



ANA FILIPA SEMANAS DOS SANTOS

Licenciada em Ciências de Engenharia Química e Bioquímica

**ESTUDO DE OPORTUNIDADE DE
PRODUÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR
DE COMBUSTÍVEL 100% RECICLADO**

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA E BIOQUÍMICA

Universidade NOVA de Lisboa
Dezembro, 2021



ESTUDO DE OPORTUNIDADE DE PRODUÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE COMBUSTÍVEL 100% RECICLADO

ANA FILIPA SEMANAS DOS SANTOS

Licenciada em Ciências de Engenharia Química e Bioquímica

Orientador: Nuno Miguel Vicente de Matos
Diretor Geral, Eco-Oil

Coorientador: Doutor Mário Fernando José Eusébio
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Júri:

Presidente: Professora Doutora Ana Isabel Nobre Martins Aguiar de Oliveira
Ricardo
Professora Catedrática, FCT NOVA

Arguente: Professor Doutor Daniel Cardoso Vaz
Professor Auxiliar, FCT NOVA

Orientador: Doutor Nuno Miguel Vicente de Matos
Diretor Geral, Eco-Oil

Estudo de Oportunidade de Produção de Eletricidade a partir de Combustível 100% Reciclado

Copyright © Ana Filipa Semanas dos Santos, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

A presente dissertação representa o final de mais um ciclo da minha vida, o fim do meu percurso enquanto estudante que foi bem sucedido graças ao apoio de uma série de pessoas e neste caso em particular graças à Eco-Oil por me terem permitido realizar esta dissertação.

Primeiramente, gostaria de agradecer ao Dr. Nuno Matos, pelo conhecimento transmitido, atenção dada e confiança durante a minha estadia na empresa e principalmente pela oportunidade de estágio na mesma.

Um especial obrigada ao Professor Mário Eusébio, por toda a orientação, paciência e disponibilidade e por ter feito parte deste mesmo percurso nos últimos anos onde todos os conhecimentos transmitidos foram uma mais valia.

Queria agradecer especialmente à equipa Eco-Oil, que me recebeu de braços abertos e mostrou-se sempre disponível para me ajudar. Adicionalmente, um especial obrigada à Eng^a Célia Pedro, ao Eng^o Guillaume Figueira e ao Eng^o Gonçalo Camejo por todo o auxílio durante a realização desta tese e por toda a informação disponibilizada, assim como por toda a animação que caracterizou a minha estadia na empresa. Aos colegas de produção e manutenção, um obrigada por toda a ajuda, simpatia e boa disposição ao longo do meu trajeto na Eco-Oil. Por fim, aos meus colegas estagiários, Mariana Yin, Maria Santos e Duarte Malveiro por toda a boa disposição e apoio que me transmitiram durante os seus percursos na Eco-Oil.

Não podia deixar de agradecer aos meus amigos que me acompanharam neste ciclo da minha vida e que foram um apoio crucial nesta minha jornada. A vocês, Silvia Gailly, Filipa Correia, Mariana Costa, Ângela Carreira, João Pedro Gomes, Miguel Fernandes, Diogo Lourenço, Ricardo Cruz, José Maria Santos, Aline Carmona, Rita Vieira, Catarina Mendes e Musica Oprandi, um obrigada do fundo do coração.

Por último, agradeço à minha família, especialmente aos meus pais e à minha irmã por me terem apoiado sempre e por todos os sacrifícios que fizeram para que eu tivesse tido esta oportunidade.

Sem vocês, a concretização deste trabalho não teria sido possível.

O meu mais sincero, OBRIGADA!

RESUMO

A Eco-Oil é uma empresa de tratamento de águas contaminadas e produtora de um combustível 100% reciclado a partir do aproveitamento de resíduos de hidrocarbonetos. Na presente dissertação é apresentado um estudo de oportunidade de utilização do combustível 100 % reciclado na produção de eletricidade para autoconsumo da unidade, num âmbito da vertente técnica e económico-financeira.

O principal objetivo desta dissertação é estudar a solução mais eficaz e inovadora para satisfazer as necessidades elétricas da Eco-Oil, de modo a permitir uma diminuição nos custos atuais que a empresa tem com a compra da eletricidade para além de, acrescentar valor comercial ao combustível produzido na unidade.

Para este efeito, o Ciclo Orgânico de Rankine foi a tecnologia presente no mercado que se considerou que melhor se adequava às necessidades e limitações técnicas e económicas da empresa.

Pelas análises termodinâmicas realizadas, a partir das propostas apresentadas pela Durr Cyplan e pela GMK, o módulo da primeira empresa referida, que utiliza o Tolueno como fluido de trabalho, apresentava um ciclo mais eficiente comparativamente com a utilização do refrigerante utilizado pela GMK, R-245fa , traduzindo-se em eficiências de ciclo de cerca de 16,1% e 8,98%, respetivamente. Estas análises foram realizadas com recurso aos *softwares* Aspen Plus e Equation Engineering Solver.

A configuração escolhida engloba a adição de um economizador de gases que permite fazer um reaproveitamento da fonte quente gratuita assim como uma poupança de 41% na quantidade de combustível a queimar pela caldeira de óleo térmico existente.

Economicamente, esta implementação garante um tempo de retorno de 3 anos e 3 meses no caso de se optar pela utilização da água do rio e 3 anos e 9 meses se se optar pela utilização do ar com uma TIR de 23% e 17%, respetivamente. Permite também uma poupança de 78% no custo por kWh, quando comparado com o valor que a Eco-Oil paga atualmente.

Palavras-chave: Ciclo Orgânico de Rankine; Produção de Eletricidade; Estudo de Viabilidade

ABSTRACT

Eco-Oil is a company that treats contaminated water and produces 100% recycled fuel from the use of hydrocarbon residues. This dissertation presents a study on the opportunity to use 100% recycled fuel in the production of electricity for the unit's self-consumption, within a technical and economic-financial scope.

The main objective of this dissertation is to study the most effective and innovative solution to satisfy Eco-Oil's electrical needs, in order to allow a reduction in the current costs that the company has with the purchase of electricity, in addition to adding commercial value to the fuel produced at the unit.

For this purpose, the Rankine Organic Cycle was the technology on the market that was considered to be the best suited to the company's technical and economic needs and limitations.

According to the thermodynamic analyzes, based on the proposals presented by Durr Cyplan and GMK, the module of the first mentioned company, which uses Toluene as a working fluid, presented a more efficient cycle compared to the use of the refrigerant used by GMK, R- 245fa , translating into cycle efficiencies of around 16.1% and 8.98%, respectively. These analyzes were performed by using the *softwares* Aspen Plus and Equation Engineering Solver.

The chosen configuration includes the addition of a gas economizer that allows the reuse of the hot source free of charge, as well as a saving of 41% in the amount of fuel to be burned by the existing thermal oil boiler.

Economically, this implementation guarantees a payback time of 3 years and 3 months if you choose to use river water and 3 years and 9 months if you choose to use air with a respective TIR of 23% and 17%. It also allows a saving of 78% no cost per kWh, when compared to the amount Eco-Oil currently pays.

Keywords: Organic Rankine Cycle; Electricity Production; Technical-Economic Feasibility Study

ÍNDICE

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xii
1 Introdução	1
1.1 Apresentação da Empresa- Eco-Oil	1
1.2 Enquadramento e Motivação	3
2 Estado de Arte	5
2.1 Legislação	5
2.2 Produção de energia - Cogeração	12
2.2.1 Enquadramento	12
2.3 Tecnologias de Produção	15
2.3.1 Tecnologias Convencionais	15
2.3.2 Tecnologias Emergentes	20
3 Metodologia	29
3.1 Materiais e Métodos	29
3.2 Metodologias e Ferramentas	30
3.2.1 Engineering Equation Solver	30
3.2.2 Aspen Plus	32
4 Apresentação e Discussão de Resultados	35
4.1 Consumos elétricos da empresa	35
4.2 Fontes de Calor Disponíveis	38
4.2.1 Energia térmica disponível na caldeira	38
4.2.2 Gases de Combustão	41
4.2.3 Corrente quente do processo	41
4.3 Seleção da Tecnologia	42
4.4 Soluções Apresentadas	44

4.5	Simulações do ciclo	47
4.5.1	Fluido de Trabalho: Tolueno	51
4.5.2	Fluido de Trabalho: R-245fa	54
4.5.3	Análise Económico-Financeira	59
4.5.4	Discussão Técnica Comparativa das propostas	62
4.5.5	Fontes de Arrefecimento	64
4.5.6	Máquina de Expansão	65
4.6	Dimensionamentos dos Equipamentos Referentes à Fonte Fria	68
4.6.1	Dimensionamento do permutador de placas	70
4.6.2	Dimensionamento do aero-arrefecedor	72
4.7	Análise de Sensibilidade	73
5	Implementação do Projeto	79
5.1	Conexão Elétrica	79
5.2	Localização do Módulo	80
5.3	Instalação do Economizador e do Equipamento de Refrigeração	84
5.4	P&ID	86
5.5	Layout	88
6	Conclusões e Propostas de Trabalho Futuro	91
	Referências	95
	Anexos	
I	Anexo 1 - Fontes de calor	101
I.0.1	Densidade vs Temperatura	101
I.0.2	Capacidade Calorífica vs Temperatura	102
II	Anexo 2 - Simulações do Ciclo	103
II.0.1	Modelo Matemático	103
III	Anexo 3 - Análise Económica-Financeira	105
III.0.1	Dürr- Configuração 1	105
III.0.2	Dürr- Configuração 2	108
III.0.3	Dürr- Configuração 3	111
III.0.4	GMK - Configuração 1	114
III.0.5	GMK - Configuração 2	116
III.0.6	GMK - Configuração 3	118

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Logótipo da Eco-Oil – Tratamento de Águas Contaminadas, SA	1
1.2	Esquema de Economia Circular no processo de gestão de resíduo na Eco-Oil	2
2.1	Evolução da Legislação referente à cogeração e autoconsumo	6
2.2	Princípio de um Sistema de Cogeração	13
2.3	Sistema Convencional vs Sistema de Cogeração	14
2.4	Esquemado Ciclo Diesel com 4 tempos	16
2.5	Esquematização do ciclo de <i>Rankine</i>	16
2.6	Esquema da Turbina a Vapor	17
2.7	Esquema do Ciclo Otto com 4 tempos	18
2.8	Esquemado Ciclo Diesel com 4 tempos	18
2.9	Esquema de uma microturbina	20
2.10	Esquema do motor <i>Stirling</i>	22
2.11	Tipos de configurações dos motores <i>Stirling</i>	23
2.12	Esquematização do Ciclo Orgânico de <i>Rankine</i>	24
2.13	Tipos de Fluidos de Trabalho	24
2.14	Diagrama Iterativo para a seleção do fluido de trabalho	26
3.1	Metodologia adotada para o seguimento desta dissertação	29
3.2	Interface do <i>software</i> EES	30
3.3	Implementação das características dos fluidos no <i>software</i> EES	31
3.4	Gráfico Exemplo T-S do fluido R-245fa no <i>software</i> EES	32
3.5	Componentes utilizados nas simulações ASPEN	32
3.6	Dados do ASSAY para simular a curva de destilação	33
3.7	Especificação considerada no evaporador	34
3.8	Especificação considerada no condensador	34
4.1	Gráfico dos consumos mensais da Eco-Oil por cada quadro elétrico de agosto 2020 a agosto 2021	35

4.2	Diagrama de extremos e quartis para avaliar a variabilidade das potências médias utilizadas na Eco-Oil.	37
4.3	Curva de destilação da corrente de combustível produzido na Eco-Oil a utilizar no permutador de calor adicionado ao módulo <i>standard</i>	42
4.4	Gamas de Temperaturas mais comuns das tecnologias ORC e Turbinas a Vapor	43
4.5	Configurações consideradas nas simulações	47
4.6	Configuração 1 - Recurso a uma única fonte de calor	48
4.7	Configuração 2 - Recurso a duas fontes de calor	48
4.8	Configuração 3 - Recurso a duas fontes de calor e adição de um permutador extra	49
4.9	Dados de <i>input</i> de <i>software</i> EES	52
4.10	Dados de <i>input</i> de <i>software</i> EES	55
4.11	Diagramas T-S - Tolueno	57
4.12	Diagramas T-S - R-245fa	58
4.13	Eficiência elétrica bruta vs Temperatura do ar	59
4.14	2ª Configuração da proposta da Dürr	64
4.15	3ª Configuração da proposta da GMK	65
4.16	Tipos de máquinas de expansão em estudo	66
4.17	Exemplo de turbina axial	66
4.18	Exemplo de expansor em parafuso	67
4.19	Energia elétrica produzida vs Carga de energia térmica	68
4.20	Exemplo de um permutador de placas	70
4.21	Exemplo de um permutador de corpo e tubos	70
4.22	Análise de Sensibilidade à variável Investimento do módulo	74
4.23	Análise de Sensibilidade à variável Investimento Total	75
4.24	Análise de Sensibilidade à variável Poupança em Eletricidade	76
4.25	Análise de Sensibilidade à variável Custos em Combustível	76
5.1	Representação 3D do módulo ORC da empresa Dürr	80
5.2	Localização estudada para módulo nº1	81
5.3	Localização estudada para módulo nº2	81
5.4	Localização estudada para módulo nº3	82
5.5	Tubagem onde se fará a picagem para encaminhar o óleo em direção ao evaporador do módulo	83
5.6	Solução Proposta para a Implementação do Economizador	84
5.7	P&ID do módulo ORC para cada fonte fria (água do rio e ar)	86
5.8	Layout que inclui o aero arrefecedor	88
5.9	Layout que inclui o Permutador de Placas	89
I.1	Densidade do óleo térmico em função da temperatura	101
I.2	Capacidade Calorífica do óleo térmico em função da temperatura	102

II.1 Ciclo Orgânico de Rankine 103

ÍNDICE DE TABELAS

2.1	Quadro Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias convencionais	19
2.2	Quadro Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias emergentes	27
4.1	Emissões de CO ₂ e custos associados	36
4.2	Potências médias dos períodos horários considerados entre agosto 2020 a agosto 2021	37
4.3	Levantamento dos equipamentos consumidores de óleo térmico na Eco-Oil	38
4.4	Propriedades do fluido térmico, Mobiltherm 605	39
4.5	Dados dos Gases de Chaminé	41
4.6	Tabela comparativa das propostas apresentadas pelas empresas	45
4.7	Potência Térmica Necessária das propostas das Climeon e da Siemens	46
4.8	Dados relativos às propostas de G-tet, Efacec, Zuccato, a GMK e a Dürr Cyplan	46
4.9	Características dos fluidos de trabalho das soluções propostas	50
4.10	Resultados obtidos com simulação do <i>software</i> EES	52
4.11	Considerações para a simulação do Tolueno no <i>Aspen Plus</i>	53
4.12	Resultados da simulação do Tolueno no <i>Aspen</i>	54
4.13	Resultados obtidos com simulação do <i>software</i> EES	55
4.14	Considerações para a simulação do R-245fa no <i>Aspen Plus</i>	56
4.15	Resultados da simulação do R-245fa no <i>Aspen</i>	56
4.16	Períodos e taxas de amortização	60
4.17	Resultados da Avaliação Económica da proposta da Dürr	61
4.18	Resultados da Avaliação Económica da proposta da GMK	62
4.19	Vantagens e Desvantagens de cada tipo de permutador	69
4.20	Dados operacionais do permutador de placas	71
4.21	Dados de Construção do Permutador de Placas	71
4.22	Dados Operacionais do aero-arrefecedor	72
4.23	Dados de Construção do aero-arrefecedor	73
5.1	Potência média do ano de janeiro 2021-agosto 2021	79
5.2	Dimensões do Módulo ORC	80

5.3	Quadro Resumo dos problemas e soluções das possíveis localizações do módulo	82
5.4	Dimensões do Economizador	84
5.5	Dimensões do Permutador de placas	85
5.6	Dimensões do Aero Arrefecedor Híbrido	85
5.7	Legenda dos equipamentos	87
III.1	Análise económica para a 1ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares	106
III.2	Análise económica para a 1ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares	107
III.3	Análise económica para a 2ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares	109
III.4	Análise económica para a 2ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares	110
III.5	Análise económica para a 3ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares	112
III.6	Análise económica para a 3ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares	113
III.7	Análise económica para a 1ª configuração da GMK, em milhares	115
III.8	Análise económica para a 2ª configuração da GMK, em milhares	117
III.9	Análise económica para a 3ª configuração da GMK, em milhares	119

INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação da Empresa- Eco-Oil

A Eco-Oil – Tratamento de Águas Contaminadas, SA é conhecida como sendo uma empresa no setor do tratamento de resíduos com início de atividade em 2001. Foi criada com o intuito de assistir os navios-tanque dos Estaleiros da Lisnave após a sua realocização em Setúbal. Ambas as empresas pertenciam ao Grupo José de Mello. Atualmente, a Eco-Oil foi adquirida pela empresa Murfacém. Lda.



Figura 1.1: Logótipo da Eco-Oil – Tratamento de Águas Contaminadas, SA

Apresenta-se como uma empresa de economia circular uma vez que, a sua atividade reside no tratamento de resíduos de hidrocarbonetos minerais (HC), resultantes da atividade marítima e que estão enquadrados na Convenção MARPOL ou de atividades industriais terrestres. Em ambos os casos, estes resíduos são tratados e posteriormente comercializados como um novo combustível, cumprindo a especificação nacional uma vez que, apresenta propriedades químicas idênticas ao fuelóleo convencional produzido nas refinarias.



Figura 1.2: Esquema de Economia Circular no processo de gestão de resíduo na Eco-Oil

A Eco-Oil trata-se de uma empresa, de origem portuguesa, com a maior capacidade instalada, cerca de 1000 toneladas, para o tratamento de águas contaminadas com HC. Trata de resíduos oleosos, seja de origem terrestre ou marítima e a partir do processo de tratamento desses resíduos existe uma valorização dos hidrocarbonetos a partir da produção de fuelóleo. A unidade alberga uma capacidade de produção de fuelóleo de 35 000 toneladas.

A empresa é o único operador de resíduos industriais perigosos com uma capacidade de cerca de 373 000 toneladas/ano e opera um terminal marítimo privado, localizado na Mitrena em Setúbal, onde recebe resíduos da Convenção MARPOL anexo I e II. Estes anexos englobam a regulamentação que é necessária para prevenir a contaminação marítima por óleo combustível e por substâncias líquidas nocivas (anexo I e II, respetivamente). Para além disso, apresenta também capacidade de recolher resíduos, por meios móveis, noutros terminais do porto de Setúbal.

1.2 Enquadramento e Motivação

Atualmente, existe uma grande dependência energética por parte da sociedade. No entanto, também existe cada vez mais, uma maior consciencialização das implicações que a questão energética traz, tanto a nível ambiental, como político e económico uma vez que, a alargada escassez de recursos energéticos fósseis e o agravamento da alteração das condições climáticas consequência do aquecimento global tem vindo a garantir um desenvolvimento ambiental mais sustentável.

Deste modo, advém a necessidade da diminuição de gases de efeito estufa (GEE) uma vez que, estamos numa fase muito importante na descarbonização da economia, onde existe uma maior aposta em fontes de combustível e tecnologias de produção de energia com baixos ou zero teores de gases para a atmosfera [1].

O desenvolvimento sustentável visa ao uso da energia de modo a satisfazer as necessidades existentes, no entanto sem qualquer intervenção na procura de energia, seja térmica ou elétrica, como um todo, permitindo assim o seu desenvolvimento para as gerações futuras. Assim, existe a necessidade de inovação e desenvolvimento de novas técnicas tendo por base toda a consciencialização à volta da sustentabilidade.

A discussão relativa à sustentabilidade energética inicia-se pela incógnita de como se vai cobrir a futura procura energética. Deste modo, torna-se necessário a procura por técnicas de otimização dos processos, a nível industrial, de forma a influenciar o aumento da sustentabilidade, tanto a nível económico como ambiental [2].

A motivação desta dissertação passa pela necessidade de um estudo de oportunidade de produção de eletricidade a partir do combustível 100% reciclado produzido na Eco-Oil ou do conjunto de resíduos recebidos pela mesma e enquadrar esta produção de acordo com os requisitos atuais da legislação praticada em Portugal e na União Europeia.

O objetivo é estudar uma tecnologia de produção inovadora que permita cobrir a maioria dos consumos elétricos atuais da Eco-Oil, de modo a diminuir os gastos existentes atualmente pelo facto da empresa não comprar eletricidade diretamente da rede e comprar a empresa vizinha, Tanquisado, pertencente à GALP, com quem partilham o terminal e por isso o custo associado é consideravelmente superior quando comparado com o preço da rede e com tendência a aumentar.

O plano é enquadrado numa perspetiva de economia circular uma vez que, está a existir uma valorização dos resíduos, seja por via direta na utilização dos mesmos para produção de eletricidade ou pela utilização direta do fuelóleo reciclado.

ESTADO DE ARTE

2.1 Legislação

As unidades de autoconsumo de eletricidade eram regidas pelo Decreto-Lei nº 153/2014 de 20 de Outubro, em que estabelecia o regime jurídico aplicável à produção de eletricidade destinada ao consumo da própria entidade produtora, com a possibilidade de ligação à Rede Elétrica de Serviço Público (RESP), baseada em tecnologias de produção a partir de fontes renováveis ou não renováveis[3]. Contudo, este Decreto-Lei foi recentemente revogado, sendo que a possibilidade de produção para autoconsumo é apenas possibilitada a partir de tecnologias de produção renováveis.

Sendo que o objetivo desta dissertação é o estudo da oportunidade da utilização do combustível 100 % reciclado produzido pela Eco-Oil, este não é considerado uma fonte renovável, embora esteja a existir uma valorização dos resíduos permitindo a poupança na extração de combustíveis fósseis.

No entanto, pela análise realizada, de modo a ser possível a instalação de uma unidade de produção de eletricidade utilizando o combustível produzido na Eco-Oil, a solução seria a instalação de uma unidade de cogeração, continuando-se a priorizar a produção da energia elétrica.

Assim, os decretos-lei que, atualmente, se encontram em vigor para a produção em cogeração com destino ao autoconsumo de eletricidade da entidade produtora são o Decreto-Lei nº23/2010, 25 de Março, complementado com o Decreto-Lei nº 68-A/2015, de 30 de Abril.

Pelo artigo 7º do Capítulo III do DL-nº 23/2010, o exercício da atividade de produção em cogeração é livre, podendo ser exercida por pessoas singulares ou coletivas, de direito público ou privado, sem prejuízo da sujeição a controlo prévio para a instalação e exploração da respetiva instalação, nos termos do presente decreto-lei. Assim, os títulos de controlo prévio variam de acordo com a dimensão da instalação, de modo que[4]:

- Para o caso de instalações de microcogeração (<50 kW) – Registo da instalação de cogeração e correspondente certificado de exploração (independentemente do regime remuneratório aplicável);
- Para o caso de instalações de cogeração de pequena dimensão (50 kW – 1MW) – Comunicação prévia com antecedência de 90 dias relativamente à data pretendida para a sua produção de efeitos e correspondente certificado de exploração (desde que enquadrada no regime remuneratório geral);
- Para os restantes casos – Licença de produção e correspondente licença de exploração

Na figura 2.1 , pode-se observar a ordem cronológica da evolução da legislação referente à cogeração e ao autoconsumo.

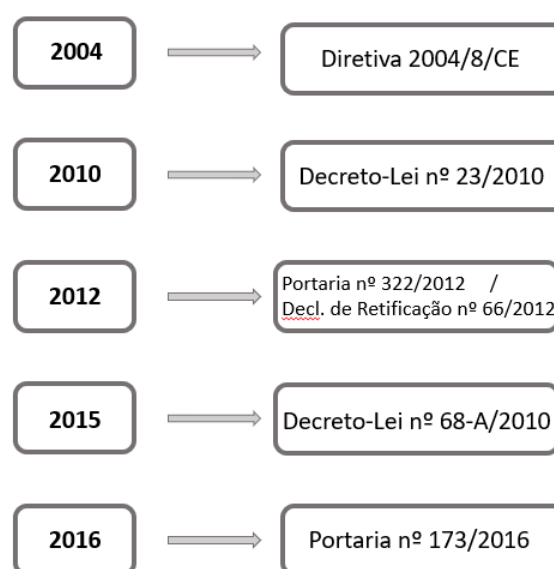


Figura 2.1: Evolução da Legislação referente à cogeração e autoconsumo

Sendo que,

- No ano de 2004, a diretiva 2004/8/CE publicada visava à promoção da cogeração e de seguida, transposta para a legislação em 2010, através da publicação do Decreto-Lei nº 23/2010 [4, 5];
- Embora a publicação do Decreto-Lei nº23/2010, foi em 2012 que o mesmo foi complementado com certas questões legislativas quer relacionadas com a eficiência energética quer com a cogeração em si assim como algumas correções ao decreto;
- No Decreto-Lei de 2015, a diretiva europeia da eficiência elétrica foi transcrita para a legislação portuguesa. A legislação relativa à cogeração sofreu alteração significativas com este decreto, sendo que, posteriormente, foi complementado com a portaria nº 173/2016 [6, 7].

Focando no Decreto atualmente em vigor, este encontra-se dividido em duas partes, uma referente à eficiência energética e a segunda referente à cogeração, sendo que, esta última inclui a republicação do Decreto-Lei de 2010, já englobando as alterações efetuadas.

Observou-se que, embora a divisão das modalidades da atividade de cogeração em vigor no Decreto-Lei nº 23/2010 se mantivessem, estas surgem com algumas alterações significativas. As mudanças implementadas permitiram perceber a vontade do executivo em convergir a legislação que rege a cogeração e o autoconsumo com outras tecnologias de produção de energia elétrica, assim como obter uma diminuição dos encargos relativos a este setor [4, 7].

Primeiramente, de acordo com o presente decreto-lei, as tecnologias de cogeração abrangidas pelo mesmo são:

1. Turbinas de gás
 - a) Em ciclo combinado com recuperação de calor
 - b) Com extração de vapor
2. Turbinas a vapor
 - a) De contrapressão
 - b) De condensação
3. Motores de combustão interna
4. Microturbinas
5. Células de Combustível
6. Motores *Stirling*
7. Ciclos Orgânicos de *Rankine*

De acordo com o artigo 3.º do DL nº 23/2010, os critérios associados à eficiência da unidade de cogeração foram explicitados. Deste modo, para que uma instalação de cogeração possa ser considerada de elevada eficiência, a mesma deve apresentar uma poupança em energia primária de, no mínimo, 10% quando comparados com os valores de referência da produção independente de calor e eletricidade.

Assim, a poupança de energia primária da atividade de cogeração é determinada a partir da expressão 2.1:

$$PEP = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{RefH\eta} + \frac{CHPE\eta}{RefE\eta}} \right] \times 100\% \quad (2.1)$$

Em que,

- CHP H_{η} - referente à eficiência térmica da cogeração, definida como a produção de calor útil dividida pelo combustível total de calor de eletricidade ao longo do ano
- Ref H_{η} - referente ao valor de referência da eficiência para a produção em separado de calor
- CHP E_{η} - referente à eficiência elétrica, definida como a produção total anual de eletricidade dividida pelo combustível utilizado na produção de calor útil e de eletricidade num processo de cogeração. Quando a unidade gerar energia mecânica, a quantidade anual de energia elétrica proveniente da cogeração poderá ser acrescida de um elemento suplementar que represente a quantidade de energia elétrica equivalente à da mecânica.
- Ref E_{η} - valor de referência da eficiência para a produção separada de eletricidade

Seguidamente, tal como se observou no Decreto-Lei nº 23/2010, o regime está dividido em duas modalidades[4]:

- Geral - Em que, a renumeração da energia faz-se, essencialmente, no âmbito das regras de mercado, sem limitação relativa à capacidade instalada;
- Especial - Em que, apenas as unidades de cogeração com capacidade superior a 100 MW podem entregar a energia elétrica à rede, para que, seja comercializada pelo CUR, em contrapartida de uma tarifa.

Tal como se referiu, apesar desta divisão se manter a mesma, as modalidades em si sofreram algumas alterações no Decreto-Lei atualmente em vigor.

O regime jurídico de produção em cogeração previsto pela versão mais recente do Decreto-lei nº23/2010, isto é, o Decreto-Lei nº 68-A/2015, passou a densificar o modo de operação para autoconsumo de eletricidade, que pode beneficiar, a critério do cogrador, a possibilidade de entrega da energia elétrica não consumida ao CUR (Comercializadores de último recurso) [7].

Relativamente à modalidade especial, a maior alteração reside no facto de esta ter sido restrita, isto é, agora somente pode ser aplicada a instalações cuja potência seja igual ou inferior a 20 MW. Outro aspeto que foi alterado, foi relativamente à duração do regime remuneratório. Assim, modalidade especial do regime remuneratório vigora enquanto se mantenha as condições da sua atribuição, durante o prazo de 120 meses após a emissão do título de controlo prévio para a exploração da instalação de cogeração, com a possibilidade de ser prorrogado por 60 meses, a pedido do cogrador, desde que se verifique poupança na energia primária.

As principais alterações do Decreto-Lei nº 68-A/2015 residem na modalidade geral. Através do artigo 4º-B, esta modalidade é dividida em duas submodalidades, uma que

possibilita o autoconsumo da energia, com benefício na compra garantida pelo comercializador de último recurso, nas instalações de cogeração com potência inferior ou igual a 20 MW e outra que permite a injeção total ou parcial da energia produzida na RESP, denominadas por submodalidade A e B, respetivamente [7].

Assim, na submodalidade A, como referido, são integradas todas as unidades de cogeração que apresentem potência de injeção inferior ou igual a 20 MW e que operem em modo de autoconsumo da eletricidade que produzem, onde o excedente pode ser entregue ao CUR e renumerados segundo uma tarifa. De acordo com o artigo 4º-B, considera-se que uma unidade de cogeração opera em regime de autoconsumo caso a energia produzida, além de se destinar ao consumo dos serviços auxiliares, também proporcione o abastecimento de uma unidade de utilização respetiva. Esta unidade de utilização pode corresponder a uma unidade industrial, de serviços ou outra que seja abastecida pela energia produzida em autoconsumo pelo sistema de cogeração, desde que seja detida de forma diretamente ou indiretamente pelos titulares do sistema.

A submodalidade B, acaba por ser semelhante à modalidade geral que o Decreto-Lei nº23/2010 introduziu, ou seja, esta modalidade deve ser adotada pelos promotores de unidade de cogeração que tenham intenção de operar em regime de venda total ou parcial de eletricidade produzida em mercados organizados ou através da celebração de contratos bilaterais.

No entanto, a Portaria nº 173/2016 veio a dividir cada submodalidade em duas, ou seja, passando a existir as seguintes submodalidades[8]:

1. - Submodalidade A1 - referente a autoconsumo da eletricidade com injeção do excedente na rede e contrato com o CUR para venda deste excedente;
2. - Submodalidade A2 - referente ao autoconsumo de eletricidade sem injeção do excedente na rede;
3. - Submodalidade B1 - venda da totalidade da eletricidade em mercados organizados ou bilaterais;
4. - submodalidade B2 - referente ao autoconsumo e venda do excedente em mercados organizados ou mediante a contratação bilateral;

Assim sendo, para unidades de cogeração de pequena dimensão, a comunicação prévia tem-se por aceite a partir do final do prazo de 90 dias após a sua apresentação no Portal Cogeração, se até fim ao deste prazo não for rejeitada.

Esta tem de conter diversos elementos, particularmente, as principais características da cogeração, como a potência instalada bruta e líquida, a fonte de energia primária e a tecnologia a utilizar, incluindo todos os combustíveis, deve referir-se também a energia elétrica produzida destinada a autoconsumo e, se for o caso, o destino do excedente e a

localização da unidade de cogeração. Por fim, também se deve apresentar a submodalidade do regime remuneratório geral escolhida que se pretende ter em vigor durante a exploração.

