

Estudo de sistemas solares térmicos aplicados a micro-cogeração

João Paulo Teixeira Begonha dos Santos

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador na FEUP: Dr^a. Ana Palmero



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Energia Térmica

Julho 2008

Resumo

A actualidade é marcada por conhecidas condicionantes energético-ambientais, relacionadas com a escassez e elevado preço dos recursos energéticos tradicionais e, preocupantes problemas de poluição e alterações climáticas. Com efeito, é necessário intensificar a procura de fontes de energia alternativa e o desenvolvimento de sistemas energéticos de elevada eficiência. A micro-cogeração de energia eléctrica (a nível doméstico), é uma das vertentes que têm vindo a ser explorada neste contexto. Estes sistemas não só fazem o aproveitamento de uma energia térmica normalmente desperdiçada como, ao localizarem a produção de energia eléctrica, evitam as perdas associadas ao transporte e transformação da energia eléctrica. A disseminação desta solução está dependente do desenvolvimento de tecnologias ajustadas às especificidades da micro produção.

O ciclo orgânico de Rankine tem propriedades únicas que o tornam adequado para a aplicação da energia solar térmica à micro-cogeração, pois é o ideal para explorar uma fonte calor a baixa temperatura. O potencial termodinâmico de diversos fluidos para serem usados como fluido de trabalho no ciclo orgânico de Rankine foi analisado. Fez-se uma caracterização paramétrica do comportamento do ciclo sob diversas condições de funcionamento, e para duas configurações do ciclo: com e sem recuperação de calor, tendo em vista a integração de equipamento solar térmico para uma gama de temperaturas da fonte quente entre 80 e 200°C. Foram desenvolvidos modelos para um sistema de micro-cogeração com alimentação solar considerando o uso de armazenamento térmico para funcionamento em contínuo, e sem armazenamento térmico para funcionamento apenas na presença de radiação solar. Finalmente, foi feita uma análise económica e ambiental acerca da integração de energia solar térmica no sistema de micro-cogeração.

O sistema com armazenamento permite poupar mais energia mas a fracção solar cresce mais lentamente com a área de captação do que no sistema que funciona apenas quando há níveis suficientes de radiação solar disponível (cerca de 2800 horas/ano de funcionamento). Para um sistema de micro-cogeração a gerar 3,68 kW de electricidade e 35 kW de calor, o uso de colectores placa plana é viável, sendo a área de captação que conduz a maiores poupanças 70 m² para o caso em que existe armazenamento e 20 m² quando não existe, para um sistema de micro-cogeração a gerar 3,68 kW de electricidade e 35 kW de calor. O actual enquadramento legal, o decreto-Lei 363/2007 é bastante favorável ao micro produtor, permitindo lucros bastantes significativos na venda de electricidade à rede. A aplicação de energia solar térmica permite reduzir as emissões de CO₂, tornando todo o sistema eficiente e amigo do ambiente.

Study of solar thermal systems for micro-cogeneration

Abstract

The present time is characterized by well-known energetic and environmental constraints, due to the scarcity and high prices of traditional energy resources and also to problems of pollution and climate changes. Indeed, it is necessary to intensify the search for alternative energy sources and the development of high efficiency energy systems. Micro cogeneration is one of the trends that is being explored in this context. These systems not only allow the use of thermal energy that is usually wasted, but also decentralize the electric energy generation, avoiding the losses associated to the transport and transformation of the electric energy. The dissemination of this solution is dependent on the development of technologies adjusted to the specificities of the micro output.

Organic Rankine cycles have unique properties that are well suited for the application of solar thermal energy to micro cogeneration. The thermodynamic potential of a variety organic Rankine cycle working fluids has been analyzed for two configurations of the cycle: with and without heat recovery. The behavior of the cycle under diverse operation conditions was characterized, looking forward to the integration of thermal solar equipment, for a range of temperatures of the hot sink between 80 and 200°C. Models for solar micro cogeneration systems were implemented, considering thermal storage for full-time operation and no storage to operate only when solar radiation is available, using domestic solar equipment. Finally, an economic and environmental benefits analysis of the application of solar thermal energy to micro cogeneration was done.

The system with storage leads to bigger savings but the solar fraction increases slowly with the increasing collector area, comparing to the system that doesn't use storage. For a micro-cogeneration system with an electrical output of 3.68 kW and producing 35 kW of heat, flat plate collectors use is feasible, being the area of collection that drives to bigger savings 70m² for the storage system and 20 m² without storage. The current legal framework, the Decret-Law 363/2007 is favorable to the micro producing, permitting significant profits in the sale of electricity to the public net. The application of thermal solar energy is reduces the emissions of CO₂, making all the efficient system and environmentally friendly.

Agradecimentos

Este trabalho não teria sido possível sem os preciosos conselhos e experiência da minha orientadora, Dr. Ana Palmero. Gostaria de agradecer também ao Prof. Paulo Coelho pela disponibilidade e simpatia. A todos os meus colegas que tantas vezes me deram ânimo.

Índice de conteúdos

Resumo	iii
Abstract	iv
Agradecimentos	v
Índice de conteúdos	vi
Lista de Tabelas	vii
Lista de Figuras	ix
Nomenclatura	xii
1. Introdução	1
2. A micro-cogeração: estado-da-arte	5
2.1 A cogeração	7
2.2 A micro-cogeração	10
2.3 Factores críticos para a penetração no mercado português	19
3. Energia solar térmica activa	25
3.1 Introdução	27
3.2 Tecnologias de conversão e aplicações	27
3.3 Caracterização do colector solar térmico de placa plana	29
3.4 Sistemas solares térmicos para geração de electricidade	33
3.5 Fração solar	35
4. Análise do ciclo orgânico de Rankine	37
4.1 Introdução	39
4.2 Do ciclo ideal ao ciclo real	39
4.3 Modelos implementados em EES	41
4.4 Comparação termodinâmica entre a água e fluidos orgânicos	44
4.5 Selecção do fluido de trabalho	45
4.6 Efeito das condições operativas	48
5. Estudo de sistemas de solares térmicos aplicados a micro-cogeração	53
5.1 Introdução	55
5.2 Descrição dos componentes mais relevantes	55
5.3 Sistema solar térmico com armazenamento	59
5.4 Sistema solar térmico sem armazenamento	71
6. Análise ambiental e económica	75
6.1 Introdução	77
6.2 Elemento de base para avaliações económicas	77
6.3 Período de retorno do investimento (<i>Pay-back period</i>)	79
6.4 Poupanças ao longo do ciclo de vida (<i>Life cycle savings</i>)	81
6.5 Análise ambiental	82
6.6 Custo da electricidade gerada	83
7. Conclusões e perspectivas para trabalhos futuros	87
8. Referências e Bibliografia	91

Lista de tabelas

Tabela 2.2.1: Características dos motores de combustão interna para aplicação em micro-cogeração.....	12
Tabela 2.2.2: Características das micro turbinas a gás.....	14
Tabela 2.2.3: Exemplo de unidade comercial de um motor Stirling da marca Solo.....	15
Tabela 2.2.4: Condições de funcionamento das turbinas scroll.....	17
Tabela 3.1: Exemplos de inclinação ideal dos colectores solares.....	31
Tabela 3.2: Tecnologias de armazenamento térmico.....	33
Tabela 3.3.: Esquemas de conversão de energia solar térmica.....	33
Tabela 4.5.1: Rendimento térmico do ciclo orgânico de Rankine sem recuperação calor e pressão na caldeira (P_{Cald}) para diferentes fluidos de trabalho e temperaturas de entrada na turbina.....	46
Tabela 4.5.2: Rendimentos de Carnot e de Curzon-Ahlborn para diferentes temperaturas da fonte quente com uma temperatura da fonte fria de 60°C.....	46
Tabela 4.5.3 Características de diversos fluidos candidatos.....	48
Tabela 4.6.1: Caudais para o ciclo de potência e potência da caldeira necessária para diferentes potências eléctricas.....	51
Tabela 4.6.2: Caudais para o ciclo de potência e potência da caldeira necessária para diferentes temperaturas de entrada na turbina.....	52
Tabela 5.2.1: Parâmetros requeridos pelo <i>Type 1</i> -colector placa plana.....	56
Tabela 5.2.2: Parâmetros requeridos pelo <i>Type 91</i> - Permutador de eficiência constante.....	58
Tabela 5.2.3: Temperaturas de entrada do n-pentano no permutador em função da temperatura de entrada na turbina, para o ciclo com recuperação de calor.....	59
Tabela 5.3.1: Potência transferida no permutador de calor para diversos caudais $\dot{m}_2$, a circular entre o depósito e o permutador.....	60
Tabela 5.3.2: Rendimento do campo de colectores para 21 módulos em série.....	66
Tabela 5.3.3: Temperatura de entrada no permutador do fluido de trabalho do ciclo de potência regenerativo para diferentes temperaturas de entrada na micro-turbina.....	68
Tabela 5.3.4: Características do colector de tubo de vácuos usado nas simulações.....	70
Tabela 5.3.5: Horas de funcionamento de um sistema de micro-cogeração com alimentação solar sem armazenamento.....	72
Tabela 6.2.1 Custos iniciais dum sistema com armazenamento.....	78
Tabela 6.2.2 Custos iniciais dum sistema sem armazenamento.....	78
Tabela 6.2.3: Fracção solar anual, Energia anual poupada e comprada para um sistema com armazenamento.....	79

Tabela 6.2.4: Fracção solar anual, Energia anual poupadas e comprada para um sistema com armazenamento.....	79
Tabela 6.3.1: Custo do gás, taxa de juro real e taxa de inflação.....	80
Tabela 6.3.2: <i>Pay-back period</i> para o sistema com armazenamento.....	80
Tabela 6.3.3: <i>Pay-back period</i> para o sistema sem armazenamento.....	80
Tabela 6.4.1 Cash-flow para uma área de captação de 30 m ²	81
Tabela 6.5.1 Redução das emissões de CO ₂ para um sistema com armazenamento para um tempo de vida de 15 e 20 anos.....	83
Tabela 6.5.2 Redução das emissões de CO ₂ para um sistema sem armazenamento para um tempo de vida de 15 e 20 anos.....	83
Tabela 6.6.1 Energia útil nos colectores, energia poupada, energias eléctrica e térmica geradas anualmente para diferentes áreas, para um sistema com armazenamento térmico.....	84
Tabela 6.6.2 Energia poupada, energias eléctrica e térmica geradas anualmente para diferentes áreas, para um sistema sem armazenamento térmico.....	84
Tabela 6.6.3: Preço da electricidade gerada correspondente a diferentes áreas de captação e para um sistema com armazenamento.....	85
Tabela 6.6.4: Preço da electricidade gerada correspondente a diferentes áreas de captação e para o sistema sem armazenamento.....	85

Lista de figuras

Figura 2.1.1: Comparação dos rendimentos entre cogeração e produção separada de calor e electricidade.....	7
Figura 2.1.2: Cogeração instalada em Portugal por tecnologia.....	9
Figura 2.2.1: Representação conceptual da aplicação dum sistema de micro-cogeração.....	11
Figura 2.2.2: Modelo Ecowill da Honda, de 1 kW _e	12
Figura 2.2.3: Micro turbina a gás da marca Capstone. Modelo C65.....	13
Figura 2.2.4: Configuração alfa do motor Stirling.....	14
Figura 2.2.5 Princípio de funcionamento ciclo orgânico de Rankine usando biomassa.....	16
Figura 2.2.6 Princípio de funcionamento de funcionamento de uma turbina scroll.....	16
Figura 2.2.7: Representação esquemática duma célula de combustível.....	17
Figura 2.2.8: Exemplo de modelo de célula de combustível.....	18
Figura 2.2.9: Estado de desenvolvimento no mercado de diferentes tecnologias de micro-cogeração.....	19
Figura 2.2.10: Mapa do projecto de gás natural.....	21
Figura 2.2.11: Tarifas aplicadas no regime bonificado do D.L.363.....	23
Figura 3.1: Mapa da Europa. Radiação solar incidente no plano horizontal.....	27
Figura 3.2: Mapas para Portugal.....	27
Figura 3.3: Colector do tipo CPC.....	28
Figura 3.4: Imagem de pormenor dum Colector de tubos de vácuo.....	28
Figura 3.5: Colectores solares cilíndrico-parabólicos com 1 eixo de rotação.....	29
Figura 3.6: Central de torre - Solar Two, deserto Mojave, Califórnia.....	29
Figura 3.7: Representação em corte dum Colector solar placa plana.....	30
Figura 3.8: Exemplo de inclinação ideal dos colectores para faro.....	31
Fig.3.9: Esquema de ligação entre colectores: a) em série e b) em paralelo.....	31
Figura 3.10: Exemplos de métodos alternativos de ligação entre conjuntos de colectores.....	32
Figura 3.3.1: Representação de um esquema de conversão solar térmica.....	34
Figura 3.3.2.: a) Rendimento dos colectores e do ciclo térmico em função da temperatura operativa; b) rendimento global do sistema.....	34
Figura 4.2.1: Diagramas <i>T-s</i> e <i>P-v</i> do ciclo ideal de Rankine.....	39
Figura 4.3.1 Configuração do ciclo de potência sem recuperação de calor.....	41
Figura 4.3.2: (a) Representação esquemática do ciclo de Rankine com recuperação de calor, e (b) diagrama <i>T-s</i> representando os estados correspondentes.....	41

Figura 4.3.3: Representação esquemática do recuperador de calor.....	42
Figura 4.3.4: Representação esquemática do permutador de calor.....	43
Figura 4.3.5: Modelo implementado no E.E.S.....	43
Figura 4.4.1: Diagrama T-s da água.....	44
Figura 4.4.2: Diagrama T-s do n-Pentano.....	45
Figura 4.5.1: Pressão de saturação em função da temperatura de saturação para diversos fluidos.....	47
Figura 4.5.2: Volume específico do vapor saturado em função da temperatura de saturação para os fluidos candidatos.....	47
Figura 4.6.1: Diagramas $h-s$ para a água (a) e n-Pentano (b).....	49
Figura 4.6.2: Comparação do rendimento do ciclo com e sem recuperação de calor para o n-pentano para o mesmo grau de sobreaquecimento.....	50
Figura 4.6.3: Diagrama T-s para o n-pentano a diferentes pressões de entrada na turbina.....	50
Figura 4.6.4: Efeito da pressão de entrada na turbina a 100°C. Ciclo sem regeneração (esquerda) e com regeneração (direita).....	51
Figura 5.2.1: Esquema de modelo de depósito estratificado: Type 4.....	56
Figura 5.2.2: Parâmetros requeridos pelo Type 4- Depósito estratificado.....	57
Figura 5.2.3: Mapa da localização dos ficheiro de dados climáticos do Meteonorm, Europa. Fonte: TRNSYS Users Manual.....	58
Figura 5.3.1: Sistema solar térmico com depósito.....	59
Figura 5.3.2: Energia anual obtida nos colectores em série para diferentes caudais.....	61
Figura 5.3.3: Valor de caudal para diferentes áreas de campo de colector, ligados em série...	61
Figura 5.3.4: Sistema com armazenamento implementado em ambiente TRNSYS.....	62
Figura 5.3.5: Fracção anual para diferentes razões volume - área de colector.....	63
Figura 5.3.6: Evolução das temperaturas no topo e fundo do depósito para diferentes razões V/A_{col}	64
Figura 5.3.7: Fracção solar anual em função da inclinação dos colectores.....	65
Figura 5.3.8: Fracção mensal para diferentes inclinações dos colectores.....	65
Figura 5.3.9: Fracção solar anual para diferentes áreas de captação num sistema com armazenamento.....	66
Figura 5.3.10: Rendimento do campo de colectores conectados em série para diferentes áreas de captação.....	67
Figura 5.3.11: Impacto da temperatura de entrada na micro turbina na fracção solar anual, para $A=30\text{ m}^2$	68
Figura 5.3.12: Fracção solar média anual e Carga para diferentes potências eléctricas do ciclo e para uma área de captação de 30 m^2	69

Figura 5.3.13: Fracção mensal para diferentes cidades portuguesas.....	69
Figura 5.3.14: Fracção solar mensal para diferentes capitais mundias.....	70
Figura 5.3.15. Comparação entre o desempenho do sistema com colector solar placa e com um colector de tubos de vácuo.....	71
Figura 5.4.1: Representação esquemática do sistema sem armazenamento.....	71
Figura 5.4.2: Fracção anual vs área de colector para diferentes temperaturas de entrada na micro turbina num sistema com armazenamento.....	72
Figura 5.4.3: Fracção anual vs área de colector para diferentes potências eléctricas num sistemas sem armazenamento.....	73
Figura 5.4.4 Fracção mensal e carga para 3 temperaturas de condensação: a) 40°C;b) 50°C;c)60°C.....	74
Figura 5.4.5: Calor fornecido no permutador de calor com o actual modelo.....	74
Figura 6.4.1: poupanças ao longo do ciclo de vida para um sistema com armazenamento.....	82
Figura 6.4.2: poupanças ao longo do ciclo de vida para um sistema com armazenamento.....	82
Figura 7.1: Sistema sem armazenamento com modelo de 3 permutadores.....	89
Figura 7.2: Representação esquemática de sistema sem armazenamento em ambiente TRNSYS.....	90

Nomenclatura

Letras romanas

Símbolo	Descrição	Unidades
A_c	Área do coletor	[m ²]
C_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
$f_{s,i}$	Fracção solar, mensal ou anual	(-)
F_R	Factor de remoção de calor baseado na temperatura de entrada do fluido	(-)
$F_R\tau\alpha$	Factor de Energia Absorvida na Placa num Coletor Térmico para a Temperatura de Entrada do Fluido (Rendimento óptico)	[W/ m ² K]
G_{sa}	Grau de sobreaquecimento do fluido na entrada da turbina	(-)
h	Entalpia	[m]
I_T	Radiação incidente na superfície inclinada	[W/ m ²]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[Kg/s]
kW_e	Unidade de Potência eléctrica	[kW]
U_L	Coeficiente global de perdas térmicas no coletor solar	[W/ m ² K]
$U_{L/T}$	Dependência do coeficiente de perdas térmicas com a temperatura (ver eqs	[W/ m ² K ²]
T	Temperatura	[°C]

Letras Gregas

$(\tau\alpha)$	Produto transmissão-absorção	(-)
$(\tau\alpha)_n$	$(\tau\alpha)$ à incidência normal	(-)
η_{th}	Rendimento térmico do ciclo de Rankine	(-)
φ	Latitude	[°]

$(\tau\alpha)$	Produto transmissão-absorção	[-]
$(\tau\alpha)_n$	$(\tau\alpha)$ à incidência normal	[-]

Subscritos

a	ambiente
aux	auxiliar
c	Carnot
$C-A$	Curzon-Ahlborn
$cald$	caldeira
col	colector
$cond$	condensador
e	entrada
f	frio
q	quente
s	saída
sa	sobreaquecimento
th	térmico
$turb$	Turbina

1.Introdução

Este estudo foi desenvolvido na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, no âmbito do projecto final do curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica ramo Energia Térmica.

