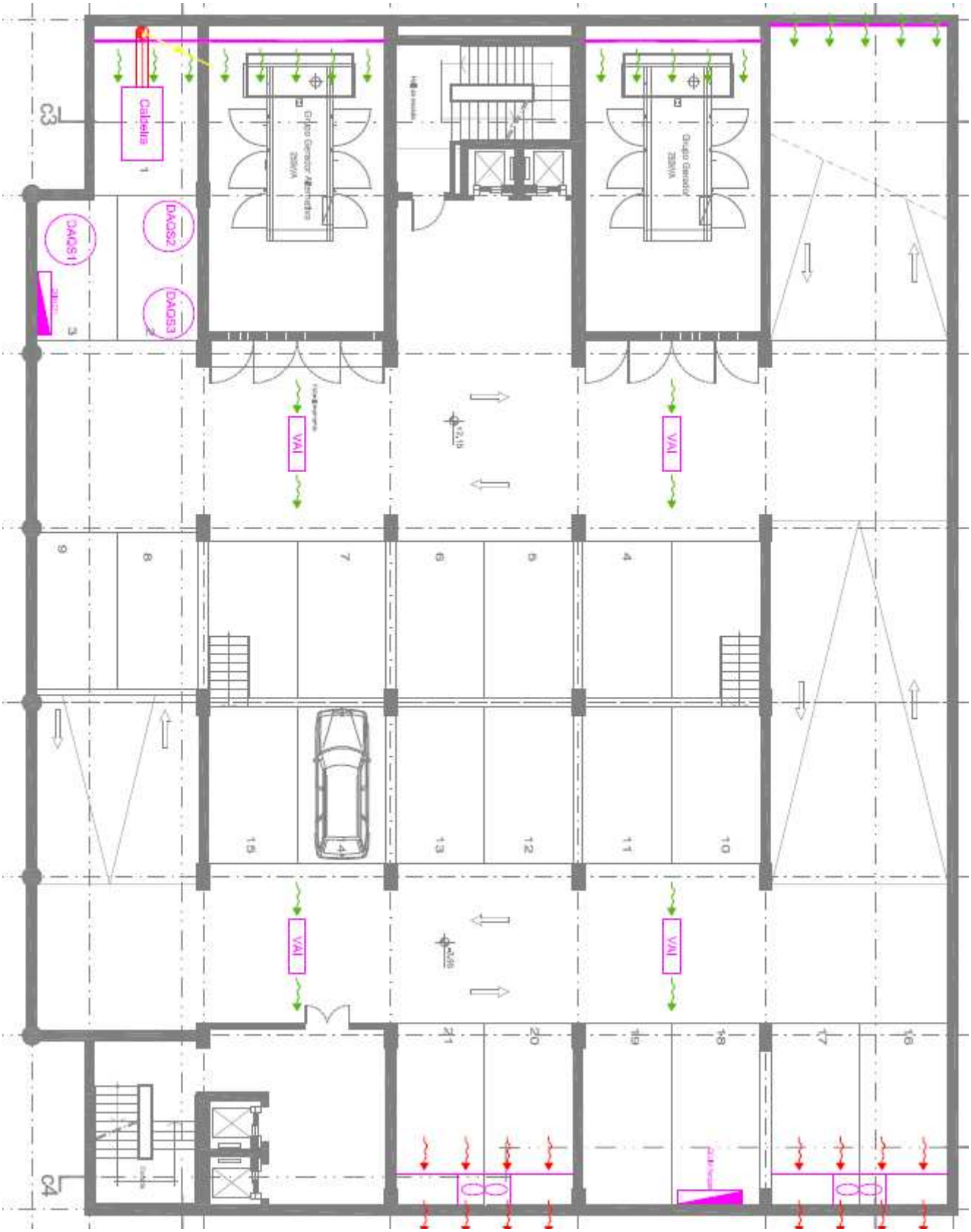


Figura 38 – Planta piso -1

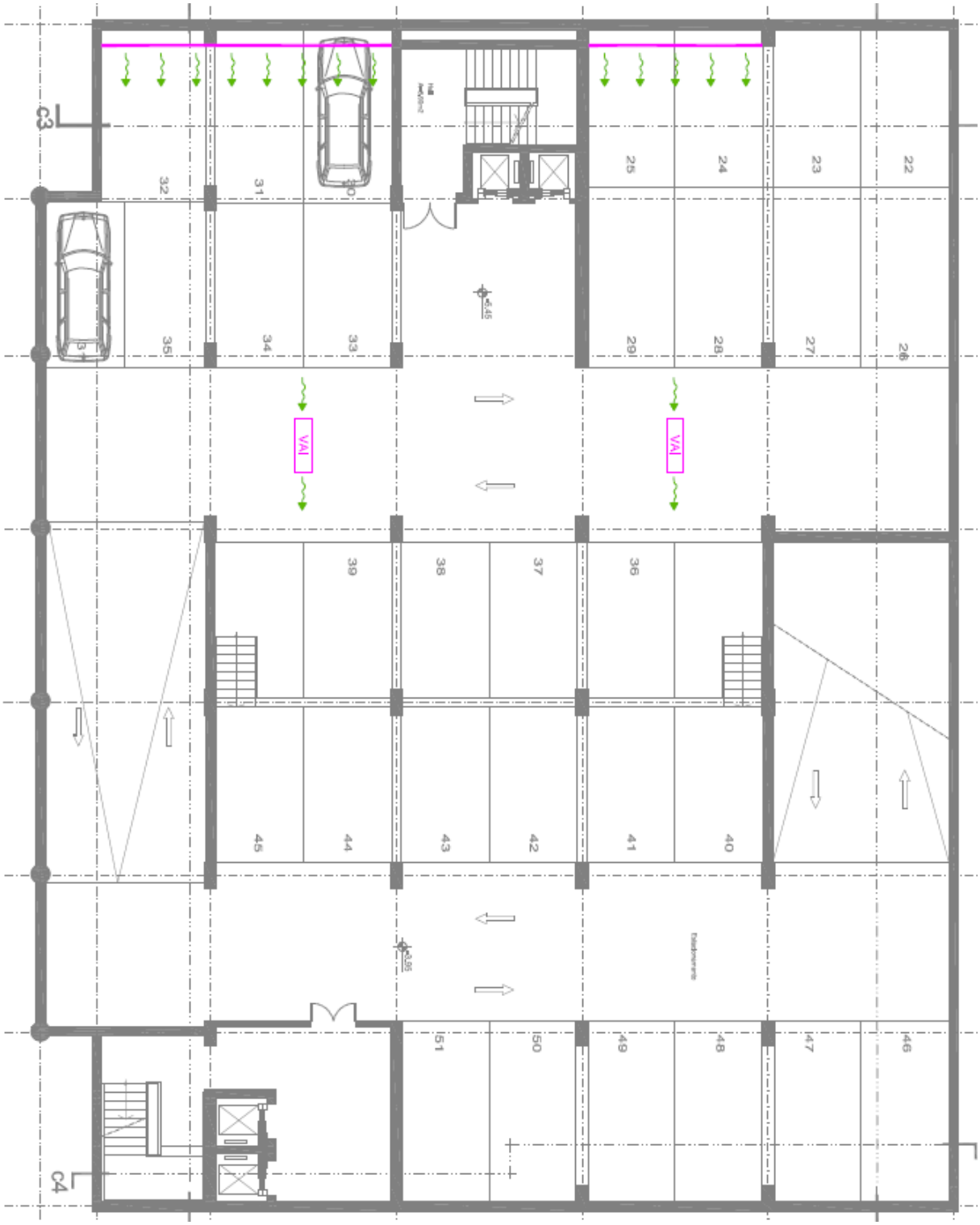


Figura 39 – Planta piso -2

ANEXO B: Verificação do REE em tecnologias de cogeração

Tabela 33 – Verificação do REE em motores de combustão interna a gás natural

Marca	Perkins				ENER.G					
Modelo	4008-30TRS1	4008-30TRS2	4006-23TRS1	4006-23TRS2	230	185	150	100	70M	50M
Potência combustível [kW]	1119	1298	820	978	649	522	427	303	204	163
Potência eléctrica [kW]	447	526	322	393	228	185	150	100	70	51
Potência térmica [kW]	539	602	433	461	358	280	231	165	104	76
Energia consumida anual, gás natural [MWh]	6943	8054	5088	6068	4027	3239	2650	1880	1266	1011
Energia eléctrica produzida anual [MWh]	2774	3264	1998	2439	1415	1148	931	621	434	316
Térmico aproveitado anual [MWh]	607	607	607	607	607	606	599	567	465	379
REE	0,44	0,44	0,45	0,45	0,42	0,45	0,47	0,50	0,58	0,54

Tabela 34 – Verificação do REE em microturbinas

Marca	Bowman Power	Elliott	Capstone
Modelo	TG80 RCG	TA 100 CHP	65
Consomo [m^3/h]	29,7	37,2	-
Potência combustível [kW]	-	-	230
Potência eléctrica [kW]	80	100	65