No caso de uma instalação de cogeração ligada a RESP, que se destine ao autoconsumo ou cujas instalações de utilização associadas consumam energia produzidas pelas mesmas, estão sujeitas ao pagamento de uma compensação.

$$C_{COG_{\alpha,t}} = P_{COG} \times V_{CIEG_{\alpha,t}} \times K_t \quad (2.2)$$

sendo,

t - corresponde ao ano de emissão do certificado de exploração da respetiva instalação de cogeração;

$C_{COG_{\alpha,t}}$ - [€]- Compensação que é paga no mês "m" por cada kW de potência instalada, num certo nível de tensão ou tipo de fornecimento, que permita recuperar uma parcela dos CIEG na tarifa de uso global do sistema relativa ao regime de autoconsumo a partir de uma instalação de cogeração;

P_{COG} [kW] - Valor da potência instalada na cogeração que se encontra clarificado no respetivo certificado de exploração;

K_t - Coeficiente de ponderação a aplicar ao valor dos custos de interesse económico geral (CIEG) considerando a representatividade da potência total registada das instalações de cogeração com potência eléctrica igual ou inferior a 20 MW no sistema eléctrico nacional, no ano "t". Este parâmetro pode tomar valores entre 0% e 50%.

Sendo que,

- $k_t = 0\%$ - No caso do total da potência instalada das unidades de cogeração da submodalidade A com a potência instalada nas de submodalidade B que, no todo ou parcialmente, consumam ou entreguem a instalações de utilização associadas a energia produzidas por aquelas, não seja superior a 5% do total da potência instalada de centros eletroprodutores do Sistema Eléctrico Nacional (SEN).
- $k_t = 30\%$ - No caso de o total da potência instaladas das unidades de cogeração da submodalidade A com a potência instaladas nas de submodalidade B, que, no todo ou em parte consumam ou entregue, a instalações de utilização associadas a energia produzida por aquelas que se encontre entre os 5% - 7,5% do total da potência instalada de centros eletroprodutores do SEN.
- $k_t = 50\%$ - No caso do total da potência instalada nas unidades de cogeração da submodalidade A com a potência instalada nas das cogerações na submodalidade B, ue, no todo ou em parte, consumam ou entreguem a instalações de utilização associadas a energia produzida por aquelas exceda os 7,5% do total da potência instalada de centros eletroprodutores do SEN.

α - Representa o nível de tensão ou tipo de fornecimento, havendo a possibilidade de ser muito alta tensão (MAT), alta tensão (AT), média tensão (MT), baixa tensão especial (BTE) e baixa tensão normal (BTN) com potência contratada igual o superior a 20,7 kVA.

$V_{CIEG_{\alpha,t}}$ [€/kWh] - Valor que permite recuperar os CIEG da respetiva unidade de cogeração, para um dado nível de tensão ou tipo de fornecimento, no ano t ;

A parcela referente ao $V_{CIEG_{\alpha,t}}$ pode ser obtida pela equação 2.3:

$$V_{CIEG_{\alpha,t}} = \sum_{n=0}^2 CIEG_{i(t-n)}^p \times \frac{1}{3} + \sum_{n=0}^2 CIEG_{i,h(t-n)}^e \times \frac{1}{3} \times \frac{4500}{12} \quad (2.3)$$

Em que,

$CIEG_i^p$ - Corresponde ao somatório do valor das parcelas, "i" dos CIEG mencionadas no artigo nº1 do artigo 3.º da Portaria n.º 332/2012 de 22 de outubro, designadamente na alínea c), para o nível e tensão da respetiva instalação de cogeração, constante nos documentos tarifários, fornecidos pela ERSE para o ano "t-n";

$CIEG_{i,h}^e$ - representa o somatório da média aritmética simples do valor para os variados periodos horários "h" de cada uma das parcelas "i" dos CIEG, mencionadas no n.º 1 do artigo 3.º da Portaria nº 332/2012, de 22 de outubro, particularmente nas alíneas a), b), d), e), f), g), h), i) e j), medido em €/kWh , para o nível e tensão da respetiva instalação de cogeração, constante nos documentos fornecidos pela ERSE, para o ano "t-n";

i - Referente a cada uma das alíneas do nº1 do artigo 2.º da Portaria n.º 332/2012, de 22 de outubro;

h - Referente ao período horário de entrega de energia elétrica aos clientes finais, como está definido na Portaria nº 332/2012, de 22 de outubro;

t - representa o ano de emissão do certificado de exploração da respetiva instalação de cogeração.

Esta compensação serve para recuperar uma fração dos custos associados às medidas de política energética, de sustentabilidade ou de interesse económico geral (CIEG) na tarifa de uso global do sistema relativa ao regime de produção de eletricidade na ótica do autoconsumo.

Esta compensação apenas se torna válida, caso o total de potência instalada de cogerações enquadradas nas submodalidades A e B da modalidade geral do DL n.º 68-A/2015 seja igual ou superior a 5% do total da potência instalada no conjunto de eletroprodutores do Sistema Elétrico Nacional ¹[7].

No caso de existir ligação à RESP, o valor da energia não consumida na instalação de cogeração e injetada na RESP pelo cogrador (pelo disposto nº3 artigo 4ºB do Decreto-Lei nº 23/2010 de 25 de Março, alterado pela lei nº19/2010 de 23 de Agosto e pelo Decreto-Lei nº68ºA/2015 de 30 de Abril, é renumerado de acordo com a expressão 2.4 [7]:

¹Note que no mês de Dezembro de 2020, a potência total instalada pelo SEN correspondeu a cerca de 20 417 MW

$$R_{em} = E_{fornecida_{(indice,m)}} \times OMIE_{indice,m} \times \alpha \quad (2.4)$$

Onde,

R_{em} - corresponde à renumeração da eletricidade fornecida à RESP, no mês "m" em €;

$E_{fornecida_{(indice,m)}}$ - Energia fornecida no mês, m, em kWh ;

$OMIE_{indice,m}$ - corresponde ao valor resultante da média aritmética simples dos preços de fecho do OMIE, Operador do Mercado Ibérico de Energia para Portugal (mercado diário), relativos ao mês 'm', em €/kWh ;

m - corresponde ao mês referente à contagem da eletricidade fornecida à RESP;

α - igual a 1 para energia fornecida durante o período horário de cheia em ciclo semanal ou igual a 0,85 para a energia fornecida nos períodos de vazio e super vazio em ciclo semanal de acordo com os períodos tarifários definidos pela ERSE.

2.2 Produção de energia - Cogeração

O objetivo do presente capítulo é apresentar uma revisão bibliográfica sobre a cogeração permitindo conhecer todas as tecnologias associadas e particularidades de cada uma de modo a perceber a melhor que se adequa tendo em conta as necessidades da Eco-Oil.

2.2.1 Enquadramento

A energia elétrica é indispensável no nosso quotidiano, uma vez que é a partir dela que realizamos muitas das nossas atividades diárias. Por essa razão, existe um contínuo aumento na procura da mesma e assim, uma maior necessidade de encontrar novas formas de produção.

O setor elétrico é, geralmente, constituído por grandes centrais térmicas que produzem energia necessária para o funcionamento do Sistema Elétrico Nacional (SEN). As centrais termoelétricas convencionais convertem apenas um terço da energia proveniente do combustível em energia elétrica, isto é, apresentam rendimentos muito baixos. Os dois terços sobrantes são referentes às perdas. A parcela mais significativa das perdas são sob a forma de calor visto que, normalmente, as centrais ao produzirem grandes quantidades de eletricidade acabam por produzir frações massivas de calor, consequentemente, este desperdício acaba por provocar efeitos adversos no meio ambiente [2].

Assim, torna-se necessário uma gestão energética e ambiental mais eficiente. A cogeração pode ser uma alternativa, de modo a aumentar os rendimentos do processo.

A cogeração, ou “*Combinated Heat and Power*” (CHP) apresenta-se como um sistema onde existe a produção, simultânea, de energia térmica e energia mecânica, que posteriormente pode ser convertida em energia elétrica. O processo de cogeração é muito eficiente uma vez que, traz benefícios tais como, a redução significativa da fatura energética e do consumo de reservas de combustíveis fósseis [9].

A cogeração é definida como sendo um método de produção dispersa mais eficiente e como uma solução com um elevado grau de viabilidade quer a nível económica, ambiental e social.

Relativamente à escolha do combustível utilizado, esta está dependente da disponibilidade e custo do mesmo, de modo a que, exista uma otimização da tecnologia do processo assim como, em termos económicos. Na teoria, pode ser utilizado qualquer tipo de combustível, tanto proveniente de fontes mais renováveis, como a biomassa como por fontes fósseis, como os derivados de petróleo, no entanto dependerá sempre da tecnologia utilizada [1].

O princípio inerente a uma instalação de cogeração é ilustrado na figura 2.2:

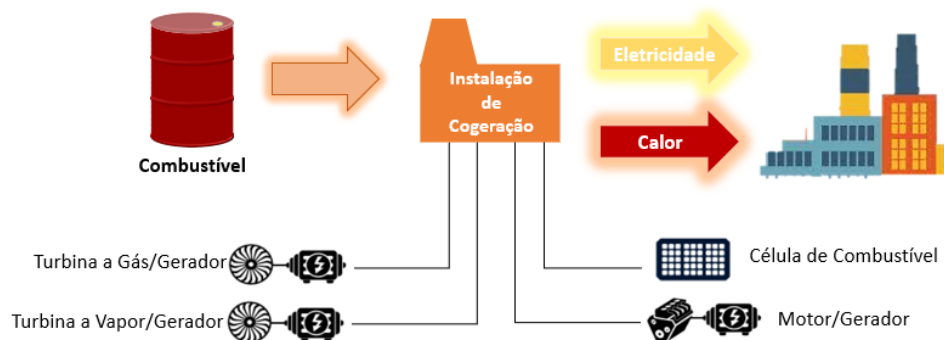


Figura 2.2: Princípio de um Sistema de Cogeração

Como já fora referido, a produção, em simultâneo, de energia térmica e elétrica traz a vantagem de minimizar as perdas quando comparado com um sistema convencional em que, a produção de ambas é independente. A cogeração tem capacidade de atingir eficiências superiores a 80%, o que equivale a ganhos na eficiência global do sistema de cerca de 30% remetendo a uma poupança de 50% em energia primária [10].

Assim, observa-se que, as unidades de cogeração são vantajosas em termos económicos devido à poupança do combustível em si, o que equivale numa diminuição nos custos e até ambientais pela diminuição nos gases efeito de estufa em comparação com a produção independente de cada tipo de energia, isto é, térmica e elétrica.

Na figura 2.3 observa-se a representação de um sistema convencional de produção de energia e um sistema de cogeração.

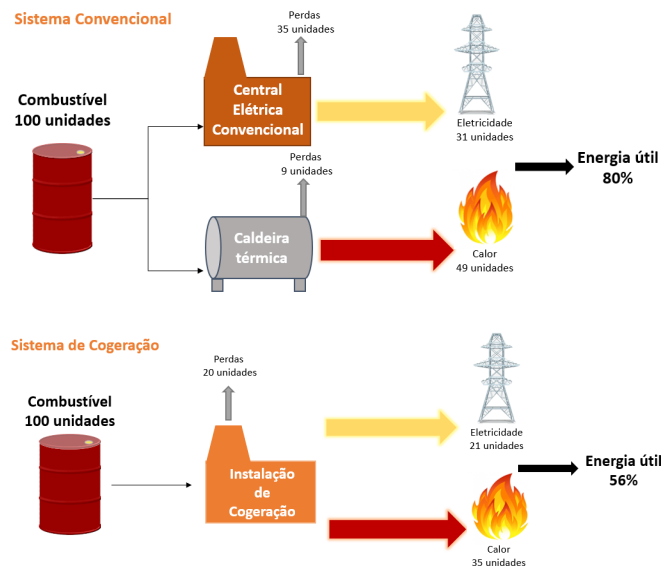


Figura 2.3: Sistema Convencional vs Sistema de Cogeração

Os sistemas de cogeração podem ocorrer de dois modos distintos, isto é, de acordo com a sua sequência de aproveitamento do calor e eletricidade. As designações destes dois modos são cogeração de ciclo superior (*Topping*) e cogeração de ciclo inferior (*Bottoming*) [1, 11]:

- Ciclo Superior (*Topping*) – A eletricidade é produzida em primeiro lugar, sendo posteriormente efetuada a recuperação do calor a partir das perdas térmicas que ocorrem no processo de combustão. As tecnologias que utilizam este ciclo são as turbinas a gás, ciclo combinado, motores alternativos ou de combustão interna e as turbinas de vapor de contrapressão. O acionamento das turbinas ocorre no nível mais alto de calor de combustão e em sequência é feito o aproveitamento do calor que não foi convertido em trabalho.
- Ciclo Inferior (*Bottoming*) – O calor de um processo industrial é recuperado e empregue na produção de eletricidade. Isto é, a energia mecânica necessária para adicionar às turbinas é extraída por meio de um sistema de recuperação de calor após um aproveitamento primário da energia térmica produzida. Destacam-se as caldeiras de recuperação.

No mercado de tecnologias, o modo de utilização mais comum é o ciclo superior, pois a recuperação de calor acaba por ser secundária à produção de eletricidade.

2.3 Tecnologias de Produção

As tecnologias de produção de energia por cogeração podem dividir-se em duas categorias: tecnologias convencionais e tecnologias emergentes.

2.3.1 Tecnologias Convencionais

As tecnologias convencionais são tecnologias que, por norma, já são aplicadas em sistemas de produção nas últimas décadas enquanto,

2.3.1.1 Turbinas a Gás

Nesta categoria estão englobados os seguintes processos produtivos:

- Turbinas a Gás (Ciclo *Brayton*);
- Turbinas a Vapor (Ciclo de *Rankine*);
- Motores Alternativos de Combustão Interna (Ciclo *Diesel* ou Ciclo *Otto*).

A turbina a gás trata-se de uma tecnologia bastante utilizada, principalmente nos sistemas de cogeração, onde existe produção simultânea de energia elétrica e energia térmica. São também denominadas por turbinas de combustão uma vez que, se trata de um motor que extrai energia do fluxo de um gás combustível. Este sistema opera segundo o Ciclo de *Brayton*, também conhecido por Ciclo de *Joule* e é, geralmente, constituído pelos seguintes componentes: sistemas de admissão de ar, compressor, câmara de combustão, um sistema de exaustão e uma saída para gases de escape e uma turbina de expansão [12].

O ar atmosférico é injetado na entrada de ar e conduzido até ao compressor que provoca um aumento na pressão e na temperatura do mesmo. De seguida, o ar comprimido entra na câmara de combustão, onde o combustível utilizado se mistura com ar e a combustão é realizada a pressão constante. Esse ar fornece oxigénio para a queima do combustível numa reação exotérmica a altas pressões e temperaturas em que a energia do combustível é transferida para os gases presentes na câmara [12, 13].

Os gases que resultam da combustão da mistura estão a altas temperaturas e ao entrarem na turbina originam trabalho sobre as suas palhetas aquando da sua expansão num processo adiabático, na teoria, acabando por acionar o dispositivo mecânico, isto é, o gerador elétrico. Uma fração da potência gerada para alimentar o compressor e o restante é transferido para o dispositivo mecânico acoplado ao eixo da turbina [13, 14].

O combustível mais utilizado neste tipo de turbinas é o gás natural, no entanto já existem modelos a funcionar a “*dual fuel*”, isto é, consegue operar tanto com combustíveis gasosos como com alguns combustíveis líquidos, como o gasóleo.

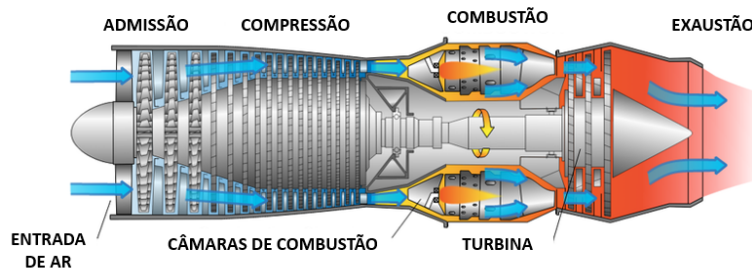


Figura 2.4: Esquema da Turbina a Gás [Adaptado de [15]]

2.3.1.2 Turbinas a Vapor

A turbina a vapor é uma tecnologia convencional que opera de acordo com o Ciclo de *Rankine*, figura 2.5. O fluido de trabalho para este sistema é a água. Este sistema é composto por uma fonte de calor (geralmente, uma caldeira), uma turbina a vapor, um condensador e uma bomba de água [9, 12].

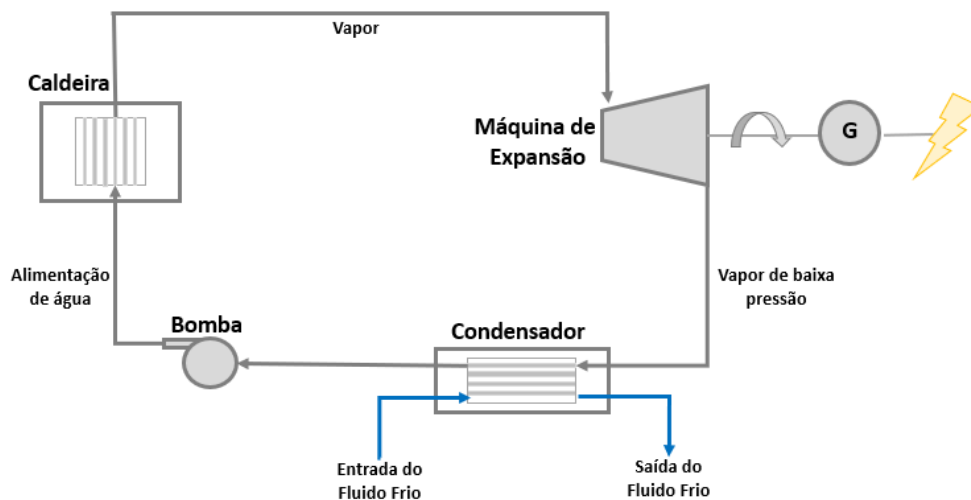


Figura 2.5: Esquematização do ciclo de *Rankine* [Adaptado de [16]]

Este tipo de turbina pode ser classificado em duas categorias[1] :

- Turbinas de vapor de condensação - Neste sistema, a água é convertida, no interior na caldeira, em vapor saturado de alta pressão. De seguida, o vapor expande-se numa turbina com vários andares, onde existe a necessidade de um reaquecimento intermédio sendo posteriormente rejeitado a pressões mais reduzidas para um condensador a vácuo onde se dá a condensação do vapor. Por fim, a fração de condensado é direcionado novamente para a caldeira de modo a reiniciar o ciclo.
- Turbinas de vapor de contrapressão (não-condensação) - Neste caso, o processo inicial é bastante idêntico, no entanto, o vapor que sai da turbina é aproveitado para o processo industrial. Assim, o vapor é rejeitado a pressões próximas da pressão atmosférica e superior à pressão de vácuo que se encontra no condensador.

Na primeira categoria, a produção de energia é otimizada aquando comparada com a turbina de contrapressão, obtendo, em contrapartida, um rendimento térmico inferior. Na segunda categoria, ocorre a relação inversa.

As turbinas de vapor são utilizadas, geralmente, em unidades industriais com elevada necessidade de vapor e apresentam potências elevadas (>10MW). O valor elevado de potência advém da relação entre potência e rendimento, isto é, quanto maior um, maior o outro também e vice-versa.

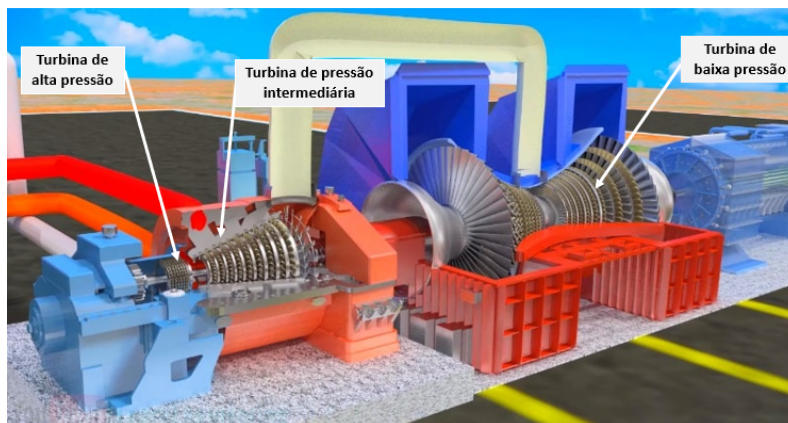


Figura 2.6: Esquema da Turbina a Vapor [Adaptado de [17]]

2.3.1.3 Motores Alternativos ou de Combustão Interna (MCI)

Os motores de combustão interna tratam-se de máquinas térmicas alternativas que se destinam à produção de força motriz de acionamento, ou seja, força mecânica. São distinguidos em 2 tipos: motores de explosão (ou motores de ciclo *otto*) e motores de compressão (ou motores *diesel*), sendo que o fator de diferenciação reside, maioritariamente, na forma como é efetuada a ignição do combustível [1].

Este tipo de tecnologia apresenta, de forma geral e comparativamente com as outras tecnologias, um rendimento superior.

Nos motores que se guiam pelo ciclo *Otto*, figura 2.7, a combustão ocorre pela explosão do combustível por via de uma faísca na câmara de combustão. De seguida, o ar é comprimido no cilindro e conseqüentemente aquecido, permitindo, por sua vez que, o combustível acenda devido às altas temperaturas do ar comprimido.

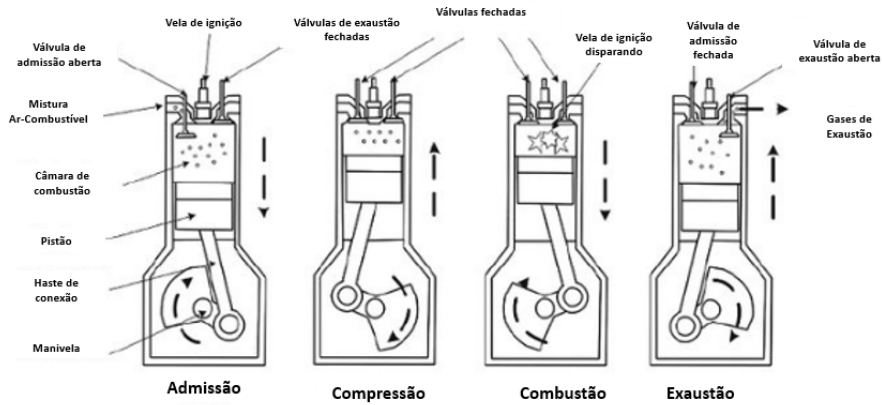


Figura 2.7: Esquema do Ciclo Otto com 4 tempos [Adaptado de [18]]

Relativamente aos motores de explosão, isto é, que funcionam pelo ciclo *diesel*, figura 2.8, a combustão ocorre pela compressão do combustível na câmara de combustão. O combustível mistura-se com o ar na câmara de combustão, onde se vai dar a combustão, os gases de expansão produzem energia mecânica a partir do movimento cíclico do pistão. De seguida, ativa o gerador elétrico convertendo assim essa energia mecânica em elétrica [12].

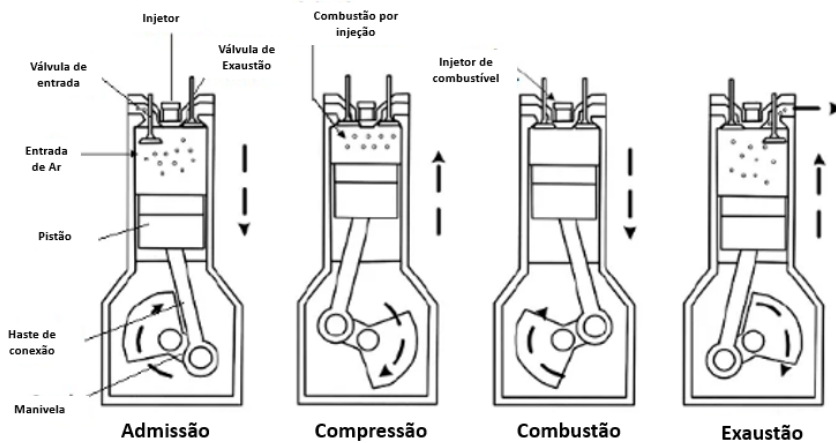


Figura 2.8: Esquemado Ciclo Diesel com 4 tempos [Adaptado de [19]]

Os motores *Otto* utilizam, para produção elétrica, maioritariamente como combustível, o gás natural. O ciclo *diesel* tem a capacidade de utilizar o mesmo combustível, no entanto, acresce também a possibilidade de utilizar combustíveis líquidos, tais como, fuelóleo, gasóleo e *biodiesel* [12].

Assim, na tabela 2.1 são apresentadas as maiores vantagens e desvantagens das tecnologias convencionais descritas.

Tabela 2.1: Quadro Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias convencionais [9, 16]

Tecnologias Convencionais		
Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbina a Gás (Ciclo de Brayton)	Elevada Fiabilidade	Redimento reduzido aquando funcionamento a carga parcial
	Não necessita de refrigeração	Operação com gás a alta pressão
	Manutenção simples e rápida	Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente
Turbina a Vapor (Ciclo de Rankine)	Arranque rápido	Limitação no tipo de combustível
	Rendimento Global Elevado	Arranque lento
	Capacidade de operar com diversos tipos de combustível	Rendimento elétrico baixo
	Tempo de vida útil e fiabilidade elevadas	Eficiência reduzida a carga parcial
Motores Alternativos ou de combustão interna (Ciclo Otto e Diesel)	Vapor de alta pressão	Tempo de vida útil relativamente curto
	Bom rendimento em regime de carga variável	Necessita de refrigeração mesmo que o calor recuperado não seja utilizado
	Custo de Investimento relativamente baixo	
Motores Alternativos ou de combustão interna (Ciclo Otto e Diesel)	Arranque rápido	Custos de manutenção elevados
	Rendimento elétrico elevado	Nível de emissões poluentes elevado (devido ao tipo de combustíveis utilizado)
	Fácil adaptação a variações nas necessidades térmicas	Provocam ruído de baixa frequência

2.3.2 Tecnologias Emergentes

A segunda categoria é respetiva a tecnologias que ainda se encontram em fase de desenvolvimento e início de comercialização, comparativamente.

Relativamente às tecnologias emergentes:

- Microturbinas;
- Motores *Stirling*;
- Ciclo Orgânico de *Rankine*

2.3.2.1 Microturbinas

As microturbinas operam de modo idêntico às turbinas a gás, uma vez que se regem pelo ciclo *Brayton*, sendo que a maior diferença reside na dimensão de umas comparativamente às outras, uma vez que, estas consistem num sistema com dimensões reduzidas apresentando uma potência máxima de 300 kWe [12].

Tal como as turbinas a gás, o combustível predileto é o gás natural, no entanto apresenta capacidade para operar com alguns fluídos líquidos, tais como a gasolina e o gasóleo.

Neste tipo de tecnologia, o ar é comprimido e posteriormente pré aquecido por um permutador de calor de modo a recuperar o calor proveniente dos gases de exaustão da turbina. O ar aquecido entra na câmara de combustão e mistura-se com o combustível, ocorrendo assim a combustão e os gases resultantes expandem-se na turbina [9, 20].

Este processo apresenta uma eficiência de cerca de 75% onde 45% é diretamente convertida em energia térmica e o restante em energia mecânica.

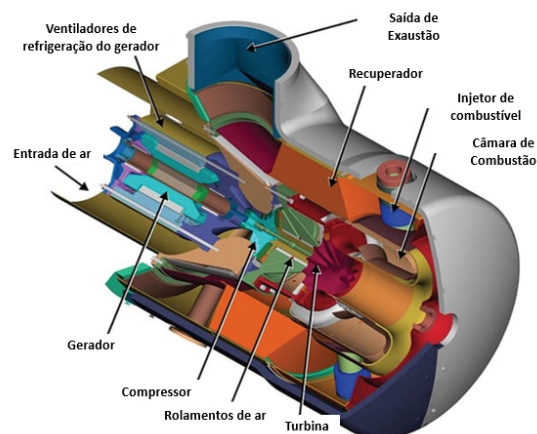


Figura 2.9: Esquema de uma microturbina [Adaptado de [21]]

2.3.2.2 Motores *Stirling*

Os motores *stirling* são motores de combustão externa. Trata-se de um sistema composto por duas câmaras com temperaturas diferentes que aquecem e arrefecem um gás de modo

alternado provocando assim expansões e contrações cíclicas criando assim um movimento entre dois êmbolos ligados a um eixo comum, figura 2.10 [9].

O gás presente no sistema nunca abandona o motor uma vez que se trata de um ciclo fechado. Relativamente ao tipo de combustível que pode ser utilizado, uma vez que, a combustão se dá externamente, não existe limitação quanto à fonte de calor, podendo ser desde combustíveis líquido até biomassa ou solar.

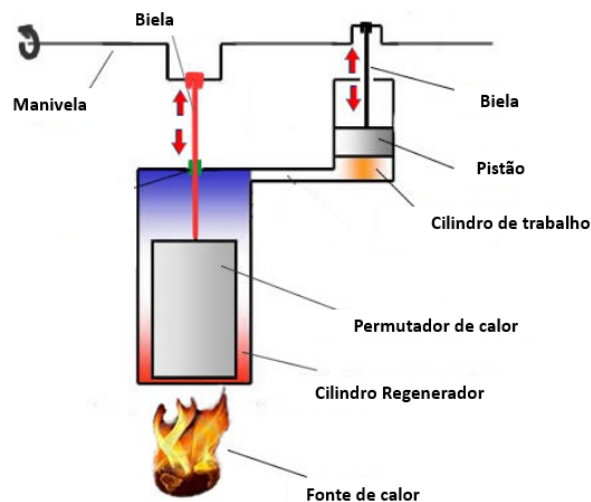


Figura 2.10: Esquema do motor *Stirling* [Adaptado de [22]]

Estes podem ser divididos em três configurações: *alfa*, *beta* e *gama*.

Estas configurações divergem umas das outras de acordo com a configuração dos cilindros e pistões [12, 23].

A configuração *alfa* é constituída por dois cilindros independentes, em que o pistão "quente" é responsabilizado pelo movimento mecânico gerado devido à variação de pressão e vácuo do motor. Os dois pistões em conjunto comprimem o gás de trabalho na câmara fria, movimentando-o para a câmara quente, onde expande e retorna ao espaço frio. Esta é a configuração mais diferente das restantes.

A configuração *beta* é constituída por apenas um cilindro de dois pistões alinhados no mesmo. O pistão interno, pistão deslocador, tem a função de transferir o fluido de trabalho entre a câmara fria e a câmara quente. Este é o responsável pelo trabalho do motor. O outro pistão, denominado de pistão de trabalho, tem a função de manter o primeiro suspenso.

Por último, a configuração *gama*, de acordo com *Kontragool (2013)* é a configuração que apresenta maior rendimento. É constituída por dois cilindros separados e cada um com o seu pistão que estão ligados entre si. O pistão de deslocação faz a transferência do fluido de trabalho entre as extremidades quente e fria. Este pistão está suspenso por uma haste pelo centro do cilindro quente e é isolado do ambiente externo [24].

Na figura 2.11, estão representadas as os três tipos de configurações mencionadas.

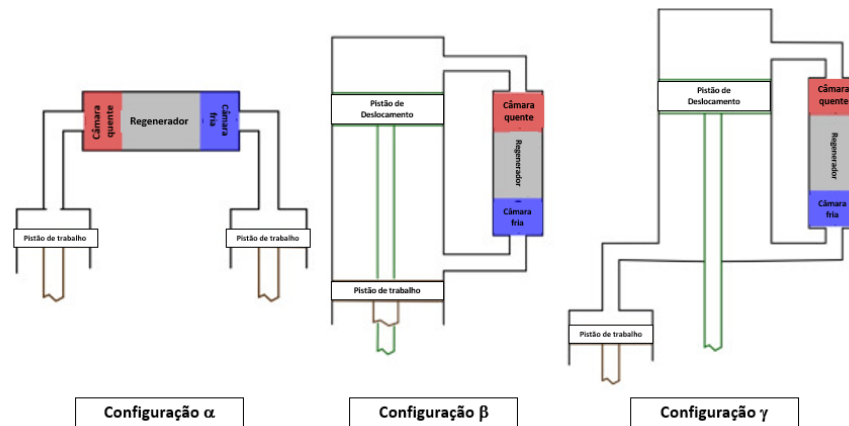


Figura 2.11: Tipos de configurações dos motores *Stirling* [Adaptado de [25]]

Trata-se de uma tecnologia ainda em desenvolvimento e com baixa implementação no mercado. Em termos de gama de potência, trata-se de uma tecnologia que ainda só consegue satisfazer gamas de potências reduzidas isoladamente, isto é, 1-25kW [25]. Para potências mais elevadas, a dimensão do motor também aumenta bastante.