Um dos principais objectivos no desenvolvimento da geração de energia eléctrica no século XXI será a diminuição das emissões de dióxido de carbono para a atmosfera. Esta meta poderá ser atingida através dum aumento da contribuição da cogeração na geração de energia eléctrica e da substituição do carvão por outros combustíveis tais como o gás natural.(Zaporowski and Szczerbowski, 2003). Portugal depende em larga escala das importações para satisfazer as suas necessidades energéticas, sendo a sua fonte de energia doméstica mais importante a hidroeléctrica. O país apresenta o mais baixo consumo de electricidade *per capita* da união europeia, mas uma das mais altas taxas de crescimento e estudos de mercado sugerem que essa tendência continuará no futuro (Moreira, N.,2007). O governo português, num esforço para travar o crescimento exponencial da emissão dos gases de efeito de estufa devido ao consumo crescente de electricidade e dos transportes, tem promovido intensivamente a implementação de energias renováveis e de políticas energéticas eficientes. O potencial para novas instalações de micro-cogeração é considerável em Portugal: o sector de edifícios tem um mercado estimado em 500 MW_e para sistema de cogeração abaixo dos 150 MW_e, numa economia que é dominada pelos serviços (63%), representando a indústria cerca de 30%. Actualmente, a penetração da micro-geração e da micro-cogeração em Portugal e na Europa é muito reduzida, devido essencialmente a factores de ordem política e legislativa. O recente decreto-lei 363/2007 veio estabelecer um regime jurídico aplicável às unidades de micro-produção está contemplado um regime especial para a utilização de recursos renováveis na micro-cogeração.

A adaptação de tecnologias de micro-cogeração a equipamentos em que a fonte quente é o Sol, apesar de parecer simples, não é do domínio comum e necessita de ter em conta eventuais diferenças de temperatura e potência relativas ao equipamento a gás. A utilização de ciclos orgânicos de Rankine para a micro-cogeração com alimentação solar é a tecnologia mais indicada, permitindo um equipamento modular e bastante versátil. Apesar do seu grande potencial, os ciclos orgânicos de Rankine têm recebido pouca atenção por parte da comunidade de energia solar (McMahan,A, 2006).

1.1 Objectivos

Constitui, portanto, objectivo deste trabalho a concepção e dimensionamento de sistemas solares térmicos aplicados a micro-cogeração, por meio de ciclos orgânicos de Rankine e recorrendo a equipamentos térmicos solares domésticos.

O capítulo 2 apresenta uma introdução teórica sobre a cogeração, com uma descrição de critérios de desempenho e parâmetros relevantes em cogeração. De seguida, é apresentado o estado da arte da micro-cogeração onde é feita uma descrição das diferentes tecnologias e respectivo grau de maturidade no mercado, e uma breve análise do actual enquadramento legal, o Decreto Lei. 363/2007.

O capítulo 3 é relativo à energia solar térmica sendo apresentados os princípios e dificuldades associados à concepção de sistemas solares térmicos para geração de electricidade bem como aspectos dos componentes tipicamente usados para aquecimento de águas.

O capítulo 4 inicia-se com uma explicação teórica do ciclo de Rankine seguida de uma descrição dos modelos para o ciclo de potência implementados em E.E.S.. Em seguida é feita uma comparação termodinâmica entre a água e os fluidos orgânicos de forma a explicar as vantagens do ciclo orgânico. É feito um levantamento das características mais relevantes de alguns fluidos candidatos de modo a conduzir à selecção de um fluido de trabalho. Finalmente é feita uma caracterização paramétrica do comportamento do ciclo sob diversas condições operativas e usando o n-pentano como fluido de trabalho.

O capítulo 5 descreve os modelos computacionais desenvolvidos em TRNSYS, um software de simulação dinâmica detalhada, para um sistema com armazenamento térmico concebido para funcionar continuamente e outro para um sistema sem armazenamento concebido para funcionar apenas quando há radiação solar disponível. Finalmente, são apresentados os resultados das variadas simulações, onde a fracção solar média anual é avaliada para diferentes áreas de captação, volume de armazenamento, inclinação dos colectores, temperatura de entrada na turbina e diferentes potências eléctricas geradas.

No capítulo 6 é feita uma análise económica e ambiental para o uso do sistema solar térmico. O objecto da análise económica pode ser equacionado como um problema de determinação da dimensão do sistema solar que origina o mais baixo custo combinado da energia solar e auxiliar. Para tal são calculados o período de amortização do investimento, “*Pay-back period*”, poupanças ao longo do ciclo de vida ou “*Life cycle savings*” e a redução das emissões de CO_2 para um sistema de micro-cogeração a gerar 3,68 kW_e e 35,7 kW de calor, usando valores de fracção solar anual obtidos para a cidade do Porto.

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões gerais do trabalho e recomendações para desenvolvimentos futuros deste estudo.

2. Micro-cogeração: Estado da arte

2.1 A Cogeração

Fundamentos teóricos e Perspectivas históricas.

A termodinâmica das centrais térmicas tem sido, desde há muito, uma área de estudo clássica para engenheiros. Os objectivos de tal estudo prenderam-se, tradicionalmente, com a determinação e maximização da eficiência térmica, ou seja, com a produção mais eficiente (e económica) de energia eléctrica ou mecânica a partir da energia química contida nos combustíveis. (Horlock, 1997) Ora, a conversão da energia térmica em trabalho está limitada pelas restrições implícitas na Segunda Lei da Termodinâmica, sendo que grande parte da energia primária que é disponibilizada para se produzir uma dada quantidade de trabalho é pura e simplesmente desperdiçada na rejeição de calor à fonte fria. Assim, existem situações em que juntamente com a necessidade de produção de trabalho ou energia eléctrica há consumos de energia térmica que não raramente se processam a baixos níveis de temperatura e que assim sendo poderiam recorrer ao uso da energia térmica inevitavelmente rejeitada pelos motores. (Pinho, Carlos, Abril de 2005)

Podemos então definir cogeração como a *produção sequencial de duas ou mais formas de energia útil a partir da mesma fonte de energia primária* (Educogen, 2001). Conforme ilustrado na figura 1, a aplicação do conceito de cogeração resulta num considerável decréscimo do consumo total de energia primária.

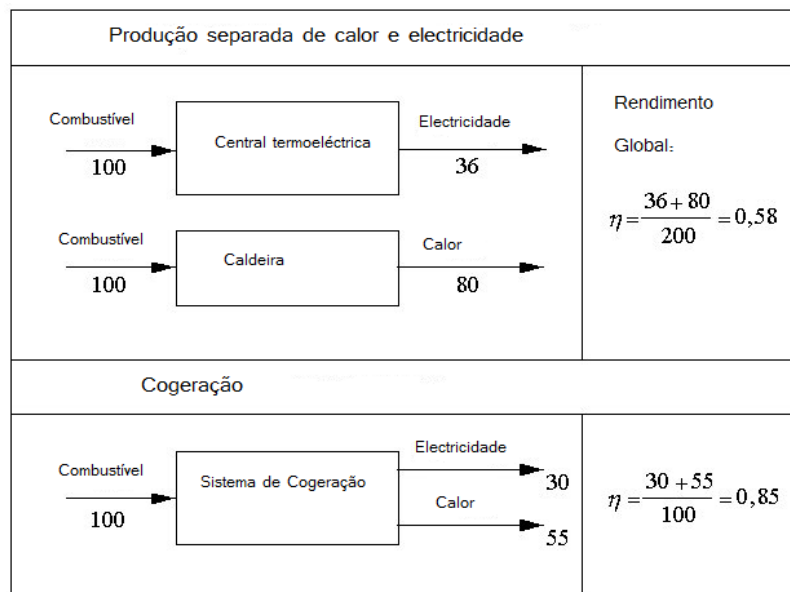


Figura 2.1.1: Comparação dos rendimentos entre cogeração e produção separada de calor e electricidade. (Os números sob as setas representam unidades de energia). fonte: Educogen 2001

Ora, esta filosofia de integração dos processos de produção de energia mecânica e térmica, foi utilizada desde os primórdios da revolução industrial (séc. XIX). Porém, a baixa dos custos de energia que entretanto se verificou, associada ao aumento das fontes energéticas disponíveis, e portanto a reduzidos preços do combustível e da electricidade, levou a que as empresas industriais fossem abandonando essas instalações em que se combinavam a

produção de energia mecânica ou eléctrica e energia térmica em detrimento da aquisição de caldeiras destinadas exclusivamente à produção de energia térmica e passando a comprar energia eléctrica às empresas produtoras e distribuidoras desta forma de energia. Somente após as crises petrolíferas dos anos setenta este aproveitamento combinado de recursos energéticos voltou a ser incentivado e foi objecto de análises teóricas mais elaboradas; foram então desenvolvidas teorias de análise do desempenho destas instalações, que permitiram uma definição adequada das condições óptimas de funcionamento dos equipamentos de produção combinada de electricidade e calor.

Modos de operação

O modo de operação de um sistema de cogeração é caracterizado pelo critério no qual se baseia o ajustamento da produção eléctrica e da produção térmica. Existem vários modos de operação possíveis, sendo os mais usuais os seguintes:

- i) Funcionamento em função das necessidades de electricidade (*electricity-match mode*): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de electricidade. Se o calor gerado pelo sistema for inferior às necessidades, uma caldeira adicional terá que ser utilizada. Se por outro lado o calor gerado for superior às necessidades será rejeitado para o meio ambiente.
- ii) Funcionamento em função das necessidades de calor (*heat-match mode*): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de calor. Se a electricidade gerada pelo sistema for inferior às necessidades será necessário recorrer à rede eléctrica. Se por outro lado a electricidade gerada for superior às necessidades o excesso poderá ser vendido à rede eléctrica.

Rendimentos diversos. Critérios de desempenho.

Define-se rendimento térmico de uma instalação ou motor térmico como:

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_A} = \frac{|W_u|}{|Q_A|} \quad (2.1)$$

Onde $\dot{W}$ é a potência do motor ou instalação térmica e $\dot{Q}_A$ é a potência térmica necessária ao accionamento da instalação. Em termos práticos a potência térmica é obtida à custa da queima dum combustível numa caldeira sendo o processo de conversão de energia química em energia térmica avaliado pelo rendimento da caldeira:

$$\eta_b = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{m}_f| \cdot PCI} = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{F}|} \quad (2.2)$$

Sendo $\dot{m}_f$ o caudal de combustível fornecido à caldeira e $|\dot{F}|$ a potência química correspondente e baseada no poder calorífico inferior do combustível.

Se se pretender avaliar em comum o desempenho da caldeira e do motor térmico teremos o rendimento global do sistema:

$$\eta_o = \frac{|W|}{|\dot{F}|} = \eta_t \eta_b \quad (2.3)$$

Tendo em conta o rendimento do alternador, que relaciona a energia mecânica $\dot{W}$ é convertida em eléctrica $\dot{W}_e$,

$$\eta_{alt} = \frac{|\dot{W}_e|}{|\dot{W}|} \quad (2.4)$$

O rendimento eléctrico da instalação é então definido por:

$$\eta_e = \frac{|\dot{W}_e|}{|\dot{F}|} = \eta_{alt} \eta_b \eta_t \quad (2.5)$$

O rendimento global da instalação de cogeração será pois:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}}{\dot{F}} \quad (2.6)$$

O modo como são repartidas as formas de energia à saída da cogeração é um aspecto importante na avaliação do seu desempenho. Assim a relação entre calor e electricidade produzidas designa-se por Razão Calor Electricidade e define-se como:

$$RCE = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{W}_e|} \quad (2.7)$$

O mercado português

A potência instalada em Portugal em cogeração era, no final de 2005, de cerca de 1.207 MW, repartida por tecnologia conforme apresentado na figura 2.2, e com uma produção anual estimada de 13% do consumo total da energia eléctrica do País.

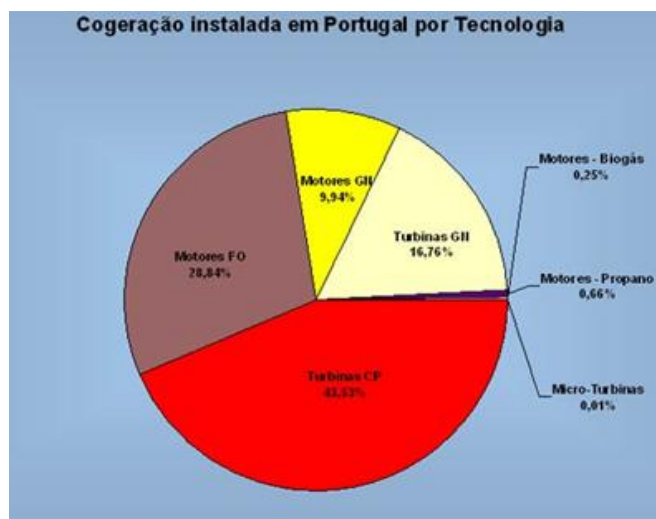


Figura 2.1.2: Cogeração instalada em Portugal por tecnologia. Fonte: Cogen Portugal

2.2) A micro-cogeração

Definição

São abundantes as definições que têm vindo a ser usadas na literatura respeitante à micro-cogeração. A publicação da directiva da União Europeia 2004/8/CE, que visa promover a cogeração com base na procura de calor útil, permitiu de algum modo clarificar esta situação:

- Define unidade de micro-cogeração como “unidade de cogeração cuja capacidade seja inferior a 50 kW_e”. (art. 3º, alínea m)
- Atribui a designação de «Cogeração de pequena dimensão», às “unidades de cogeração com uma capacidade instalada inferior a 1MW_e”. (art. 3º, alínea n)

No entanto, alguns autores defendem uma definição de micro-cogeração restrita a uma gama de potências de até 15 kW_e, com base nos seguintes argumentos:

- i. Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_e são claramente os apropriados a implementar em habitações unifamiliares, condomínios com um reduzido numero de fracções, pensões e pequenas instalações hoteleiras, pequenas empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-cogeração, etc., que se pode e deve distinguir daqueles que fornecem calor a grandes condomínios, grupo de edifícios ou a nível distrital.
- ii. Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_e diferem substancialmente de outros de maior escala, no que respeita à distribuição eléctrica, modelos de propriedade e estatuto do micro-produtor, a reestruturação das relações de fornecimento e comportamento do consumidor. Os sistemas abaixo de 15 kW_e podem ser ligados directamente à rede trifásica. Os sistemas de menor escala enfrentam ainda maiores barreiras do que aqueles maiores.

Os estudos apresentados em capítulos seguintes, foram realizados para sistemas a operar no enquadramento desta ultima definição.

O conceito de micro-cogeração refere-se à geração descentralizada de energia mecânica e/ou eléctrica e calor em simultâneo. Isto geralmente quer dizer que os sistemas convencionais de aquecimento são substituídos por geradores eléctricos equipados com permutadores de calor de forma a recuperar o calor rejeitado. O calor produzido é geralmente utilizado para aquecimentos de águas e possivelmente arrefecimento. Caso haja produção combinada de calor, electricidade e frio nesta gama de potências, é dada a designação de micro-trigeração.

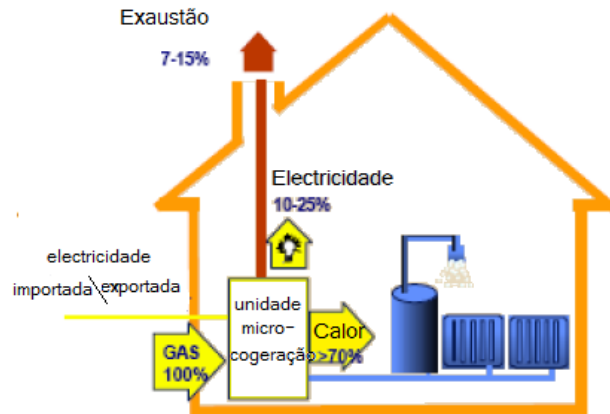


Figura 2.2.1: Representação conceptual da aplicação dum sistema de micro-cogeração.Fonte:MicroMap (2002)

Tecnologias de conversão

Existem diversas tecnologias que foram e estão a ser desenvolvidas para a aplicação a micro-cogeração. Os processos de conversão de energia podem basear-se na utilização da combustão e consequente conversão de calor em energia mecânica que através dum gerador produzirá electricidade, como por exemplo motores de combustão interna, turbinas a gás, turbina a vapor, motores Stirling, etc. ; ou alternativamente poderão não recorrer a um gerador, mas basear-se na conversão electroquímica directa como no caso da célula de combustível, ou na conversão fotovoltaica da radiação como no caso dos colectores solares híbridos.

A) Sistemas de micro-cogeração com motor de combustão interna:

É uma tecnologia que recorre aos convencionais motores de combustão interna, comparáveis aos usados nos automóveis. Para aplicações em micro-cogeração ($< 15 \text{ kW}_e$) usam-se tipicamente motores a funcionar no ciclo Otto. Nestes motores, um combustível, como por exemplo o gás natural, é misturado com o ar e comprimido num cilindro sendo a ignição da mistura induzida por uma faísca externa. A energia mecânica resultante da combustão é então usada para gerar electricidade através de um gerador eléctrico. O calor da exaustão dos gases e o do ciclo de arrefecimento do motor é aproveitado por permutadores de calor e ligado ao sistema de aquecimento.