Potência térmica [kW]	133	172	120
Energia consumida anual, gás natural [MWh]	2175	2724	1427
Energia eléctrica produzida anual [MWh]	496	621	403
Térmico aproveitado anual [MWh]	526	572	502
REE	0,31	0,30	0,46

Nota: o valor do poder calorífico inferior do gás natural considerado foi:

PCI_{GN}= 10,54 kWh/m^3.

ANEXO C: Característica motor ENER´G 70M

TECHNICAL DATA – ENER'G 70M

GENERAL DESCRIPTION

- Fuel Type:	Natural Gas
- Electrical Output:	70 kWe
- Heat Output @81°C	104 kWh
- Fuel Input LHV:	204 kWg
- Fuel Input HHV:	226 kWg
- Min Gas Pressure mbar:	20
- Max. Gas Pressure mbar:	60
- Max Return Water Temp:	60°C
- Min Methane No:	80

PRIME MOVER

Type:	Reciprocating Engine
- Combustion Cycle:	4 stroke spark ignition
- Cylinders:	6 in line
- Speed:	1500
- Aspiration:	Natural
- Intercooler:	N/A
- Acoustic Enclosure	75 dBA @ 1m std. (Internal)

GENERATOR:

- Type:	Synchronous
- Generator Capacity:	140 KVA
- Frequency:	50Hz
- Voltage:	400 V
- Full Load Current:	113 A
- Efficiency:	93.8%

HEAT RECOVERY SYSTEM (Integral to Unit):

- Fully closed primary water circuit
- Exhaust gas heat exchanger in primary circuit
- PHE between primary & secondary circuits
- Primary water pump integral
- Secondary water pump loose for external fitting
- Auto heat output modulation

CONTROL & PROTECTION:

- On board computer control, protection and monitoring
- Engine stop/start, synchronising, modulation
  Mechanical, electrical and thermal protection
- 70+ parameters monitored, historical data recorded
  2 way communication between unit and Head Office

OPTIONAL / ADDITIONAL EQUIPMENT:

- External acoustic container packages
- Internal acoustic enclosure upgrades
- BEMS interface card
- Gas / fire detection systems
- Island (emergency genset) operation
- Heat and gas metering
- Export control panel
- Heat rejection equipment / controls
- Exhaust silencers (industrial & residential grade)
- Catalytic converters for very low emissions
- Anti-vibration support platforms for special applications
- CHP absorption chiller packages
- Packaged plant rooms including CHP
- Gas generation packages (no Heat Recovery)

ANEXO D: Modelo construído em Excel para simulação da instalação de cogeração/trigeração