2.3.2.3 Ciclo Orgânico de *Rankine*

O Ciclo Orgânico de *Rankine* apresenta o mesmo princípio de funcionamento que o ciclo de *Rankine* convencional, contudo, a principal diferença reside no facto de, em vez de se utilizar água, utiliza-se um fluido orgânico com massa molecular superior e ponto de ebulição inferior à da mesma, o que provoca uma menor rotação da turbina e a pressões inferiores. Apresenta também menor erosão nas partes metálicas e nas pás da turbina [12].

O fluido de trabalho é bombeado para o evaporador, ocorrendo assim a evaporação do fluido devido à aplicação de calor por parte da fonte quente. Seguidamente, o fluido expande na turbina produzindo energia elétrica. O vapor resultante, no final do processo, condensa, recorrendo a uma fonte fria, como ar atmosférico ou água fria. Assim, o fluido orgânico condensado é bombeado de volta ao evaporador, fechando o ciclo termodinâmico [26].

Um módulo ORC apresenta um número de componentes bastante reduzido, consistindo numa turbina (ou outro tipo de máquina de expansão), um gerador elétrico, uma bomba de alimentação, um evaporador e um condensador.

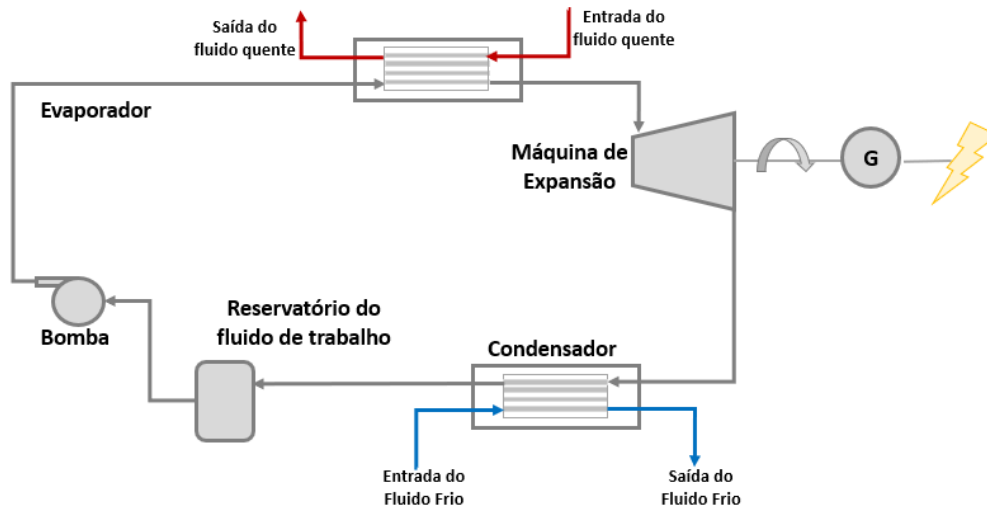


Figura 2.12: Esquematização do Ciclo Orgânico de Rankine [Adaptado de [27]]

A escolha do fluido requer ter em atenção algumas características importantes, tais como [2, 28, 29] :

- Sejam, preferencialmente, fluidos secos ou isentrópicos, isto é, apresentem no plano T-S uma curva de vapor saturado com inclinação zero ou positiva (ds/dT), como se pode ver pela figura 2.13:

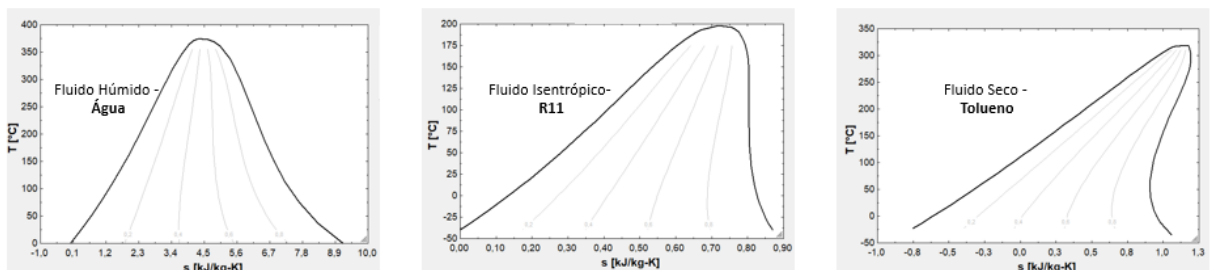


Figura 2.13: Tipos de Fluidos de Trabalho

- Apresentem um elevado calor latente de vaporização e um baixo volume específico;
- Apresentem parâmetros críticos, isto é, pressão e temperatura, moderados;
- Apresente pressões de operação (condensação e evaporação) entre 1 e 25 bar, respetivamente;
- Exibir boas propriedades de transferência de calor, por exemplo, baixa viscosidade, elevada condutividade térmica, etc.;
- Boa estabilidade térmica e química a temperaturas elevadas;
- Boas características de segurança, disponibilidade e baixo custo;

- Apresente baixo impacto ambiental (Baixo ODP e baixo GWP)

Existem alguns pressupostos relativos às propriedades termofísicas do Ciclo Orgânico de Rankine, de modo a garantir o bom funcionamento do sistema, tais como, [2, 28, 30] :

- A temperatura crítica deve ser superior à temperatura máxima de funcionamento do ciclo para minimizar as irreversibilidades geradas pela transferência de calor.
- De modo a garantir que os fluidos orgânicos não solidifiquem, os pontos triplos dos mesmos deverão ser inferiores à temperatura mínima do sistema, ou seja, tanto para temperaturas de operação como para quando o sistema está desligado.
- O ciclo não pode trabalhar a pressões muito elevadas uma vez que, acaba por ter um impacto negativo na fiabilidade do mesmo como o aumento dos riscos de operação, o facto de requererem equipamentos com maior resistência e conseqüentemente provocam um aumento nos custos associados ao investimento e manutenção. Por esse motivo, a pressão de evaporação ser limitada a 20-30 bar.
- De modo a evitar que existam infiltrações de ar no sistema, a pressão de condensação tem de ser superior à pressão atmosférica.
- De forma a minimizar o caudal de fluido e aumentar o rendimento termodinâmico do ciclo, é necessário que a variação de entalpia do fluido orgânico na turbina seja elevada.
- Um dos parâmetros mais importantes, especialmente para os fluidos que apresentem uma pressão de condensação muito reduzida, como é o caso dos óleos de silício, é a densidade do fluido de trabalho. Caso o fluido de trabalho apresente uma densidade muito baixa, conduzirá a uma necessidade de equipamentos de dimensões muito elevadas, principalmente a nível dos equipamentos de expansão e condensação.
- Contrariamente à densidade, a viscosidade do fluido deve ser reduzida de modo a minimizar o atrito.
- Um fluido de trabalho que apresente características tais como elevado calor latente de vaporização e uma elevada densidade permitirá que exista uma maior absorção de calor no evaporador e desse modo, reduzir o consumo da bomba e a dimensão da instalação.
- Os fluidos orgânicos sofrem deteriorações químicas e decomposições a altas temperaturas, ao contrário do que acontece com a água. Por esse motivo, os fluidos devem apresentar uma certa estabilidade, tanto térmica como química, para as pressões e temperaturas de funcionamento do sistema.

Assim, o esquema iterativo da figura 2.14 pode ser utilizado aquando da escolha de um fluido de trabalho.

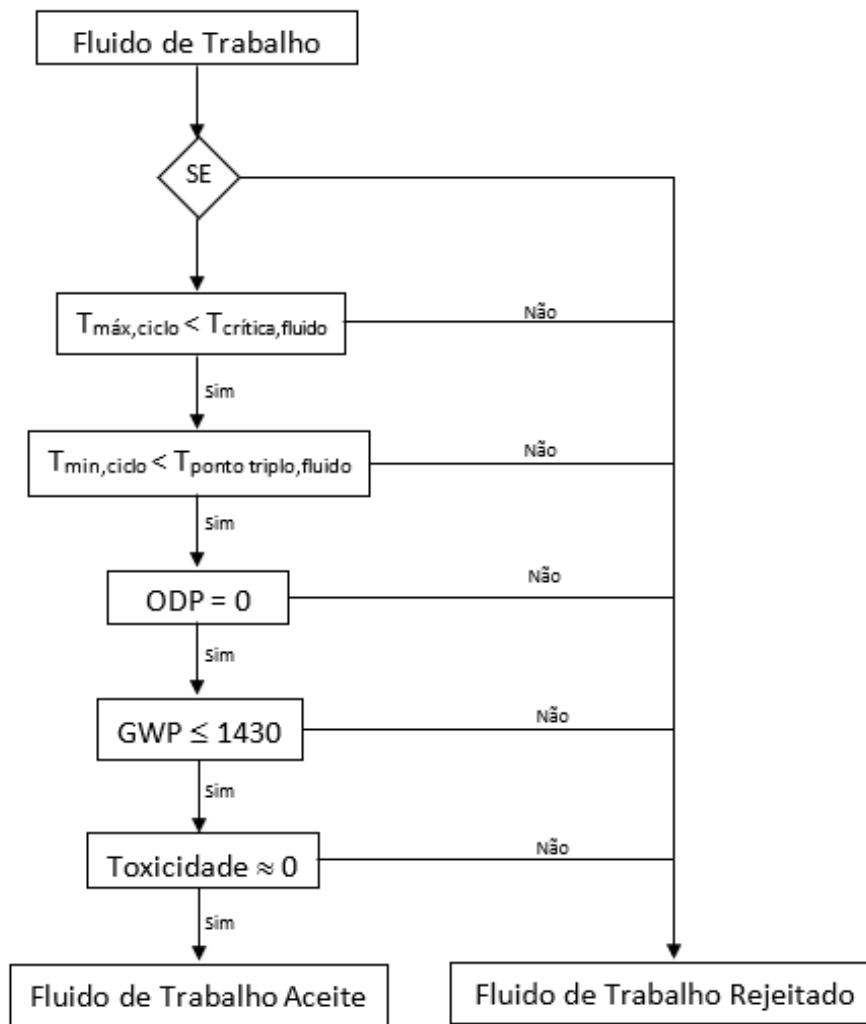


Figura 2.14: Diagrama Iterativo para a seleção do fluido de trabalho

A tabela 2.2 permite aferir todas as vantagens e desvantagens das três tecnologias emergentes descritas acima.

No entanto é de referir que esta dissertação visa prioritariamente à produção de energia elétrica, isto é, apesar de se tratarem de tecnologias associadas à cogeração, a produção de eletricidade vai ser a prioridade no restante estudo.

Tabela 2.2: Quadro Resumo das vantagens e desvantagens das tecnologias emergentes [1, 9]

Tecnologia Emergentes		
Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Microturbinas	Dimensões Compactas	Tempo de vida útil reduzido
	Sem necessidade de refrigeração Manutenção reduzida devido a ter poucas peças móveis	Custo atual elevado Tecnologia que ainda não está completamente desenvolvida
Motores Stirling	Manutenção reduzida devido à falta de peças móveis	Tecnologia que ainda não está completamente desenvolvida
	Níveis de ruído muito baixos	Não existe aplicação em grandes escalas
	Facilidade no tipo de combustível uma vez que a combustão se dá externamente Bom desempenho a carga parcial	Custo atual elevado
Ciclo Orgânico de Rankine	Reduzida fadiga mecânica da turbina	Reduzida implantação no mercado
	Baixa rotação da turbina permitindo o acoplamento direto com o gerador, não existindo necessidade de um redutor Reduzida erosão nas pás da turbina devido à ausência de fase líquida na entrada da turbina Flexibilidade no tipo de fonte quente	

METODOLOGIA

Esta dissertação visa a implementação de uma unidade de produção de energia elétrica de modo a combater os consumos de eletricidades da empresa Eco-Oil e a existir uma poupança na compra de eletricidade à rede.

3.1 Materiais e Métodos

Para tal decidiu-se dividir este estudo nas seguintes etapas:

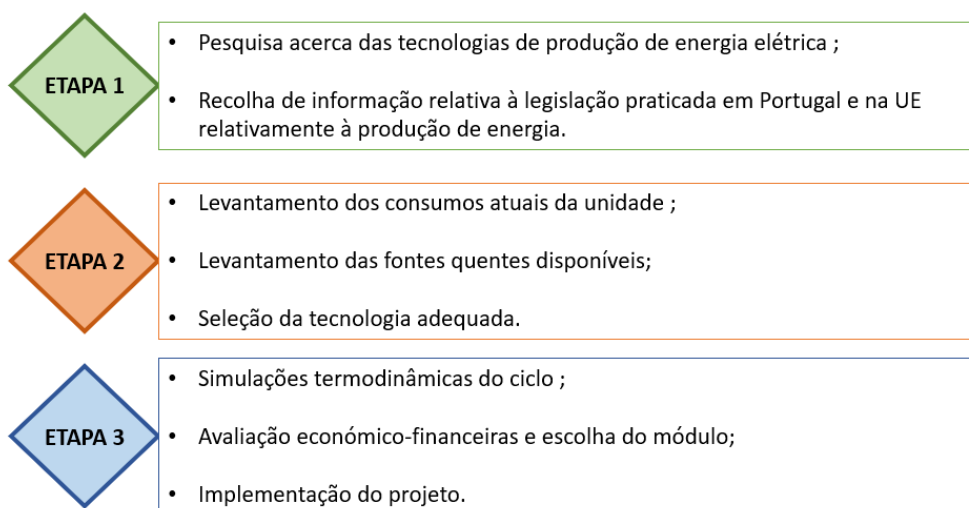


Figura 3.1: Metodologia adotada para o seguimento desta dissertação

Na primeira etapa é realizada toda a recolha de informação referente a tecnologias de produção de eletricidade assim como, toda a legislação praticada referente a este tema.

A segunda etapa, trata-se da etapa onde se inicia a apresentação e discussão dos resultados obtidos no estudo deste projeto. Nesta segunda etapa decorre-se o levantamento tanto dos consumos atuais da unidade assim como das fontes quentes disponíveis na unidade industrial. Também nesta etapa ocorre a seleção da tecnologia que melhor se adequa às necessidades e às limitações da Eco-Oil.

Por último, é realizada toda a análise ao ciclo de acordo com as fontes quentes selecionadas e respetivos fluidos de trabalho. De seguida, realiza-se a avaliação económica do sistema e respetiva implementação do projeto.

3.2 Metodologias e Ferramentas

A análise foi realizada com recurso a algumas ferramentas. As simulações do ciclo foram realizadas pelo *software Engineering Equation Solver* (EES) e posteriormente validadas pelo *software Aspen Plus* versão 11 tendo por base, os dados obtidos pela análise bibliográfica e os dados fornecidos pelas soluções propostas. Utilizou-se também a *software AutoCAD* para a construção dos diagramas P&ID do processo.

3.2.1 Engineering Equation Solver

Na imagem 3.2, observa-se a interface principal do *software* EES para um exemplo aleatório.

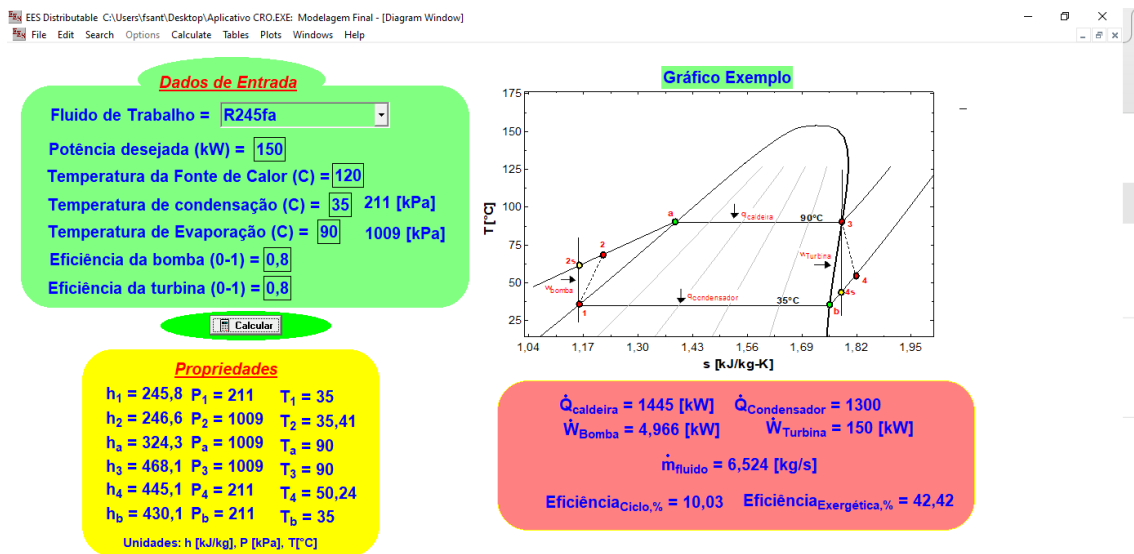


Figura 3.2: Interface do *software* EES

Para ambos os sistemas, assumiu-se uma eficiência da bomba e da turbina de 75% e os restantes dados de entrada foram tendo em conta as especificações de cada sistema [31].

Assim, este *software* permite conhecer os dados referentes ao trabalho e energia necessária em cada equipamento, ou seja, calcula o trabalho realizado pela bomba de alimentação bem como o trabalho produzido pela turbina e a potência necessária para alimentar o evaporador e o condensador. Para além disso, permite conhecer o caudal de fluido de trabalho necessário para gerar a energia elétrica pretendida.

Este programa tem a capacidade de fornecer também os dados referentes à pressão, entalpia e temperatura do fluido em cada ponto do ciclo e permite também obter os

gráficos de temperatura-entropia dos respectivos fluidos [32].

Primeiramente, é necessário selecionar o fluido pretendido assim como adicionar os parâmetros de pressão e entalpia de cada fase do ciclo.

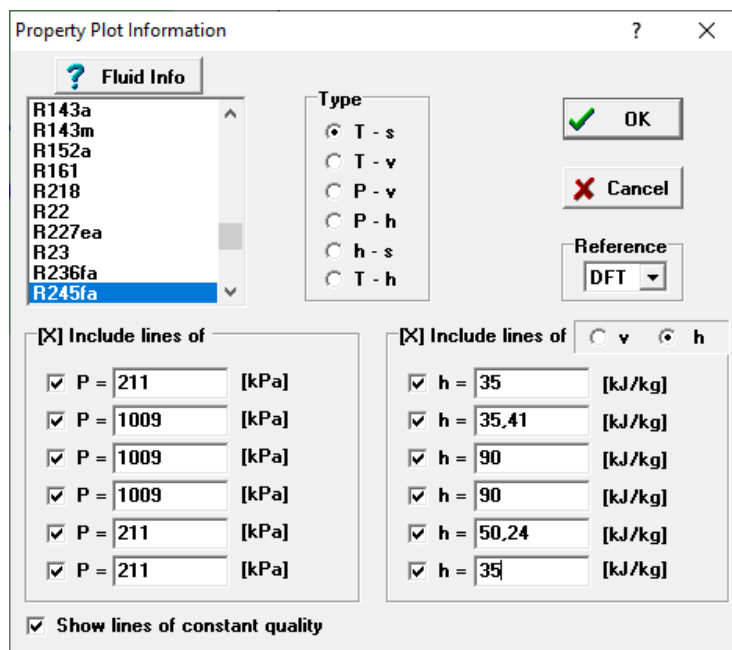


Figura 3.3: Implementação das características dos fluidos no *software* EES

De seguida, obtém-se o gráfico T-S com as linhas dos parâmetros anteriores marcadas, isto é, a pressão de condensação e evaporação do fluido e os valores de entalpia para cada fase do ciclo.

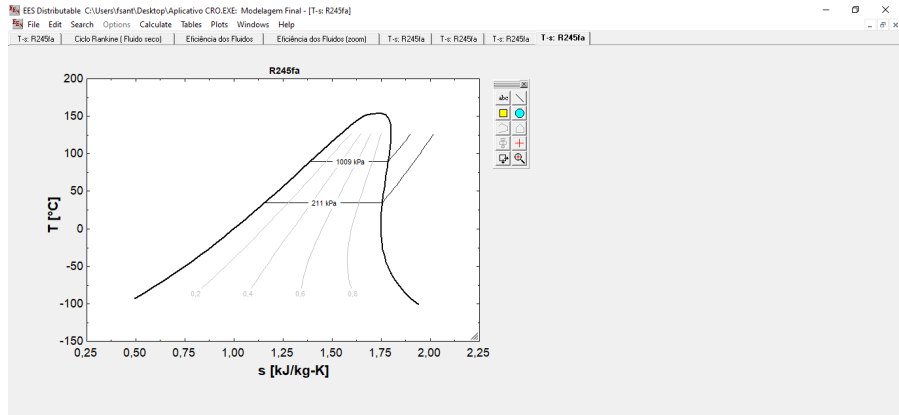


Figura 3.4: Gráfico Exemplo T-S do fluido R-245fa no *software* EES

3.2.2 Aspen Plus

Posteriormente, procedeu-se à análise do ciclo no *software Aspen Plus*. Primeiro, é necessário adicionar os componentes necessários à simulação.

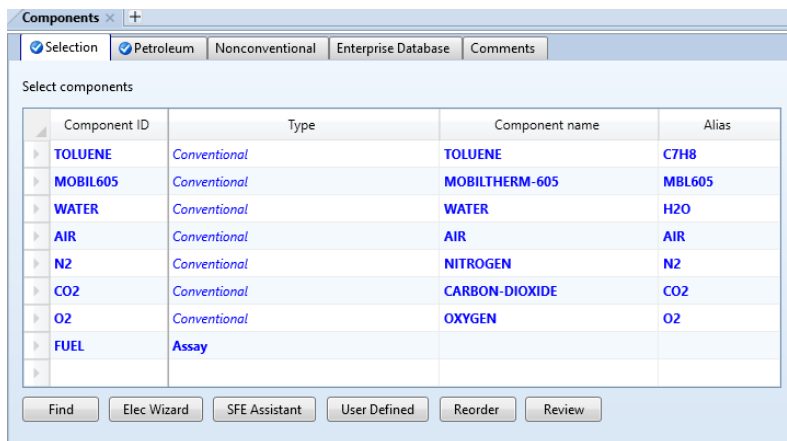


Figura 3.5: Componentes utilizados nas simulações ASPEN

De modo a conseguir simular a corrente de combustível tratado, criou-se um componente a partir da curva de destilação do mesmo. Para tal, foi necessário criar um “ASSAY”. De seguida, adicionou-se os dados referentes à curva de destilação, deste modo o programa cria pseudocomponentes de acordo com os dados inseridos e calcula as respetivas propriedades.

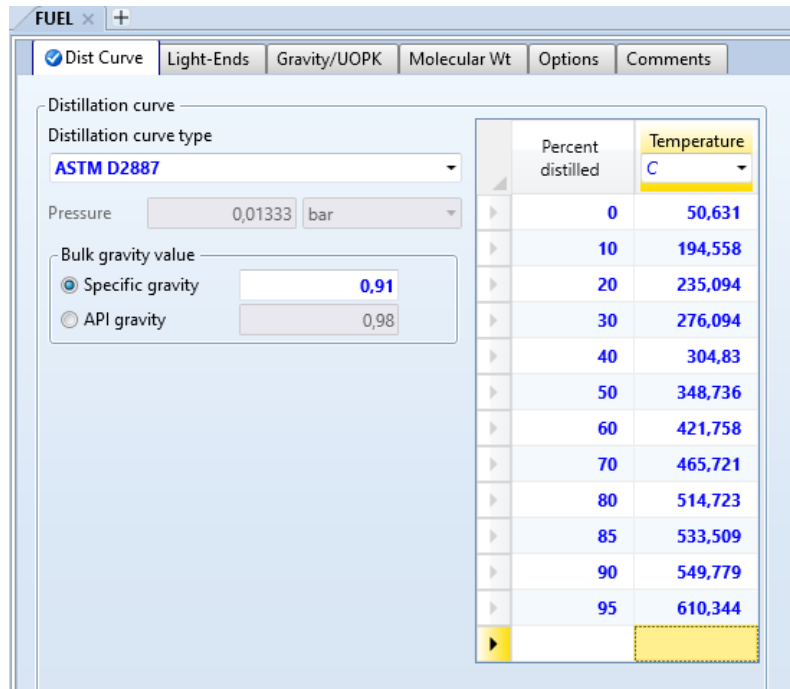


Figura 3.6: Dados do ASSAY para simular a curva de destilação

De seguida procedeu-se à escolha do método de cálculo de propriedades.

De acordo com *LV Han e al* em 2015, optou-se pelo método de *PENG-ROB*. Durante a simulação considerou-se alguns pressupostos, tais como, condições de estado estacionário e não existir queda de pressão nos equipamentos de transferência de calor [33].

Proseguiu-se para a simulação. Para os permutadores de calor optou-se pelo “HE-ATX”. No caso do evaporador, a especificação utilizada no mesmo foi a apresentada na imagem 3.7, isto é, para garantir que a corrente fria não tenha graus de sobreaquecimento [33, 34].

No condensador, escolheu-se a seguinte especificação, para garantir a reação contrária à descrita anteriormente.

Por fim, assumiu-se a potência de saída desejada para cada simulação [34].

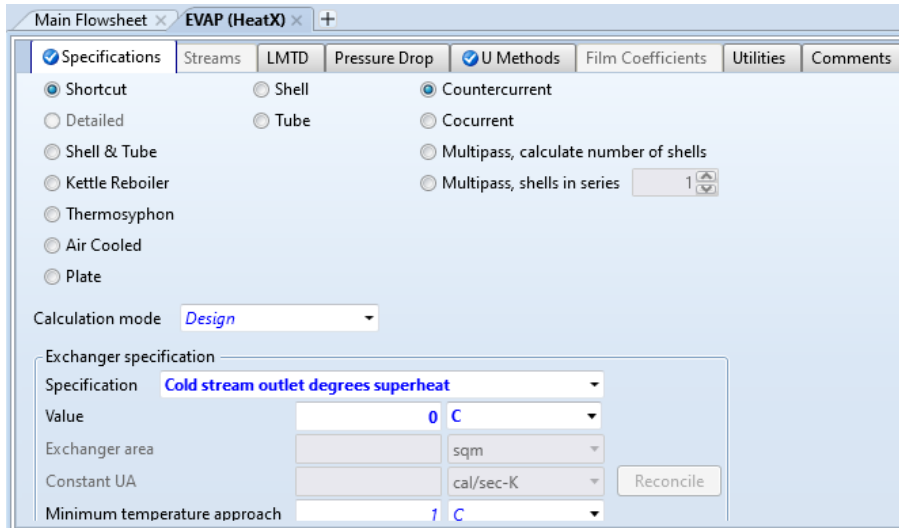


Figura 3.7: Especificação considerada no evaporador

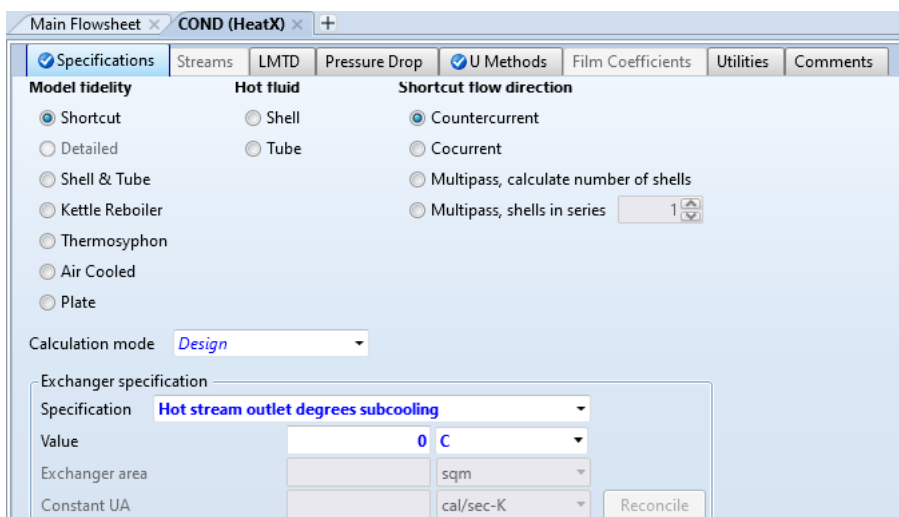


Figura 3.8: Especificação considerada no condensador

APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

4.1 Consumos elétricos da empresa

A avaliação da potência necessária à instalação da unidade produtora de energia é um dos passos mais importantes. Deste modo, foi necessário fazer um levantamento dos consumos elétricos atuais da unidade, de acordo com os tempos de consumo. Tal como foi sugerido pela empresa, o estudo centrou-se no período desde agosto de 2020 a agosto de 2021, uma vez que nesse período, a unidade começou a trabalhar na sua produção máxima.

Tendo em conta o comportamento observado, no período em questão, foi possível construir o seguinte gráfico.

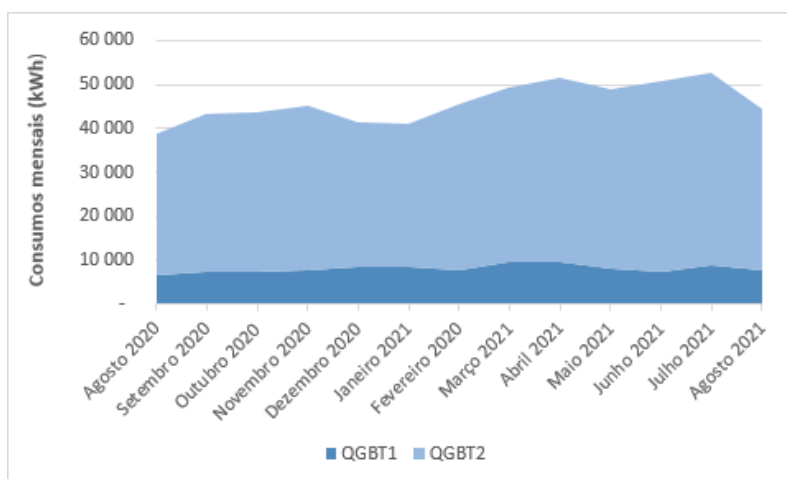


Figura 4.1: Gráfico dos consumos mensais da Eco-Oil por cada quadro elétrico de agosto 2020 a agosto 2021

O sistema elétrico da Eco-Oil está dividido em dois quadros elétricos, o QGBT1 e o QGBT2. O segundo mencionado é referente aos consumos dos equipamentos pertencentes à UAF, unidade de afinação de *fuel* e como se pode observar na figura 4.1, engloba a maioria dos consumos da unidade.

No período considerado, os consumos da UAF variaram entre os 79% e os 83% dos consumos totais medidos, ou seja, os maiores consumos energéticos estão nos equipamentos utilizados para a produção do combustível 100% reciclado. Os restantes gastos da unidade são medidos pelo QGBT1.

Durante o ano considerado, os consumos medidos pelos dois contadores alcançaram um total de, aproximadamente, 596 000 kWh/ano.

Na tabela 4.1, pode-se observar a quantidade de emissões CO₂ emitidas assim como o custo associado às mesmas, no período anual em análise. Para tal, considerou-se um factor de conversão de 0,271 kg_{CO₂}/kWh pela APA para o ano de 2020 e um custo por CO₂ de 51€/t_{CO₂} [35, 36].