Os motores Diesel a quatro tempos também são usados em unidades de micro-cogeração, apresentam uma razão electricidade calor superior aos motores Otto, e operam numa gama mais alargada de potências que vai dos 5 kW_e até aos 10 MW_e . Nos últimos anos tem-se assistido a uma tendência para usar biodiesel como combustível, principalmente em países com maior “sensibilidade ecológica”, dada a sua excelente biodegradabilidade e baixa toxicidade e também bons valores de rendimento.

Os motores de combustão interna operam com menor excesso de ar quando comparados com as turbinas a gás. Isto conduz a temperaturas de combustão mais elevadas, e consequentemente ao aparecimento de NO_x devido à oxidação do nitrogénio contido no ar.

O rendimento eléctrico dos sistemas de micro-cogeração com motor de combustão interna depende fortemente da potência eléctrica (dimensão) do sistema. Para sistemas abaixo de 15 kW_e o rendimento eléctrico geralmente não excede os 26%. A tabela 2.2.1 ilustra as características dos motores de combustão interna usados em micro-cogeração.

Tabela 2.2.1: Características dos motores de combustão interna para aplicação em micro-cogeração

	Thermo dynamical cycle	Fuel used	Efficiencies		Power size range
			total	electrical	
Diesel engine	Diesel cycle	Gas, biogas, ELFO*), LFO **), HFO***), rape oil, RME *****)	65 - 90	35 - 45	5 kW_{el} to 20 MW_{el}
Spark ignition engine	Otto cycle	Gas, biogas, naphtha	70 - 92	25 - 43	3 kW_{el} to $> 6 \text{ MW}_{el}$
Average cost investment in €/kW _{el} (Fuel oil engine)			340 - 2000		
Average cost investment in €/kW _{el} (spark ignition gas engine)			450 - 2500		
Operation and maintenance costs in €/kWh _{el}			0,0075 - 0,015		

*) Extra Light Fuel Oil, **) Light Fuel Oil, ***) Heavy Fuel Oil, *****) rapeseed methyl ester

➤ Cenário actual

Estes sistemas estão disponíveis comercialmente e são produzidos em larga escala por vários fabricantes mundiais. O líder de mercado é a empresa alemã Senertec, que apresenta um modelo que gera $5,5 \text{ kW}_e$ e uma potência térmica de 14 kW . Outras empresas como a Powerplus, a americana Vector Cogen e as japonesas YANMAR, Sanyo e AISIN também dispõem de modelos bastante vendidos mundialmente. Um caso bastante interessante para aplicações unifamiliares é o pequeno modelo da Honda (figura 2.2.2) com 1 kW_e de potência que alia o motor a gás natural mais pequeno do mundo a um sistema de geração eléctrica muito leve.



Figura 2.2.2: Modelo Ecovill da Honda, de 1 kW_e

B) Sistemas de micro-cogeração com turbina a gás :

As micro turbinas a gás são pequenas turbinas pertencentes ao grupo das turbo-máquinas com uma potência eléctrica de até 300 kW_e. De forma a aumentar o seu rendimento eléctrico são equipadas com um recuperador (regenerador) de calor que permite aproveitar o calor presente nos gases de escape. As micro turbinas destacam-se pela sua fiabilidade, reduzida dimensão e baixo peso. A figura 2.2.3 mostra uma micro turbina a gás em corte com os principais componentes.

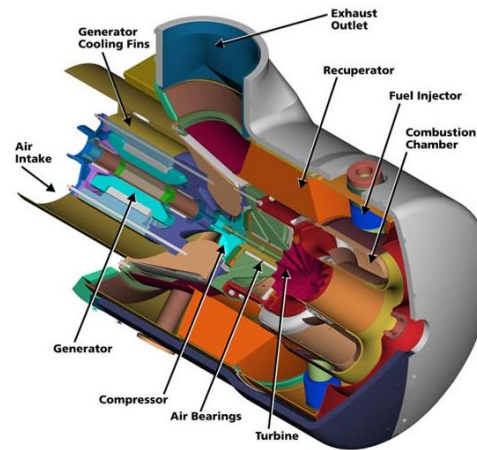


Figura 2.2.3: Micro turbina a gás da marca Capstone: Modelo C65.

Actualmente estão em fase de investigação e desenvolvimento, micro turbinas com potências eléctricas de apenas alguns quilowatts, que conseguem atingir quase os mesmos rendimentos que os motores de combustão interna e com menores emissões de NO_x e CO.

➤ Cenário actual

Em princípio, a maioria dos sistemas convencionais de cogeração podem ser adaptados para aplicações à escala micro. Contudo, em casos como o das micro turbinas a gás a implementação bem-sucedida para aplicações de potências reduzidas ainda está por ser realizada. Os principais fabricantes, como a Capstone ou a Turbec, apenas desenvolveram modelos de potências superiores a 15 kW_e. As micro turbinas ainda são mais caras do que os motores de combustão interna, apesar de terem custos de operação e manutenção inferiores, devido à menor quantidade de partes móveis. O tempo de vida das micro turbinas é cerca de 40.000 horas. A tabela 2.2.2 mostra as principais características das micro turbinas a gás.

Tabela 2.2.2: Características das micro turbinas a gás. Fonte: (Simader, G. 2002)

	Power to heat ratio	Fuel used	Efficiencies		Power size range
			Total	electrical	
Micro turbine	0,2 – 0,8	Natural gas, gas oil, diesel, propane, Kerosene, biogas, flare gas, etc.	65 – 90	15 - 30	15 kW _{el} to 300 kW _{el}
Average cost investment in €/kW _{el} (Diesel engine)			900 – 2.500		
Operation and maintenance costs in €/kWh _{el}			0,006 – 0,21		

C) Sistemas de micro-cogeração com Ciclo/Motor Stirling:

Neste motor, inventado em 1816 pelo reverendo Robert Stirling na Escócia, a combustão, ao contrário dos motores de ignição por faísca, tem lugar numa câmara de combustão separada. O gás de trabalho (por exemplo nitrogénio ou hélio) é movido por um pistão entre uma câmara a alta temperatura e outra a muito baixa temperatura. Ao regressar da câmara a alta temperatura o gás atravessa um regenerador, que consiste numa malha cerâmica ou nem metal poroso, que captura o calor do gás quente e o devolve à medida que o gás frio regressa à câmara quente.

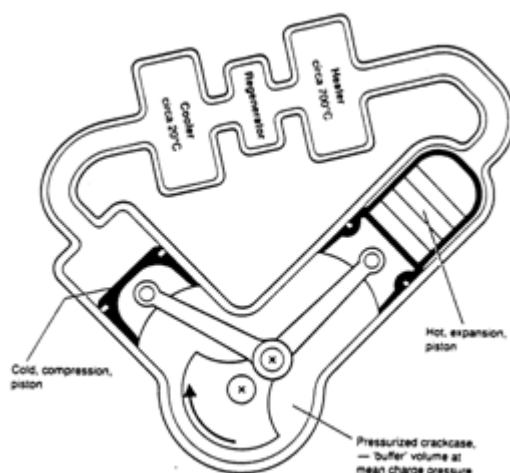


Figura 2.2.4: Configuração alfa do motor Stirling. Fonte: EDUCOGEN 2001

Graças ao facto da combustão ser feita externamente, o controlo do processo de combustão é facilitado, permitindo ainda uma boa flexibilidade de combustíveis, em particular no que diz respeito a biocombustíveis. A combustão contínua leva a menores emissões. Outras fontes de calor, como a radiação solar concentrada podem ser usadas, existindo protótipos desenvolvidos pelas empresas Solo e Sunmachine.

Esta tecnologia tem potencial de atingir elevados rendimentos globais, mas o rendimento eléctrico é apenas moderado. Motores de pequena dimensão atingem um baixo custo.

➤ Cenário actual

A tecnologia dos motores Stirling está no limiar da comercialização, havendo poucos dados estatísticos relativos à sua fiabilidade, disponibilidade e preços. A empresa neozelandesa WhisperTech está a desenvolver um sistema que gera 1,2 kW_e e 8 kW de calor. A tabela 2.2.3 mostra um exemplo de unidade comercial da marca Solo.

Tabela 2.2.3: Exemplo de unidade comercial de um motor Stirling da marca Solo. Fonte: www.stirling-engine.de/

Parameters	Value
Electrical power (after deduction of the own consumption)	approx. 1.2 kilowatt
Total operating efficiency (without use of the exhaust heat / gross calorific value technique)	> 90 %
Electrical efficiency (electrical output/combustible)	approx. 18 % (25 % planned)
Thermic power (Stirling process and additional burner)	5 kilowatts (Peak performance planned to 15 kilowatts)
Process medium	Helium
Mean pressure	35 bar
Upper process temperature	650 °C
Lower process temperature	30°C- 60 °C

D) Sistemas de micro-cogeração com Ciclo de Rankine:

O ciclo orgânico de Rankine é semelhante ao convencional ciclo a vapor, excepto pelo facto de usar um fluído de trabalho orgânico de elevada massa molecular. O fluído de trabalho é seleccionado de forma a aproveitar eficientemente fontes de calor a baixa temperatura para produzir electricidade, sendo possível fazê-lo numa alargada gama de potências (desde alguns quilowatts até 3 MW_e).

O fluido de trabalho é vaporizado por aplicação duma fonte de calor no evaporador, expandido numa turbina, condensado usando um permutador a água ou a ar, sendo finalmente bombeado para o evaporador e fechando o ciclo. A figura 2.2.5 mostra o principio de funcionamento de um ciclo orgânico de Rankine usando biomassa.

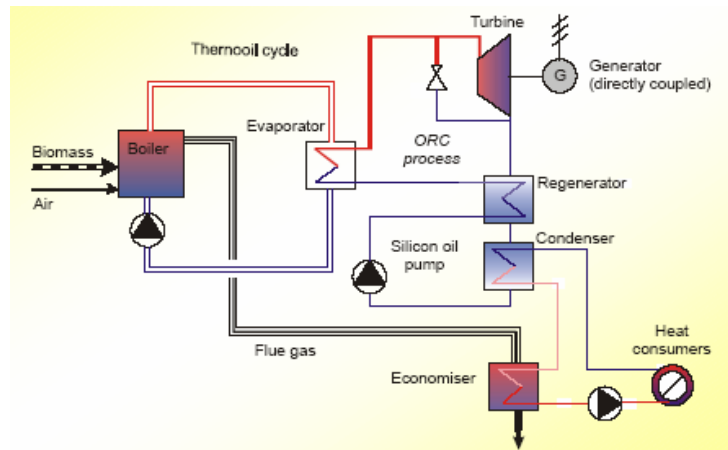


Figura 2.2.5 Princípio de funcionamento ciclo orgânico de Rankine usando biomassa. Fonte: Holzindustrie 2001

As principais vantagens do ciclo orgânico de Rankine são:

- Bom rendimento térmico.
- Um bom rendimento da turbina com pressões de funcionamento adaptadas aos fluidos orgânicos.
- Baixas rotações da turbina permitindo um acoplamento directo de um gerador eléctrico sem a necessidade dum redutor.
- Inexistência de erosão nas pás da turbina, pois da expansão resulta vapor seco.
- Funcionamento silencioso, baixa manutenção e ciclo de vida longo.

➤ Cenário actual

Existem turbinas do tipo *scroll* de nova geração, que são unidades convertidas a partir de compressores em espiral do tipo *scroll* bem conhecidos no mercado pela sua eficiência e robustez. Permitem responder a aplicações de baixa potência (1-5 kW_e) com elevada eficiência e baixo custo. A figura 2.2.6 ilustra o princípio de funcionamento de uma turbina deste tipo.

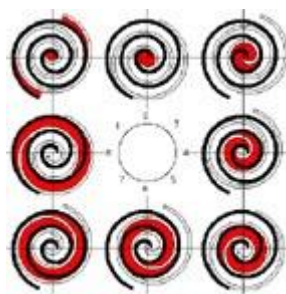


Figura 2.2.6 Princípio de funcionamento de uma turbina scroll. Fonte: Eneftch SA.

A tabela 2.2.4 mostra as condições de utilização das turbinas scroll de nova geração..

Tabela 2.2.4 condições de funcionamento das turbinas scroll

Temperatura de entrada máxima [°C]	Pressão de entrada máxima [Bar]	Velocidade de rotação [rot/min]	Potência eléctrica máxima [W]	Preço
250	25	300-600	5000	300-500€/kW

E) Sistemas de micro-cogeração com Célula de combustível:

As células de combustível convertem a energia química de um combustível e oxigénio continuamente em energia eléctrica. Tipicamente o combustível é o hidrogénio sendo que a energia envolvida na reacção com o oxigénio para formar água é parcialmente transformada em electricidade (Pehnt, M., 2002).

A célula consiste basicamente numa serie de camadas que são dispostas lateralmente a um electrólito central: um ânodo onde o combustível é oxidado; um cátodo onde o oxigénio sofre uma reacção de redução e pratos que fazem a alimentação do gases, colecção dos electrões e condução do calor da reacção.

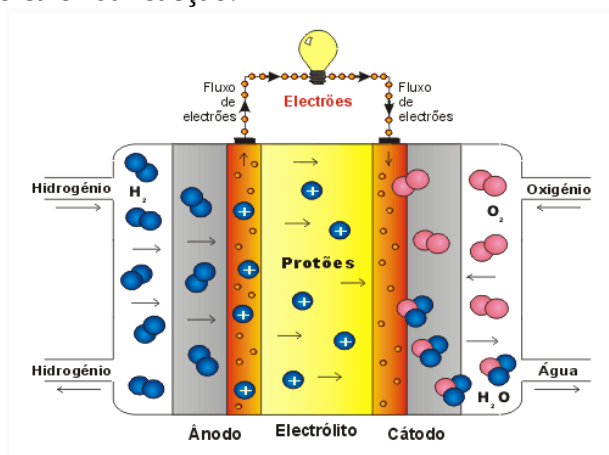


Figura 2.2.7: Representação esquemática duma célula de combustível.

As células de combustível para aplicação em micro-cogeração ou são baseadas na tecnologia PEMFC (Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell) usando uma membrana fina como electrólito e operando a temperaturas de cerca de 80° C , ou SOFC (Solid Oxide Fuel Cells) que são células de alta temperatura operando a 800°C. As características distintivas desta tecnologia são o baixo ruído, a pouca manutenção e a boa gestão a carga parcial. A figura 2.2.8 mostra um modelo de célula de combustível da Sulzer Helxis.



Figura 2.2.8: Exemplo de modelo de célula de combustível. Fonte: Sulzer Hexis

➤ Cenário actual

Na última década foram feitos esforços no sentido de desenvolver esta tecnologia, principalmente para aplicações móveis. No entanto, as células de combustível ainda não estão disponíveis comercialmente. As empresas que estão na linha da frente neste sector são: a Sulzer Hexis que desenvolveu um sistema SOFC de 1kW_e e que apresenta rendimentos eléctricos entre os 25 e os 30% e a Vaillant com um sistema PEMFC a gerar 5kW_e e 8kW de calor. Ambos os modelos são equipados com uma caldeira de forma a responderem à demanda de calor: assiste-se geralmente a uma estreita cooperação entre os fabricantes de caldeiras e aquecedores e as empresas que desenvolvem as células de combustível de forma a assegurarem um mercado comum no sector do aquecimento.

Comparação entre as tecnologias

A figura 2.2.9 mostra os diferentes graus de maturidade de várias tecnologias de micro-cogeração. Os motores a combustão lideram actualmente encontram-se numa fase mais avançada de difusão no mercado

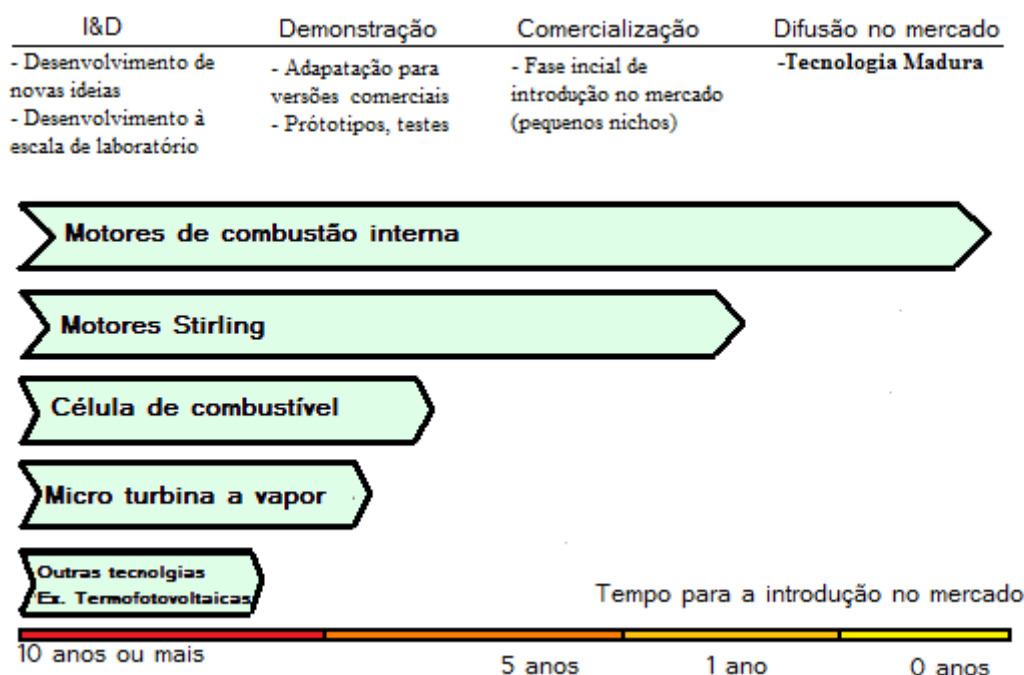


Figura 2.2.9: Estado de desenvolvimento no mercado de diferentes tecnologias de micro-cogeração. Traduzido e adaptado de Micro Cogeneration, 2008.

2.3) Factores críticos para a penetração da micro-cogeração no mercado português.

Entre os potenciais utilizadores da micro-cogeração destacam-se os seguintes grupos:

- O sector residencial:
 - Habitação própria ou alugada
 - Condomínios
- Edifícios de serviços:
 - Edifícios de hotelaria (hotéis de 2-3 estrelas e de 4-5 estrelas)
 - Edifícios hospitalares (clínicas)
 - Edifícios de comércio
 - Edifícios públicos, escritórios e banca
- Edifícios e instalações industriais
 - Pequenas e médias empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-cogeração.