Tabela 35 – Simulação potências e consumos da instalação de cogeração

	Equipamento										Cogeração		Chiller absorção	Chiller eléctrico	Cogeração	Caldeira
Nº Coluna	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	Frio [kW]	Frio sem noite [kW]	Quente [kW]	AQS [kW]	Quente + AQS [kW]	Termico total [kW]	Termico total sem noite [kW]	Térmico Produzido [kW]	Térmico Aproveitado [kW]	Absorção [kW]	Auxiliar (frio) [kW]	Calor aproveitado [kW]	Calor auxiliar [kW]
Hora (8760 linhas)	Simulação programa HAP	(= coluna 1 mas atribuindo o valor 0 das 0h as 7h)	Simulação programa HAP	Simulação programa Solterm	Soma coluna 3 com 4	(=coluna 1/$COP_{absorção}$+coluna 5)	(= coluna 6 mas atribuindo o valor 0 das 0h as 7h)	(= potência térmica da cogeração funcionando das 7h as 24h)	(= mínimo entre as colunas 7 e 8)	(= mínimo entre coluna 2 e potência chiller absorção(75kW))	(= coluna 1 - coluna 10)	(= máximo entre coluna 9 - coluna10/COP e 0)	(= coluna 5 - coluna 12)
DIA	239041	208635	175737	234172	409909	741910	607433	645320	465487	165363	73678	236007	173902
Máximo [kW]	232	232	179	115	294	402	402	104	104	75	182	104	190

Soma produção de frio e calor para confirmação [kWh] = 409909 (Cogeração) / 239041 (Chiller absorção)

ANEXO E: Exemplo de cálculo da remuneração mensal da energia vendida produzida pela cogeração

Começou-se por definir a potência contratada à rede pública (EDP) mais apropriada para a unidade hoteleira estudada. Foi assim considerada a ligação em Média Tensão (9), sendo os períodos horários em ciclo semanal representados na Tabela 36.

Tabela 36 – Ciclo semanal para média tensão

Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Segunda a Sexta-feira	Segunda a Sexta-feira
Ponta: 17.00/22.00h	Ponta: 14.00/17.00h
Cheias: 00.00/00.30h 07.30/17.00h 22.00/24.00h	Cheias: 00.00/00.30h 07.30/14.00h 17.00/24.00h
Vazio: 00.30/07.30h Super vazio: 02.00/06.00h Vazio normal: 00.30/02.00h 06.00/07.30h	Vazio: 00.30/07.30h Super vazio: 02.00/06.00h Vazio normal: 00.30/02.00h 06.00/07.30h
Sábados	Sábados
Cheias: 10.30/12.30h 17.30/22.30h	Cheias: 10.00/13.30h 19.30/23.00h
Vazio: 00.00/10.30h 12.30/17.30h 22.30/24.00h Super vazio: 03.00/07.00h Vazio normal: 00.00/03.00h 07.00/10.30h 12.30/17.30h 22.30/24.00h	Vazio: 00.00/10.00h 13.30/19.30h 23.00/24.00h Super vazio: 03.30/07.30h Vazio normal: 00.00/03.30h 07.30/10.00h 13.30/19.30h 23.00/24.00h
Domingos	Domingos
Vazio: 00.00/24.00h Super vazio: 04.00/08.00h Vazio normal: 00.00/04.00h 08.00/24.00h	Vazio: 00.00/24.00h Super vazio: 04.00/08.00h Vazio normal: 00.00/04.00h 08.00/24.00h

De acordo com a Tabela 36 e o horário de funcionamento do motor, foi feito calculado para cada mês a energia vendida em cada um destes períodos.

A Tabela 37 representa a título de exemplo o dia 1 do mês de Maio, de referir que foi considerado que o ano começou uma terça-feira.

Tabela 37 – Períodos de venda de energia à rede no mês de Maio

	Dia	Hora	Ponta [kW]	Ponta + Cheio [kW]	Vazio [kW]
Maio	1 Quarta-feira	00:00	0	0	0
		01:00	0	0	0
		02:00	0	0	0
		03:00	0	0	0
		04:00	0	0	0
		05:00	0	0	0
		06:00	0	0	0
		07:00	0	70	0
		08:00	0	70	0
		09:00	0	70	0
		10:00	0	70	0
		11:00	0	70	0
		12:00	0	70	0
		13:00	0	70	0
		14:00	70	70	0
		15:00	70	70	0
		16:00	70	70	0
		17:00	0	70	0
		18:00	0	70	0
		19:00	0	70	0
		20:00	0	70	0
		21:00	0	70	0
		22:00	0	70	0
		23:00	0	70	0
	…	…	…	…	…
Total [kWh]			4830	29330	7560

Fazendo uma tabela semelhante para cada mês do ano chegou-se à energia mensal vendida durante cada período conforme indica a Tabela 38.