Tabela 4.1: Emissões de CO₂ e custos associados

Consumos (kWh)	Quantidade de CO ₂ emitida (t _{CO₂})	Custo total de CO ₂ evitado
596 000	161,5	8235,0 €

De modo a estimar a potência mais adequada a instalar para a produção de energia elétrica, realizou-se uma análise tri-diária, isto é, das 00h às 08h, das 08h às 16h e das 16h às 00h dos consumos da unidade e obteve-se a tabela 4.2 com as potências médias utilizadas.

Tabela 4.2: Potências médias dos períodos horários considerados entre agosto 2020 a agosto 2021

Mês	Potência média (kW)		
	00h-08h	08h-16h	16h-00h
Agosto 2020	79	80	69
Setembro 2020	70	72	73
Outubro 2020	77	73	65
Novembro 2020	73	77	79
Dezembro 2020	79	73	80
Janeiro 2021	76	76	74
Fevereiro 2021	74	76	80
Março 2021	80	79	79
Abril 2021	74	78	78
Maio 2021	81	75	76
Junho 2021	77	77	73
Julho 2021	79	76	77
Agosto 2021	67	72	69

De forma, a confirmar se, haveria ou não, uma grande variabilidade de valores de potência, construiu-se um diagrama de extremos e quartis de acordo com os períodos horários.

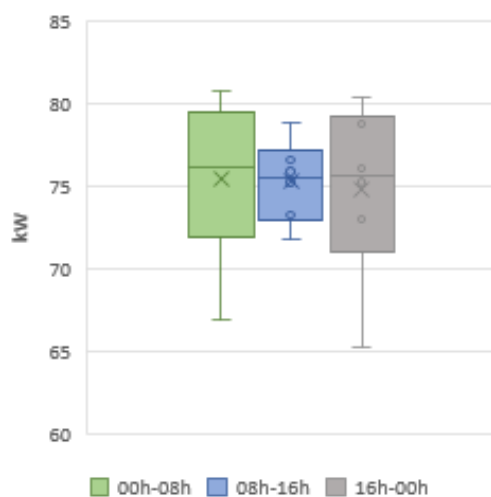


Figura 4.2: Diagrama de extremos e quartis para avaliar a variabilidade das potências médias utilizadas na Eco-Oil.

Com base no gráfico apresentado, observa-se que, independentemente no período horário, a potência média não tem grande variação, sendo que o período que apresenta maior variabilidade é o período das 16h às 00h, com um valor mínimo de 61 kW e máximo de 80 kW. Isto pode dever-se ao facto de um período anterior, isto é, das 8h-16h, ser, muitas vezes, destinado a processos de manutenção de alguns equipamentos o que provoca certos picos devido ao arranque dos mesmos no período horário seguinte (16h-00h). Observa-se também, que o valor de potência média máxima atingida é comum em todos os horários, isto é, 80 kW. Em termos de valor médio de potência, pelo gráfico, este encontra-se perto dos 75 kW, independentemente do horário considerado.

Assim, com base no estudo realizado, verifica-se que a potência média utilizada pela Eco-Oil se encontra próxima nos 75 kW, ou seja, caso se instale uma unidade com essa potência elétrica e considerando um tempo de funcionamento de 8000h, esta seria mais do que necessária para cobrir a totalidade dos consumos atuais da unidade.

4.2 Fontes de Calor Disponíveis

Estudou-se a possibilidade de utilização de três fontes de calor presentes na unidade: a energia térmica disponível na caldeira de óleo térmico que a empresa já possui, os gases de combustão provenientes da chaminé da caldeira e a energia disponível numa corrente de combustível tratado com destino aos tanques de armazenamento.

4.2.1 Energia térmica disponível na caldeira

Relativamente à primeira hipótese, realizou-se um levantamento dos equipamentos consumidores de energia proveniente do óleo da caldeira. A caldeira tem uma potência nominal de 2325 kW.

Atualmente, existem 5 permutadores de calor consumidores de energia do óleo térmico, como se observa na tabela 4.3:

Tabela 4.3: Levantamento dos equipamentos consumidores de óleo térmico na Eco-Oil

Equipamentos	Calor Trocado (kW)
HE-1	101,6
HE-2	101,6
HE-3	81,3
HE-4	201,2
HE-5	1423,0
Total	1908,7

Ou seja, tendo em conta esta análise, espera-se que a caldeira tenha cerca de 416,3 kW disponíveis.

O óleo térmico utilizado pela caldeira da Eco-Oil é o Mobiltherm 605. Na tabela seguinte pode-se observar algumas características [37].

Tabela 4.4: Propriedades do fluido térmico, Mobiltherm 605

Propriedade	Unidades	Mobiltherm 605
Viscosidade , ASTM D 445		
40°C	cSt	30,4
100°C	cSt	5,4
Ponto de Fluidez, ASTM D 97	°C	-6
Ponto de Fulgor , ASTM D 92	°C	230
Gravidade Especifica a 15°C ASTM D 4052	kg/h	0,857
Resíduo Micro-Conradson, D 4530	peso %	0,05 (máx)

Atualmente, pelo valor observado na curva da bomba a 2,5 bar, o caudal de fluido térmico encontra-se no valor de 90 m³/h.

De seguida, analisou-se o caudal de fluido térmico disponível. Para a análise do caudal de fluido térmico, teve-se em conta o *set point* de temperatura atual de saída da caldeira, isto é, 260 °C e a temperatura mínima para a qual a bomba existente aguenta o caudal, isto é, 220°C. Assim, tendo em conta estas informações e sabendo que a caldeira apresenta uma potência nominal de 2325 kW, então o caudal total disponível foi calculado pela seguinte relação:

$$\dot{m}(\text{kg/s}) = \frac{\text{Potencia Termica}(\text{kW}_{th})}{C_p(\text{kJ/kg.K}) \times \Delta T(\text{K})} \quad (4.1)$$

Foi considerado um calor específico igual 2,67 kJ/kg.K e uma densidade de 716,01 kg/m³. (Anexos I.0.1 e I.0.2)

Assim, o caudal total fluido térmico atualmente é, cerca de, 109,5 m³/h.

Como se afirmou anteriormente, o valor de caudal que está a ser utilizado atualmente é de 90 m³/h. Deste modo, existe um caudal de óleo térmico sobranter e que ainda pode ser utilizado por outros equipamentos de, aproximadamente, 19,5 m³/h, o que confere, aproximadamente, com a energia disponível pela caldeira.

De modo a conhecer os gastos em combustível que se teria com a utilização da energia térmica disponível da caldeira, foi necessário conhecer a quantidade de combustível necessária para gerar 1 kW térmico.

Pelo manual da caldeira que a Eco-Oil possui, para um *output* do queimador de 3395 kW_{th}, é necessário um caudal de entrada de 300 kg/h.

Logo,

$$\text{Caudal de fuel para gerar } 1 \text{ kW}_{th}(\text{kg/h}) = \frac{200 \text{ kg/h} \times 1 \text{ kW}_{th}}{2264 \text{ kW}_{th}} = 0,0883 \text{ kg/h} \quad (4.2)$$

Ou seja, para gerar um kilowatt térmico, é necessário queimar um caudal de combustível de 0,0883 kg/h.

Assim, os custos em combustíveis que serão apresentadas posteriormente, são calculados pelas seguintes equações. Primeiro, a partir da energia térmica necessária introduzir no evaporador, calcula-se o caudal de combustível que é necessário queimar para produzir essa energia.

$$\text{Caudal de fuel (kg/h)} = \frac{\text{Qtd de energia}(\text{kW}_{th}) \times 0,0883 \text{ kg/h}}{1 \text{ kW}_{th}} \quad (4.3)$$

De seguida, considerando um custo fixo de combustível de 150€ por tonelada e um tempo de funcionamento de 8000h, o custo em combustível anual pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\text{Custo anual de fuel}(\text{€}) = \text{Caudal de fuel}(\text{kg/h}) \times \frac{1 \text{ ton}}{10^3 \text{ kg}} \times 8000 \text{ h} \times 150 \text{ €/ton} \quad (4.4)$$

É de referir, no entanto, que a energia térmica pode, muitas vezes, ser superior aquela que é aqui descrita uma vez que, existem equipamentos consumidores dessa energia que

só trabalham sazonalmente e outros que não trabalham na sua sua capacidade máxima, ou seja, a energia térmica disponível tem capacidade de ser consideravelmente superior à apresentada anteriormente.

4.2.2 Gases de Combustão

A segunda opção como fonte quente seria utilizar os gases de combustão que saem pela chaminé da caldeira como fonte de reaproveitamento de calor. No caso da turbinas de vapor e no ciclo orgânico de rankine, a utilização dos gases como fonte de calor poderia ser realizada de duas formas. Por via direta, utilizando os gases diretamente no evaporador para vaporizar o fluido de trabalho ou por via indireta, utilizando os gases para aquecer um fluido intermediário e posteriormente esse fluido evapora o fluido de trabalho.

Os gases abandonam a chaminé a temperaturas entre 350 - 400 °C , de acordo com a chama mínima e máxima, respetivamente.

De acordo com os dados fornecidos pela *Heatermec*, empresa fabricante da caldeira em questão, o caudal de gases tem capacidade de atingir o valor máximo de 4075 kg/h.

A partir dos dados apresentados na seguinte tabela, calculou-se uma estimativa da energia térmica presente nos gases de combustão.

Tabela 4.5: Dados dos Gases de Chaminé

	Unidades	-
Temperatura dos Gases de Combustão à saída	°C	400
Temperatura mínima que o gases podem atingir	°C	180
Capacidade Calorífica	kJ/kg.K	1,1
Caudal de Gases de Combustão	kg/h	4075

Assim, pela equação 5.1 , obtêm-se que a potência total disponível pelos gases, no caso de a caldeira funcionar com a sua potência nominal total, é de:

$$\text{Potencia térmica (kW}_{th}) = 274 \text{ kW}$$

Considerando os consumos atuais da caldeira, espera-se que se esteja a utilizar cerca de 1908,7 kW da sua potência nominal, isto é, 2325 kW. Assim, a partir da relação anterior, o caudal de gases atual, é de 3345 kg/h, equivalente a cerca de 224 kW térmicos disponíveis de energia dos mesmos.

4.2.3 Corrente quente do processo

Por último, existe a possibilidade de utilizar uma corrente quente do processo. Trata-se de uma corrente de combustível tratado com destino aos tanques de armazenamento, apresenta uma temperatura entre os 80-90°C e um caudal de 5 ton/h. Na figura 4.3, pode-se observar a curva de destilação desta corrente que, posteriormente foi utilizada nas simulações *Aspen Plus*.

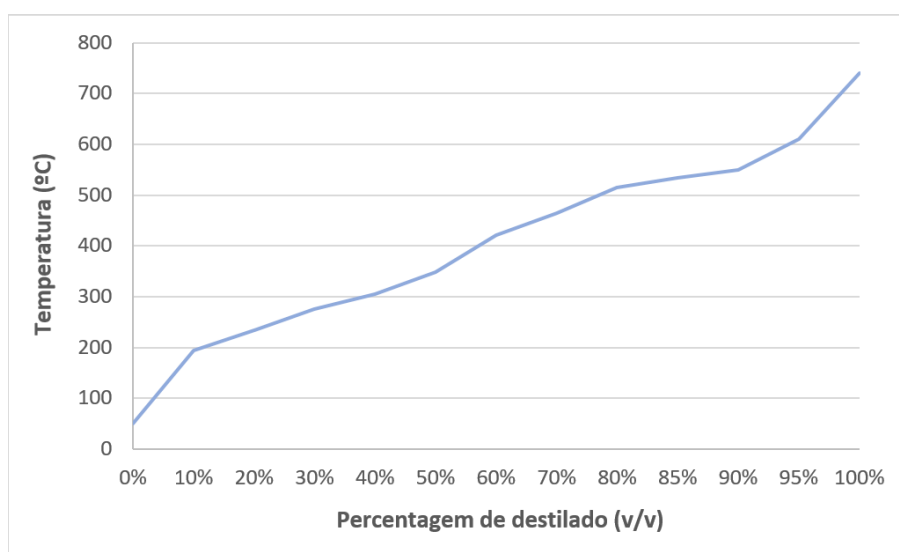


Figura 4.3: Curva de destilação da corrente de combustível produzido na Eco-Oil a utilizar no permutador de calor adicionado ao módulo *standard*

4.3 Seleção da Tecnologia

Neste subcapítulo analisa-se qual a tecnologia que melhor se adequa às necessidades da Eco-Oil tendo por base as tecnologias estudadas no capítulo anterior e as análises realizadas aos consumos da unidade e às fontes de calor disponíveis.

As turbinas a gás, assim como as microturbinas foram tecnologias automaticamente excluídas pela incompatibilidade com o combustível utilizado.

O combustível produzido na Eco-Oil apresenta um reduzido teor em enxofre, cerca de 0,7% (m/m). Normalmente, os fuelóleos de baixo teor em enxofre apresentam um teor em “*cat fines*” superior aos de alto teor. As “*cat fines*” são partículas sólidas de catalisadores, que são utilizados no processamento de óleo na produção de petróleo e outros combustíveis. Trata-se de materiais bastante duros e abrasivos e acabam por se incorporar nas superfícies de metal, o que leva a um desgaste prematuro dos equipamentos[38]. Por este motivo, exclui-se a possibilidade de recorrer a um motor de combustão interna, uma vez que, como já foi referido, são equipamentos que precisam de muita manutenção, por sua vez, o contacto do combustível com o motor, devido à presença dessas partículas, iria acrescer a necessidade de manutenção deste equipamento e consequentemente baixando o tempo de vida útil do mesmo.

Os motores *Stirling* acabaram por ser uma tecnologia a excluir. Após o contacto com fornecedores, percebeu-se que é uma tecnologia com uma implementação no mercado bastante reduzida. A potência produzida por este tipo de equipamentos, de forma singular, também ainda é muito reduzida, uma vez que, o motor com maior potência apresentada foi de 25 kW. Por estas razões, ainda se trata de equipamentos com custos elevados, comparativamente com as restantes tecnologias.

As tecnologias sobrantes são tecnologias que funcionam pelo mesmo ciclo termodinâmico, isto é, ciclo de *Rankine*, no entanto, uma utiliza vapor de água na máquina de expansão, enquanto a outra utiliza, um fluido orgânico, tal como se observou anteriormente.

A unidade fabril da Eco-Oil apresenta algumas limitações relativamente ao espaço disponível. A instalação de uma turbina a vapor implicaria a instalação de uma caldeira a vapor, uma secção de tratamento do mesmo, para além de todo o restante sistema, como fonte fria, a turbina em si e o gerador, o que requer uma necessidade de espaço considerável, para além trabalhar com temperaturas muito mais elevadas o que torna o sistema mais complexo, comparativamente com o ciclo ORC, tal como se pode observar na figura 4.4.

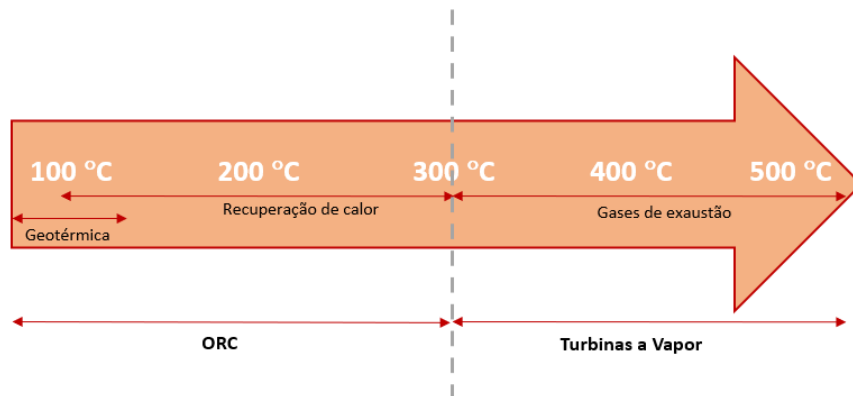


Figura 4.4: Gammas de Temperaturas mais comuns das tecnologias ORC e Turbinas a Vapor

Contrariamente, o Ciclo Orgânico de *Rankine*, por utilizar um fluido orgânico, pode fazer um aproveitamento da energia térmica disponível da caldeira de óleo térmico que a unidade já possui para evaporar esse fluido, não havendo necessidade de instalar outra fonte de calor, para além da possibilidade de utilizar as restantes fontes gratuitas presentes na Eco-Oil, tratando-se de um sistema mais simples. Para além disso, garante um bom rendimento para uma gama de temperaturas inferior, o que garante maior segurança para o sistema [2].

Uma vez que, o objetivo da Eco-Oil é produzir eletricidade para o autoconsumo da unidade, 75kW, a potência necessária a instalar é reduzida. As turbinas a vapor são equipamentos destinados a uma gama de potências alargada, no entanto com maior foco para potências superiores a 10 MW. Assim, pelas razões descritas, a tecnologia que melhor se adequa às necessidades e condições que a Eco-Oil apresenta, é o Ciclo Orgânico de *Rankine*.

O Ciclo Orgânico de *Rankine* é um ciclo que tem por base, a recuperação de calor e a Eco-Oil tem a possibilidade de utilizar três fontes de calor diferentes, duas gratuitas e uma paga. As duas fontes gratuitas, em questão, são os gases de combustão provenientes da chaminé da caldeira e a utilização de uma corrente quente do processo de produção de combustível. A fonte paga trata-se da energia térmica disponível da caldeira de óleo térmico existente.

4.4 Soluções Apresentadas

A tecnologia ORC é considerada uma tecnologia emergente com baixa implementação no mercado comparativamente com o mercado das tecnologias convencionais, no entanto já existe um número variado de fabricantes deste tipo de módulos.

De modo a realizar uma análise da viabilidade económica simplificada e uma análise técnica ao sistema para, posteriormente, se escolher a melhor opção a implementar na Eco-Oil contactaram-se diversas empresas produtoras deste tipo de tecnologia [39].

De acordo com as informações recebidas pelas empresas contactadas, construiu-se a seguinte tabela comparativa, tabela 4.6.

Tabela 4.6: Tabela comparativa das propostas apresentadas pelas empresas [40–46]

Empresa		GMK	Dürr Cyplan	Orcan	G-tet	Efacec	Zuccato	Siemens	Climeon
Origem/ Localização	-	Alemanha	Alemanha	Alemanha	Austrália	Portugal	Itália	Portugal	Suécia
Potência térmica necessária	kWth	350	400	600	400	370	350	1927	1500
Potência elétrica útil	kWe	23	62	50	35	30	30	330	140
Eficiência elétrica	%	6,6	15,5	8,3	8,8	8,1	8,6	17,1	9,3
Percentagem que cobre os consumos atuais	-	32,3	87,2	70,3	49,2	42,2	42,2	464,0	196,8
Fluido Intermediário (Fonte quente)	-	Óleo térmico	Óleo térmico	Água Quente	Óleo térmico	Óleo térmico	Água Quente	Óleo térmico	Óleo térmico
Fonte Fria	-	Ar	Ar/Água	Ar	Ar	Ar	Ar	Ar/Água	Água
Tempo de vida do sistema	Anos	10	15	15	10	15	10	15	10
Custo do Módulo	€	124 200	320 000	185 000	250 000	162 500	165 000	2 000 000	320 000
Rácio entre Custo Módulo/Potência Produzida	€/kW	5 400	5161	3700	7143	5416,7	5500	6061	2286

*Foi considerado um tempo de funcionamento de 8000 horas anuais.

É de referir que outras empresas foram contactadas, no entanto não foi obtida qualquer resposta até à entrega desta dissertação

Com base nos dados fornecidos pelas empresas, optou-se por restringir as propostas.

Após analisar a tabela comparativa, decidiu-se excluir as propostas fornecidas pela Siemens, G-tet, Climeon, Efacec, Zuccato e Orcan.

A exclusão da Siemens e da Climeon deveu-se à necessidade abundante de energia térmica que a Eco-Oil, com base nas fontes quentes disponíveis, não conseguia cobrir. Existindo a possibilidade de conjugar duas fontes quentes, a energia térmica resultante continuava a não ser suficiente para fornecer a energia que o módulo requeria.

Tabela 4.7: Potência Térmica Necessária das propostas das Climeon e da Siemens

	Climeon	Siemens
Potência Térmica Necessária (kW_{th})	1500	1927

A G-tet, Efacec e Zuccato foram propostas excluídas por apresentarem um preço do módulo por kW elétrico produzido elevado. Embora a Dürr Cyplan apresente um custo por kWe bastante semelhante às três empresas previamente referidas, pelo facto de, apresentar uma eficiência elétrica consideravelmente superior, torna-a uma proposta com interesse, uma vez que, consegue cobrir grande parte dos consumos da unidade utilizando uma carga térmica semelhante. A GMK também apresenta um preço igualmente elevado, mas o baixo custo de investimento que apresenta tornou esta opção, numa opção interessante para continuar a explorar. Estes dados podem ser verificados na tabela 4.8.

Tabela 4.8: Dados relativos às propostas de G-tet, Efacec, Zuccato, a GMK e a Dürr Cyplan

	G-tet	Efacec	Zuccato	GMK	Dürr Cyplan
Investimento do Módulo	250 000 €	162 500 €	165 000 €	124 200 €	320 000 €
Eficiência Elétrica	8,8%	8,1%	8,6%	6,6%	15,5%
€ do módulo/kWe	7 143 €	5 416 €	5 500 €	5 400 €	5 161 €

A Orcan foi excluída devido à complexidade que o sistema apresenta, pelo facto do fluido intermediário do módulo ser água pressurizada, isso acrescentaria complexidade ao módulo e ao sistema sem si, uma vez que, seria necessário adicionar um *loop* adicional de água pressurizada aquecida pelo óleo térmico, ou seja, teriam de ser adicionados mais equipamentos o que aumentaria a dificuldade de operação do sistema assim como perigos associados, quando existem soluções com sistemas de funcionamento mais simples. Para além disso, é uma solução que apresenta necessidades térmicas ligeiramente no limite daquilo que a Eco-Oil consegue fornecer, no melhor cenário, o que poderá vir a trazer algumas complicações em termos de fornecimento de carga ao evaporador em certos momentos.

Assim, optou-se por aprofundar o conhecimento relativamente ao módulo de 2 empresas, a GMK, por apresentar o menor investimento inicial e a Dürr por apresentar a maior eficiência elétrica.

4.5 Simulações do ciclo

De seguida, procedeu-se às simulações do ciclo, para tal teve-se em consideração as duas propostas acima selecionadas.

De modo a estudar e numa tentativa de otimizar os casos base, dividiu-se cada caso em três configurações de carácter aditivo. A primeira configuração trata-se do caso mais simples de implementação, onde apenas se tem em conta a configuração *standard* do módulo e em que a energia térmica necessária provém toda da caldeira. Por sua vez, a segunda configuração engloba a adição do economizador e por fim, a última engloba a adição de um permutador de calor no meio do módulo de modo a pré-aquecer a corrente de fluido de trabalho e utilizando como corrente quente, a corrente de *fuel* tratado do processo de produção da Eco-Oil.

O esquema seguinte ilustra a descrição feita acima.

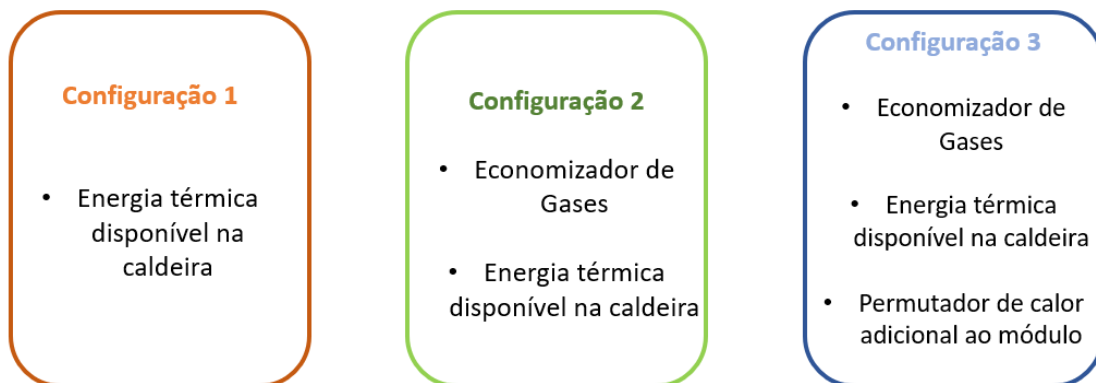


Figura 4.5: Configurações consideradas nas simulações

A primeira configuração diz respeito unicamente à utilização da energia térmica disponível da caldeira.

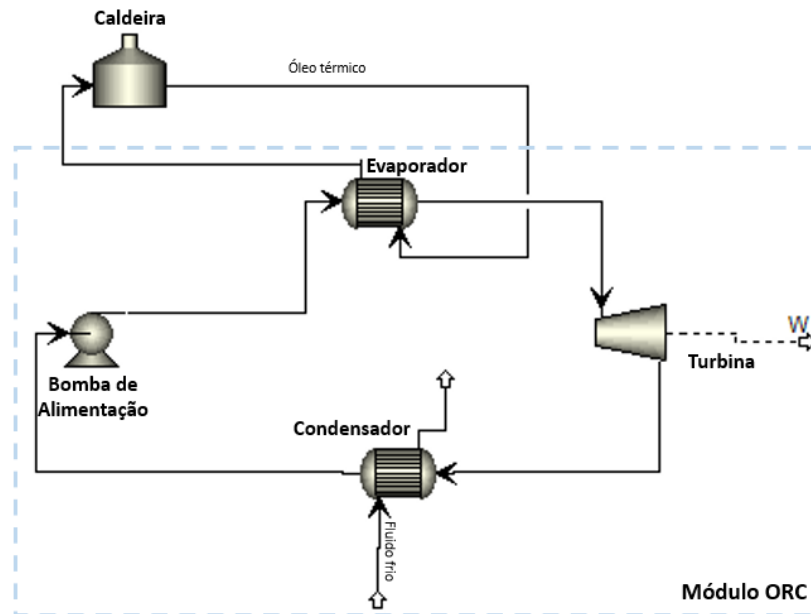


Figura 4.6: Configuração 1 - Recurso a uma única fonte de calor

A segunda configuração é referente à utilização dos gases de chaminé de modo a fornecer o máximo de energia possível ao termofluido que sai do evaporador e cobrir a restante necessidade de energia com a ainda disponível na caldeira.

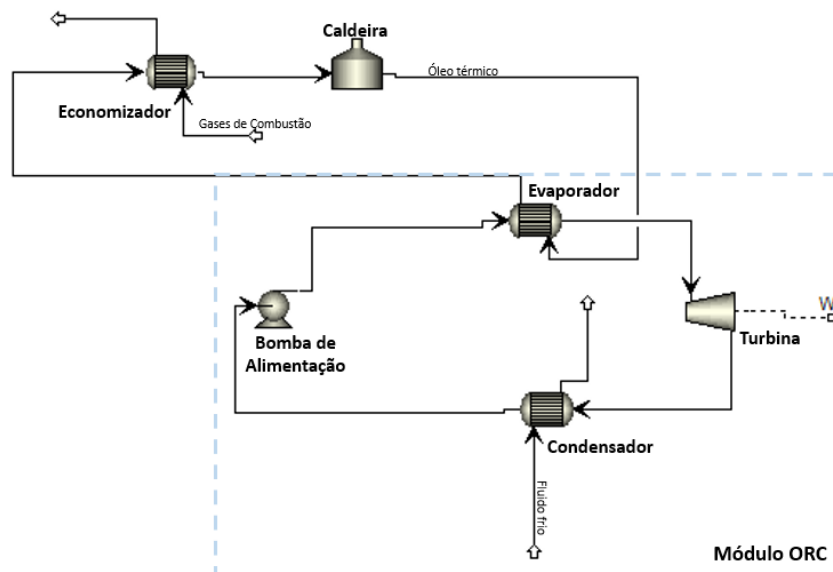


Figura 4.7: Configuração 2 - Recurso a duas fontes de calor

Por fim, a última configuração tem em conta a adição do permutador extra no módulo que utiliza a corrente quente de *fuel* tratado como utilidade quente e engloba tanto o economizador de gases como a energia da caldeira.

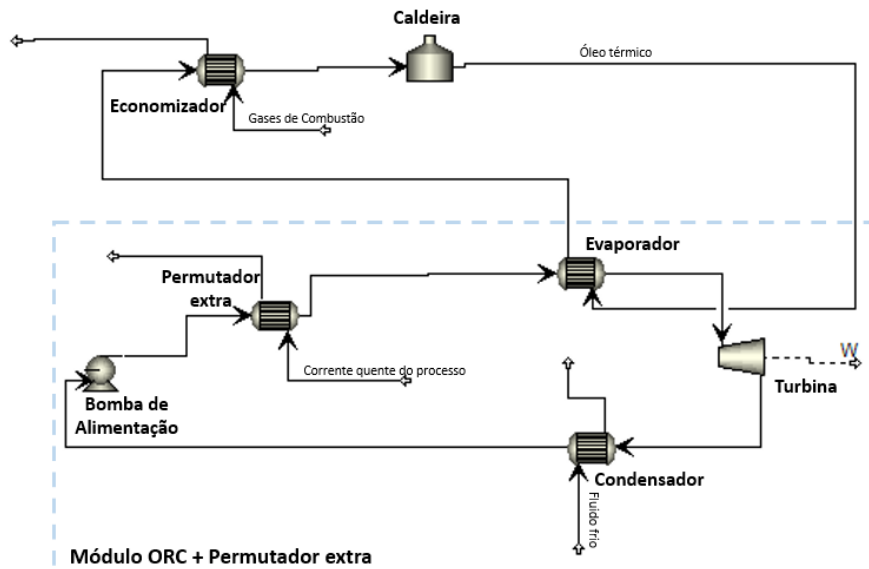


Figura 4.8: Configuração 3 - Recurso a duas fontes de calor e adição de um permutador extra

É de referir que as configurações para as duas propostas, GMK e Dürr são bastante idênticas uma vez que, ambos utilizam o mesmo fluido intermediário como fonte de calor, isto é, o óleo térmico.

O objetivo principal destas configurações é maximizar a energia elétrica produzida, contudo na 3ª configuração, para o caso da Dürr considerou-se que iria existir uma diminuição da energia térmica em vez de um aumento da potência elétrica, porque para tal era necessário alterar a turbina do módulo e uma vez que, a Dürr só fornece turbinas que gerem 67 kW e 120 kW, ou seja, para aumentar para a turbina de 120 kW, seria necessário um *input* de energia térmica muito mais elevado, que não conseguiria ser compensado com a adição do permutador extra. Assim, considerou-se a diminuição da energia térmica a colocar no evaporador gerando a mesma energia elétrica.

Para o caso da GMK, já se teve em consideração o aumento da potência elétrica, com a adição do permutador extra.

Na tabela 4.9 observam-se características dos fluidos de trabalho empregues no estudo no subcapítulo seguinte.

Tabela 4.9: Características dos fluidos de trabalho das soluções propostas [47] [48]

		Tolueno	R-245fa
Empresa	-	Dürr	GMK
Temperatura Crítica	°C	318,6	154,0
Pressão Crítica	bar	41,1	36,5
GWP	-	5	1030
ODP	-	0	0

Como se pode observar pela tabela, os parâmetros críticos do refrigerante R-245fa são inferiores aos do Tolueno, conseqüentemente a pressão de evaporação terá de ser inferior.

O GWP trata-se do potencial de aquecimento global, ("*Global Warming Potential*"), isto é, a medida que mostra o quanto uma dada massa de um gás com efeito de estufa tem a capacidade de reter calor na atmosfera, comparativamente à mesma massa de CO₂. O valor padrão para o CO₂ é 1. Portanto quanto mais elevado for o valor do GWP, maior é o seu impacto sobre o aquecimento global. Desse modo, observa-se que o fluido R-245fa apresenta maior impacto no aquecimento global que o Tolueno, caso sejam libertados diretamente na atmosfera.