Um estudo do mercado potencial para aplicação das tecnologias de micro-cogeração em Portugal foi conduzido pelo Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente (CEEETA) em 2001. Da análise efectuada ressaltam os seguintes aspectos

críticos para a penetração no mercado das tecnologias de micro-cogeração, que interessam desde logo equacionar:

- Características e custo do equipamento suplementar de cogeração
- Preço do gás

Face à localização da maioria dos consumidores os contratos de fornecimento de gás deverão na maioria dos casos ser celebrados com as distribuidoras regionais. Deverá ser possível obter tarifários de grande consumidor, ainda que com pontos de ligação pouco expressivos em termos de consumo. Este problema levanta questões ao nível da política de distribuição de gás por parte das companhias operadoras mas igualmente ao nível das linhas de política emanadas das autoridades reguladoras. Este aspecto, decisivo para a penetração da micro-cogeração no mercado, poderá justificar que a exploração do conceito seja da responsabilidade de uma empresa investidora, que no regime de financiamento por terceiros procederá ao investimento e exploração dos projectos de micro-cogeração. Tornar-se-ia então fulcral fazer prevalecer junto das empresas fornecedoras de gás e junto das autoridades reguladoras a possibilidade de atribuir à empresa investidora o estatuto de empresa grande consumidora de gás mas com pontos de consumo dispersos no território nacional.

- Venda de excedentes de electricidade em baixa tensão

Não há tradição em Portugal da venda de electricidade à rede em baixa tensão. Trata-se de um problema a ser equacionado do ponto de vista técnico e do ponto de vista da autoridade reguladora. Este tema está a ser debatido praticamente em todos os países, introduzido não só pela micro-cogeração mas igualmente pela política de introdução na rede de electricidade produzida em instalações fotovoltaicas. A disponibilidade de contadores reversíveis ajudará a resolver uma parte do problema.

- Realização de contratos com promotores de áreas habitacionais

Os condomínios habitacionais, da gama média e alta, são um mercado interessante para a micro-cogeração. A instalação do equipamento obrigará a que de raiz seja previsto nos projectos, importando realizar uma campanha de sensibilização junto dos promotores deste tipo de empreendimentos.

- Experiência piloto para efeitos de demonstração

Os resultados duma experiência piloto poderão ser decisivos para credibilizar o investimento. Considera-se a realização dum projecto de demonstração de fundamental importância, devendo os seus resultados ilustrar a campanha publicitária e de divulgação do equipamento e da nova filosofia de acesso à electricidade.

- Organização do negócio

Alguma da resistência manifestada no inquérito à introdução destes sistemas, nomeadamente no sector hoteleiro, poderá estar relacionada com receio dos problemas

técnicos decorrentes. Esta questão pode ser ultrapassada desde que uma segunda entidade assegure a gestão do equipamento, e eventualmente o seu financiamento, sendo ressarcida dos custos daí decorrentes através das economias conseguidas na facturação da energia eléctrica adquirida à rede. O contrato a estabelecer entre o consumidor e o financiador/gestor do equipamento fixará não só as condições do serviço mas igualmente a remuneração por kWh de electricidade produzida, a liquidar à entidade financiadora.

A figura 2.2.10 mostra a cobertura da rede de gás natural em território nacional

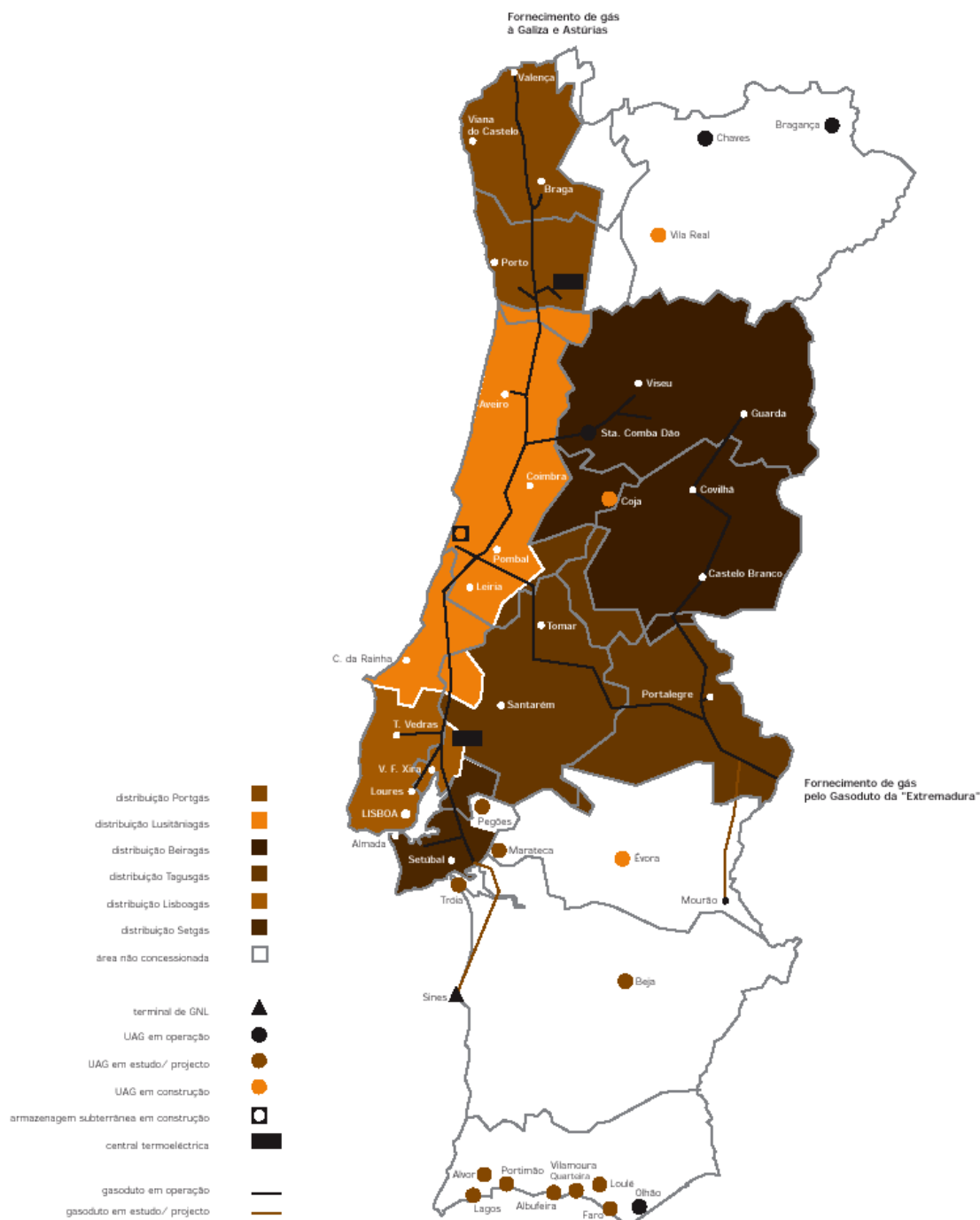


Figura 2.2.10 – Mapa do projecto de gás natural. fonte: “Energia Portugal 2001 – DGE)

Legislação Relevante para o sector da micro-cogeração:

- Decreto-Lei n.º 26852 de 30 de Julho de 1936 - Publica o Regulamento de Licenças para Instalações Eléctricas
- Decreto-Lei n.º 446/76 de 5 de Junho Introduce alterações ao Decreto-Lei n.º 26852 de 30 de Julho de 1936
- Directiva 90/377/CEE do Conselho, de 29 de Junho de 1990, que estabelece um processo comunitário que assegure a transparência dos preços no consumidor final industrial de gás e electricidade
- Guia Técnico das Instalações de Produção Independente de Energia Eléctrica, Direcção-Geral de Energia, Junho de 1994
- Directiva 96/92/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Dezembro de 1996, relativa às regras comuns para o mercado interno de electricidade
- Decreto-Lei n.º 68/2002. DR 71 SÉRIE I-A de 2002-03-25 Regula o exercício da actividade de produção de energia eléctrica em baixa tensão (BT), desde que a potência a entregar à rede pública não seja superior a 150 kW
- Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho Estabelece o tarifário aplicável às instalações de produção de energia eléctrica em baixa tensão, licenciadas ao abrigo do Decreto-Lei n.º 68/2002, de 25 de Março, bem como estabelece as disposições relativas ao período de vigência das modalidades do mesmo tarifário
- Despacho n.º 12827/2003 (2.ª série) Clarifica o cálculo de VRD(BTE)m, parcela da remuneração mensal (VRDm) definida na Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho
- Procedimento de Licenciamento de Instalações Eléctricas de Microprodução com Autoconsumo do Grupo II, aprovados por Despacho do Director-Geral de Energia, de 29 de Outubro de 2003
- Directiva 2001/77/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 27 de Setembro de 2001, relativa à promoção da electricidade produzida a partir de fontes renováveis de energia no mercado interno de electricidade
- Comunicação da Comissão ao Conselho e ao Parlamento Europeu, de 13 de Março de 2001, relativa à realização do mercado interno de energia
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho, de 13 de Março de 2001, que altera as Directivas 96/92/CE e 98/30/CE relativas às regras comuns para os mercados internos de electricidade e do gás natural
- Directiva 2002/91/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de Dezembro de 2002, relativa à eficiência energética: rendimento energético dos edifícios
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho relativa à promoção da cogeração baseada na procura de calor útil no mercado interno de energia
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho relativa à eficiência energética e serviços de energia
- **Decreto-lei 363/2007:** Estabelece o regime jurídico aplicável à produção de electricidade por intermédio de instalações de pequena potência, designadas por unidades de micro produção:

Este recente Decreto-Lei prevê o acesso do micro produtor de electricidade a um regime bonificado em que terá uma remuneração de 65 centavos por quilowatt – hora gerado, o que é bastante atractivo face aos 10 centavos por quilowatt – hora praticados pela rede

pública na venda de electricidade actualmente. Assim, em termos económicos, o produtor sairá beneficiado se vender a totalidade da energia à rede e depois comprar o que necessita para consumo. Para o acesso a esta tarifa do regime bonificado, os requisitos necessários são: recorrer a uma fonte de energia renovável, não injectar na rede uma potência superior a 50% da potência contratada para a instalação eléctrica de utilização, ter uma potência de ligação de até 3,68 kW. No caso em que a fonte renovável que dá acesso ao regime bonificado é a solar, a electricidade vendida à rede está limitada a 2,4 MWh/ano por cada quilowatt instalado e com um limite de (Decreto-Lei nº 363/2007).

A figura 2.2.9 ilustra mostra as tarifas praticadas no regime bonificado. Para os primeiros 10MW de potência eléctrica instalada a nível nacional, a tarifa de venda à rede será de 0,65€/kW durante 5 anos. Nos 10 anos seguintes a tarifa praticada será aquela que estiver em vigor no dia 1 de Janeiro de cada ano.



Figura 2.2.11: Tarifas aplicadas no regime bonificado.

3. Energia solar térmica activa

3.1) Introdução

O sol é, no seu centro, um imenso reactor nuclear de fusão, (núcleos de átomos de hidrogénio fundem-se para originar núcleos de hélio), radiando para o espaço uma grande quantidade de energia. A radiação solar incide na superfície terrestre à taxa de aproximadamente $8 \times 10^{16} \text{ W}$, ou seja, mais do que 10000 vezes o consumo mundial de energia (Rabl, Ari, 1985). Num dia de céu azul e junto ao solo (Verão ou Inverno) é normal medir nas latitudes habitadas e nas mesmas condições, 1000 W/m^2 (Collares-Pereira, Manuel, 1998). É portanto obvio que a disponibilidade do recurso é suficiente para suportar uma civilização baseada na energia solar, com o actual nível de uso de energia.

O conhecimento do recurso solar é fundamental para o dimensionamento de sistemas solares térmicos. A disponibilidade do recurso solar em Portugal é excelente, em comparação com outros países da União Europeia, como ilustra a figura 3.1.

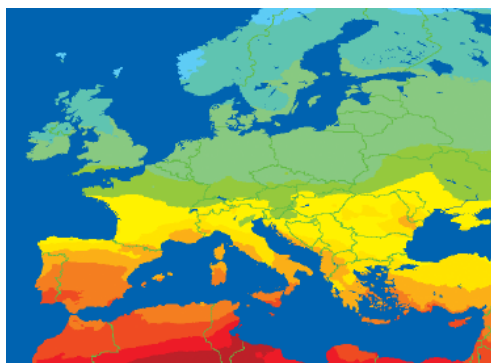


Figura 3.1: Mapa da Europa. Radiação solar incidente no plano horizontal (Scharmer, K and J.Greif, 2000)

Uma vez que os valores de radiação são medidos num número reduzido de locais é necessário encontrar formas de determinação, por exemplo, por correlação com outras medidas como o número de horas de sol. A figura 3.2 mostra um mapa para Portugal com as horas de sol construído a partir de dados do Instituto Meteorológico.

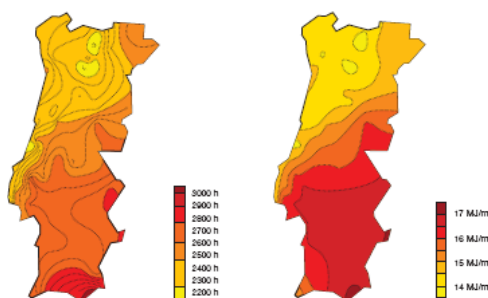


Figura 3.2: Mapas para Portugal (R. Aguiar, 1998)

3.2) Tecnologias de conversão solar térmica

Existem diferentes desenvolvimentos das tecnologias de conversão solar, em função da gama de temperaturas exigidas na aplicação. Assim, poder-se-á considerar as seguintes categorias:

Temperaturas baixas (da temperatura ambiente até os 90°C)

As aplicações que requerem baixas temperaturas, tipicamente para aquecimento de água, podem ainda considerar-se divididas em duas gamas distintas, uma para aquecimento de piscinas e outra para aquecimentos de água para fins de aquecimento sanitário, ambiente (pavimento radiante ou radiadores) ou pré-aquecimento industrial. Nestas gamas de temperaturas existe uma tecnologia bastante desenvolvida e madura: colectores estacionários, planos ou do tipo CPC (concentradores parabólicos compostos).



Figura 3.3: Coletor do tipo CPC

Temperaturas médias (90°C a 150°C)

Nesta gama de temperaturas podem considerar-se vários tipos de aplicações tais como produção de vapor de processo na indústria; condicionamento de ar (aquecimento e arrefecimento) recorrendo a máquinas frigoríficas (ciclo de absorção); produção de electricidade por via térmica com recurso a turbinas de baixa temperatura ou dessalinização com sistemas *multiflash*. Nesta gama de temperaturas podem ainda ser utilizados colectores estacionários mas poderá ser necessário que integrem mecanismos de redução de perdas térmicas como barreiras anti-convectivas, vácuo e/ou a concentração.



Figura 3.4: Imagem de pormenor dum Coletor de tubos de vácuo

Temperaturas altas (150°C a 300°C)

Esta gama de temperaturas diz respeito essencialmente a aplicações industriais de produção de energia eléctrica por via térmica em que é necessário recorrer a tecnologias em que se faça um seguimento do movimento aparente do sol. A tecnologia mais desenvolvida é a que recorre a colectores cilindro-parabólicos.



Figura 3.5: Colectores solares cilíndrico-parabólicos com 1 eixo de rotação

Temperaturas muito altas ($>300^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas desta ordem são necessárias na produção de energia eléctrica por via térmica, com ciclos termodinâmicos de alta temperatura. Podem ser obtidas com colectores do tipo cilindro-parabólicos em centrais distribuídas ou recorrendo a centrais de torre em que a concentração se obtém através de um campo de espelhos planos, designados heliostátos, que concentram a radiação solar numa torre fazendo um acompanhamento do movimento aparente do sol. Há exemplos deste tipo de aplicação nos estados unidos (Califórnia) e projectos de futuras instalações no sul de Espanha.



Figura 3.6: Central de torre - Solar Two, deserto Mojave, Califórnia

3.3 Caracterização do colector placa plana

O colector solar é o dispositivo responsável pela absorção e transferência da radiação solar para um fluido sob a forma de energia térmica. É o componente chave dum sistema solar térmico sendo que o seu desempenho é geralmente tratado com considerável detalhe (Rabl, Ari 1985).

Um típico colector placa plana para aquecimento de um líquido é constituído por uma superfície “negra” absorvedora da energia solar (a placa) com meios de transferir a energia absorvida para o fluido (tubos), uma superfície selectiva (vidro) sobre a placa absorvedora de forma a reduzir as perdas por convecção e radiação para a atmosfera, e um isolamento na parte traseira de forma a reduzir as perdas por condução.