Tabela 38 – Total energia eléctrica vendida

Energia eléctrica produzida				
	Ponta [kWh]	**Cheio + Ponta [kWh]**	**Vazio [kWh]**	**Total mês [kWh]**
Janeiro	8050	29330	7560	**36890**
Fevereiro	7000	25760	7560	**33320**
Março	7350	27440	9450	**36890**
Abril	4620	28140	7560	**35700**
Maio	4830	29330	7560	**36890**
Junho	4200	26250	9450	**35700**
Julho	4830	29330	7560	**36890**
Agosto	4620	28630	8260	**36890**
Setembro	4410	26950	8750	**35700**
Outubro	5390	29330	7560	**36890**
Novembro	7350	27440	8260	**35700**
Dezembro	7700	28140	8750	**36890**
Total	**70350**	**336070**	**98280**	**434350**
Energia térmica útil (anual) [kWh]				**465487**
Consumo energia primária (anual) [kWh]				**1265820**

A energia térmica útil e o consumo de energia primária já foram explicados quando se apresentou o cálculo do REE na Tabela 16.

Finalmente foi possível calcular os valores das remunerações mensais (VRD_m) de acordo com a Portaria 58/2002 de 15 de Janeiro e o Despacho n.º 19111/2005, pelo que se sugere a consulta dos mesmos para melhor percepção dos dados da Tabela 39.

Tabela 39 – Cálculo remuneração no mês de Maio

Maio		
PF(VRD)m	**324,89**	
PF(U)ref	5,3013	€/kW/mês
IPCdez	115,4	
IPCref	107	
CPOTm	1	
POTp,m	56,82	
EECp,m	4830	kWh
NHMp,m	85	h
PV(VRD)m=	**4883,4481**	
PVC(VRD)m	4159,49	
PVC(U)ref	0,0427	€/kWh
IPVCm=	2,31	
ALBm=	105,06	$/Barril
ALBref=	36,71	$/Barril
TCUSDm=	1,556	EUR-USD
TCUSDref=	1,341	EUR-USD
EECm=	36890	kWh
KMHOm=	1,14	
KMHOpc=	1,25	
EECpc,m=	29330	kWh
KMHOvs=	0,725	
EECvs,m=	7560	kWh
PVR(VRD)m=	642,14	
PVR(U)=	0,0203	
PVR(U)ref=	0,0203	€/kWh
POTpc,r,m=	1000	kW
POTpc,m=	71,71	
NHMpc,m=	409	h
PVO(VRD)m=	81,813531	
PVO(U)ref=	0,0018	€/kWh
PA(VRD)m=	**83,82**	
PA(U)ref=	0,00009	€/g
CCRref=	133	g/kWh
CEA=	0,15	
nhom=	0,58	
EElic=	434350	kWh
ETlic=	465487	kWh
CBlic=	1265820	kWh
EMIS5m=	370	g/kWh
LEV=	**0,04**	
VRDm=	**5512,66**	**€**

Foram feitas as seguintes considerações:

- O preço médio dos valores do Arabian light breakeven (ALBm) considerado foi o do primeiro semestre de 2008. Subindo este valor a remuneração sobe também significativamente, ora com a escalada do preço do petróleo é de prever que as remunerações futuras sejam superiores.
- A média das taxas de câmbio entre o euro e o dólar dos Estados unidos considerado foi a média do mês de Maio de 2008. Com a desvalorização do dólar o preço pago pela energia vendida diminui pois o barril é cotado em dólares.

Esta remuneração é aplicável nos primeiros 10 anos de funcionamento da cogeração.