O ODP refere-se ao potencial de destruição da camada de ozono, ("*Ozone Depletion Potential*") e este varia entre 0 e 1. Quanto mais próximo este valor for de zero, menor é o impacto que este tem na camada de ozono. Para ambos os fluidos, o valor do ODP é igual a zero.

No entanto, ambos encontram-se dentro da especificação observada na figura 2.14., isto é, ODP igual 0 e GWP menor ou igual a 1430.

De seguida procede-se às simulações das configurações descritas anteriormente para os fluidos de trabalho das duas soluções propostas.

4.5.1 Fluido de Trabalho: Tolueno

O fluido de trabalho utilizado pela Dürr trata-se de informação confidencial, no entanto, a empresa afirmou que se tratava de um hidrocarboneto semelhante ao Tolueno. Assim, as simulações do ciclo foram realizadas utilizando o Tolueno como fluido de trabalho do ciclo.

É de referir que a proposta apresentada pela Dürr permite condensador seja arrefecido por diversas fontes. Assim, tendo em conta as condições da Eco-Oil, estudou-se a possibilidade de utilizar duas fontes, a água do rio e o ar ambiente.

Primeiramente, realizou-se o estudo termodinâmico do ciclo ORC de acordo com a temperatura da fonte quente e o fluido de trabalho em questão. As pressões de evaporação e de condensação consideradas foram de acordo com as informações encontradas na literatura e validadas pelos dados fornecidos pelas empresas [49, 50].

Segundo os autores *Wang Wang, and Zhang, 2012*, a pressão de evaporação deve apresentar um *pinch* de cerca de 30°C relativo à fonte quente, de modo a otimizar ao máximo a eficiência do ciclo [51]. Segundo *Mago et al, 2008* e *Liu et al, 2004*, a temperatura de evaporação é a variável com maior influência no rendimento termodinâmico do ciclo ORC, o que implica que os fluidos que apresentem maiores pontos de ebulição tendem a conseguir atingir maiores eficiências, o que é o caso do Tolueno que apresenta uma temperatura de evaporação de 110,6°C [52].

Segundo a literatura e como foi descrito no capítulo 2, de modo que, não existam infiltrações de ar no sistema, existe a necessidade de que a pressão de condensação do fluido de trabalho seja superior à pressão atmosférica [28]. Contudo e como se pode observar pela interface do *software* EES, a pressão de condensação fornecida pela Dürr é ligeiramente inferior à atmosférica, isto porque a tecnologia de fabricação do módulo garante que não sejam concedidas quaisquer entradas de ar no sistema e por esse motivo permite que a pressão de condensação seja inferior à atmosférica pois deixa de existir risco de infiltrações de ar que podem influenciar negativamente o funcionamento dos equipamentos no ciclo.

Na figura 4.9 pode-se observar a interface do programa EES com os dados de entrada e os resultados obtidos.

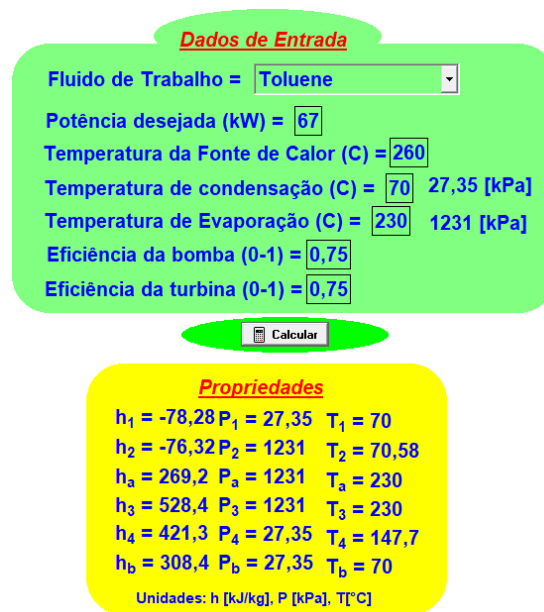


Figura 4.9: Dados de *input* de *software* EES

Esta simulação permite obter resultados referentes ao calor e ao trabalho realizado pelos equipamentos do ciclo, assim como à eficiência do mesmo, caudal de fluido de trabalho necessário no ciclo para produzir a potência requerida e propriedades termodinâmicas de cada fase do ciclo, como entalpia, pressão e temperatura.

Tabela 4.10: Resultados obtidos com simulação do *software* EES

$Q_{evaporador}$	kW	400
$Q_{condensador}$	kW	330
W_{bomba}	kW	1,406
$W_{turbina}$	kW	67
m_{fluido}	kg/h	2448
$Eficiencia_{ciclo}$	%	16,18
$Eficiencia_{Exergetica}$	%	37,03

Na tabela 4.11 observa-se as considerações feitas nas simulações *Aspen Plus*.

Tabela 4.11: Considerações para a simulação do Tolueno no *Aspen Plus*

Considerações		
Óleo térmico	-	Mobiltherm 605
Temperatura de entrada do óleo no evaporador	°C	260
Temperatura de saída do óleo no evaporador	°C	210
Temperatura de entrada de água no condensador	°C	30
Temperatura de saída de água no condensador	°C	40
Temperatura de entrada da água do rio	°C	15
Temperatura de saída da água do rio	°C	20
Temperatura de entrada do ar	°C	Média :17 Pior caso:40
Caudal de corrente quente do processo	kg/h	5000
Temperatura de entrada da corrente quente	°C	85
Caudal dos gases de combustão	kg/h	3341
Temperatura de entrada dos gases no economizador	°C	400
Temperatura de saída mínima dos gases	°C	180
Fluido de Trabalho	-	Tolueno
Caudal de Fluido de Trabalho	kg/h	2448
Potência a produzir	kW	67

Relativamente as temperaturas do óleo à entrada e saída do evaporador, isto é, 260°C e 210°C, respetivamente, estas foram de acordo com as condições *standard* do evaporador do módulo proposto, equivalente a 400 kW de energia térmica.

Como já foi dito existe a possibilidade de utilizar duas fontes frias para arrefecer a corrente de água que passa no evaporador do módulo. Na possibilidade de se utilizar a água do rio garantiu-se que não existiria um salto térmico superior a 5°C da mesma, de modo a ir de acordo com o pedido de autorização para a utilização da água do rio que a Eco-Oil tem atualmente. No caso do ar considerou-se um cenário médio e o pior cenário de temperatura segundo a estação meteorológica de Escarpas de S. Nicolau., ou seja, uma temperatura média do ar de 17°C e máxima de 40°C, estas meteorologias podem ser justificadas por se tratar de uma zona industrial em que as temperaturas médias do ar são geralmente mais elevadas pela constante libertação de gases[53].

Relativamente aos gases de combustão, considerou-se um caudal de cerca de 3 341 kg/h uma vez que, se considerou o caudal que existe atualmente tendo em conta o consumo atual da caldeira. De modo a evitar que existissem efeitos de corrosão da chaminé devido ao abaixamento da temperatura dos gases, garantiu-se que a temperatura de saída dos mesmos do economizador não era inferior a 180 °C.

Assim, obtiveram-se os seguintes resultados para cada configuração a partir da simulação *Aspen*.

Tabela 4.12: Resultados da simulação do Tolueno no *Aspen*

Parâmetros analisados	Unidades	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
$Q_{evaporador}$	kW_{th}	400	400	379
$Q_{economizador}$	kW_{th}	-	165	165
$Q_{permutadorextra}$	kW_{th}	-	-	21
$Q_{caldeira}$	kW_{th}	400	235	214
$Q_{condensador}$	kW_{th}	330	330	330
Quantidade de combustível a queimar	kg/h	35	21	19
Potência elétrica bruta	kW_e	67	67	67

Pelos dados obtidos, observa-se que com a adição do economizador, configuração 2, existe uma poupança de cerca de 40% na quantidade de combustível necessária comparativamente com a configuração base do sistema.

Como se pode observar, não existiu alteração na potência elétrica entre as três configurações devido à justificação dada acima, tendo existido um decréscimo na necessidade térmica na última com a adição do permutador.

Por sua vez, os resultados termodinâmicos obtidos pelo programa no EES foram validados pela simulação *Aspen*.

4.5.2 Fluido de Trabalho: R-245fa

O R-245fa é o fluido refrigerante utilizado pelo módulo fornecido pela GMK, tratando-se de um fluido isentrópico, isto é, com dS/dT igual a zero.

O refrigerante R-245fa apresenta um ponto de ebulição muito baixo, 15,3°C e uma temperatura crítica de 154°C. Por este motivo, neste caso não poderemos considerar o *pinch* de 30°C entre a fonte quente e a temperatura de evaporação, uma vez que, esse valor seria superior à temperatura crítica do fluido, existindo a possibilidade do fluido mudar de estado físico [54].

Segundo *Yu et al., 2016*, de modo a otimizar ao máximo, em termos de eficiência, o ciclo termodinâmico utilizando o R-245fa e de modo a evitar o sobreaquecimento do mesmo, a temperatura de evaporação ideal é 100°C e esta foi a temperatura considerada nas simulações [55].

Para este caso, garantiu-se que a pressão de condensação se encontrava sempre acima da pressão atmosférica de modo a evitar as infiltrações de ar e conseqüentemente comprometer o tempo de vida dos equipamentos.

Assim, na figura seguinte pode-se observar a interface dos dados de entrada do *software* EES.

Dados de Entrada

Fluido de Trabalho = R245fa

Potência desejada (kW) = 30

Temperatura da Fonte de Calor (C) = 260

Temperatura de condensação (C) = 35 211 [kPa]

Temperatura de Evaporação (C) = 100 1269 [kPa]

Eficiência da bomba (0-1) = 0,7

Eficiência da turbina (0-1) = 0,7

Calcular

Propriedades

$h_1 = 245,8$ $P_1 = 211$ $T_1 = 35$
 $h_2 = 247$ $P_2 = 1269$ $T_2 = 35,66$
 $h_a = 339,8$ $P_a = 1269$ $T_a = 100$
 $h_3 = 474,1$ $P_3 = 1269$ $T_3 = 100$
 $h_4 = 451$ $P_4 = 211$ $T_4 = 56,23$
 $h_b = 430,1$ $P_b = 211$ $T_b = 35$

Unidades: h [kJ/kg], P [kPa], T [°C]

Figura 4.10: Dados de *input* de *software* EES

Assim, pelo software EES, obteve-se os seguintes resultados.

Tabela 4.13: Resultados obtidos com simulação do *software* EES

$Q_{evaporador}$	kW	350
$Q_{condensador}$	kW	327
W_{bomba}	kW	1,496
W_{bomba}	kW	30
m_{fluido}	kg/h	4673
$Eficiencia_{ciclo}$	%	8,987
$Eficiencia_{Exergtica}$	%	20,12

Na tabela 4.14 observa-se as considerações feitas nas simulações *Aspen Plus* para este caso.

Tabela 4.14: Considerações para a simulação do R-245fa no *Aspen Plus*

Considerações		
Óleo Térmico	-	Mobiltherm 605
Temperatura de entrada do óleo no evaporador	°C	260
Temperatura de saída do óleo no evaporador	°C	220
Temperatura de entrada do ar	°C	Média:17 Pior caso: 40
Caudal de corrente quente do processo	kg/h	5000
Temperatura de entrada da corrente quente	°C	85
Caudal de gases de combustão	kg/h	3341
Temperatura de entrada dos gases no economizador	°C	400
Temperatura mínima dos gases	°C	180
Fluido de Trabalho	-	R-245fa
Caudal de fluido de trabalho	kg/h	4673
Potência a produzir	kWe	30

Contrariamente ao caso da Dürr, o fluido de arrefecimento utilizado pela GMK é unicamente o ar, a partir de um aro condensador incorporado diretamente no módulo. A utilização do ar para arrefecer diretamente o fluido de trabalho provoca maior oscilação da eficiência do sistema quando comparado com a utilização da água.

As considerações relativas aos gases de combustão e à corrente de quente utilizada no permutador extra foram idênticas ao caso anterior.

Uma vez mais, manteve-se as condições *standard* relativas ao evaporador do módulo. Como o salto térmico do óleo é menor, a energia térmica aproveitada pelo evaporador é ligeiramente inferior, isto é, 350 kW comparativamente com os 400 kW do sistema anterior. Quando ao caudal, este é ligeiramente superior ao do caso anterior, ou seja, este sistema requer um caudal de 16,4 m³/h enquanto o anterior necessitava de apenas 14,8 m³/h, de modo a cumprir os requisitos do evaporador.

Assim, obteve-se os seguintes resultados.

 Tabela 4.15: Resultados da simulação do R-245fa no *Aspen*

Parâmetros Analisados	Unidades	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
$Q_{evaporador}$	kW_{th}	350	350	350
$Q_{economizador}$	kW_{th}	-	150	150
$Q_{permutadorextra}$	kW_{th}	-	-	24
$Q_{caldeira}$	kW_{th}	350	200	200
$Q_{condensador}$	kW_{th}	327	327	394
Quantidade de combustível a queimar	kg/h	31	18	18
Potência elétrica bruta	kW_e	30	30	41

Uma vez mais, observa-se que, os dados do *software* foram posteriormente validados pelas simulações *Aspen*.

É de notar que para a terceira configuração da GMK onde existe um acréscimo da potência elétrica, existe também a necessidade de um aumento da quantidade de fluido de trabalho de modo a satisfazer as necessidades da turbina. Assim, para a 3ª configuração, é necessário um caudal de fluido de trabalho de 7441 kg/h, conseqüentemente existirá também um aumento na necessidade térmica do condensador de modo a arrefecer o caudal maior.

De forma geral, observa-se que a adição do economizador permite uma economia na quantidade de combustível a queimar.

Na figuras 4.11 e 4.12 apresentam-se os diagramas de temperatura-entropia dos fluidos estudados. As linhas marcadas nos gráficos representam o ciclo percorrido por cada fluido com base nas temperaturas de condensação (linha vermelha horizontal inferior) e evaporação (linha vermelha horizontal superior).

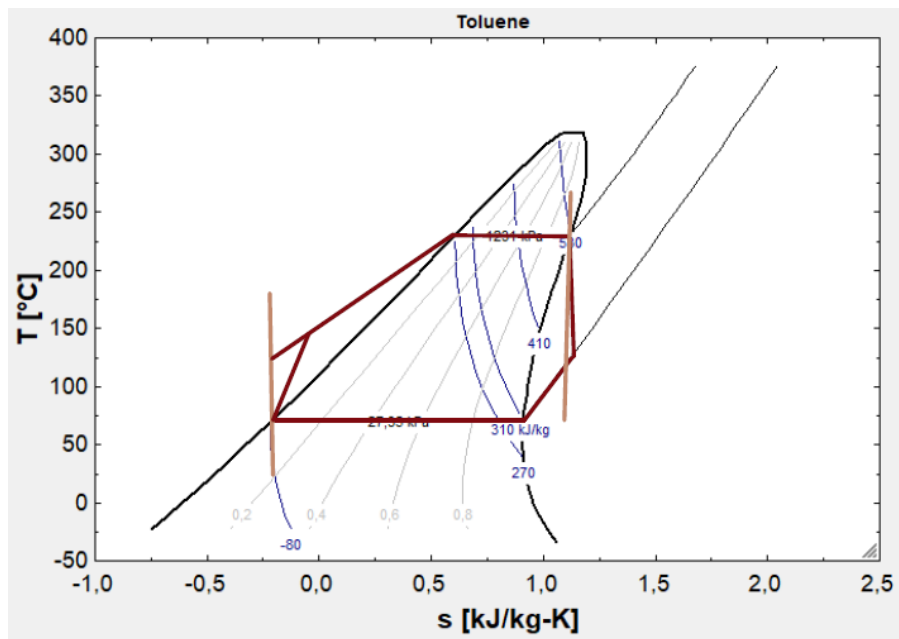


Figura 4.11: Diagramas T-S - Tolueno

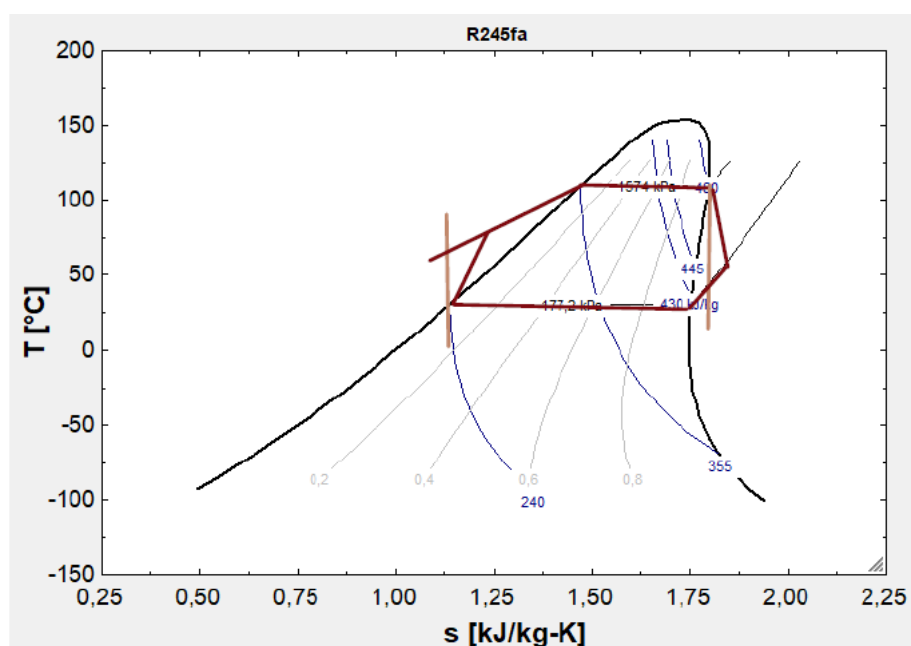


Figura 4.12: Diagramas T-S - R-245fa

Observa-se que, a área do ciclo do tolueno é superior à do R-245fa, o que implica consequentemente uma eficiência superior, uma vez que, permite uma maior diferença entre a temperatura de condensação e evaporação.

Como foi dito anteriormente, pelo facto do tolueno apresentar uma temperatura de ebulição e uma temperatura crítica mais elevadas, permite uma temperatura de evaporação superior. O facto do ciclo do R-245fa ser arrefecido diretamente com ar, também sofre mais perturbações na eficiência do ciclo, devido a alteração das temperaturas do ar, sendo mais prejudicial no Verão devido às temperaturas elevadas.

Realizou-se uma análise para a temperatura máxima e média medidas pela estação meteorológica de Escarpes de S.Nicolau [53]. A simulação apresentada acima foi realizada tendo em conta a temperatura média da zona e como se pôde observar, para uma temperatura média do ar de 17°C, a eficiência bruta do ciclo era cerca de 8,6% e uma temperatura de condensação de 35°C.

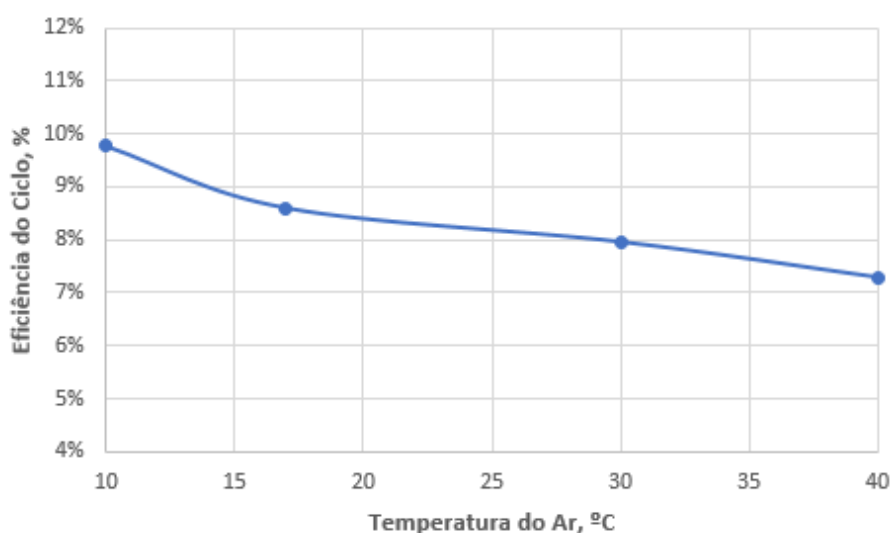


Figura 4.13: Eficiência elétrica bruta vs Temperatura do ar

Considerando uma temperatura máxima do ar de 40°C, a eficiência vai ser prejudicada uma vez que, a temperatura de condensação do sistema será diretamente afetada. Na figura 4.12 pode-se observar o comportamento da eficiência de acordo com o aumento da temperatura do ar.

Considerando o cenário de temperatura mais pessimista, isto é, os 40°C, segundo a simulação realizada, a temperatura de condensação aumenta para os 50,16°C.

Este aumento provocará uma diminuição da área do ciclo como se observa no diagrama T-S na figura 4.11, diminuindo assim a eficiência para 7,2%. Assim, no pior cenário do módulo, a eficiência do ciclo do mesmo decrece 1,4 pontos percentuais.

4.5.3 Análise Económico-Financeira

Neste subcapítulo, procede-se a uma análise económica e financeira das propostas estudadas isto é da Dürr e da GMK, tendo em conta as respetivas configurações analisadas.

De acordo com as simulações realizadas, foi possível estimar a quantidade de combustível necessária para cada configuração e posteriormente calcular o seu custo anual. Seguidamente, realizou-se uma análise económica com os dados fornecidos por cada fabricante. Os custos de combustível foram calculados tendo em conta a equação 4.4 do subcapítulo 4.2.

Foi considerada uma taxa de desconto de 10% visto que, se trata da taxa utilizada no projetos da Eco-Oil, um período de dez anos de exploração mais um ano de implementação e a amortização do sistema com base nos dados da tabela seguinte:

Tabela 4.16: Períodos e taxas de amortização

Módulo	7 anos	14,3%
Permutadores de calor	8 anos	12,5%
Tubagens	8 anos	12,5%
Civil	20 anos	5,0%

Considerou-se os seguintes pressupostos:

- Os custos de manutenção para ambos os casos foram calculados da mesma forma, isto é, 3-5% do custo do módulo, tal como foi sugerido pelos fabricantes.
- As poupanças obtidas com os custos de eletricidade foram calculadas tendo por base o preço que a Eco-Oil paga atualmente, isto é, 0,347€/kWh.
- Os custos por kilowatt hora foram calculados apenas tendo em conta os gastos anuais existentes, ou seja, isto é, os custos em combustível e os custos em manutenção, em ano cruzeiro.
- Os preços dos módulos foram obtidos a partir de um levantamento junto de fornecedores dos mesmos
- Os preços dos equipamentos de refrigeração e o economizador foram obtidos a partir do *software Aspen*, de contacto com fornecedores e das fontes *web* MHHE e Matches [56, 57].

É de notar que não foram considerados custos de mão de obra uma vez que, todo o sistema é automatizado e que o controlo será exercido pelo chefe de turno, não sendo necessário a adição de um operador destinado unicamente ao funcionamento do módulo.

4.5.3.1 Solução Proposta: Dürr

Começando pela oferta da Dürr, o custo do módulo tal como vimos anteriormente apresenta um valor de 320 000€. O custo de implementação é de 130 000€ no caso de se utilizar um permutador de placas e de 136 222€ no caso de se utilizar o air cooler híbrido, incluindo também a estrutura de suporte para o implementar em cima do módulo. Este aero-arrefecedor, diz-se híbrido, porque no caso de a temperatura de ar ultrapasse os 29°C, ele utiliza água como *backup* para arrefecer a corrente de água que passa no condensador do módulo.

Estes custos de implementação incluem custos de tubagens, válvulas, permutador da fonte fria, custos de construção civil e uma *shelter* para cobrir o sistema de modo a não existir degradação precoce do sistema pois trata-se de um ambiente marítimo.

Assim na tabela 4.17 observa-se os indicadores económicos resultantes da análise económica realizada as três configurações.

Tabela 4.17: Resultados da Avaliação Económica da proposta da Dürr

Configurações	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
Payback	3 anos e 5 meses/ 4 anos	3 anos e 3 meses/ 3 anos e 9 meses	3 anos e 8 meses/ 4 anos e 2 meses
VAL	393 910€/321 288€	461 035€/383 416€	427 387€/354 765€
TIR	22% / 17%	23% / 19%	19% / 16%
€/kWh	0,105	0,075	0,075

*Os primeiros valores são referentes à análise económica considerando o uso do permutador de placas e os segundos considerando o aero-arrefecedor híbrido.

Devido à adição do aero-arrefecedor, a potência útil do sistema decresce ligeiramente devido ao consumo do mesmo, sendo que, a potência útil diminuiu dos 62 kW para 59,4 kW, como se observa no dimensionamento realizado no subcapítulo 4.5.7.

Em todas as configurações, pode-se observar um decréscimo no custo por kWh, tendo em conta o custo que é pago atualmente pela Eco-Oil. Esse decréscimo permite uma poupança entre 70-78%, de acordo com as configurações.

Na 2ª configuração, adicionou-se o custo do economizador de gases. A adição deste economizador acarreta o custo adicional de 40 000€ ao investimento inicial. Pela empresa contactada, os custos de manutenção anuais estão na ordem dos 2 500€. Apesar deste acréscimo no investimento, a poupança existente nos custos em combustível permite uma diminuição do tempo de retorno e um aumento dos restantes parâmetros, sendo esta a configuração com melhores indicadores económicos.

Na 3ª configuração, para além do economizador, adicionou-se um permutador extra do módulo. Apesar da diminuição da necessidade de energia térmica que consequentemente requer menos gastos no combustível, esta diminuição não é suficiente para cobrir os encargos e o aumento do CAPEX com o custo do permutador extra. Por esse motivo, os seus indicadores económicos acabam por ser menores que o das restantes configurações. O seu grau de complexidade também acaba por ser superior, devido ao número de equipamentos associados.

Comparando, em termos de indicadores económicos e complexidade do sistema, a segunda configuração da Dürr é a mais favorável, independentemente do fluido usado para refrigeração da água do condensador do módulo.

4.5.3.2 Solução Proposta: GMK

Relativamente à proposta da GMK, como se observou na tabela 4.6, apresenta um custo do módulo de 124 200€ e de implementação de 81 000€, o custo de implementação deste sistema é ligeiramente inferior ao anterior uma vez que, o condensador do módulo funciona diretamente com o ar como meio de arrefecimento do fluido de trabalho, não existindo a adição de um permutador extra e respetiva tubagem.

Assim para a configuração base do caso da GMK, obteve-se os seguintes resultados.

Tabela 4.18: Resultados da Avaliação Económica da proposta da GMK

Configurações	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
Payback		5 anos e 11 meses	3 anos e 9 meses
VAL	Sem Retorno	155 235 €	348 827 €
TIR		11%	14%
€/kWh	0,367	0,149	0,110

Como se pode observar pela análise apresentada, considerando a configuração base do módulo da GMK em que toda a energia térmica provém da caldeira, o investimento não tem retorno no período esperado. O custo por kWh para este sistema também acaba por ser superior ao custo que é pago atualmente pela empresa.

Na 2ª configuração, a adição do economizador permite que o sistema tenha retorno no final do 5º ano do período considerado, com uma taxa de rentabilidade de 11%.

Relativamente ao custo por kWh, para este caso, observa-se que o custo apresenta um valor inferior ao da configuração anterior e um decréscimo de 57% relativamente ao custo pago atualmente.

Na última configuração, adicionou-se o permutador extra no módulo. Segundo a GMK, esta adição permite aumentar a potência bruta da turbina para 41 kW, sendo 30 kW de energia útil.

Para esta configuração, o investimento inicial sobe para 259 200€. A adição do permutador extra à configuração que engloba o economizador permite uma diminuição do tempo de retorno e um aumento de 3% do valor da TIR. Relativamente ao custo por kWh, esta configuração permite um decréscimo de 22% relativamente à configuração anterior.

Pelas configurações consideradas para a proposta da GMK, apenas com a 2ª é possível obter indicadores económicos favoráveis. Economicamente, a solução 3 é a configuração da GMK com maiores proveitos, no entanto também a que apresenta um maior grau de complexidade, quando comparada com as restantes.

4.5.4 Discussão Técnica Comparativa das propostas

Focando nas duas configurações com melhores indicadores económicos, isto é, configuração 2 da Dürr e 3 da GMK, procedeu-se a uma análise comparativa mais detalhada de vários parâmetros.

4.5.4.1 Eficiência Elétrica e Percentagem dos Consumos Cobertos

Em termos de eficiência, como se pôde observar pela tabela 4.6, o módulo da Dürr apresenta uma eficiência quase 9% superior quando comparada com a solução da GMK. Esta eficiência superior é justificada pelo fluido de trabalho utilizado e pelo facto do condensador do módulo da Dürr ter também um regenerador interno integrado que pré-aquece a corrente de fluido de trabalho aumentando assim a eficiência do sistema. Para além

disso e como já fora referido anteriormente, o facto do sistema ser “tight”, não permitindo quaisquer entradas de ar, permite que a pressão de condensação seja ligeiramente inferior a pressão atmosférica, o que permite também um acréscimo na eficiência do sistema, consequência de uma maior diferença entre a temperatura de condensação e de evaporação.

Assim, enquanto a Dürr consegue produzir 62 kW a partir de 400 kW_{th}, conseguindo assim uma eficiência útil de 15,5%, a GMK a partir de 350 kW_{th} produz 30 kW de energia útil, devido à adição do permutador, o que se transcreve numa eficiência de apenas 8,6%, um aumento de 2% relativamente à solução base da mesma e uma diferença de, aproximadamente, 7 pontos percentuais com a solução da Dürr.

Deste modo, a percentagem de consumos cobertos vai ser também influenciada uma vez que, a Dürr consegue produzir 62 kW_e, isto permitirá cobrir os consumos em cerca de 87,2%. Em contrapartida com a GMK que, mesmo com o aumento da potência de saída a partir da adição do permutador extra no módulo, este apenas consegue cobrir 42,2%.

4.5.4.2 Fontes de Calor

Relativamente às fontes quentes, ambas as configurações, utilizam o óleo térmico como fluido intermediário e esse óleo, em ambos os casos, é pré-aquecido pelo economizador de gases e a energia em falta é reposta pela caldeira.

Para o caso da Dürr, pela simulação realizada no *software Aspen* em que se obteve os dados da tabela 4.12, observa-se que a adição do economizador permite uma poupança de 165 kW de energia térmica pela caldeira, sendo assim necessário apenas 235 kW para cobrir a energia necessário no evaporador. A diminuição na necessidade da caldeira permite que o caudal de combustível a queimar necessário para a 2ª configuração da Dürr seja menor, equivalendo numa poupança em combustível de cerca de 41% comparativamente com a solução base.

Para o caso da GMK, uma vez mais pela simulação *Aspen*, aferiu-se que para o caudal de óleo térmico necessário no evaporador, o economizador permite um fornecimento de energia a corrente de 150 kW. Esta diminuição permite que o caudal necessário a queimar para a 3ª configuração seja de 18 kg/h, comparativamente com as 31 kg/h do caso base, o que equivale a uma poupança de cerca de 42%.

No entanto, a melhor configuração da GMK permite ainda adição da outra fonte gratuita presente na Eco-Oil, a corrente de combustível tratado. Esta corrente permite que a temperatura do fluido de trabalho aumente substancialmente, permitindo um aumento da energia produzida.

Assim, verifica-se que em ambos os casos, a adição do economizador em termos económicos acaba por ser proveitosa pela diminuição que consegue impactar na quantidade de combustível a queimar para gerar energia e consequentemente nos custos.

A GMK, na sua melhor configuração, tem a vantagem de englobar também a corrente de *fuel* tratada como fonte gratuita, conseguindo reaproveitar as duas fontes gratuitas.

4.5.4.3 Complexidade do Sistema

Em termos de complexidade do sistema, para a configuração escolhida, o módulo da Dürr mantém a sua forma *standard*, ou seja, o módulo mantém a sua configuração compacta sendo apenas necessário proceder à ligação da fonte quente e da fonte fria. Logo em termos de módulo, a sua instalação é quase imediata. Esta configuração acrescenta também a adição do economizador de gases que terá de ser instalado perto da chaminé da caldeira. Posto isto, trata-se de uma configuração relativamente simples.