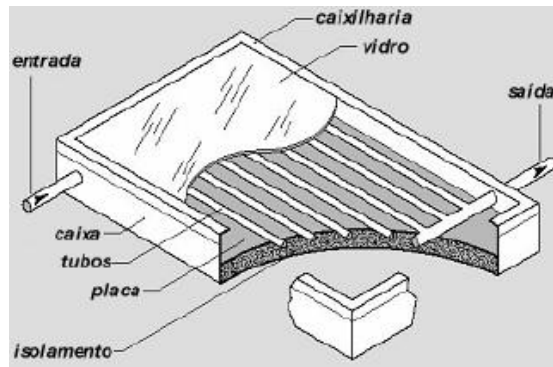


Figura 3.7: Representação em corte dum Coletor solar placa plana

O método básico para avaliar o desempenho dum coletor é expô-lo à radiação solar e medir as temperaturas de entrada e de saída do fluido bem como o caudal que circula no seu interior. O ganho de energia útil será então:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m} c_p (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}) \quad (3.1)$$

Adicionalmente, radiação incidente no coletor, temperatura ambiente, e velocidade do vento são também monitorizados. Estes dados permitem a caracterização do coletor através de parâmetros que indicam como o coletor absorve energia e como perde energia para a vizinhança. Assim, através do factor de remoção de calor, F_R , pode-se formular:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A_C F_R [G_T (\tau\alpha) - U_L (T_{\text{entrada}} - T_{\text{amb}})] \quad (3.2)$$

Onde $(\tau\alpha)$ é o produto transmissão-absorção que é avaliado de acordo com as proporções de radiação directa, difusa e reflectida no solo que atingem o coletor. Estas equações podem ser usadas para definir o rendimento instantâneo do coletor:

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{A_C G_T} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_{\text{amb}})}{G_T} \quad (3.3)$$

Ou,

$$\eta_i = \frac{\dot{m} c_p (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}})}{A_C G_T} \quad (3.4)$$

Outras equações são também usadas. A prática europeia é basear os testes *standard* em termos da média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do fluído:

$$\eta_i = F_{\text{méd}} (\tau\alpha)_n - \frac{F_{\text{méd}} U_L (T_{f,\text{méd}} - T_{\text{amb}})}{G_T} \quad (3.5)$$

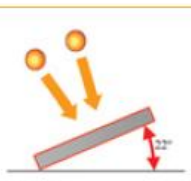
➤ Orientação e inclinação dos colectores

A inclinação ideal com que devem ser montados os colectores depende da sua localização geográfica (latitude) e do período do ano em que se pretende maximizar a energia obtida. A regra prática apresentada no guia para instaladores de colectores solares (DGGE, 2004), é de inclinação igual à latitude menos cinco graus para utilização durante todo o ano e de mais ou menos quinze graus conforme se queira favorecer a captação no inverno ou no verão, respectivamente. A orientação ideal dos colectores é o Sul geográfico (voltados para o equador). Refira-se ainda que um desvio de até vinte graus para Este ou Oeste e/ou de até

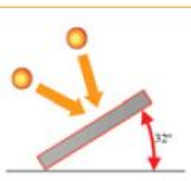
quinze graus na inclinação não prejudicam mais do que 5% na captação, conforme ilustra a tabela 3.1. A figura 3.8 mostra a inclinação ideal para Faro em função da sazonalidade.

Tabela 3.1: Exemplos de inclinação ideal dos colectores solares. (DGGE, 2004)

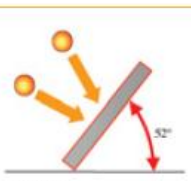
Período de Maior Consumo	INCLINAÇÃO IDEAL			Regra
	Todo o ano	Semestre de Verão	Semestre de Inverno	
Localização Geográfica (Latitude)	Latitude - 5°	Latitude - 15°	Latitude + 15°	
Bragança (41,84° N)	37°	27°	57°	
Lisboa (39,06° N)	34°	24°	54°	
Faro (37,47° N)	32°	22°	52°	



Exemplo
Faro - Semestre Verão



Exemplo
Faro - Todo o ano



Exemplo
Faro - Semestre Inverno

Figura 3.8: Exemplo de inclinação ideal dos colectores para faro. (DGGE, 2004)

➤ Ligação entre colectores

Os módulos dos colectores podem ser ligados em série, paralelo ou numa combinação destes dois. O desempenho do campo de colectores depende de como eles estão ligados, nos caudais a circular e na temperatura de entrada para cada módulo individual.

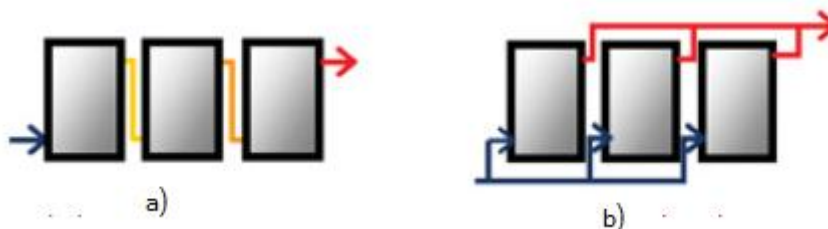


Fig.3.9: Esquema de ligação entre colectores: a) em série e b) em paralelo

Quando os colectores estão ligados em paralelo o rendimento é igual em todos os módulos mas quando estão conectados em série o rendimento de cada módulo vai diminuindo consecutivamente (temperaturas de entrada em cada módulo crescentes). A ligação em série, face à ligação em paralelo interessa apenas quando se pretende atingir temperaturas de saída maiores, tendo ainda a vantagem de ter uma instalação mais simples e um custo mais baixo. A figura 3.10 mostra métodos alternativos de ligação entre colectores que dão bons resultados.

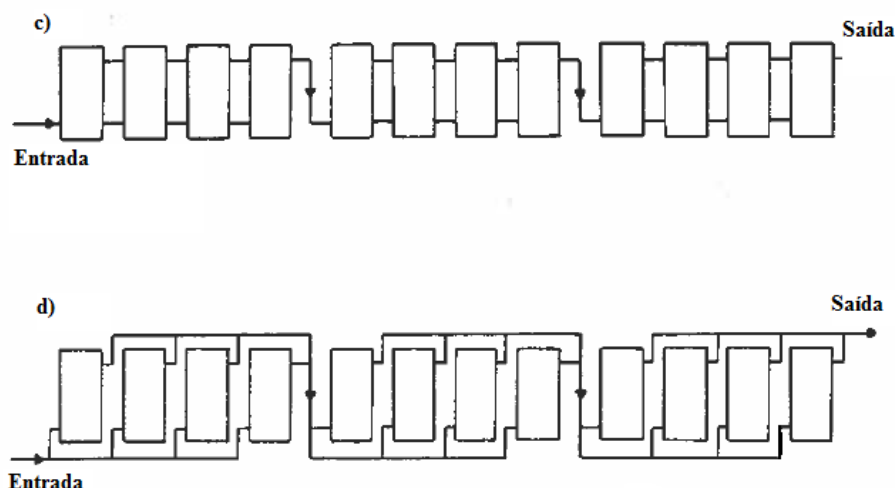


Figura 3.10: Exemplos de métodos alternativos de ligação entre conjuntos de colectores: c) série-paralelo e d) paralelo-série, recomendado por Duncle e Davey (1970).

➤ Controlo das bombas circuladoras

Dois tipos de estratégia de controlo são normalmente usados em colectores solares para aplicações à escala de edifícios: Controlador diferencial On-Off e proporcional. Com um controlador On-Off a decisão de ligar ou não a bomba é feita em função da existência de ganhos energéticos úteis nos colectores, comparando o valor lido num sensor de temperatura no fundo do depósito de armazenamento com outro lido à saída do colector. Com um controlador proporcional, a velocidade da bomba é ajustada em função de uma diferença temperaturas específica que se pretenda manter entre a entrada e saída do colector.

➤ Armazenamento térmico

Um problema fundamental no aproveitamento da energia solar reside na intermitência da radiação. O armazenamento de energia permite um desfasamento temporal entre a geração e o consumo de energia, sendo a forma como é feito dependente da aplicação a que se destina o sistema. O armazenamento pode ser feito sob a forma de calor sensível num meio líquido ou sólido, como calor de fusão em sistemas químicos ou como energia química de produtos de uma reacção reversível. A Tabela 3.2 mostra várias soluções para o armazenamento e a gama de temperaturas em que operam. Para a maior parte das aplicações a água é uma forma apropriada de armazenar energia, sendo aquela que foi considerada neste estudo.

Tabela 3.2: Tecnologias de armazenamento térmico. Fonte: (Rabl, Ari, 1985)

Storage medium	Temperature range (°C)	Cost (in \$/MJ)	Comments
Water	≤100	0.5–2 ^{a,b}	As process temperature approaches 100°C, temperature range decreases and cost increases.
Pressurized water	—	—	Cost increases rapidly with temperature.
Water plus antifreeze	100–120	—	—
Rocks	120–300	0.5–2 ^b	Excellent with air systems.
Oil with rocks, iron, iron ore, or waste glass	120–300	3–6 ^{c,d}	Due to heat exchangers, pumps, etc., actual cost is much higher (about twice as high for 6-h storage).
Phase-change materials	Depends on materials	—	—
Thermochemical reactions	—	—	Permits long term storage at ambient temperature. Chemical heat pump may yield efficiencies greater than unity.
Salt	150–550	—	—
Liquid metal (sodium)	125–760	—	—

3.4) Sistemas solares térmicos para geração de electricidade

Há duas abordagens para a geração de energia mecânica/eléctrica através da energia solar térmica: uma funcionado num esquema de baixa temperatura com uma fonte barata ou gratuita de calor e outra a altas temperaturas com colectores de elevado custo mas elevada eficiência. (Rabl, Ari, 1985). A tabela 3.3 mostra o tipo de tecnologia a usar na geração de energia eléctrica para alguns tipos de colector, onde se destaca o ciclo orgânico de Rankine para temperaturas mais baixas.

Tabela 3.3.: Esquemas de conversão de energia solar térmica. (Rabl, Ari, 1985)

Collector type	Conversion scheme	Comments
Ocean	Closed Rankine cycle (ammonia or freon) or open cycle with water	Very low efficiency but free heat; only practical for baseload power
Solar ponds	Organic Rankine cycle	Low system efficiency (≈1%) but practical for sunny regions with salt lakes; built-in storage (a few weeks to a few months)
Flat plates, evacuated tubes, collectors with low or intermediate concentration ($C \leq 50$)	Organic Rankine cycle	Fairly low efficiency; collectors must deliver heat at a fraction of the cost of heat from fossil fuel
Point-focus high concentration central receiver	Steam Rankine cycle Gas turbine (Brayton cycle)	10 MW, pilot plant operating; utilization of waste heat may be practical (cogeneration)
Point-focus parabolic dish	Stirling cycle	Under development

O princípio básico de conversão de energia solar térmica em mecânica está representado na figura abaixo. Para uma gama de temperaturas baixa a intermédia (90°C-150°C) a energia solar é colectada por colectores placa plana ou concentradores, armazenada num depósito caso seja conveniente, e o calor gerado usado para fazer operar um ciclo térmico. No âmbito da micro-cogeração, o calor rejeitado pelo ciclo é aproveitado para aquecimento de águas: piscinas, pavimentos radiantes ou radiadores (dependendo da temperatura a que o calor é rejeitado) ou para arrefecimento ambiente por via dum ciclo de absorção; a energia mecânica pode ser usada para gerar electricidade.

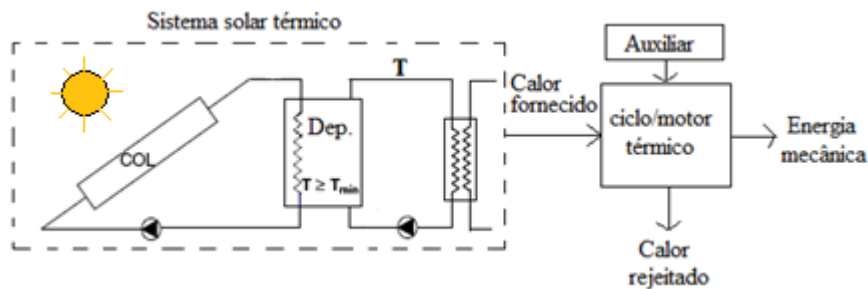


Figura 3.3.1: Representação de um esquema de conversão solar térmica.

A maior dificuldade neste processo reside no facto de que o rendimento dos colectores solares diminui com o aumento da temperatura de entrada, enquanto o rendimento do ciclo térmico aumenta com temperaturas operativas mais elevadas. Caso o dimensionamento do sistema solar térmico exija grandes áreas de captação, há dois aspectos a ter em conta na avaliação do desempenho do sistema: se os módulos dos colectores forem montados em série de forma a se obterem temperaturas mais elevadas, devem-se aplicar métodos apropriados para a determinação dos coeficientes de perdas efectivos; por outro lado, grandes áreas implicam geralmente grandes comprimentos de tubagens e portanto maiores perdas de carga tendo como consequência a diminuição da capacidade térmica do fluído – o que poderá representar um factor importante nos balanços energéticos em regime transiente.

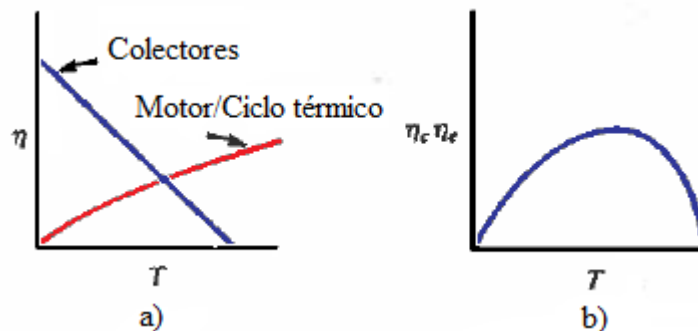


Figura 3.3.2.: a) Rendimento dos colectores e do ciclo térmico em função da temperatura operativa; b) rendimento global do sistema. Fonte: Duffie and Beckman, 1991

Qualquer máquina térmica a operar entre uma fonte quente a uma temperatura T_A e uma fonte fria a uma temperatura T_B está limitada pelo rendimento de Carnot:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (3.6)$$

Na prática, na maior parte vezes dificilmente se consegue obter mais de metade do valor deste rendimento, pelo que um valor mais realista é dado pelo rendimento de Curzon-Ahlborn definido por:

$$\eta_{C-A} = 1 - \sqrt{\frac{T_B}{T_A}} \quad (3.7)$$

Estes autores (Curzon e Ahlborn) justificam o desenvolvimento que levou a esta definição de rendimento atendendo a que nas instalações reais, os projectistas procuram maximizar a energia debitada e não necessariamente o rendimento térmico, já que esta última condição é incompatível com a necessidade de se obter energia útil num intervalo de tempo curto.

3.5) Fracção Solar

É conveniente na análise económica de sistemas solares térmicos, expressar a contribuição da energia solar para a carga total do processo, em termos da redução da quantidade de energia que terá que ser comprada. Seja a energia comprada com um sistema convencional (sem contribuição solar) Q_{carga} , a energia auxiliar que é necessária comprar à rede num sistema que integra energia solar Q_{aux} , e a energia fornecida pelo sol Q_{sol} . Para o mês i , a redução relativa da energia comprada quando se usa um sistema com energia solar é:

$$f_i = \frac{Q_{carga,i} - Q_{aux,i}}{Q_{carga,i}} = \frac{Q_{sol,i}}{Q_{carga,i}} \quad (3.8)$$

O mesmo conceito pode ser aplicado numa base anual, com as quantidades de energia integradas ao longo do ano:

$$F = \frac{Q_{carga} - Q_{aux}}{Q_{carga}} = \frac{Q_{sol}}{Q_{carga}} = \frac{\sum_{ano} (f_i \cdot Q_{carga,i})}{\sum_{ano} Q_{carga,i}} \quad (3.9)$$

4. Análise do ciclo orgânico de Rankine

4.1 Introdução

O ciclo orgânico de Rankine é de grande interesse para a geração de electricidade quando se explora uma fonte de calor a baixa temperatura. As suas principais virtudes são a simplicidade e a versatilidade, sendo a tecnologia de micro-cogeração mais apropriada para a integração de energia solar térmica na gama de temperaturas considerada.

Esta secção inicia-se com uma explicação teórica do ciclo de Rankine seguida de uma descrição do modelo implementado em E.E.S.. Em seguida é feita uma comparação termodinâmica entre a água e os fluidos orgânicos de forma a explanar as vantagens do ciclo orgânico. O levantamento das características mais relevantes de alguns fluidos é apresentado de modo a conduzir à selecção de um fluido de trabalho. Finalmente é feita uma caracterização paramétrica do comportamento do ciclo sob diversas condições operativas usando o n-pentano como fluido de trabalho.

4.2 Do ciclo ideal ao ciclo real de Rankine

O ciclo ideal de Rankine não envolve qualquer irreversibilidade interna, consistindo nos seguintes quatro processos:

- 1-2: Expansão isentrópica numa turbina.
- 2-3: Rejeição de calor a pressão constante num condensador.
- 3-4: Compressão isentrópica numa bomba.
- 4-1: Adição de calor a pressão constante numa caldeira.

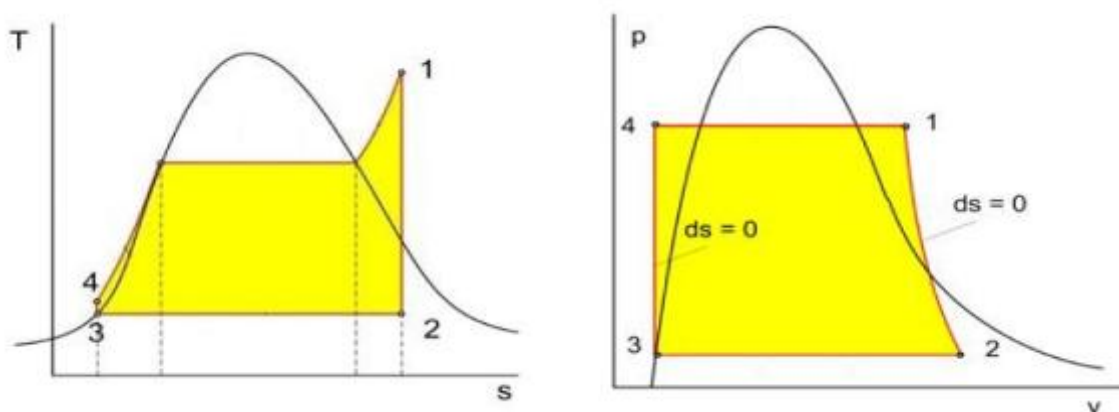


Figura 4.2.1: Diagramas $T-s$ e $P-v$ do ciclo ideal de Rankine

Os quatro componentes associados ao ciclo (bomba, turbina, caldeira e condensador) são equipamentos que operam em regime permanente, pelo que os processos termodinâmicos podem ser analisados como processos em regime permanente. Desprezando as variações de energia cinética e potencial, a aplicação da equação da energia reduz-se a:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_s - h_e \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2.1)$$

Onde

q_e e q_s representam o calor específico que entra e sai do volume de controlo (V.C.)

w_e e w_s representam o trabalho específico que entra e sai do V.C.

E h_e e h_s representam as entalpias de entrada e de saída do V.C.
de onde resulta para o ciclo :

$$q_e = q_{Caldeira} = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2.2)$$

$$q_s = q_{condensador} = h_3 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2.3)$$

$$w_s = w_{turbina} = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2.4)$$

$$w_s = w_{bomba} = h_4 - h_3 \cong v(P_2 - P_1) \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2.5)$$

O rendimento térmico do ciclo será dado por:

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_e} = \frac{|w_{turbina} - w_{bomba}|}{q_{Caldeira}} = 1 - \frac{Q_{Caldeira}}{Q_{condensador}} \quad (4.2.6)$$

Observando a figura 4.2.1 podemos obter uma ideia do rendimento do ciclo: quanto mais rectangular for o diagrama T - s , mais próximo estará do ciclo de Carnot e maior será o seu rendimento. Por outro lado a área a amarelo nos diagramas T - s e P - v permite avaliar o trabalho específico produzido pelo ciclo. As duas condições (o aumento do rendimento do ciclo e aumento do trabalho específico) são antagónicas.

O aumento do rendimento térmico do ciclo nas centrais a vapor (fluido de trabalho é água) através das seguintes formas:

- Diminuição da pressão no condensador
- Sobreaquecimento do vapor a altas temperaturas
- Aumento da pressão na caldeira

No ciclo real o efeito das irreversibilidades traduz-se numa menor rendimento do ciclo e do trabalho produzido. Entre as suas principais causas estão a fricção do fluído, causando perdas de carga na caldeira, no condensador e nas tubagens entre os vários componentes; Perdas de calor para o ambiente e irreversibilidades que ocorrem na turbina e na bomba. O desvio entre as bombas e turbinas reais e as isentrópicas pode ser contabilizado atribuindo-lhes um rendimento isentrópico, η_{is} :

$$\eta_{is;bomba} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_{4r} - h_3} \quad (4.2.7)$$

$$\eta_{is;turbina} = \frac{h_2 - h_{1r}}{h_2 - h_{1s}} \quad (4.2.8)$$

4.3 Modelos implementado em E.E.S.

Existem diversas configurações para o ciclo de potência de Rankine. Foram desenvolvidos programas no software E.E.S. (Engineering Equation Solver) [Klein,S.A. 1992,...,2007] de forma a modelar duas configurações para o ciclo: sem recuperação de calor e com recuperação (ciclo regenerativo), conforme ilustrado nas figuras 4.3.1 e 4.3.2, respectivamente.

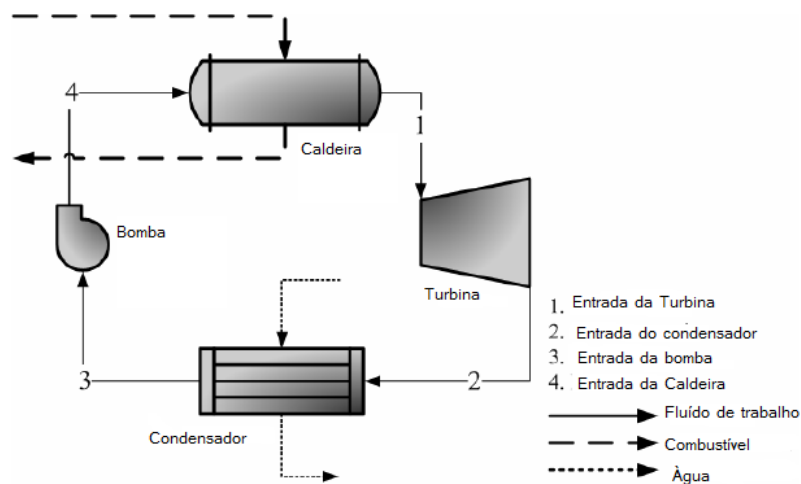


Fig.4.3.1 Configuração do ciclo de potência sem recuperação de calor

Da observação da figura 4.3.2., pode-se identificar os diferentes estados que fluido de trabalho atravessa no ciclo regenerativo: O fluido entra na turbina no estado de vapor saturado (1) ou vapor sobreaquecido (1') a uma pressão P_1 , é expandido para um estado de vapor sobreaquecido (2 ou 2') a uma pressão P_2 , troca calor no regenerador saindo à temperatura T_3 , é condensado até ao estado de líquido saturado (4) é comprimido numa bomba para uma pressão P_1 (estado 5), aumenta a sua temperatura no regenerador saindo líquido comprimido a T_6 e recebe calor a pressão constante numa caldeira até atingir o estado 1 ou 1'.

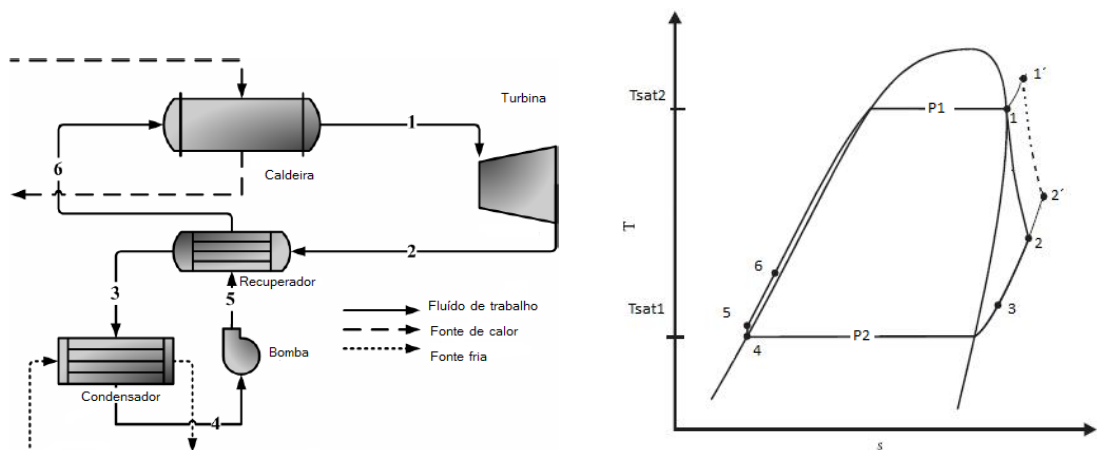


Figura 4.3.2: (a) Representação esquemática do ciclo de Rankine com recuperação de calor, e (b) diagrama T-s representando os estados correspondentes.

O modelo do permutador que faz a recuperação de calor (regenerador), considerado adiabático, é caracterizado pela sua eficiência, definida como:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,min}} \quad (4.3.1)$$

Onde h_e e h_s são as entalpias correspondentes aos estados de entrada e saída do lado com menor capacidade térmica; $h_{s,min}$ representa a menor entalpia possível para o lado de menor capacidade térmica, o que neste caso corresponderia à entalpia do estado à saída da turbina a uma temperatura igual à da saída da bomba. A eficiência destes permutadores é bastante elevada pelo que a temperatura do fluído quente à saída do regenerador será quase a mesma da do fluído frio na entrada.

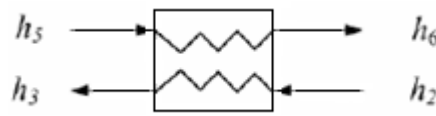


Figura 4.3.3: Representação esquemática do recuperador de calor.

Assim, fazendo um balanço energético, temos que:

$$\dot{Q}_{recuperado} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}(h_6 - h_5)[kW] \quad (4.3.2)$$

Onde m representa o caudal mássico de fluído de trabalho do ciclo.

O modelo do ciclo implementado no EES requer os seguintes parâmetros de forma a identificar um ponto de operação em regime permanente:

- Rendimento da caldeira, $\eta_{caldeira} = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{m}_f| \cdot PCI}$, assumiu-se o valor de 0,87 (valor de referência para caldeiras a combustível gasoso presente no DL 80/2006).
- Temperatura de condensação, T_4 (entre 40 a 70°C).
- Temperatura de entrada na turbina, T_1 (80 a 190°C).
- Potência eléctrica gerada, w_s (Entre 1 e 15 kW).
- Rendimento da bomba, assumido como 0,65.
- Rendimento da micro-turbina, tomando o valor de 0,7.
- Pressão na caldeira (3 e 25 Bar).
- Eficiência do recuperador de calor, tomou-se o valor de 0,9.

Posteriormente foi integrado um permutador de calor externo no ciclo para avaliar alguns parâmetros na interacção do ciclo de potência com o sistema solar térmico. O modelo implementado calcula as temperaturas do fluído à saída do permutador e o calor transferido, dadas as temperaturas de entrada e a eficiência (assumida como constante). Assim, as capacidades térmicas do fluído quente (C_q) e frio (C_f) são dadas por:

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} \quad (4.3.4)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (4.3.5)$$

o menor destes dois valores,

$$C_{mín} = \min(C_q, C_f) \quad (4.3.6)$$

é usado para calcular a potência máxima transferível,

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (4.3.7)$$

sendo a potência efectivamente trocada dada por

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \dot{Q}_{m\acute{a}x} \quad (4.3.8)$$

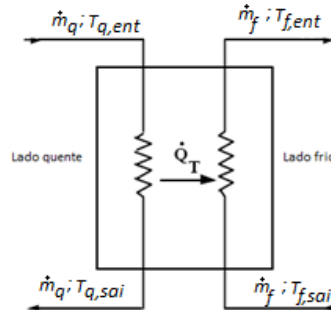


Figura 4.3.4: Representação esquemática do permutador de calor

Finalmente, as condições à saída do permutador são:

$$T_{q,s} = T_{q,e} - \frac{\dot{Q}_T}{C_q} \quad (4.3.9)$$

$$T_{f,s} = T_{f,e} - \frac{\dot{Q}_T}{C_f} \quad (4.3.10)$$

Para este permutador atribuiu-se uma eficiência(ε) de 0,75.

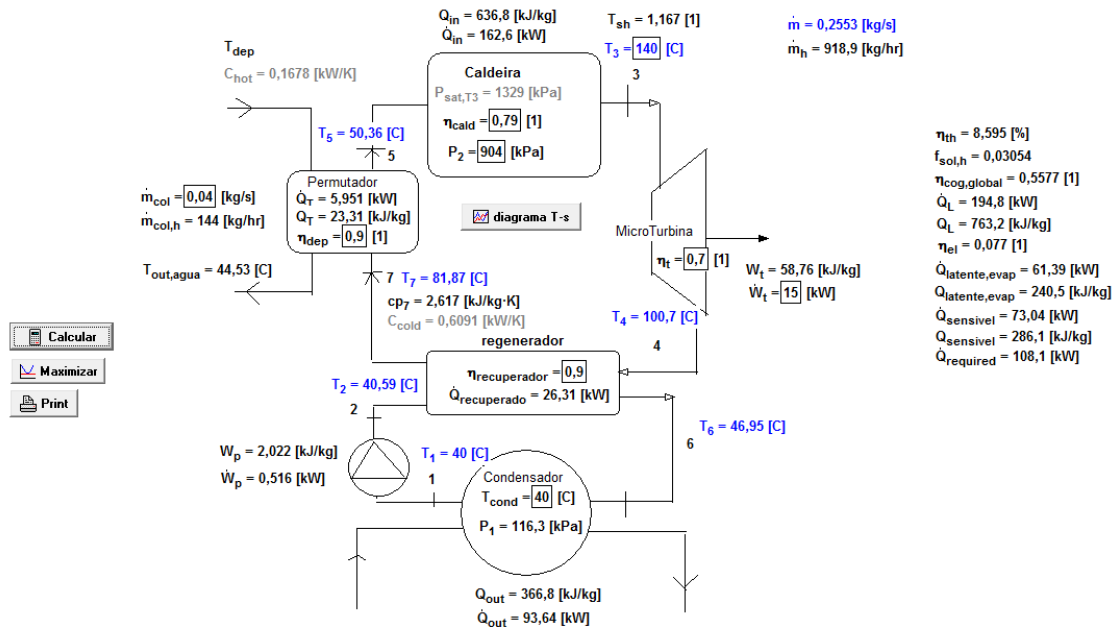


Figura 4.3.5: Modelo implementado no E.E.S.

4.4 Comparação termodinâmica entre a água e os fluidos orgânicos

O ciclo orgânico de Rankine opera de forma análoga ao ciclo de vapor de Rankine convencional usando um fluido orgânico em vez de água.

A água é adequada como fluido de trabalho a altas temperaturas, como aquelas a que operam as centrais a vapor, mas apresenta limitações que se tornam flagrantes quando se opera com temperaturas mais baixas. Assim, a principal diferença entre fluidos orgânicos e a água reside nos seus comportamentos quando são expandidos numa turbina dum estado saturado ou sobreaquecido a uma temperatura baixa a média (80-200°C). A figura 4.4.1 mostra um diagrama T - s (temperatura versus entropia) da água e representa duas adições isobáricas de calor, seguidas de duas expansões isentrópicas numa turbina. Na ausência de sobreaquecimento a expansão resulta num título relativamente baixo, inferior a 80%, o que é inaceitável uma vez que pode conduzir a estragos significativos no equipamento (erosão nas pás da turbina). O sobreaquecimento permite um ligeiro aumento do título. Há outras configurações do ciclo de potência que evitam o baixo título, mas geralmente são complexas e a um preço mais elevado, sobretudo quando no contexto da micro-cogeração.

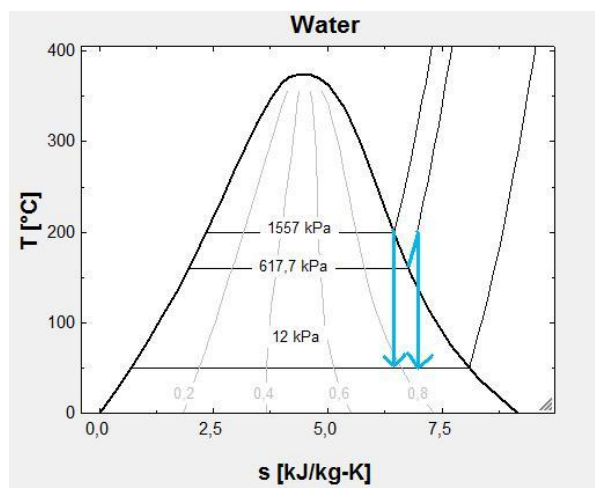


Figura 4.4.1: Diagrama T - s da água

Os fluidos orgânicos apresentam em geral um comportamento bastante diferente daquele ilustrado na figura 4.4.1. Por observação da figura 4.4.2 constata-se que no caso do *n*-pentano a expansão isentrópica dum estado saturado resulta num estado de vapor sobreaquecido ao invés do estado vapor húmido (duas fases) que se verificaria na água; este comportamento é partilhado com a maioria dos outros fluidos orgânicos e resulta da forma da linha de vapor saturado, que apresenta uma derivada no diagrama T - s positiva ($\delta T/\delta s > 0$). Este comportamento é referido na literatura como “*wetting*”, em oposição aos fluidos que apresentam uma derivada negativa ($\delta T/\delta s < 0$), como a água, e que recebem a designação de “*drying*” (Curran, H.M, 1981). O sobreaquecimento do vapor na saída da turbina cria ainda a oportunidade de recuperação de energia para pré-aquecimento do fluido antes de entrar na caldeira, por recurso a um permutador de calor. O interesse em usar um recuperador de calor será alvo de discussão em capítulos seguintes.

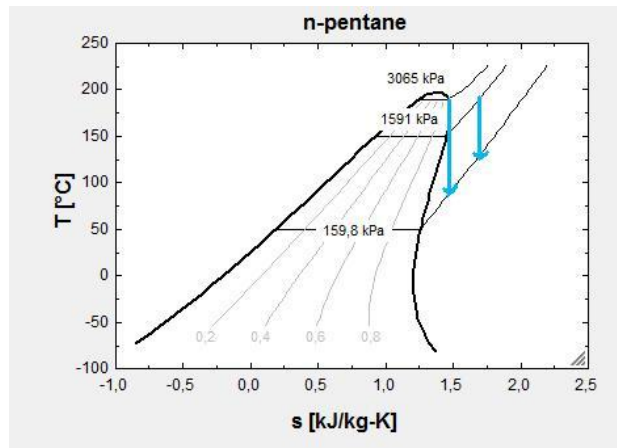


Figura 4.4.2:diagrama T-s do n-Pentano

É comum nas centrais a vapor trabalhar-se com pressões sub-atmosféricas no condensador (próximas de 10 kPa) de forma a atingir valores de rendimento térmico mais elevados. Como resultado inevitável está a infiltração de gases não condensáveis, obrigando a utilização de equipamento suplementar. Acontece que muitos fluidos orgânicos apresentam pressões de saturação acima da pressão atmosférica, para as temperaturas que se verificam tipicamente nos condensadores arrefecidos a ar ou a água, permitindo que o ciclo opere com pouca ou nenhuma necessidade de manutenção (McMahan, A., 2006). Por outro lado, elevadas pressões de saturação estão também associadas a razões de pressão (entre a saída e entrada da turbina) menores comparativamente à água, o que conduz a turbinas mais simples e baratas.

4.5 Selecção do fluido de trabalho

A selecção do fluido de trabalho a utilizar no ciclo de potência, apropriado para uma gama de temperaturas baixa a média (80-200°C) constitui em si mesmo um certo desafio. Do ponto de vista termodinâmico, deve permitir obter um elevado rendimento térmico do ciclo, permitir utilizar da melhor forma a fonte de calor disponível (solar), e ter estabilidade térmica na gama de temperaturas em que opera. Por outro lado deve cumprir os requisitos de segurança, ser amigo do ambiente e permitir um baixo custo da instalação. (Saleh, Bahaa, 2005) Há uma grande diversidade de fluidos que têm sido propostos e usados como fluido de trabalho com sucesso. Neste estudo foram considerados os seguintes candidatos a fluido de trabalho:

- Tolueno
- n-Pentano
- n-Butano
- R-11, R22
- R-245fa
- Metanol

A tabela 4.5.1 mostra o rendimento térmico do ciclo de potência sem recuperação obtido com os diversos fluidos candidatos e para diferentes temperaturas de entrada na turbina (T_1). Considerou-se que os fluidos entravam na entrada da turbina num estado muito próximo

do de vapor saturado excepto para o metanol (fluido “Wet”) em que foi considerado um grau de sobreaquecimento que permitisse obter à saída da turbina títulos superiores a 90%.

Tabela 4.5.1: Rendimento térmico do ciclo orgânico de Rankine sem recuperação calor e pressão na caldeira (P_{Cald}) para diferentes fluidos de trabalho e temperaturas de entrada na turbina.