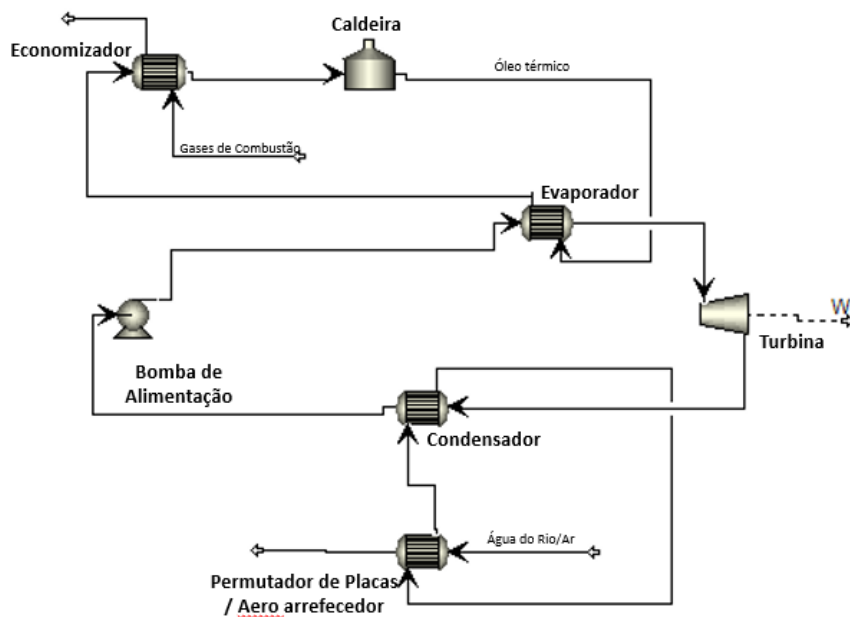


Figura 4.14: 2ª Configuração da proposta da Dürr

Relativamente à GMK, a configuração proposta já requer alterações no módulo original, sendo adicionado um permutador extra. Este permutador terá de ser instalado fora do contentor que contém o módulo. No entanto, como referido anteriormente, o ar pode ser utilizado diretamente no módulo para arrefecer o fluido de trabalho, contrariamente com o caso da Dürr, que tem de ser instalado sempre um *loop* de água. Para além disso, esta configuração engloba também o economizador de gases.

Assim, como se pode observar pelas figuras 4.13 e 4.14, em termos de complexidade os módulos são bastante idênticos uma vez que ambos englobam na sua configuração um economizador, o módulo em si e um permutador extra, sendo no caso da Dürr para arrefecer o fluido intermediário da fonte fria e para o caso da GMK, para pré-aquecer a corrente de fluido de trabalho.

4.5.5 Fontes de Arrefecimento

Relativamente às fontes frias utilizadas, como foi referido o módulo da GMK apenas permite o arrefecimento do fluido de trabalho pelo contacto direto com o ar enquanto

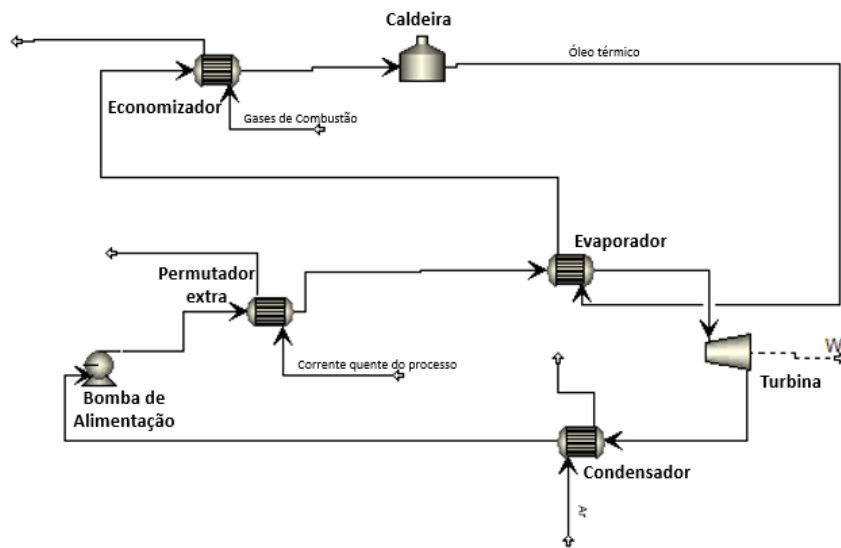


Figura 4.15: 3ª Configuração da proposta da GMK

o módulo da Dürr apresenta uma maior abrangência de fontes frias, uma vez que estas não serão aplicadas diretamente no módulo, mas para arrefecer o circuito de água de refrigeração que depois seguirá para o condensador do módulo.

Pelo facto, da Eco-Oil já ter um processo em autorização para a utilização da água do rio como utilidade, esta seria a opção mais interessante a ser usada. No entanto mantendo a garantia que o salto térmico não ultrapassa os 5°C.

O maior impacto entre a utilização do ar e a água do rio é que no caso da utilização do ar, a temperatura de condensação terá tendência a ser superior, devido às oscilações da temperatura do ar, isto poderá ter impacto negativo, posteriormente, na eficiência do sistema, uma vez que, a diferença de temperatura de evaporação e condensação passa a ser menor e conseqüentemente afeta a eficiência do ciclo termodinâmico. Como se observou no subcapítulo 4.5.2., a eficiência do ciclo pode baixar até 1,4% aquando a utilização do ar como fonte para arrefecer o *loop* de água.

Assim, caso se utilize o ar como fonte de arrefecimento e considerando o pior cenário, isto é, 40°C, a eficiência útil do sistema da Dürr diminuiria de 15,5% para 10,5% contabilizando o consumo do aero-arrefecedor e a diminuição da eficiência devido ao aumento da temperatura de condensação.

4.5.6 Máquina de Expansão

Uma diferença nos dois módulos recai no tipo de máquina de expansão utilizada.

A máquina de expansão trata-se de um dispositivo que gera a potência, isto é, gera trabalho através da expansão, neste caso, do fluido orgânico na fase de vapor que provém do evaporador desde a pressão de evaporação até à de condensação. Estas máquinas podem ser classificadas em duas categorias: as Dinâmicas e as de Deslocamento Positivo ou Volumétricas. Pelas informações fornecidas por cada fabricante, a Dürr utiliza uma

turbina dinâmica enquanto a GMK utiliza as de Deslocamento Positivo, onde está inserido o expensor em parafuso (screw expander) [58]. .

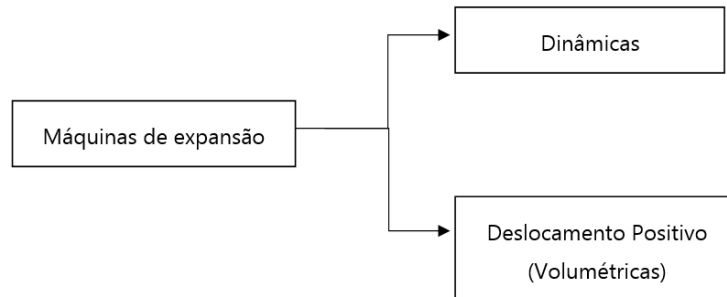


Figura 4.16: Tipos de máquinas de expansão em estudo [Adaptado de [2]]

Nas máquinas de expansão dinâmicas, como é o caso da turbina utilizada pela Dürr, esta recebe energia de um fluxo contínuo de fluido, não existindo um volume confinando a um espaço, ou seja, a transferência de energia deve-se à variação da quantidade do movimento do escoamento do fluido. Em contrapartida, nas máquinas volumétricas, existe uma quantidade fixa de fluido que está confinada num certo espaço definido por duas fronteiras, uma fixa e uma móvel. Assim, a transferência energética é conseguida através da variação do volume ocupado pelo fluido que está confinado. Esta variação ocorre devido ao movimento da fronteira móvel [2, 58].

A turbina utilizada pela Dürr é uma turbina axial, como se apresenta na figura 4.16. Esta possui uma geometria que permite taxas de pressão mais baixas e fluxos elevados de fluidos, sendo caracterizada como adequada para a expansão de vapor. Uma vez que, os fluidos orgânicos possuem elevada massa molar e calor latente reduzido, aquando comparados com o vapor de água, permite que seja apenas necessário um único estágio na aplicação deste tipo de máquina a um sistema ORC.

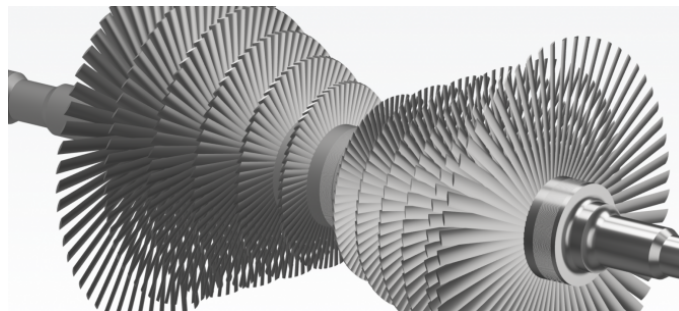


Figura 4.17: Exemplo de turbina axial [59]

Para além disso, trata-se de uma turbina do tipo hermético, o que significa que existe acoplação direta da turbina ao gerador o que permite que não existam perdas de fluido de trabalho.

Os expansores em parafuso, como o módulo da GMK utiliza, tal como se encontra representado na figura 4.17, contém dois parafusos helicoidais, que após a entrada do

fluido orgânico, começam a rotação permitindo a expansão do fluido [60].

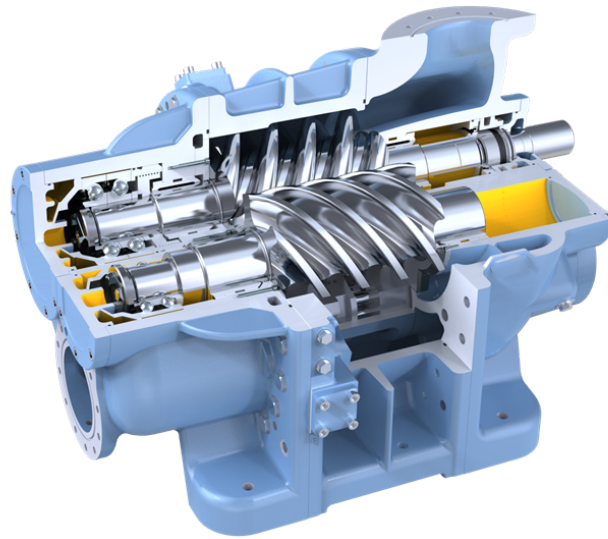


Figura 4.18: Exemplo de expansor em parafuso [61]

Segundo os autores *Zanelli e Favrat (1994)*, a partir de estudos realizados de aplicações ORC observou-se que os dispositivos de expansão volumétricos são bons para a produção de energia em pequena escala, devido ao número reduzido de partes móveis e à sua grande disponibilidade. Os autores *Quoilin et al. (2013)* confirmaram a tese anterior afirmando que as máquinas volumétricas são mais apropriadas para serem utilizadas em sistemas ORC de dimensão mais reduzida [62, 63].

Na prática, as turbinas só são projetadas para potências superiores 50 kW, por esse motivo, as máquinas volumétricas assumem destaque na gama abaixo, como se pode comprovar pelas propostas apresentadas por ambas as empresas.

Os autores *Wang et al (2011)* afirmam que a utilização de turbinas a vapor apresenta a grande vantagem de ter uma eficácia bastante superior comparativamente com outros tipos de expansores embora apresentem características de arranque mais fracas[64]. Já *Quoilin et al (2013)* referem que nas máquinas de expansão volumétricas, os sistemas de lubrificação são bastantes complexos, o que provoca dificuldades na sua utilização. Devido a essa dificuldade, são equipamentos que acabam por precisar de mais manutenção [63].

Relativamente a disponibilidade de cargas, segundo os fabricantes, ambos os expansores têm capacidade para trabalhar a -40% da carga térmica total.

No caso da Dürr, que utiliza uma turbina, a eficiência elétrica decresce com a diminuição da carga.

No caso da GMK, o expansor tipo parafuso permite uma diminuição de carga até 20% abaixo da carga total sem que exista alteração da eficiência elétrica do ciclo. A partir desse ponto, a eficiência vai decrescendo com a diminuição da carga.

Esta relação pode observa-se na figura 4.18.

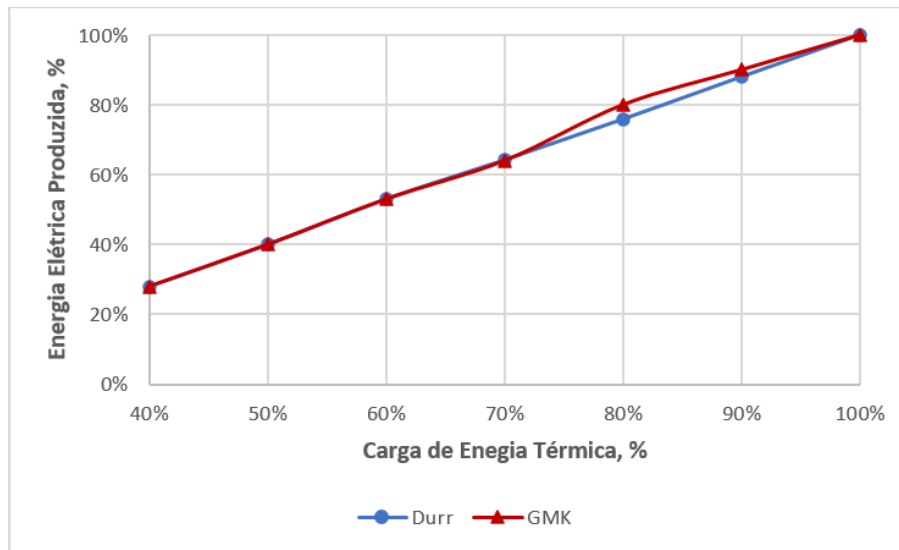


Figura 4.19: Energia elétrica produzida vs Carga de energia térmica

Isto é, no caso da Dürr, para a carga mínima de -40% da carga térmica, a eletricidade produzida será 28% da total. Ou seja, os 40% de carga térmica equivalem a uma potência de 160kWh para gerar 18,8 kW (os 28% respectivos) e a eficiência elétrica baixa para 11,7%.

Na proposta da GMK, os 20% da carga total equivalem a 280 kWh, mantendo a eficiência do sistema, isto é, os 8,6%, a energia elétrica produzida passa a ser 18,4 kW. Considerando os 40% da carga total, a eficiência decresce para 6%.

Mesmo com um decréscimo linear da eletricidade produzida em função da carga, a Dürr consegue apresentar sempre uma maior eficiência do sistema.

A Dürr possui um sistema de turbina e gerador acoplados, denominado por turbogenerador hermético, o que permite que não seja necessário um sistema de lubrificação extra. O único lubrificante do sistema é o fluido de trabalho. Contrariamente, o sistema da GMK já necessita de um sistema extra de lubrificação devido a não existir esse acoplamento. Este acoplamento permite uma redução nos custos de operação e manutenção por tornar o sistema mais simples, eliminando todos as selagens e engrenagens [46].

Assim, com base na análise técnica e econômica realizada, a proposta que melhor se adequa as necessidades e condições da Eco-Oil é a segunda configuração da proposta da Dürr,. Deste modo, a restante análise e implementação será realizada tendo apenas esta última em conta.

4.6 Dimensionamentos dos Equipamentos Referentes à Fonte Fria

Como foi mencionado anteriormente, a solução escolhida (o módulo da Dürr) utiliza um *loop* de água a 30°C para condensar a corrente de fluido de trabalho que sai da turbina.

4.6. DIMENSIONAMENTOS DOS EQUIPAMENTOS REFERENTES À FONTE FRIA

Esse *loop* pode ser arrefecido pelo ar ambiente ou através da água do rio, uma vez que, a localização da Eco-Oil permite o acesso facilitado à água.

A água é de carácter salino logo estudou-se qual o tipo de permutador mais adequado para este tipo de fluido.

Estudou-se a possibilidade de utilizar um permutador de corpo e tubos e um permutador de placas aquando da utilização da água salina, figuras 4.20 e 4.21. Na tabela 4.19 são apresentadas algumas vantagens e desvantagens inerentes a cada permutador com a utilização deste fluido[65].

Tabela 4.19: Vantagens e Desvantagens de cada tipo de permutador

	Vantagens	Desvantagens
Permutador de placas	Tamanho compacto Melhor transferência de calor Menor probabilidade de entupimento Fácil limpeza Manutenção fácil	Maior queda de pressão Juntas podem deteriorar
Permutador de Corpo e Tubos	Podem ser usados em sistemas de altas pressões e temperaturas Menor queda de pressão	Menor transferência de calor Capacidade do permutador não pode ser aumentada Necessita de mais espaço Suscetível a entupimento Mais caro

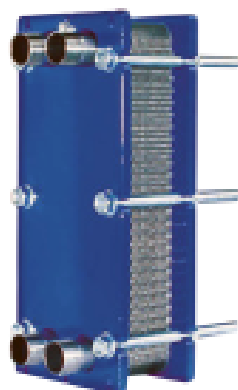


Figura 4.20: Exemplo de um permutador de placas

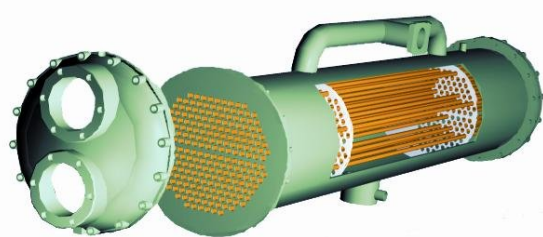


Figura 4.21: Exemplo de um permutador de corpo e tubos

A partir da informação transcrita na tabela 4.19, no caso de se utilizar a água do rio para refrigerar o circuito de água, deve-se optar por um permutador de placas.

O ar apresenta a desvantagem de ter mais oscilações de temperatura o que pode ter influência na eficiência do ciclo.

No caso de se utilizar o ar como utilidade fria para arrefecer o circuito de água, de modo a tornar o ciclo o mais eficiente possível optou-se por um aero-arrefecedor híbrido. Este aero-arrefecedor para além de apresentar dimensões mais compactas, é mais eficiente pois no caso de a temperatura do ar ser superior à temperatura *standard* do circuito de água, utiliza uma corrente de água para arrefecer como *backup*, tentando manter ao máximo a eficiência do ciclo. Para além disso, apresenta também a vantagem da água utilizada, não ter de ser uma água especialmente tratada, podendo ser utilizada água de abastecimento público.

4.6.1 Dimensionamento do permutador de placas

O permutador placas terá a função de arrefecer o loop de água que passa no condensador do módulo a partir do contacto com a água do rio. A utilização da água do rio requer a condição de a temperatura de saída da mesma não poder apresentar um salto térmico

4.6. DIMENSIONAMENTOS DOS EQUIPAMENTOS REFERENTES À FONTE FRIA

superior a 5°C.

Assim, considerou-me uma temperatura de entrada de 15°C e máxima de saída de 20°C.

O arranjo escolhido foi de 1:1 e um diâmetro de orifício de 0,150 metros. Nas tabelas 4.20 e 4.21 pode-se observar os resultados obtidos do dimensionamento, sendo a primeira referente aos dados operacionais e a segunda aos dados de construção [65].

Tabela 4.20: Dados operacionais do permutador de placas

Dados Operacionais				
Características	Unidades	Fluido quente		Fluido frio
Fluido Circulante	-	Loop de água		Água do Rio
Caudal de Fluido	kg/h	27 818		58 000
Temperatura	°C	40	30	15 20
Pressão	bar	5		5
Velocidade do Fluido	m/s	0,86		0,39
Perda de carga	bar	0,678		0,1292
Nº de passagens	-	13		
Nº de unidades de transferência	-	1		
Coefficiente global de transferência de calor	kcal/(m ² . h.°C)	1659,9		
Calor trocado	kW	323		

Tabela 4.21: Dados de Construção do Permutador de Placas

Dados de Construção					
Número de Placas	-	26	Diâmetro do Orifício	m	0,15
Largura da Placa	m	0,8	Área do Orifício	m ²	0,01767
Comprimento da Placa	m	0,5	Espaçamento entre placas	mm	3
Espessura da Placa	mm	3	Área da Placa	m ²	0,38

4.6.2 Dimensionamento do aero-arrefecedor

Tal como o permutador de placas, a função do aero-arrefecedor será o arrefecimento do loop de água que passa no condensador do módulo. Para o aero-arrefecedor escolhido, considerou-se uma temperatura máxima do ar de 29 °C (para se encontrar abaixo do loop de água) e a partir desse valor, a corrente de água é ativada.

Assim na tabela 4.20 observa-se os dados operacionais referentes a este aero-arrefecedor.

Tabela 4.22: Dados Operacionais do aero-arrefecedor

Dados Operacionais			
Características	Unidades	Fluido quente	Fluido frio
Fluido Circulante	-	Loop de água	Ar
Caudal de Fluido	m^3/h	27	90 680
Temperatura	°C	40 30	29 33,4
Pressão	bar	5	1,0135
Velocidade do Fluido	m/s	1,5	2,71
Perda de carga	bar/mmH ₂ O	0,69	13,31
Nº de passagens	-	13	
Nº de unidades de transferência	-	1	
Área Superficial	m^2	820	
Calor trocado	kW	323	

Seguidamente, são apresentados os dados de construção.

Tabela 4.23: Dados de Construção do aero-arrefecedor

Dados de construção					
RPM	-	893	Diâmetro externo	in	1
Potência do motor	kW	3,6	Espessura da Fin	mm	2,1
Diâmetro da Ventoinha	m	0,9	Espaçamento da Fin	mm	0,1
Nº total de tubos	-	32	Nº de tubos por passagem	-	11

Aquando da utilização da água, esta apresentará um caudal de cerca de 478 L/hora, a cerca de 5 bar.

4.7 Análise de Sensibilidade

A elaboração do estudo de viabilidade económica é realizada com base em valores previsionais, o que por si acarreta um risco associado. Este risco corresponde à probabilidade ou possibilidade desses valores poderem ser diferentes dos estimados.

A análise de sensibilidade permite determinar os impactos dos critérios de avaliação, tais como a TIR e o VAL, a partir da alteração de uma variável do processo. De modo a obter uma análise mais objetiva, optou-se por calcular os valores das elasticidades, ε , para os critérios acima mencionados face às variáveis em estudo consideradas.

$$\varepsilon = \frac{\text{valor percentual em VAL ou TIR}}{\text{variação em \% relativa a variável em estudo}} \quad (4.5)$$

O valor da elasticidade permite ter uma ideia de quanto uma variável tem impacto no estudo. Quanto menor for, menor o impacto.

Decidiu-se realizar análise às seguintes variáveis para a proposta fornecida pela Dürr

- Investimento do Módulo;
- Investimento Total;
- Poupança em eletricidade
- Custos em combustível

Todas as análises foram realizadas com passos de 10% à exceção da poupança em eletricidade.

Analisou-se o impacto ao investimento do módulo, uma vez que, como se pôde observar pelas propostas apresentadas, era a parcela com maior peso do investimento inicial.

Pode-se observar que para os intervalos considerados na figura 4.19, o projeto continua sempre a ser rentável, sendo que para o pior cenário considerado, ainda apresenta uma

TIR de 14%. Contudo, observa-se que a diminuição destes custos traria vantagens para os critérios económicos de avaliação.

Quanto à elasticidade média, este apresenta $\xi_{VAL} = 0,88$ e $\xi_{TIR} = 1,46$, face ao custo do investimento do módulo.

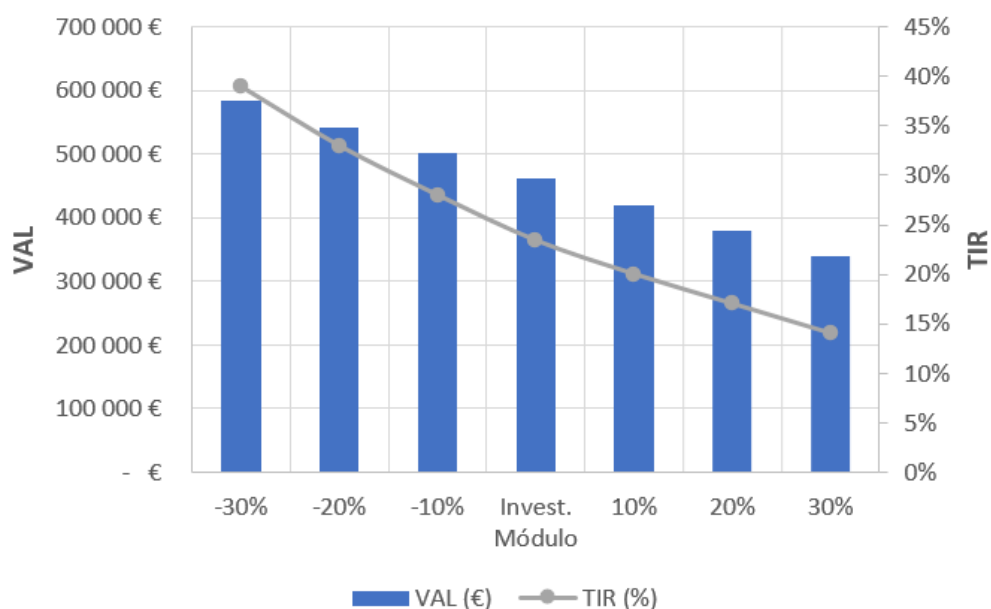


Figura 4.22: Análise de Sensibilidade à variável Investimento do módulo

De seguida analisou-se o comportamento do investimento total sob as mesmas condições.

Também para este caso a diminuição do custo do investimento total seria benéfico para os parâmetros económicos, como seria de esperar. Para o melhor caso considerado, isto é, uma diminuição de 30% do valor original levaria a um aumento do valor da TIR de 23% para 49%.

As elasticidades resultantes foram de $\xi_{VAL} = 1,06$ e $\xi_{VAL} = 1,88$.

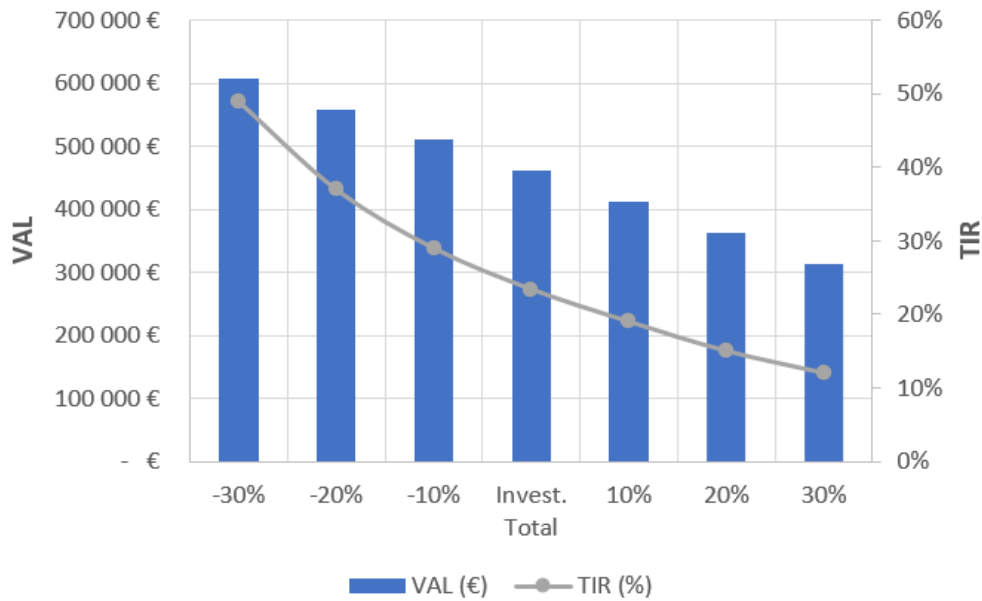


Figura 4.23: Análise de Sensibilidade à variável Investimento Total

A terceira análise corresponde à poupança em eletricidade, de modo a perceber como é que a poupança existente poderia impactar a análise económica.

Atualmente, observa-se um aumento constante do preço da eletricidade e com tendência a continuar, devido ao aumento do preço da matéria prima no mercado grossista, visto que, o custo do gás natural nos mercados internacionais continua bastante elevado, assim como as licenças de emissão de CO₂ [66]. Por este motivo, não se espera uma diminuição massiva do preço da eletricidade.

A análise para esta variável foi feita tendo em conta a situação atual, isto é, considerou-se uma diminuição máxima de 10% e devido à tendência crescente atual, considerou-se um cenário de aumento máximo de 75%. Estas considerações foram realizadas de modo a aproximar esta análise ao máximo com a situação atual.

Para o cenário de aumento da poupança em eletricidade em 75%, a TIR aumenta para o valor de 90%. Isto comprova a criticidade desta variável, o que pode ser validado pelos próprios valores de elasticidade, isto é, $\xi_{VAL}=4,99$ e $\xi_{TIR}=5,48$.

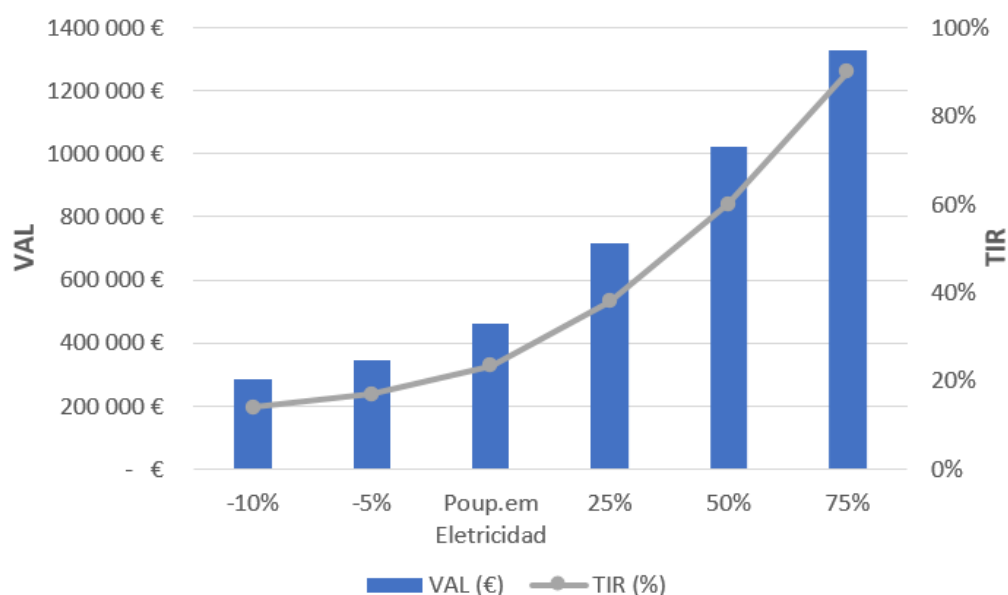


Figura 4.24: Análise de Sensibilidade à variável Poupança em Eletricidade

Por último, procedeu-se à análise dos custos em combustível por ser o parâmetro dos custos com maior influência. Após realizar esta análise, observa-se que esta é a variável que apresenta menores valores de elasticidade, uma vez que para o VAL, o valor de elasticidade é de 0,39 e para a TIR de 0,60. O valor da TIR para o pior cenário, isto é, com o aumento de 30% dos custos em combustível, diminuiria para os 21% enquanto, com uma diminuição de 30% aumentaria para 26%, tendo como base os 23%. Assim, observa-se que esta não é variável com maior impacto na análise.