	Temperatura de condensação 60[C]													
T_t [C]	Tolueno		n-Pentano		n-butano		R11		R22		R245fa		Metanol	
	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)	η_{th} (%)	P_{Cald} (Bar)
80	3,8	0,4	3,6	3,7	3,5	10,1	2,2	4,2	2,1	32,0	3,5	7,9	3,7	1,7
93	6,0	0,6	5,5	5,1	5,3	13,4	4,3	5,6	3,0	35,8	5,3	10,8	6,1	2,8
107	7,8	0,9	7,1	6,8	6,7	17,3	6,1	7,4	3,8	39,4	6,8	14,5	8,1	4,2
120	9,5	1,3	8,4	9,0	7,9	22,1	7,6	9,5	4,4	42,8	8,0	19,2	10,0	6,3
133	10,9	1,9	9,5	11,7	8,7	27,8	9,0	12,1	-		8,9	24,8	10,1	6,5
147	12,2	2,6	10,4	15,0	9,2	34,7	10,2	15,2			9,5	31,7	11,6	9,0
160	13,3	3,4	11,2	18,9	-		11,3	18,7			-		13,1	12,6
173	14,2	4,5	11,8	23,6			12,2	22,9					14,3	17,3
187	15,1	5,8	11,9	25,0			13,1	27,8					15,6	25,0
200	15,9	7,4	-	1				1				1	1	16,4

Nota: 1 - Acima da pressão crítica

2 - Valores obtidos para ciclo com sobreaquecimento de forma a obter títulos de 90%

Como se pode ver na tabela, o metanol, tolueno e n-pentano são os fluidos que conduzem a maiores rendimentos térmicos. A figura 4.5.2 mostra os rendimentos de Carnot e de Curzon-Ahlborn para fontes à mesma temperatura que aquelas consideradas na avaliação do rendimento térmico do ciclo com os fluidos candidatos.

Tabela 4.5.2: Rendimentos de Carnot e de Curzon-Ahlborn para diferentes temperaturas da fonte quente com uma temperatura da fonte fria de 60°C

T_{turb} [° C]	η_{Carnot} (%)	$\eta_{Curzon-Ahlborn}$ (%)
80	5,7	2,9
93	9,1	4,7
107	12,3	6,4
120	15,3	7,9
133	18,0	9,5
147	20,7	10,9
160	23,1	12,3
173	25,4	13,6
187	27,6	14,9
200	29,6	16,1

Como foi referido anteriormente, o facto de alguns fluidos possuírem pressões de saturação à temperatura de condensação acima da pressão atmosférica (100 kPa) constitui uma vantagem. A figura 4.5.1. mostra a pressão de saturação em função da temperatura de saturação para os fluidos candidatos. Constata-se que o tolueno e o metanol apresentam pressões sub-atmosféricas nas condições de condensação consideradas.

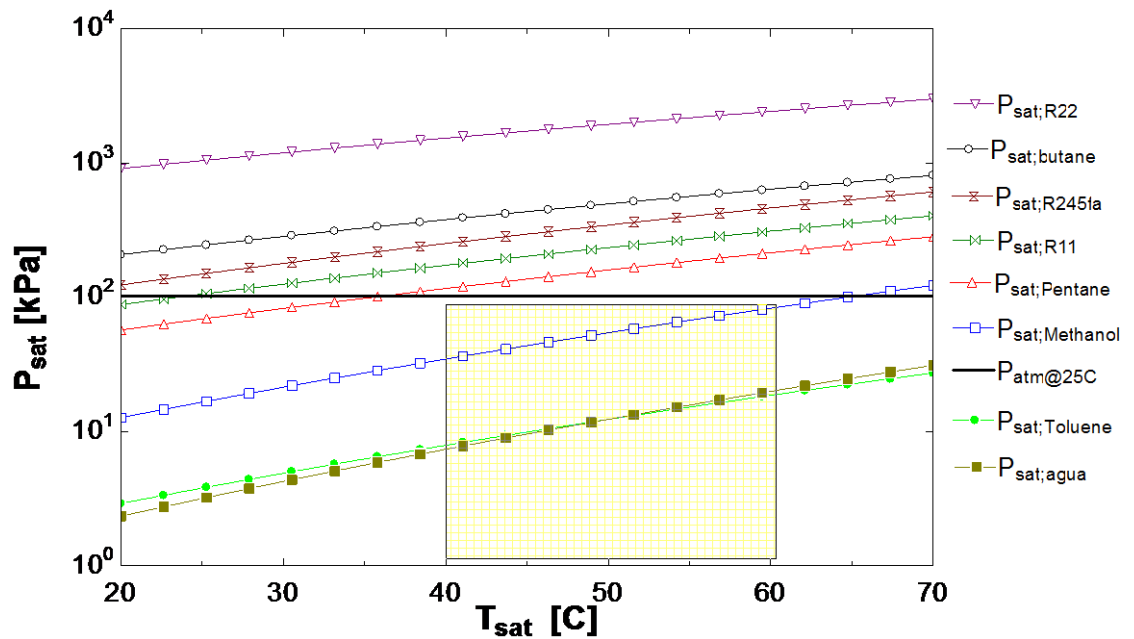


Figura 4.5.1: Pressão de saturação em função da temperatura de saturação para diversos fluidos.

O valor do volume específico do vapor nas condições de condensação é um indicador da dimensão do equipamento. A figura 4.5.2. mostra o volume específico para os diversos fluidos candidatos, onde água, tolueno e n-pentano diferem em uma ordem de grandeza. É conveniente que o fluido de trabalho requeira um equipamento de pequena dimensão e complexidade, sendo para o efeito favorável ter um baixo volume específico.

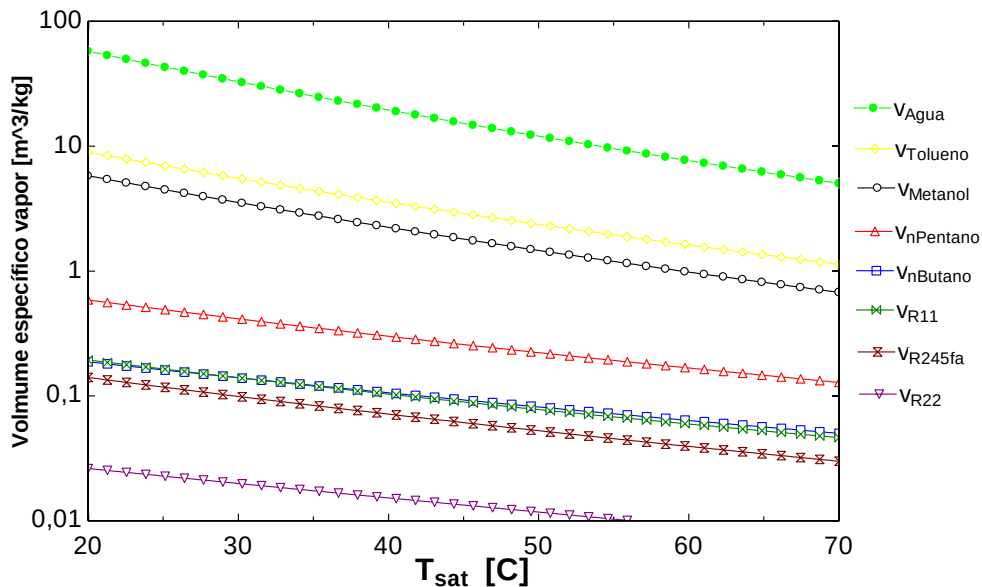


Figura 4.5.2: Volume específico do vapor saturado em função da temperatura de saturação para os fluidos candidatos

A tabela 4.5.5 mostra as algumas características dos fluidos candidatos, tais como temperatura crítica, massa molar, preço, potencial de destruição do Ozono e tempo de vida na atmosfera.

Tabela 4.5.3 Características de diversos fluidos candidatos.

	T crítica [C]	Massa molar [kg/kmol]	Preço Litro [Eur]	Riscos	Potencial destruição Ozono	Tempo de vida na atmosfera (anos)
Tolueno	318,6	92	22,9	Inflamável; Nocivo	-	-
n-Pentano	196,5	72	35,5	Muito Inflamável	≈0	≈0
n-butano	152	58	13,9	Tóxico	-	-
R11	198	137	16,7	Nocivo	1	45
R245fa	154,1	134	n.d.	Não apresenta	≈0	7,6
R22	96,13	86	15,3	Nocivo	0,034	13,3
Metanol	240,4	32	42,4	Inflamavel.Toxico.	-	-

Como se viu o desempenho do sistema depende do fluido de trabalho escolhido. Optou-se por adoptar o n-pentano como fluido de trabalho pois apresenta uma boa relação de compromisso entre rendimento térmico, pressões operativas e características ambientais. O R245fa apresenta também bons indicadores e poderia ter sido escolhido.

4.6 Efeito das condições operativas no comportamento do ciclo

O efeito do sobreaquecimento à saída da caldeira

Seja o grau de sobreaquecimento, G_{sa} , definido como a razão entre a temperatura do fluido e a sua temperatura de saturação, para uma dada pressão:

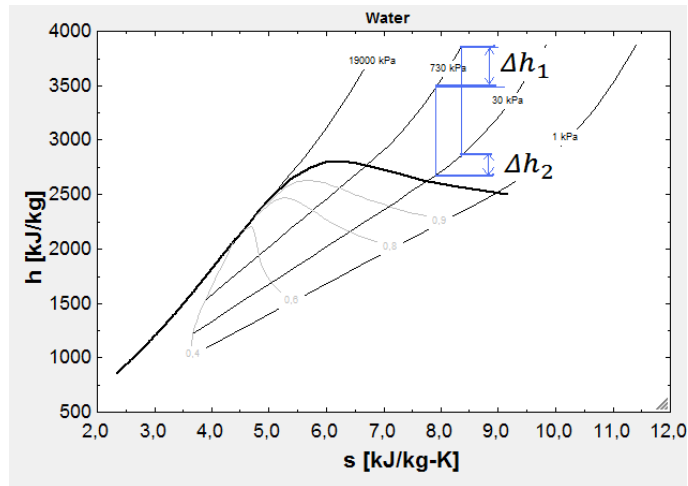
$$G_{sa} = \frac{T}{T_{sat}} \Big|_p \quad (4.6.1)$$

Nas tradicionais centrais a vapor é comum utilizar um elevado grau de sobreaquecimento de forma a evitar simultaneamente o baixo título na turbina e aumentar o rendimento térmico do ciclo. Este aumento de rendimento para a água deve-se com o facto das linhas isobáricas num diagrama h-s (entalpia vs entropia) divergirem rapidamente, fazendo com que um incremento no trabalho (Δw) do ciclo supere o incremento de calor (Δq) fornecido inerente ao sobreaquecimento (ver figura 4.6.1(a)).

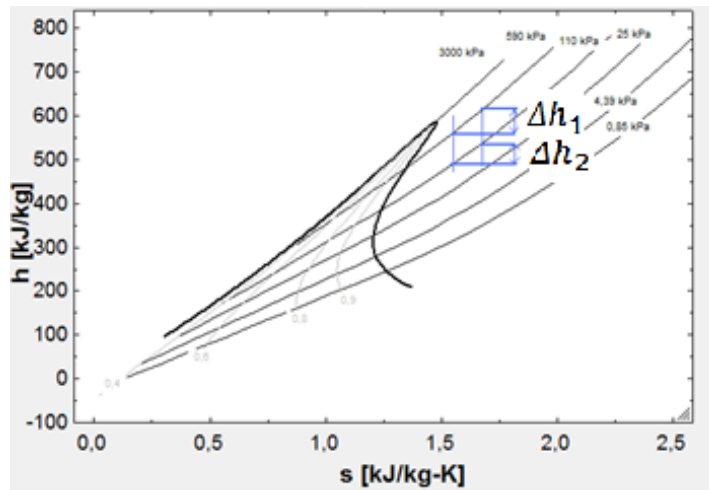
$$\Delta \eta_{th} = \frac{\Delta w}{\Delta q} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\Delta h_2} \quad (4.6.2)$$

Contudo, na maioria dos fluidos orgânicos as linhas isobáricas são praticamente paralelas (ver figura 4.6.1(b)). A forma da sua linha saturação (“wet”) faz com que a temperatura média a que o calor é rejeitado no condensador aumente com o aumento da

temperatura média a que o calor é fornecido, pois no final da expansão obtém-se vapor sobreaquecido.



(a)



(b)

 Figura 4.6.1: Diagramas h - s para a água (a) e n-Pentano (b)

Assim o sobreaquecimento quando se trabalha com um fluido orgânico resultará ou num acréscimo insignificante, ou, para a maioria dos fluidos orgânicos, numa diminuição do rendimento do ciclo. Isto realça a necessidade de haver recuperação de calor num regenerador quando se pretende otimizar o rendimento dum ciclo orgânico de Rankine recorrendo ao sobreaquecimento. A figura 4.6.2. ilustra este comportamento para o fluido n-pentano.

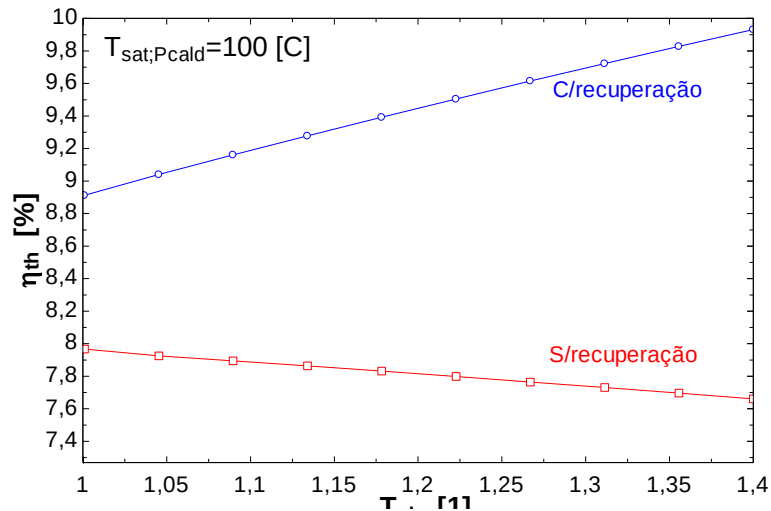


Figura 4.6.2: Comparação do rendimento do ciclo com e sem recuperação de calor para o n-pentano para o mesmo grau de sobreaquecimento.

Note-se que o ciclo com regeneração conduz sempre a melhores valores de rendimento térmico e que este rendimento incrementa-se com o grau de sobreaquecimento (G_{sa}).

Pressão de entrada na turbina

O tradicional ciclo a vapor de Rankine (usando água como fluido de trabalho) apresenta geralmente um ligeiro aumento no seu rendimento com o aumento da pressão de entrada na turbina. No ciclo orgânico este aumento do rendimento térmico do ciclo também se verifica (ver figura 4.6.3)

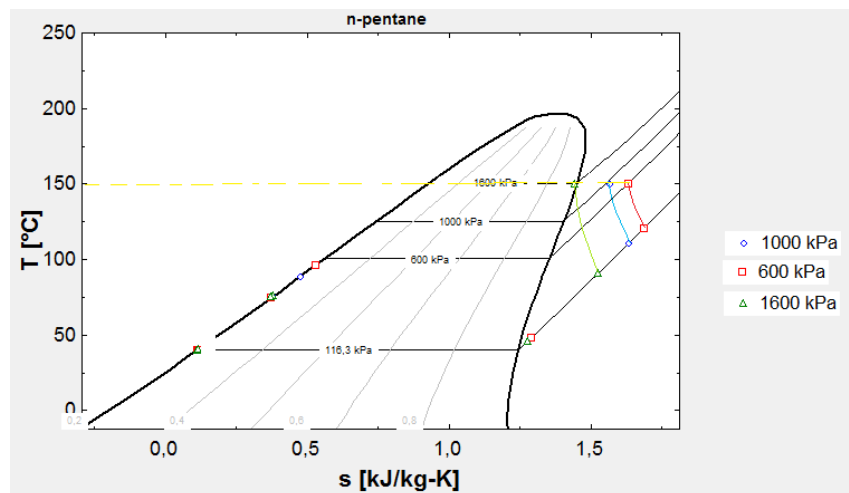


Figura 4.6.3: Diagrama T-s para o n-pentano a diferentes pressões de entrada na turbina

Outro efeito do aumento de pressão na entrada da turbina é a diminuição da razão calor electricidade (equação 2.7). A figura 4.6.4 ilustra este comportamento para uma temperatura de entrada na turbina de 100° C e para as duas configurações do ciclo consideradas.

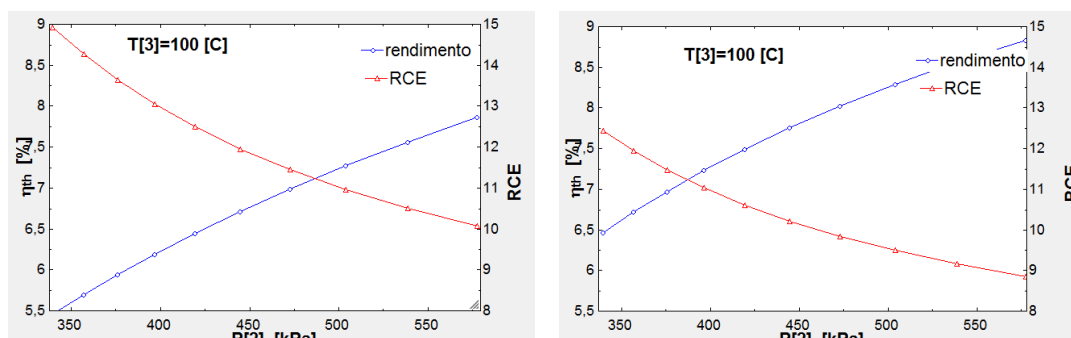


Figura 4.6.4: Efeito da pressão de entrada na turbina a 100°C. Ciclo sem regeneração (esquerda) e com regeneração (direita)

Relação entre caudal, potência eléctrica gerada e potência da caldeira necessária

Um aspecto importante do estudo paramétrico é permitir avaliar como se relacionam a potência eléctrica gerada e potência necessária da caldeira, bem como os caudais envolvidos. A tabela 4.6.1 ilustra estas relações para uma temperatura de entrada na turbina de 100° C e usando o n-Pentano como fluido de trabalho.