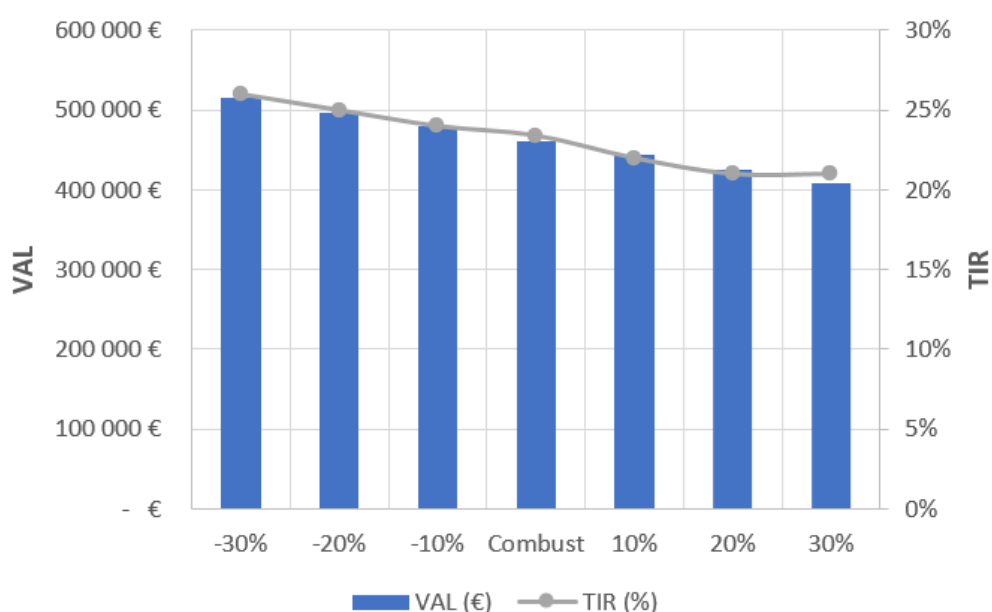


Figura 4.25: Análise de Sensibilidade à variável Custos em Combustível

Verifica-se que todos os parâmetros mencionados acima são considerados parâmetros críticos na instalação do processo.

A partir da análise realizada, verifica-se que se trata de um processo viável.

Considerando os piores cenários de cada variável, o processo nunca deixa de ser rentável. A variável que apresenta maior impacto é a poupança em eletricidade existente, o que significa que se trata da variável com maior probabilidade de tornar o projeto não viável.

Isto significa que se tem de garantir que o módulo trabalha com a eficiência que se espera, de modo a que a poupança em eletricidade resultante seja suficiente para cobrir os gastos efetivos mantendo a viabilidade económica do processo.

Como se estima a continuação de um aumento crescente no custo da eletricidade, prevê-se que este projeto não seja comprometido por esta variável.

IMPLEMENTAÇÃO DO PROJETO

Neste capítulo apresentam-se as informações referentes à implementação do projeto ao caso da Eco-Oil.

5.1 Conexão Elétrica

Como foi referido no subcapítulo 4.1, os consumos elétricos da Eco-Oil encontra-se dividido em dois quadros elétricos, o QGBT1 e o QGBT2.

Analizou-se os consumos apenas de janeiro a agosto de 2021, uma vez que durante estes meses a produção esteve no seu máximo e conseqüentemente os consumos da unidade.

Assim, pela tabela 5.1 observa-se a potência média consumida em cada quadro.

Tabela 5.1: Potência média do ano de janeiro 2021-agosto 2021

Horas	Unidades	QGBT1	QGBT2
00h-08h		13	60
08h-16h	kW	13	67
16h-00h		15	65

O módulo escolhido tem a capacidade de produzir 62 kW, caso se opte por adicionar o permutador de placas com a utilização da água do rio e 58,4 kW no caso de se optar pelo aero arrefecedor híbrido.

Segundo a análise realizada aos consumos, observa-se que o QGBT2 apresenta valores de potência utilizada idêntica à potência útil que o módulo consegue fornecer. Deste modo, a proposta inicial é fazer a ligação do módulo diretamente ao QGBT2 e tornar a unidade de afinação de fuel autossuficiente.

No entanto, é de referir que caso a energia fornecida pelo módulo não seja suficiente ou caso haja algum problema com o módulo e este deixe de funcionar, o sistema do quadro tem a capacidade automática de ir buscar energia a fonte seguinte, que neste caso é o fornecimento existente pela Tanquisado. Deste modo, não compromete assim o restante processo, uma vez que a alimentação de eletricidade continua a ser contínua.

5.2 Localização do Módulo

Estudou-se o espaço livre na Eco-Oil, uma vez que a limitação de espaço disponível era um dos problemas apresentados inicialmente.

O módulo escolhido apresenta as seguintes dimensões:

Tabela 5.2: Dimensões do Módulo ORC

Comprimento	m	5,57
Largura	m	2,47
Altura	m	3,18
Peso	ton	10

E pela modelagem 3D, pode-se observar que apresenta a seguinte configuração:

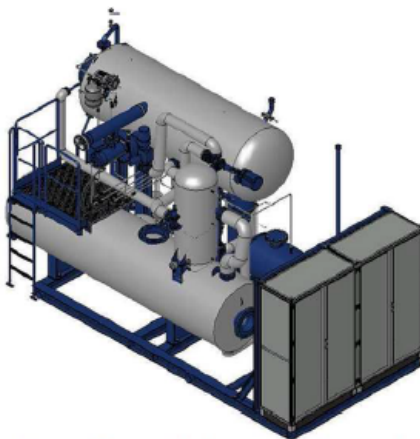


Figura 5.1: Representação 3D do módulo ORC da empresa Dürr [67]

Para além disso, teve-se em consideração o espaço que seria necessário para manutenção. Segundo se averiguou com a empresa fabricante escolhida, o módulo necessita em três dos lados um espaço de 0,80 m para manutenção e no lado restante, coincidente com o lado onde se localiza a turbina, necessita de um espaço de 2 metros. Tendo em conta estas informações, chegou-se a três possíveis localizações.

Posição 1

A primeira localização proposta era implementar o módulo entre os tanques T 4.1 e T.2.4. Estabeleceu-se os limites das dimensões do módulo, como se observa na figura 5.2.



Figura 5.2: Localização estudada para módulo nº1

Após observação do espaço ocupado pelo módulo, observou-se que o único inconveniente seria a compensação que teria de ser feita na rampa de para manter o módulo estabilizado. Observou-se também que esta localização garante espaço suficiente em todos os lados para a manutenção do módulo.

Posição 2

A segunda localização é a mesma que a primeira, mas alterou-se a disposição do módulo.



Figura 5.3: Localização estudada para módulo nº2

Esta configuração apresenta a vantagem de não ser necessário realizar a compensação da rampa, no entanto, esta configuração dificulta o acesso à porta de homem do tanque T.2.4, o que é um problema.

No entanto, em termos de espaço para manutenção, é uma proposta que apresenta espaço suficiente para as atividades de manutenção

Posição 3

Por último, na última proposta, o módulo encontra-se entre a sala da caldeira e o tanque T.4.1.



Figura 5.4: Localização estudada para módulo nº3

É a localização mais próxima da fonte de calor, isto é, a caldeira, no entanto, esta zona trata-se de uma zona de passagem das empilhadoras e a zona de acesso direto a unidade de afinação do fuel (UAF).

Em termos de espaço para manutenção, equiparavelmente com as restantes propostas, existe espaço suficiente para os serviços de manutenção.

Assim, na tabela 5.3, observa-se os problemas e soluções, quando possível, de cada posição considerada.

Tabela 5.3: Quadro Resumo dos problemas e soluções das possíveis localizações do módulo

Posição	1ª	2ª	3ª
Problema	Implementação do módulo ultrapassa área do passeio, passando para a rampa existente criando instabilidade no módulo	Implementação do módulo encontra-se muito próxima da porta de homem do tanque T.2.4.	Implementação do módulo encontra-se numa zona de acesso direto à UAF e de passagem de empilhadoras que transportam grandes volumes
Solução	Criar uma compensação na rampa de modo a mantê-la no mesmo nível do passeio, estabilizando o módulo	Sem solução encontrada	Sem solução encontrada

Assim, tendo em conta esta análise, observa-se que a solução 1, apesar do inconveniente da instalação do módulo em cima da rampa, acaba por ser o problema com maior facilidade de resolução. Deste modo, a posição 1 é a escolhida para a implementação do módulo.

De seguida, fez-se um levantamento das necessidades de tubagens na ligação entre a fonte quente e o módulo.

Pela análise realizada ao local, observou-se que existiam duas correntes (entrada e saída) de óleo térmico perto do local de implementação do módulo com destino ao permutador da *tricanter* da unidade. O caudal máximo de óleo térmico na passagem deste permutador é $10 \text{ m}^3/\text{h}$. Tendo em conta as características do óleo térmico e as dimensões da tubagem existente, o caudal máximo de passagem pela mesma é cerca de $30 \text{ m}^3/\text{h}$. Considerando o caudal de óleo térmico necessário para gerar os 400 kW de energia térmica, isto é, 10,7 toneladas, equivalente a cerca de $14,8 \text{ m}^3/\text{h}$, observa-se, no seu trabalho máximo, um caudal de passagem de $24,8 \text{ m}^3/\text{h}$, o que possibilita a passagem de óleo para ambos os permutadores nessa tubagem. No entanto, é de notar, que isso acontece esporadicamente, uma vez que a válvula de entrada de óleo do permutador da *tricanter* encontra-se normalmente aberta apenas em 20%, estando totalmente aberta apenas nas lavagens semanais.

Assim, a solução é fazer uma picagem na tubagem existente e adicionar uma válvula de modo a encaminhar parte do óleo para o evaporador.



Figura 5.5: Tubagem onde se fará a picagem para encaminhar o óleo em direção ao evaporador do módulo

Assim pela análise realizada do espaço disponível para a tubagem, espera-se que após a picagem, seja necessária uma adição de, aproximadamente, 13,8 m até ao módulo com diâmetro de duas polegadas e meia. Nesses 13,8 m está incluída uma descida de 30 cm até à altura das tubagens existentes após a divisão entre os tanques T.4.1 e T.4.2.

5.3 Instalação do Economizador e do Equipamento de Refrigeração

As análises de ciclo e as avaliações económicas realizadas no capítulo anterior demonstraram que a instalação do economizador seria uma mais valia em termos económicos para o sistema, uma vez que, permite uma certa poupança na quantidade de combustível a queimar e para além disso, está a existir um reaproveitamento de uma fonte de calor gratuita.

Considerando um economizador com as seguintes dimensões:

Tabela 5.4: Dimensões do Economizador

Comprimento	m	0,93
Largura	m	0,96
Altura	m	1,4

Pela análise realizada ao local, a sala da caldeira não tem espaço suficiente para instalar o economizador.

A proposta é proceder à instalação do economizador no telhado e fazer a ligação entre a corrente de gases e os dois coletores do óleo térmico. Na figura 5.6, pode-se observar-se uma representação gráfica da instalação da mesma.

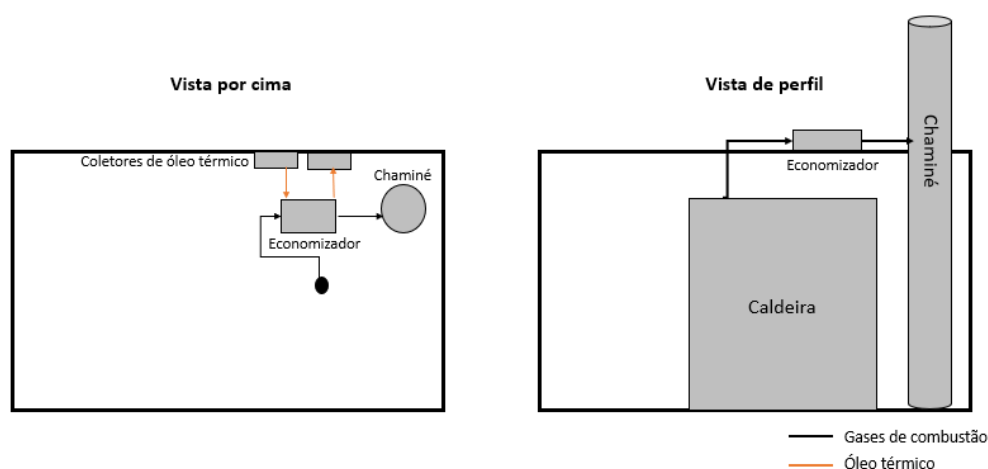


Figura 5.6: Solução Proposta para a Implementação do Economizador

Relativamente à fonte de arrefecimento da corrente de água que passa no condensador,

5.3. INSTALAÇÃO DO ECONOMIZADOR E DO EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO

como se observou nas análises anteriores, existem duas hipóteses. A utilização de um permutador de placas utilizando a água do rio como fluido de refrigeração e um aro arrefecedor híbrido que utiliza o ar e quando a temperatura do mesmo é muito elevada este recorre a uma corrente de água para arrefecer.

É de referir que a água utilizada no aro arrefecedor não necessita de nenhum tipo de tratamento especial podendo ser utilizada a água da rede pública.

Relativamente ao permutador de placas, pelo dimensionamento realizado no capítulo 4, este apresenta as seguintes dimensões apresentadas na tabela 5.5.

Tabela 5.5: Dimensões do Permutador de placas

Comprimento	m	0,75
Largura	m	0,5
Nº de placas	m	26
Espessura da Placa	mm	3

Deste modo, pela análise realizada ao local, considerando o espaço ocupado pelo módulo e respetiva área para a manutenção, verifica-se que o permutador de placas pode ser instalado ao lado do módulo, permitindo uma proximidade entre o permutador de placas e o condensador do módulo, evitando a necessidade excessiva de tubagens.

A captação da água do rio ainda é um projeto em aprovação devido às limitações de temperatura de descarga e de caudal.

No entanto, considerando a aprovação da captação, a Eco-Oil já apresenta um projeto que inclui a utilização da água do rio. Por sua vez, a análise à necessidade de tubagens teve em conta a captação já realizada para o projeto da Eco-Oil, logo assumiu-se uma picagem na tubagem existente para o projeto de fornecimento de água do rio à UAF. Assim, desde essa picagem até ao permutador de placas, espera-se um acréscimo de tubagens de aproximadamente 20 metros.

Relativamente ao aro arrefecedor, este apresenta as seguintes dimensões:

Tabela 5.6: Dimensões do Aro Arrefecedor Híbrido

Comprimento	m	2,95
Largura	m	2,23
Altura	m	1,4
Peso	ton	1,22

A solução encontrada foi proceder à instalação do aro arrefecedor em cima do módulo ORC. Para tal, é necessário instalar-se uma superfície de suporte em cima do módulo de modo que aguarde este equipamento e até como proteção do próprio módulo.

5.4 P&ID

O ciclo orgânico de *Rankine* é um ciclo termodinâmico muito simples tendo por base a evaporação, expansão e condensação constante de um fluido de trabalho.

Como tal, a instrumentação de controlo existente acaba por ser bastante simples.

Assim, na figura 5.7 pode-se observar o P&ID do módulo ORC para cada fonte de arrefecimento.

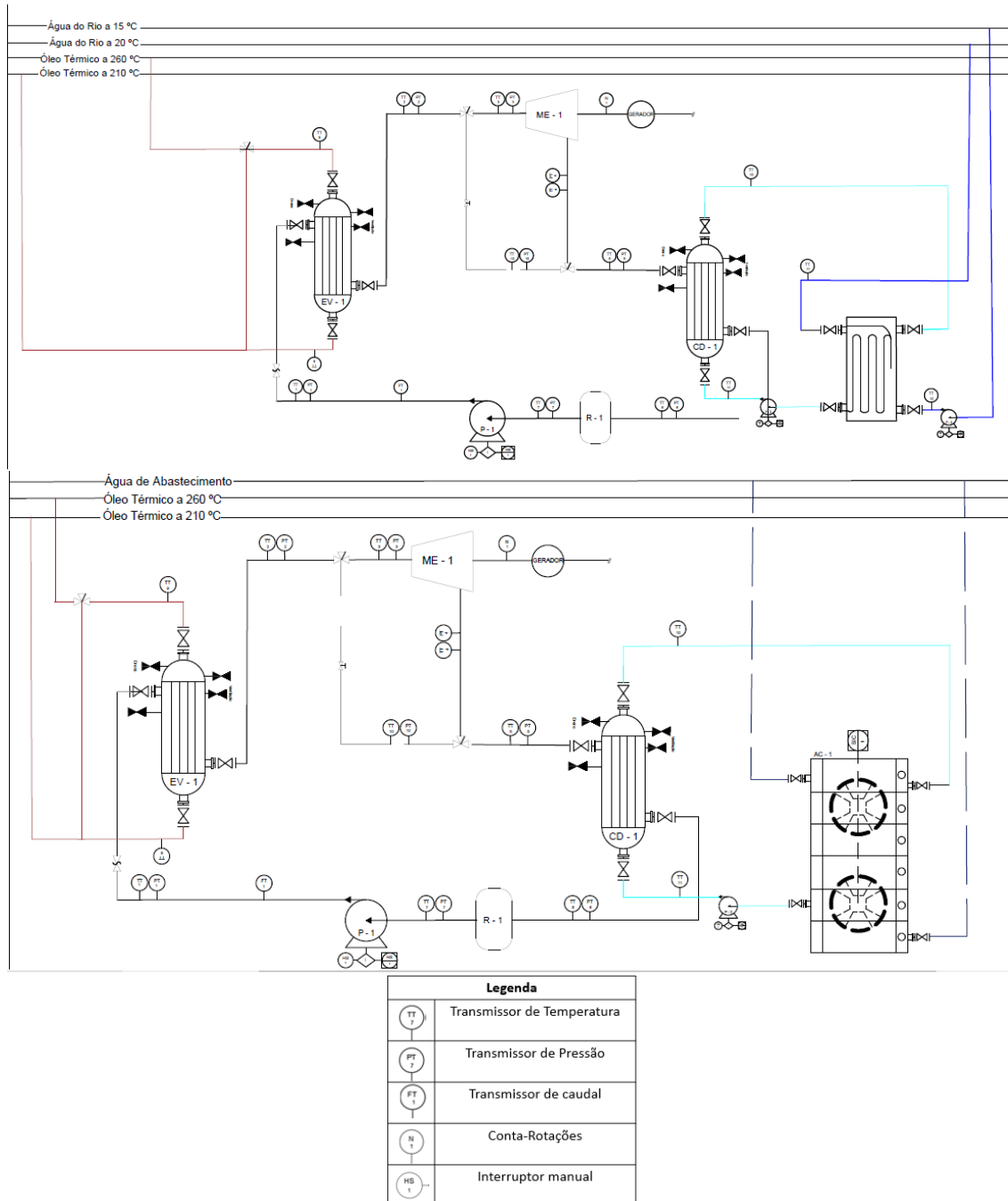


Figura 5.7: P&ID do módulo ORC para cada fonte fria (água do rio e ar)

Na tabela 5.7, é apresentada uma legenda referente a cada equipamento descrito no P&ID.

Tabela 5.7: Legenda dos equipamentos

Legenda	
EV	Evaporador
ME	Máquina de Expansão
P	Bomba
CD	Condensador
R	Reservatório de fluido de trabalho
PC	Permutador de Calor
AC	Aero Arrefecedor

Como se pode observar o sistema ORC é constituído maioritariamente por transmissores de temperatura e pressão após cada equipamento de modo a garantir que o ciclo assegura todas as condições necessárias de modo a otimizar ao máximo a eficiência do sistema e de modo que haja um controlo para que não exista sobreaquecimentos ou sobrepensões que possam prejudicar a vida útil do módulo [49].

Para além disso, apresenta um transmissor de caudal à saída da bomba de alimentação do fluido, de forma a controlar a quantidade de caudal de fluido de trabalho que se encontra em passagem de modo a satisfazer as necessidades da turbina para gerar a energia elétrica pretendida [68, 69].

Para além disso, aquando da instalação do módulo, é necessário sempre a adição de uma válvula de três vias, entre o lado quente e frio do óleo térmico. Esta válvula vai recebendo sinais do controlo do módulo ORC.

Quando o ORC está em estado frio (por exemplo, quando existe um *shut-down*), a válvula de 3 vias abre lentamente e o ORC é gradualmente aquecido.

Em operação total, a válvula de 3 vias regula o fluxo de óleo térmico para o ORC e, conseqüentemente a temperatura. Em caso de queda repentina de um outro consumidor de óleo térmico, a temperatura na tubagem pode aumentar, assim a válvula de três vias, reduz o fluxo para alimentar a quantidade certa de energia que o ORC vai necessitar.

5.5 Layout

Nesta secção é apresentado o *layout* referente à configuração escolhida com as duas fontes frias respetivas.

Como já fora referido, a localização escolhida para o módulo foi na posição vertical entre os tanques 4.1 e 2.4. O economizador deverá ser instalado na parte do telhado localizando-se entre os coletores de óleo térmico e a própria chaminé. A conexão do óleo térmico será realizada por picagem a uma tubagem existente com destino ao permutador da *tricanter*.

No caso de se utilizar o ar, implementar-se-à uma superfície de suporte em cima do módulo que permitirá colocar o aeroarrefecedor em cima do mesmo, como se pode observar na figura 5.8.

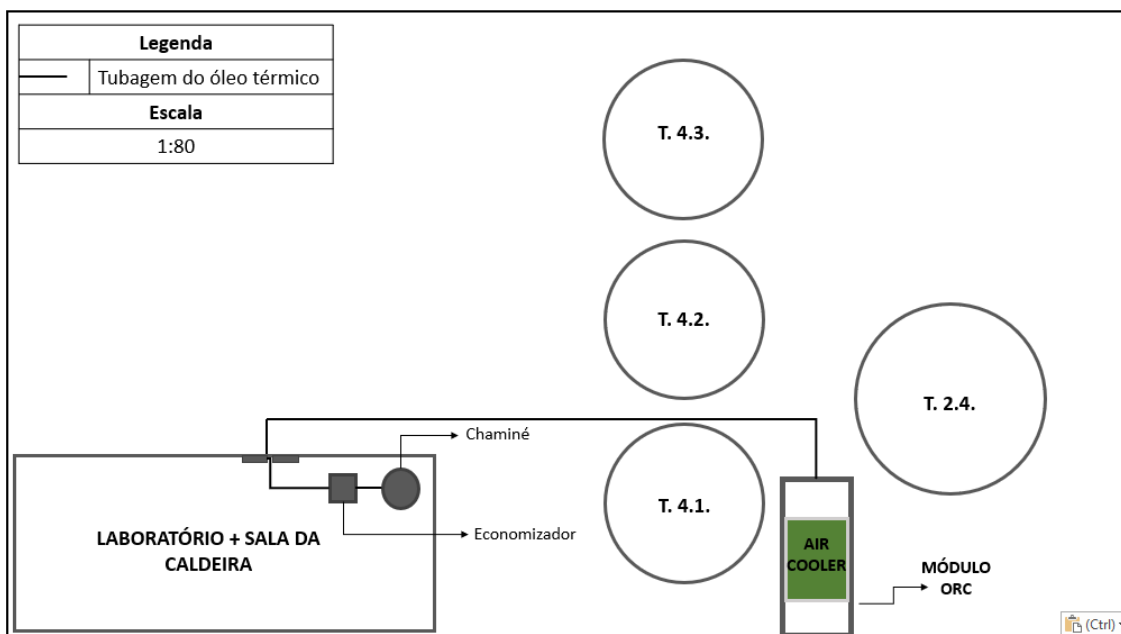


Figura 5.8: Layout que inclui o aero arrefecedor

No caso de se utilizar a água do rio, o permutador de placas pode ser implementado perto do módulo, fazendo, posteriormente, uma picagem à tubagem que existirá entre a captação da água do rio e UAF.

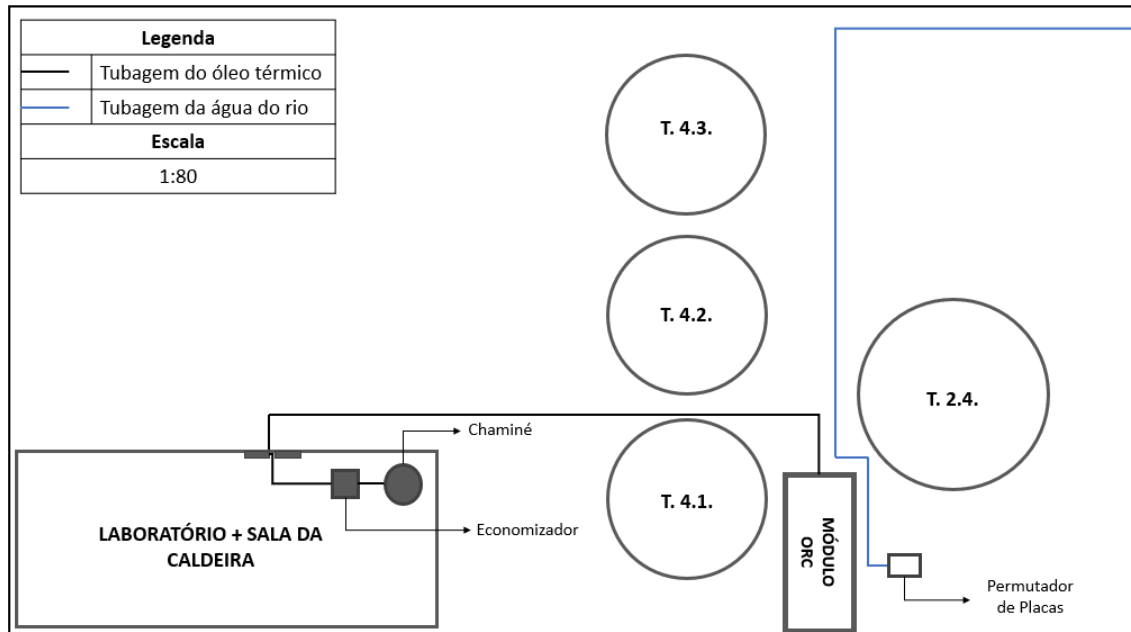


Figura 5.9: Layout que inclui o Permutador de Placas

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHO FUTURO

A presente dissertação tem como objetivo o estudo de oportunidade de produção de eletricidade a partir da utilização do fuel 100% reciclado produzido na Eco-Oil, assim como estudar a hipótese de reaproveitar fontes de energia térmica gratuitas presentes na mesma. Pretende-se enquadrar este estudo segundo os moldes legislativos praticados atualmente em Portugal assim como realizar um estudo do ciclo termodinâmico correspondente a cada caso seguindo-se de uma análise económica complementar e respetiva implementação do projeto.

A partir da análise realizada aos consumos da unidade, concluiu-se que desde Agosto de 2020 e Agosto de 2021, a empresa utilizou uma potência média de, aproximadamente, 75 kW.

Relativamente às fontes de calor, observou-se que a Eco-Oil disponibiliza três fontes de calor, duas gratuitas, isto é, os gases de combustão e uma corrente quente de combustível tratado e uma paga, a energia disponível da caldeira, sendo que atualmente, pela análise realizada, existe cerca de 416 kW livres nesta última.

Considerando as fontes térmicas existentes e as necessidades e limitações da Eco-Oil, a tecnologia escolhida foi o Ciclo Orgânico de Rankine. Optou-se por escolher o módulo fornecido pela Dürr a partir da avaliação de todos os parâmetros estudados. O fluido de trabalho utilizado por este módulo, isto é, o tolueno, apresenta melhores propriedades termodinâmicas comparativamente com o R-245fa. Sendo a pressão de evaporação é uma das variáveis com mais influência no rendimento do processo e pelo facto do tolueno permitir uma temperatura de evaporação mais elevada (230°C) em comparação com o outro fluido (100°C), isto traduz-se num rendimento do processo mais elevado, cerca de 16,2% comparativamente com 8,9% aquando da utilização do R-245fa.

A configuração utilizada, isto é, adicionando o economizador de gases de combustão, permite uma poupança de cerca de 41% na quantidade de combustível a queimar na caldeira e consequentemente nos custos associados.

A solução escolhida permite cobrir uma maior percentagem dos consumos da unidade,

87,2% se se utilizar a água do rio e 78,3% se se optar pela utilização do ar.

Em termos económicos, a solução apresentada para a Dürr também apresentava indicadores económicos mais favoráveis. Para a configuração escolhida, o tempo de retorno é de 3 anos e 3 meses, no caso de se optar pela água do rio e de 3 anos e 9 meses, se se optar pela utilização do ar como fonte de arrefecimento, com TIR respetivas de 23% e 19%.

Pela análise realizada, optou-se por escolher um permutador de placas no caso de utilização da água do rio devido as vantagens associadas aquando da utilização da mesma e na opção de arrefecimento pelo ar optou-se por um aero arrefecedor. A desvantagem do aero arrefecedor resume-se ao facto de, a altas temperaturas, a sua eficiência poder baixar devido ao aumento da temperatura de condensação. Na simulação realizada, considerando uma temperatura do ar de 40°C, a eficiência do sistema poderia baixar 1,4%. Assim sendo, optou-se pela utilização de um aero arrefecedor híbrido, que a partir de uma temperatura de ar superior a 29°C faz recurso a uma corrente de água de modo a tornar o ciclo o mais eficiente possível devido as reduzidas oscilações comparativamente com um aero arrefecedor *standard* que faz recurso exclusivo ao ar.

A partir da análise de sensibilidade, concluiu-se que a poupança em eletricidade existente era o parâmetro que apresenta o maior impacto, ou seja, trata-se da variável com maior probabilidade de tornar o projeto inviável.

Segundo a legislação praticada atualmente e tendo em conta a potência que será instalada, a unidade é considerada uma unidade de cogeração de pequena dimensão em que apenas é necessário um aviso prévio de 90 dias relativa à data pretendida para a sua produção de efeitos e respetivo certificado de exploração. Esta unidade estará enquadrada da modalidade geral e respetiva submodalidade 2A destinada ao autoconsumo de eletricidade sem intenção de injeção na rede pública. Como não existe intenção de injeção à rede, não é necessário o pagamento de compensações ou renumerações pela injeção na rede.

Conclui-se assim, através do supracitado, que o presente projeto é um projeto vantajoso de ser implementado por permitir uma diminuição na quantidade de eletricidade consumida pela Eco-Oil através da compra da mesma à Tanquisado para além de permitir uma valorização dos resíduos de forma indireta a partir da utilização do fuel produzido na Eco-Oil na produção de eletricidade para autoconsumo. Em termos económicos também permite redução de 78% no custo por kWh comparativamente com o valor pago atualmente.

Para trabalhos futuros, propõe-se realizar uma análise de risco mais detalhada referente a todo o projeto e estudar o caso de se utilizar o calor sobranete da corrente de água que sai no condensador do módulo numa etapa do processo da Eco-Oil existindo assim, um reaproveitamento desta fonte de calor.

Propõem-se também estudar a hipótese de a Eco-Oil usar todo o combustível que produz na geração de eletricidade, tornando-se assim, um produtor e distribuidor da mesma. Este estudo advém, do caso hipotético do combustível produzido começar a perder valor no mercado devido à eletrização geral dos sistemas que utilizam o mesmo. A

este estudo pode complementar-se também com conjugação da tecnologia escolhida com uma renovável, como por exemplo, utilização de painéis solares.

REFERÊNCIAS

- [1] J. B. L. Mesquita. “Otimização energética de uma central de Cogeração – Adição de um Chiller de Absorção”. Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa, set. de 2017 (ver pp. 3, 13, 14, 17, 27).
- [2] A. H. O. Teixeira. “Avaliação de sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para aproveitamento de calor dos gases de escape de um automóvel”. Universidade do Minho - Escola de Engenharia, out. de 2014 (ver pp. 3, 12, 24, 25, 43, 66).
- [3] Ministério do Ambiente e Ordenamento do Território e Energia. *Decreto-Lei n.º 153/2014 de 20 de outubro*. 2014 (ver p. 5).
- [4] Ministério do Ambiente e Ordenamento do Território e Energia. *Decreto-Lei n.º 23/2010, de 25 de Março*. 2010 (ver pp. 5–8).
- [5] Parlamento Europeu e do Conselho. *Diretiva 2004/8/CE de 11 de Fevereiro de 2004*. 2004 (ver p. 6).
- [6] Ministério da Economia e do Emprego. *Portaria n.º 332/2012 de 22 de outubro*. 2012 (ver p. 6).
- [7] Ministério do Ambiente Ordenamento do Território e Energia. *Decreto-Lei n.º 68-A/2015, 30 de Abril*. 2015 (ver pp. 6–9, 11).
- [8] Ministério da Economia Inovação e Desenvolvimento. *Portaria n.º 173/2016*. 2016 (ver p. 9).
- [9] A. S. Ferreira. “Cogeração numa lógica de autoconsumo da energia eléctrica produzida”. Faculdade de Ciências e Tecnologia - Universidade de Coimbra, 2018 (ver pp. 12, 16, 19–21, 27).
- [10] COGEN Portugal. *Eficiência Energética*. URL: <https://www.cogenportugal.com/eficiencia-energetica/> (acedido em 15/06/2021) (ver p. 13).

- [11] M. Jahanzaib e Z. Suleman. “Cogeneration an Opportunity for Industrial Energy Saving Multi-Criteria Optimization of Manufacturing Systems View project The Impact of Marketing communication tools on building Brand Equity in Printing industry of Bahawalpur: a B2B Perspective View project Cogeneration an Opportunity for Industrial Energy Saving”. Em: (2010). URL: <https://www.researchgate.net/publication/264861248> (ver p. 14).
- [12] R. F. L. Delgado. *Estudo e Implementação de um Sistema de Cogeração na SILAMPOS*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, mar. de 2016 (ver pp. 15, 16, 18–20, 22, 23).
- [13] Erick. *Introdução - Turbinas a gás*. URL: <http://www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo12.pdf> (acedido em 16/03/2021) (ver p. 15).
- [14] A. D. Gonçalves, D. M. Santos e G. S. P. de Oliveira. *Estudo de uma turbina à gás de dimensões reduzidas de único estágio*. Instituto Federal Minas Gerais, jul. de 2019. URL: https://www.ifmg.edu.br/arcos/ensino-1/tai/20191_TAI5_Turbinaags.pdf (acedido em 28/02/2021) (ver p. 15).
- [15] A. Nasiri, F. Bayat e S. Mobayen. “Gas Turbines Power Regulation Subject to Actuator Constraints, Disturbances and Measurement Noises”. Em: *IEEE Access* 4 (2016), pp. 40155–40164. ISSN: 21693536. DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3064893 (ver p. 16).
- [16] C. S. L. Silva e J. P. L. Mendonça. *Produção e Distribuição Centralizada de Energia Térmica e Cogeração*. Faculdade de Ciências e Tecnologia - Universidade de Coimbra, 2003 (ver pp. 16, 19).
- [17] Lesics. *Como Funciona uma Turbina a Vapor?* 2017. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=SPg7h0xFtI> (acedido em 25/02/2021) (ver p. 17).
- [18] S. Fallah. “Electric and Hybrid Vehicles-Technologies, Modeling and Control: A Mechatronic Approach”. Em: (2014). URL: <https://www.researchgate.net/publication/260878177> (ver p. 18).
- [19] Saif M. *Four Stroke Diesel Cycle Engine*. URL: <https://www.theengineerspost.com/diesel-cycle/> (acedido em 29/03/2021) (ver p. 18).
- [20] Y Zhu e K Tomsovic. “Development of models for analyzing the load-following performance of microturbines and fuel cells”. Em: *Electric Power Systems Research* (2001). URL: www.elsevier.com/locate/epsr (ver p. 20).
- [21] Power. *Microturbine Technology Matures*. Nov. de 2010. URL: <https://www.powermag.com/microturbine-technology-matures/> (acedido em 02/04/2021) (ver p. 20).
- [22] Híbridos y Eléctricos. *Stirling, un motor cuyo 'combustible' es sólo calor*. Fev. de 2013. URL: <https://www.hibridosyelectricos.com/articulo/tecnologia/stirling-un-motor-cuyo-combustible-es-solo-calor/20130226190646004970.html> (acedido em 13/07/2021) (ver p. 22).

- [23] P. Durcansky, R. Nosek e J. Jandacka. “Use of stirling engine for waste heat recovery”. Em: *Energies* 13 (6 ago. de 2020). ISSN: 19961073. DOI: [10.3390/en13164133](https://doi.org/10.3390/en13164133) (ver p. 22).
- [24] C. Cinar. “Design and manufacturing of a hermetic Stirling engine”. Em: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering* 228 (1 fev. de 2014), pp. 14–20. ISSN: 09544089. DOI: [10.1177/0954408912468393](https://doi.org/10.1177/0954408912468393) (ver p. 22).
- [25] F. Cotana, A. Messineo e A. Petrozzi. “Comparison of ORC turbine and stirling engine to produce electricity from gasified poultry waste”. Em: *Sustainability (Switzerland)* 6 (9 2014), pp. 5714–5729. ISSN: 20711050. DOI: [10.3390/su6095714](https://doi.org/10.3390/su6095714) (ver p. 23).
- [26] I. Oma. “Potential of Stirling Engine and Organic Rankine Cycle for Energy Recovery in Ship Machinery Systems”. Norwegian University of Science e Technology, abr. de 2015 (ver p. 23).
- [27] F. Wei, G. Senchuang e H. Zhonghe. “Economic analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) and Organic Rankine Cycle with internal heat exchanger (IORC) based on industrial waste heat source constraint”. Em: *Energy Procedia* 158 (2019), pp. 2403–2408. ISSN: 18766102. DOI: [10.1016/j.egypro.2019.01.291](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.291) (ver p. 24).
- [28] H. F. O. Lopes. “Caracterização de uma máquina térmica de Rankine para microgeração”. Faculdade de Ciências e Tecnologias - Universidade de Coimbra, set. de 2016 (ver pp. 24, 25, 51).
- [29] P. de Assis Franco Paiva Duarte Ferreira. “Proposta e Avaliação Termodinâmica de Soluções para o Aproveitamento da Exergia na Regaseificação de GNL”. Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa, 2015 (ver p. 24).
- [30] J. Bao e L. Zhao. “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”. Em: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013), pp. 325–342. ISSN: 13640321. DOI: [10.1016/j.rser.2013.03.040](https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040) (ver p. 25).
- [31] R. L. L. Carlão. “Projecto de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe”. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2010 (ver p. 30).
- [32] *Engineering Equation Solver (EES) Tutorial*. URL: <https://www.uwyo.edu/ceas/resources/current-students/classes/esig%20help/Windows%20Help%20Files/EES/EES%20Example.pdf> (acedido em 18/05/2021) (ver p. 31).
- [33] H. Lv, W. T. Jiang e Q. Z. Zhu. “Organic Rankine Cycle Simulation Based on Aspen Plus”. Em: *Advanced Materials Research* 1070-1072 (dez. de 2014), pp. 1808–1811. DOI: [10.4028/www.scientific.net/amr.1070-1072.1808](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.1070-1072.1808) (ver p. 33).
- [34] 12PM. *Aspen Plus Tutorial: Organic Rankine Cycle Simulation*. 2017. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=6BXmjrp-LF0> (ver p. 33).

- [35] GALP Energia. *Método utilizado para efeitos de cálculo das emissões de CO₂*. URL: <https://www.galp.com/pt/pt/empresas/eletricidade-e-gas/Apoio-ao-Cliente/Centro-de-Informacao/Eletricidade-e-Gas-Natural-da-Galp> (acedido em 12/06/2021) (ver p. 36).
- [36] República Portuguesa XXII Governo. *Preço de carbono supera os 50 euros por tonelada*. Mai. de 2021. URL: <https://www.portugal.gov.pt/pt/gc22/comunicacao/noticia?i=preco-de-carbono-supera-os-50-euros-por-tonelada> (acedido em 11/06/2021) (ver p. 36).
- [37] Mobiltherm 605 - Heat Transfer Oils. URL: <https://www.mobil.com/en/lubricants/for-businesses/industrial/lubricants/products/products/mobiltherm> (acedido em 04/05/2021) (ver p. 38).
- [38] VladSV. *Preventing engine damage from catalytic fines in marine fuel oil*. Jul. de 2018. URL: <https://www.skuld.com/topics/ship/bunkers/cat-fines-causing-claims/> (acedido em 12/04/2021) (ver p. 42).
- [39] K. Røssland. “Feasibility of using Rankine power cycles for utilisation of medium to low temperature heat sources in the industry”. Norwegian University of Science e Technology, ago. de 2016 (ver p. 44).
- [40] GMK. *ORC-Technology*. URL: <http://www.gmk.info/the-orc-process.html> (acedido em 20/05/2021) (ver p. 45).
- [41] Zuccato Energy. *We transform energy Clean electricity from unused power*. URL: <https://zuccatoenergia.it/it/> (acedido em 24/05/2021) (ver p. 45).
- [42] Climeon. *World leader in converting low temperature heat into clean electricity*. URL: <https://climeon.com/> (acedido em 18/05/2021) (ver p. 45).
- [43] G-TET. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Generators*. URL: http://www.g-tet.com/product_details.php?pid=1 (acedido em 14/05/2021) (ver p. 45).
- [44] Siemens Energy. *Heat ReCycle solutions*. URL: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/power-plants/heat-transfer-technology.html> (acedido em 23/05/2021) (ver p. 45).
- [45] Orcan Energy. *We upcycle heat to clean electricity*. URL: <https://www.orcan-energy.com/en/> (acedido em 15/05/2021) (ver p. 45).
- [46] Durr Cyplan. *Cyplan® ORC – Organic Rankine Cycle*. URL: <https://www.durr.com/en/products/environmental-technology/decentral-power-generation/cyplan-orc> (acedido em 23/05/2021) (ver pp. 45, 68).
- [47] Z. Ge, J. Li e Y. Duan. “Thermodynamic performance analyses and optimization of dual-loop organic Rankine cycles for internal combustion engine waste heat recovery”. Em: *Applied Sciences (Switzerland)* 9 (4 fev. de 2019). ISSN: 20763417. DOI: 10.3390/app9040680 (ver p. 50).

- [48] F. Molés, J. Navarro-Esbrí e B. Peris. “Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z”. Em: *Applied Thermal Engineering* 71 (1 out. de 2014), pp. 204–212. ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2014.06.055](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.055) (ver p. 50).
- [49] S. H. Kang. “Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid”. Em: *Energy* 41 (1 2012), pp. 514–524. ISSN: 03605442. DOI: [10.1016/j.energy.2012.02.035](https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.035) (ver pp. 51, 87).
- [50] R. Rayegan e Y. X. Tao. “A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)”. Em: *Renewable Energy* 36 (2 fev. de 2011), pp. 659–670. ISSN: 09601481. DOI: [10.1016/j.renene.2010.07.010](https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.010) (ver p. 51).
- [51] E. Wang, H. Zhang e B. Fan. “Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery”. Em: *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (8 ago. de 2012), pp. 2301–2312. ISSN: 1738494X. DOI: [10.1007/s12206-012-0603-4](https://doi.org/10.1007/s12206-012-0603-4) (ver p. 51).
- [52] P. J. Mago, L. M. Chamra e K. Srinivasan. “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”. Em: *Applied Thermal Engineering* 28 (8-9 jun. de 2008), pp. 998–1007. ISSN: 13594311. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025) (ver p. 51).
- [53] *Meteorologia de Escarpas S. Nicolau*. URL: https://pt.windfinder.com/forecast/setubal_escarpas_s_nicolau (acedido em 20/06/2021) (ver pp. 53, 58).
- [54] K. Darvish, M. A. Ehyaei e F. Atabi. “Selection of optimum working fluid for organic rankine cycles by exergy and exergy-economic analyses”. Em: *Sustainability (Switzerland)* 7 (11 2015), pp. 15362–15383. ISSN: 20711050. DOI: [10.3390/su71115362](https://doi.org/10.3390/su71115362) (ver p. 54).
- [55] G. Shu, G. Yu e H. Tian. “Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part A – Thermodynamic evaluations”. Em: *Energy Conversion and Management* 108 (jan. de 2016), pp. 579–595. ISSN: 01968904. DOI: [10.1016/j.enconman.2015.10.084](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.084) (ver p. 54).
- [56] M. S. Peters, K. D. Timmerhaus e R. E. West. *Equipment Costs - Plant Design Economics for Chemical Engineers*. URL: <http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/> (acedido em 21/05/2021) (ver p. 60).
- [57] *Matches*. URL: <https://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html> (acedido em 15/08/2021) (ver p. 60).
- [58] O. Dumont, L. Talluri e D. Fiaschi. *Comparison of a scroll, a screw, a roots, a piston expander and a Tesla turbine for small-scale organic Rankine cycle*. 2019. URL: <https://www.researchgate.net/publication/335691239> (ver p. 66).

- [59] S. Sathish. *Novel Approaches for sCO₂ Axial Turbine Design*. URL: <https://www.caeses.com/blog/2020/novel-approaches-for-sco2-axial-turbine-design/> (acedido em 13/07/2021) (ver p. 66).
- [60] J. Wei, Q. Hua e J. Wang. “Overview of the development and application of the twin screw expander”. Em: *Energies* 13 (24 dez. de 2020). ISSN: 19961073. DOI: [10.3390/en13246586](https://doi.org/10.3390/en13246586) (ver p. 67).
- [61] Green Secure Power Systems. *Screw Expander*. URL: <https://greensecure.org/screw-expander/> (acedido em 15/07/2021) (ver p. 67).
- [62] R Zanelli e D Favrat. “Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A HERMETIC SCROLL EXPANDER-GENERATOR”. Em: *International Compressor Engineering Conference* (1994). URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1021> (ver p. 67).
- [63] S. Quoilin, M. V. D. Broek e S. Declaye. “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems”. Em: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), pp. 168–186. ISSN: 13640321. DOI: [10.1016/j.rser.2013.01.028](https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028) (ver p. 67).
- [64] H. Wang, R. Peterson e T. Herron. “Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle)”. Em: *Energy* 36 (8 2011), pp. 4809–4820. ISSN: 03605442. DOI: [10.1016/j.energy.2011.05.015](https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.05.015) (ver p. 67).
- [65] J. Richardson e J. Coulson. *Heat-transfer Equipment*. 2002 (ver pp. 69, 71).
- [66] EXPRESSO. *Aumento do preço da eletricidade e do gás natural no mercado regulado entra esta sexta-feira em vigor*. URL: <https://expresso.pt/economia/2021-10-01-Aumento-do-preco-da-eletricidade-e-do-gas-natural-no-mercado-regulado-entra-esta-sexta-feira-em-vigor-1d6c34e8> (acedido em 15/08/2021) (ver p. 75).
- [67] Durr Cyplan. *Data sheet Cyplan ORC 70 TO for EcoOil Portugal*. 2021 (ver p. 80).
- [68] C. K. Unamba et al. “Operational optimisation of a non-recuperative 1-kWe organic Rankine cycle (ORC) engine prototype”. Em: *Applied Sciences (Switzerland)* 9 (15 2019). ISSN: 20763417. DOI: [10.3390/app9153024](https://doi.org/10.3390/app9153024) (ver p. 87).
- [69] S. E. Bosch, F. Dawo e R. Pili. “Advanced injection cooling concept for Organic Rankine Cycles”. Em: *The 32nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems* (2019). URL: <https://www.researchgate.net/publication/333982188> (ver p. 87).

ANEXO 1 - FONTES DE CALOR

I.0.1 Densidade vs Temperatura

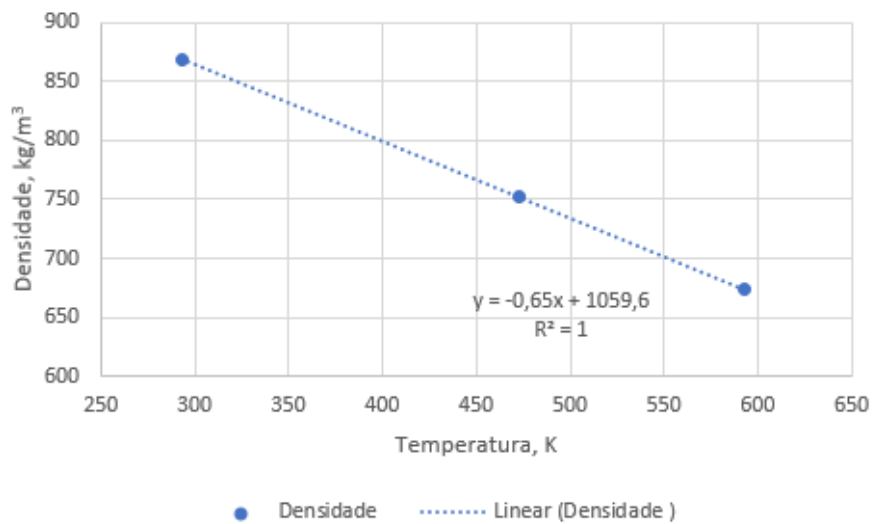


Figura I.1: Densidade do óleo térmico em função da temperatura

I.0.2 Capacidade Calorífica vs Temperatura

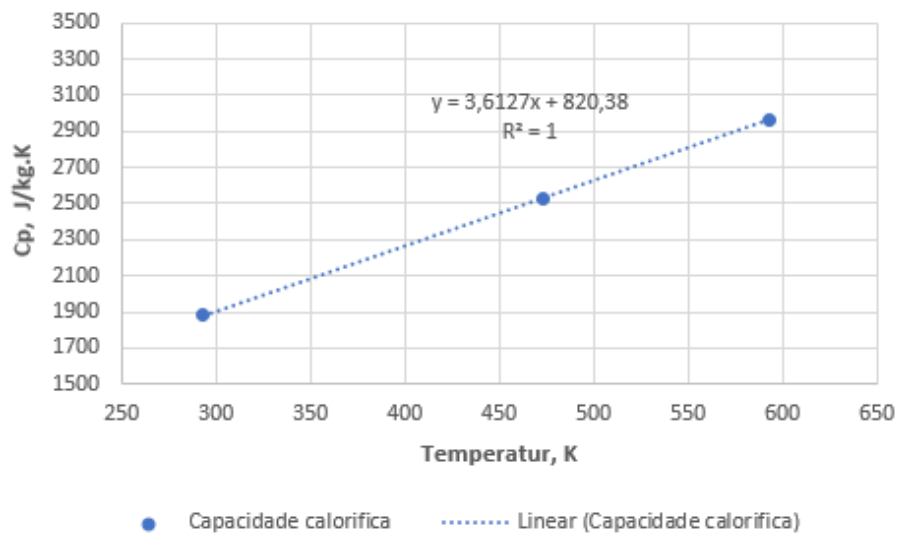


Figura I.2: Capacidade Calorífica do óleo térmico em função da temperatura

ANEXO 2 - SIMULAÇÕES DO CICLO

II.0.1 Modelo Matemático

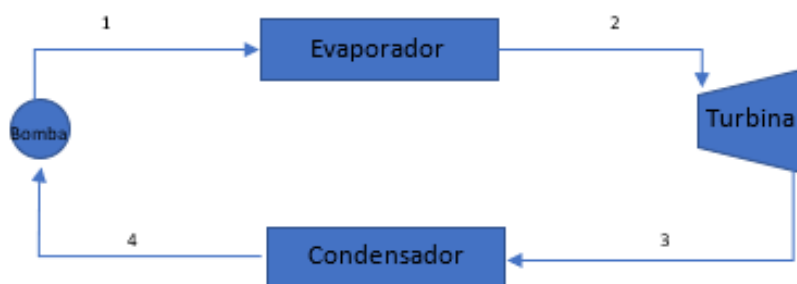


Figura II.1: Ciclo Orgânico de Rankine

- Processo 1 para 2: Este é o processo a pressão constante de absorção de calor no evaporador. O calor transferido da fonte quente para o fluido de trabalho é calculado pela seguinte equação:

$$Q_e = m \times (h_2 - h_1) \quad (\text{II.1})$$

- Processo 2 para 3: Este é um processo de expansão não-isentrópica na turbina. Idealmente, este é um processo isentrópico 2-3s. A potência gerada pela turbina é,

$$W_t = m \times (h_2 - h_3) \quad (\text{II.2})$$

- Processo 3 para 4: Processo de rejeição de calor no condensador a pressão constante. Vem então que o calor rejeitado é,

$$Q_c = m \times (h_3 - h_4) \quad (\text{II.3})$$

- Processo 4 para 1: Este é um processo de compressão não-isentrópico na bomba de líquido onde o ponto estado 1 indica a condição real do fluido de trabalho na

saída da bomba e o ponto 1s representa a condição ideal (isentrópica). O trabalho introduzido pela bomba é,

$$W_b = m \times (h1 - h4) \quad (\text{II.4})$$

ANEXO 3 - ANÁLISE ECONÓMICA-FINANCEIRA

III.0.1 Dürr- Configuração 1

Tabela III.1: Análise económica para a 1ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Total (1)	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Custos											
Custos em Combustível	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €
Custos de O&M	10 €	10 €	11 €	12 €	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €
Total (2)	52 €	53 €	53 €	54 €	55 €	55 €	56 €	57 €	57 €	58 €	58 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	110 €	109 €	109 €	108 €	108 €	107 €	106 €	106 €	105 €	104 €	104 €
Amortizações (4)	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	11 €	1 €	1 €	1 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	49 €	48 €	47 €	47 €	46 €	46 €	45 €	94 €	104 €	103 €	102 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	110 €	109 €	109 €	108 €	108 €	107 €	106 €	106 €	105 €	104 €	104 €
CAPEX	451 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 341 €	109 €	109 €	108 €	108 €	107 €	106 €	106 €	105 €	104 €	104 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 341 €	109 €	109 €	108 €	108 €	107 €	106 €	106 €	105 €	104 €	116 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 341 €	99 €	90 €	81 €	73 €	66 €	60 €	54 €	49 €	44 €	45 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 341 €	- 242 €	- 152 €	- 71 €	3 €	69 €	129 €	183 €	232 €	277 €	321 €

Tabela III.2: Análise económica para a 1ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Total (1)	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Custos											
Custos em Combustível	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €	42 €
Custos de O&M	10 €	10 €	11 €	12 €	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €
Total (2)	52 €	53 €	53 €	54 €	55 €	55 €	56 €	57 €	57 €	58 €	58 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	120 €	119 €	119 €	118 €	118 €	117 €	116 €	116 €	115 €	114 €	114 €
Amortizações (4)	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	61 €	11 €	1 €	1 €	1 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	59 €	58 €	57 €	57 €	56 €	56 €	55 €	104 €	114 €	113 €	112 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	120 €	119 €	119 €	118 €	118 €	117 €	116 €	116 €	115 €	114 €	114 €
CAPEX	450 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 330 €	119 €	119 €	118 €	118 €	117 €	116 €	116 €	115 €	114 €	114 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 330 €	119 €	119 €	118 €	118 €	117 €	116 €	116 €	115 €	114 €	126 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 330 €	109 €	98 €	89 €	80 €	73 €	66 €	59 €	54 €	48 €	49 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 330 €	- 221 €	- 123 €	- 34 €	46 €	118 €	184 €	243 €	297 €	345 €	394 €

III.0.2 Dürr- Configuração 2

Tabela III.3: Análise económica para a 2ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Total (1)	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Custos											
Custos em Combustível	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €
Custos de O&M	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €	17 €	17 €	18 €	19 €
Total (2)	37 €	38 €	38 €	39 €	40 €	40 €	41 €	42 €	42 €	43 €	43 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	125 €	124 €	124 €	123 €	123 €	122 €	121 €	121 €	120 €	119 €	119 €
Amortizações (4)	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	15 €	1 €	1 €	1 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	60 €	59 €	58 €	58 €	57 €	56 €	56 €	105 €	119 €	118 €	117 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	125 €	124 €	124 €	123 €	123 €	122 €	121 €	121 €	120 €	119 €	119 €
CAPEX	491 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 366 €	124 €	124 €	123 €	123 €	122 €	121 €	121 €	120 €	119 €	119 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 366 €	124 €	124 €	123 €	123 €	122 €	121 €	121 €	120 €	119 €	131 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 366 €	113 €	102 €	93 €	84 €	76 €	68 €	62 €	56 €	51 €	50 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 366 €	- 253 €	- 151 €	- 58 €	25 €	101 €	170 €	231 €	287 €	338 €	388 €

Tabela III.4: Análise económica para a 2ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Total (1)	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Custos											
Custos em Combustível	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €	25 €
Custos de O&M	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €	17 €	17 €	18 €	19 €
Total (2)	37 €	38 €	38 €	39 €	40 €	40 €	41 €	42 €	42 €	43 €	43 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	131 €	130 €	129 €	129 €
Amortizações (4)	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	65 €	15 €	1 €	1 €	1 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	70 €	69 €	68 €	68 €	67 €	66 €	66 €	115 €	129 €	128 €	127 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	131 €	130 €	129 €	129 €
CAPEX	490 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 355 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	131 €	130 €	129 €	129 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 355 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	131 €	130 €	129 €	141 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 355 €	122 €	111 €	100 €	90 €	82 €	74 €	67 €	61 €	55 €	54 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 355 €	- 233 €	- 122 €	- 22 €	68 €	150 €	224 €	291 €	352 €	407 €	461 €

III.0.3 Dürr- Configuração 3

Tabela III.5: Análise económica para a 3ª configuração da Durr contabilizando como utilidade o ar, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Total (1)	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €	162 €
Custos											
Custos em Combustível	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €
Custos de O&M	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €	17 €	17 €	18 €	19 €
Total (2)	35 €	35 €	36 €	37 €	37 €	38 €	39 €	39 €	40 €	41 €	41 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	127 €	127 €	126 €	125 €	125 €	124 €	124 €	123 €	122 €	122 €	121 €
Amortizações (4)	73 €	73 €	73 €	73 €	73 €	73 €	73 €	23 €	1 €	1 €	1 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	55 €	54 €	53 €	53 €	52 €	52 €	51 €	100 €	121 €	120 €	120 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	127 €	127 €	126 €	125 €	125 €	124 €	124 €	123 €	122 €	122 €	121 €
CAPEX	541 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 414 €	127 €	126 €	125 €	125 €	124 €	124 €	123 €	122 €	122 €	121 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 414 €	127 €	126 €	125 €	125 €	124 €	124 €	123 €	122 €	122 €	133 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 414 €	115 €	104 €	94 €	85 €	77 €	70 €	63 €	57 €	52 €	51 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 414 €	- 299 €	- 194 €	- 100 €	- 15 €	62 €	132 €	195 €	252 €	303 €	355 €

Tabela III.6: Análise económica para a 3ª configuração da Durr contabilizando como utilidade a água do rio, em milhares

Poupança em eletricidade	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Total (1)	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €	172 €
Custos												
Custos em Combustível	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €	23 €
Custos de O&M	12 €	13 €	13 €	14 €	15 €	15 €	16 €	17 €	17 €	18 €	19 €	
Total (2)	35 €	35 €	36 €	37 €	37 €	38 €	39 €	39 €	40 €	41 €	41 €	
EBITDA (3)=(1)-(2)	137 €	137 €	136 €	135 €	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	
Amortizações (4)	72 €	72 €	72 €	72 €	72 €	72 €	72 €	22 €	1 €	1 €	1 €	
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	12 €
EBIT (5)=(3)-(4)	66 €	65 €	64 €	64 €	63 €	62 €	62 €	111 €	131 €	130 €	130 €	
Cash Flow (6)=(5)+(4)	137 €	137 €	136 €	135 €	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	
CAPEX	540 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 403 €	137 €	136 €	135 €	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	131 €	
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 403 €	137 €	136 €	135 €	135 €	134 €	134 €	133 €	132 €	132 €	143 €	
Cash Flow Líquido Atualizado	- 403 €	124 €	112 €	102 €	92 €	83 €	75 €	68 €	62 €	56 €	55 €	
CF Líquido Atualizado Acumulado	- 403 €	- 278 €	- 166 €	- 64 €	28 €	111 €	187 €	255 €	316 €	372 €	427 €	

III.0.4 GMK - Configuração 1

Tabela III.7: Análise económica para a 1ª configuração da GMK, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €
Total (1)	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €
Custos											
Custos em Combustível	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €
Custos de O&M	4 €	4 €	4 €	4 €	5 €	5 €	5 €	5 €	6 €	6 €	6 €
Total (2)	68 €	68 €	68 €	68 €	69 €	69 €	69 €	69 €	70 €	70 €	70 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 6 €	- 6 €	- 6 €
Amortizações (4)	26 €	26 €	26 €	26 €	26 €	26 €	26 €	4 €	2 €	2 €	2 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	14 €
EBIT (5)=(3)-(4)	- 30 €	- 30 €	- 30 €	- 31 €	- 31 €	- 31 €	- 31 €	- 10 €	- 7 €	- 8 €	- 8 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 6 €	- 6 €	- 6 €
CAPEX	205 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 209 €	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 6 €	- 6 €	- 6 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 209 €	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 6 €	- 6 €	8 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 209 €	- 4 €	- 4 €	- 4 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 5 €	- 6 €	- 6 €	8 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 209 €	- 213 €	-217 €	- 222 €	- 226 €	- 231 €	-236 €	- 242 €	- 248 €	- 254 €	- 246 €

III.0.5 GMK - Configuração 2

Tabela III.8: Análise económica para a 2ª configuração da GMK, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €
Total (1)	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €	64 €
Custos											
Custos em Combustível	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €
Custos de O&M	6 €	6 €	7 €	7 €	7 €	7 €	8 €	8 €	8 €	8 €	9 €
Total (2)	27 €	28 €	28 €	28 €	28 €	29 €	29 €	29 €	29 €	30 €	30 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	36 €	36 €	36 €	36 €	35 €	35 €	35 €	35 €	34 €	34 €	34 €
Amortizações (4)	31 €	31 €	31 €	31 €	31 €	31 €	31 €	9 €	2 €	2 €	2 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	14 €
EBIT (5)=(3)-(4)	5 €	5 €	5 €	5 €	4 €	4 €	4 €	26 €	33 €	33 €	32 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	36 €	36 €	36 €	36 €	35 €	35 €	35 €	35 €	34 €	34 €	34 €
CAPEX	245 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 209 €	36 €	36 €	36 €	35 €	35 €	35 €	35 €	34 €	34 €	34 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 209 €	36 €	36 €	36 €	35 €	35 €	35 €	35 €	34 €	34 €	48 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 209 €	36 €	36 €	36 €	35 €	35 €	35 €	35 €	34 €	34 €	48 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 209 €	- 173 €	-137 €	- 101 €	- 66 €	- 31 €	4 €	39 €	73 €	107 €	155 €

III.0.6 GMK - Configuração 3

Tabela III.9: Análise económica para a 3ª configuração da GMK, em milhares

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Anos	n	n+1	n+2	n+3	n+4	n+5	n+6	n+7	n+8	n+9	n+10
Proveitos											
Poupança em eletricidade	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €
Total (1)	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €	83 €
Custos											
Custos em Combustível	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €	21 €
Custos de O&M	7 €	7 €	7 €	7 €	8 €	8 €	8 €	9 €	9 €	9 €	9 €
Total (2)	28 €	28 €	28 €	29 €	29 €	29 €	30 €	30 €	30 €	30 €	31 €
EBITDA (3)=(1)-(2)	55 €	55 €	55 €	55 €	54 €	54 €	54 €	53 €	53 €	53 €	53 €
Amortizações (4)	33 €	33 €	33 €	33 €	33 €	33 €	33 €	11 €	2 €	2 €	2 €
Valor residual	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	14 €
EBIT (5)=(3)-(4)	23 €	22 €	22 €	22 €	21 €	21 €	21 €	43 €	52 €	51 €	51 €
Cash Flow (6)=(5)+(4)	55 €	55 €	55 €	55 €	54 €	54 €	54 €	53 €	53 €	53 €	53 €
CAPEX	259 €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €	- €
Cash Flow Líquido	- 204 €	55 €	55 €	55 €	54 €	54 €	54 €	53 €	53 €	53 €	53 €
Cash Flow Líquido + Valor residual	- 204 €	55 €	55 €	55 €	54 €	54 €	54 €	53 €	53 €	53 €	67 €
Cash Flow Líquido Atualizado	- 204 €	55 €	55 €	55 €	54 €	54 €	54 €	53 €	53 €	53 €	67 €
Cash Flow Líquido Atualizado Acumulado	- 204 €	- 149 €	- 94 €	- 39 €	15 €	69 €	123 €	176 €	229 €	282 €	349 €