Tabela 4.6.1: Caudais para o ciclo de potência e potência da caldeira necessária para diferentes potências eléctricas.

Temperatura entrada turbina = 100[°C]			
Potência eléctrica	Potência da caldeira $\dot{Q}$ [kW]		Caudal
$\dot{W}_e$ [kW]	sem regeneração	com regeneração	$\dot{m}$ [kg/s]
1,0	12,3	11	0,024
2,6	31,5	28,1	0,061
4,1	50,8	45,21	0,098
5,7	70,0	62,32	0,13
7,2	89,2	79,43	0,17
8,8	108,5	96,53	0,21
10,3	127,7	113,6	0,25
11,9	146,9	130,7	0,29
13,4	166,1	147,9	0,32
15,0	185,3	165	0,36

A tabela 4.6.2 mostra como se relacionam estas variáveis para diferentes temperaturas de entrada na turbina e para uma temperatura de condensação de 40 °C.

Tabela 4.6.2: Caudais para o ciclo de potência e potência da caldeira necessária para diferentes temperaturas de entrada na turbina.

Sistema a gerar 3,68 kWe; temperatura de condensação = 40 °C					
T [° C]	Rendimento térmico [%]		Caudal [kg/s]	Potência da caldeira [kW]	
	s/ regeneração	c/ regeneração		s/ regeneração	c/ regeneração
80	5,9	6,4	0,13	61,49	56,44
91	7,0	7,8	0,10	51,01	46,01
102	8,1	9,1	0,085	44,34	39,34
113	9,0	10,3	0,074	39,74	34,69
124	9,7	11,3	0,065	36,39	31,22
136	10,4	12,3	0,059	33,85	28,58
147	11,0	13,2	0,054	31,87	26,52
158	11,5	13,9	0,049	30,28	24,89
169	11,9	14,6	0,046	28,98	23,6
180	12,2	15,0	0,044	27,91	22,63

Na tabela 4.6.2 considerou-se um sistema a gerar 3,68 kWe. Este valor representa o limite da potência de ligação no DL 363 (ver capítulo 2.) para o qual se pode ter acesso a um regime bonificado na venda de electricidade à rede. A bomba que se usa no ciclo limita o caudal que circula no ciclo. Por exemplo , uma bomba que imponha uma pressão de descarga de 7,5 Bar apresenta um caudal máximo de 500 l/h., o que significa que serve apenas para potências inferiores a 8 kWe, considerando que a densidade do n-pentano é 0,63 g/cm³. Note-se também que quando se utilizam temperaturas de entrada na turbina mais elevadas é necessário ter caldeiras com potências muito grandes, desajustadas à micro-produção.

O ciclo orgânico de Rankine apresenta uma grande RCE (razão calor/electricidade) sendo uma tecnologia interessante em aplicações onde haja grande necessidade percentual de calor tais como aquecimento de piscinas, hotéis, e.t.c.

5. Estudo de sistemas solares térmicos aplicados a micro-cogeração

5.1 Introdução

O software TRNSYS (TRansient SYstem Simulation program) [Klein et al.(1975,...,2006)] é um programa de simulação dinâmica detalhada com grande utilização em processos térmicos, e foi originalmente desenvolvido para aplicações de energia solar. Tem subrotinas disponíveis que representam os componentes tipicamente usados em sistemas solares térmicos, sendo que o utilizador/programador deve fornecer os parâmetros que descrevem os componentes (“Types”) a ser usados. Apresenta três possíveis algoritmos de integração numérica (Euler, Heun e Adams), sendo o mais extensivamente utilizado, inclusive no presente estudo, o método de Euler modificado.

A implementação dos modelos descritos no capítulo 4 em E.E.S. é ideal para estudos paramétricos do ciclo de potência, enquanto o TRNSYS é mais apropriado para simulações a longo prazo de sistemas solares térmicos. Trabalhando com os dois modelos em paralelo consegue-se ter uma ferramenta de simulação do sistema de micro-cogeração com alimentação solar bastante versátil.

(*) Solar Energy Laboratory, 2004. TRNSYS 16: A Transient System Simulation Program – Program Manual, University of Wisconsin-Madison, USA.

5.2 Descrição dos componentes da biblioteca TRNSYS mais relevantes:

- Colector Solar Térmico de Placa Plana: “Type 1”

Este componente modela o desempenho térmico de diversos tipos de colector usando teoria disponível na literatura (ver capítulo 3). Permite a associação de colectores em série ou em paralelo. O desempenho térmico do conjunto de colectores é determinado pelo número de módulos conectados em série e as características de cada módulo. O utilizador deve fornecer os resultados dos testes standardizados de eficiência (η) versus a razão entre a diferença de temperaturas do fluido e ambiente e radiação total global que atinge a superfície ($\Delta T/I_T$). A temperatura do fluido poderá ser a de entrada, média ou a de saída do colector. O modelo assume que a curva de η vs. $\Delta T/I_T$ pode ser descrita por uma equação quadrática.

A equação geral para o rendimento instantâneo do colector solar é dada por

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R (\tau \alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (5.2.1)$$

Neste caso é assumido que o coeficiente de perdas térmicas U'_L tem uma dependência linear com a temperatura (Duffie e Beckman, 1991)

$$U'_L = U_L + U_{L/T}(T_i - T_a) \quad (5.2.2)$$

Pelo que o rendimento se pode definir com a seguinte equação:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_C I_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (5.2.3)$$

Factores de correcção aquando da utilização de caudal diferente daquele a que foi testado o colector, e/ou dos módulo conectados em série, são também considerados neste componente do TRNSYS, seguindo as correlações de Duffie e Beckman (1991).

Os testes dos colectores são geralmente realizados em dias com boa claridade com incidência normal de forma que o produto transmissão - absorção ($\tau\alpha$) tem aproximadamente o mesmo valor que teria à incidência normal para a radiação directa. $F_R(\tau\alpha)_n$ é corrigido para incidências não normais pelo factor $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ chamado modificador de ângulo de incidência

Para colectores térmicos placa plana $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ pode ser aproximado por (ASHRAE, 2003)(*):

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (5.2.4)$$

Nas simulações usou-se um colector solar certificado pela DIN, da marca Sunerg Solar com as seguintes características:

Tabela 5.2.1: Parâmetros requeridos pelo Type 1-colector placa plana

$A_{\text{captação}}$ (m ²)	$A_{\text{col,módulo}}$ (m ²)	$c_{p,\text{água}}$ (kJ/kg.K)	$F_R(\tau\alpha)_n$ (-)	$F_R U_L$ (W/m ² .K)	$F_R U_{L/T}$ (W/m ² .K ²)	b_0 (-)	b_1 (-)	$\dot{m}_{\text{teste}}$ (kg/s. m ²)
4 a100	2,35	4,18	0,716	3,87	0,0069	0.2	0	0,02

- Armazenamento Térmico: Type 4 (depósito estratificado)

Este componente modela um depósito estratificado contendo um fluído, assumindo que o depósito consiste em N segmentos de volume iguais misturados como se mostra na figura abaixo, sendo grau de estratificação determinado pelo valor de N (se N=0 o depósito é misturado). Oferece a possibilidade de integrar um ou dois aquecedores sendo possível definir a sua localização (altura a que se encontra no interior do depósito)

Este componente assume que as perdas são uniformes (cada segmento de volume têm o mesmo coeficiente de perdas) sendo as perdas caracterizadas por um coeficiente de perdas térmicas médio de 0,7 W/m².K. Considerou-se que o depósito estava num ambiente climatizado com uma temperatura constante ao longo do ano e igual a 20° C.

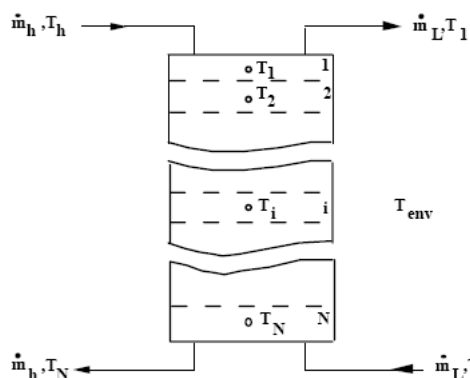


Figura 5.2.1: Esquema de modelo de depósito estratificado: Type 4.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Fixed inlet positions	1	-			More...
2	Tank volume	1000	l			More...
3	Fluid specific heat	4.18	kJ/kg.K			More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m³			More...
5	Tank loss coefficient	0.7	W/m².K			More...
6	Height of node-1	0.5	m			More...
7	Height of node-2	0.5	m			More...
8	Height of node-3	0.5	m			More...
9	Auxiliary heater mode	1	-			More...
10	Node containing heating element 1	1	-			More...
11	Node containing thermostat 1	1	-			More...
12	Set point temperature for element 1	55.0	C			More...
13	Deadband for heating element 1	5.0	deltaC			More...
14	Maximum heating rate of element 1	4.5	kW			More...
15	Node containing heating element 2	1	-			More...
16	Node containing thermostat 2	1	-			More...
17	Set point temperature for element 2	90	C			More...
18	Deadband for heating element 2	5.0	deltaC			More...
19	Maximum heating rate of element 2	4.5	kW			More...
20	Not used (Flue UA)	0.0	W/K			More...
21	Not used (Tflue)	20.0	C			More...
22	Boiling point	110	C			More...

Figura 5.2.2: Parâmetros requeridos pelo Type 4- Depósito estratificado.

▪ Leitura e Processamento de dados climáticos: “Type 109”

Este componente tem como função efectuar a leitura de dados climáticos em intervalos de tempo regulares a partir duma base de dados, convertendo-os num sistema de unidades desejado e processando a radiação solar de forma a obter a radiação numa superfície com uma determinada inclinação bem como o ângulo de incidência para um número arbitrário de superfícies.

Nas simulações efectuadas o type 109 lê um ficheiro de dados climático no formato TMY2 (formato usado pelo National Solar Radiation Data Base nos E.U.A.), gerados a partir

do programa Meteonorm V, e disponível na biblioteca do TRNSYS 16 em Weather\Meteonorm.

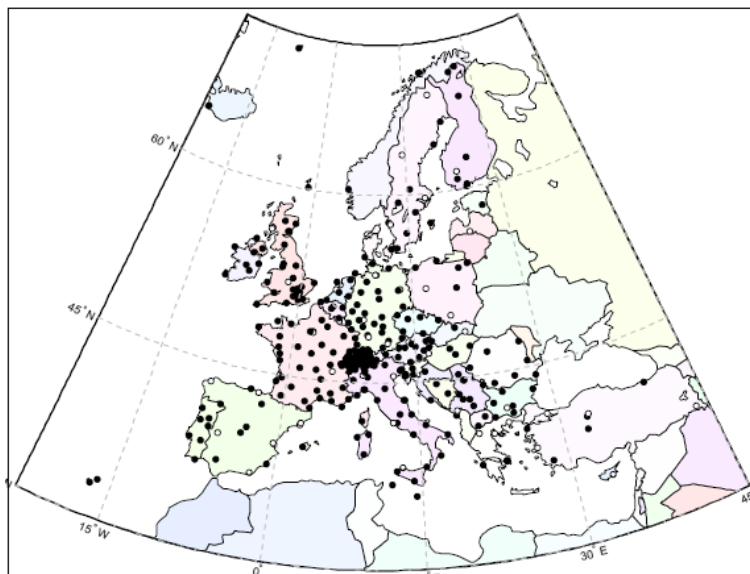


Figura 5.2.3: Mapa da localização dos ficheiros de dados climáticos do Meteonorm, Europa.
Fonte: TRNSYS Users Manual.

▪ Permutador de calor de eficiência constante: “Type 91”

O conjunto de equações que descreve o funcionamento deste componente foi já apresentado no capítulo anterior (Eqs. 4.3.4 a 4.3.10). Este elemento conecta o ciclo de potência (*cold side*) e o sistema solar (*hot side*). Assim, para dois quaisquer fluidos quente e frio (água e n-pentano neste caso), caracterizados pelo seu calor específico, é necessário fornecer os caudais e temperaturas de entrada no permutador de calor. Assumiu-se que o calor específico dos fluidos é constante. A temperatura de entrada do fluido frio (n-pentano) no permutador depende da temperatura de condensação no ciclo de potência, que neste caso se considerou 40°C. No caso do ciclo com recuperação de calor, a temperatura a que o fluido entra no permutador depende da temperatura a que entra na turbina como ilustra a tabela 5.2.6. A figura 5.2.5. mostra o valor dos parâmetros usados para o ciclo sem recuperação

Tabela 5.2.2: Parâmetros requeridos pelo Type 91- Permutador de eficiência constante

Eficiência ε	$c_{p, \text{fluido quente}}$ (água) (kJ/kg.K)	$c_{p, \text{fluido frio}}$ (n-Pentano) (kJ/kg.K)	$T_{\text{entrada}}^{(1)}$ n-Pentano (°C)
0.75	4.18	2.38	40,39

Tabela 5.2.3: Temperaturas de entrada do n-pentano no permutador em função da temperatura de entrada na turbina, para o ciclo com recuperação de calor.

$T_{entrada,turbina}$ (°C)	$T_{entrada,permutador}$ (°C)
80	54
88	56
96	58
103	61
111	63
119	66
127	68
134	71
142	73
150	76

5.3 Sistemas solares térmicos com armazenamento

O primeiro sistema solar térmico a ser implementado foi concebido para funcionar 24 horas por dia durante todo o ano. O facto de o fluido de trabalho do ciclo de potência e o fluido no depósito serem diferentes implica o uso de um permutador de calor. Nas simulações apresentadas em seguida considerou-se, excepto quando referido, uma temperatura de condensação no ciclo de potência de 40°C. Com esta temperatura, o calor pode ser útil para efeitos de aquecimento de piscinas, aquecimento ambiente por pavimento radiante ou pré-aquecimento de águas quentes sanitárias. Utilizou-se um passo de integração de 1 hora.

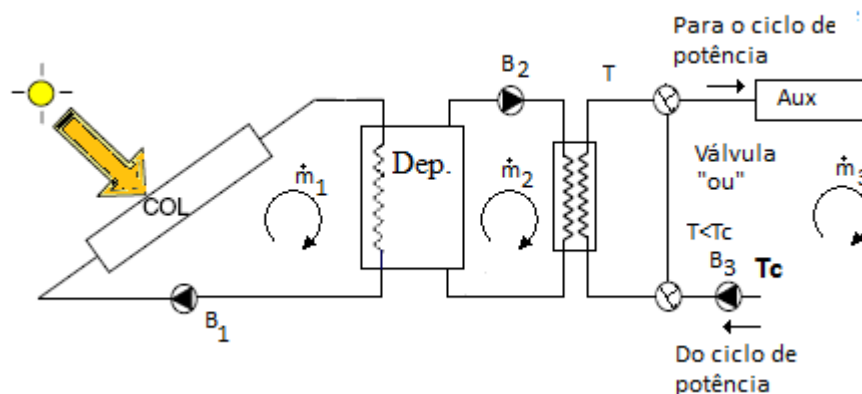


Figura 5.3.1: Sistema solar térmico com depósito.

Existem três caudais distintos a circular no sistema: o que circula nos colectores solares ($\dot{m}_1$), o que circula entre o depósito e o permutador de calor ($\dot{m}_2$), e aquele que circula no ciclo de potência ($\dot{m}_3$). Dois controladores diferenciais *On-Off* foram usados: um para controlar a bomba B_1 de forma a que funcione enquanto houver ganhos úteis nos colectores (por comparação das temperaturas à saída do colector e no fundo do depósito) e outro que controla as válvulas de forma a que o fluido de trabalho passe pelo permutador de calor apenas quando for possível receber calor (por comparação das temperaturas à saída da bomba B_3 e à saída do permutador de calor).

A primeira questão que se coloca é exactamente quais os valores de caudal para as três bombas. ,

- O caudal $\dot{m}_3$ é definido em função das condições operativas do ciclo de potência e a gama de valores que envolve foi já apresentada no capítulo 4.

- O caudal $\dot{m}_2$ é determinado em função de $\dot{m}_3$, de forma a maximizar a potência transferida no permutador de calor: o seu valor deve ser tal que faça com que a capacidade térmica do fluido quente seja ligeiramente superior à do fluido frio; por outro lado, se o caudal for muito elevado o fluido quente sairá do permutador com uma temperatura elevada prejudicando o rendimento dos colectores. A tabela 5.3.1 mostra as potências transferidas no permutador para diferentes valores de caudal $\dot{m}_2$ (caudal de água a circular entre o depósito e o permutador), para um determinado valor de $\dot{m}_3$ (caudal de n-pentano no ciclo de potência), correspondente a certas condições de funcionamento do ciclo de potência. Isto implica que para estudar o comportamento do sistema solar térmico em simultâneo com o ciclo de potência é necessário trabalhar em série com o EES: os “*outputs*” do ciclo de potência $\dot{m}_3$, $c_{p,n-pentano}$, e $T_{n-pentano}$ e $\dot{Q}_{carga}$ (temperatura do n-pentano à entrada do permutador) , são *inputs* no permutador de calor do TRNSYS.

Tabela 5.3.1: Potência transferida no permutador de calor para diversos caudais $\dot{m}_2$, a circular entre o depósito e o permutador.

Temperatura de entrada na micro turbina = 100[°C];						
$C_{n-pentano}$ [kW/K]	$\dot{m}_2$ [kg/s]	$C_{água}$ [kW/K]	$\dot{m}_3$ [kg/s]	$T_{saída,água}$ [°C]	$C_{mín}$ [kW/K]	$\dot{Q}_T$ [kW]
0,21	0,030	0,13	0,087	55,0	0,13	5,6
0,21	0,038	0,16	0,087	55,0	0,16	7,0
0,21	0,046	0,19	0,087	55,0	0,19	8,4
0,21	0,053	0,22	0,087	58,3	0,21	9,2
0,21	0,061	0,26	0,087	63,4	0,21	9,2
0,21	0,069	0,29	0,087	67,5	0,21	9,2
0,21	0,077	0,32	0,087	70,7	0,21	9,2
0,21	0,084	0,36	0,087	73,3	0,21	9,2
0,21	0,092	0,39	0,087	75,4	0,21	9,2
0,21	0,100	0,42	0,087	77,3	0,21	9,2

O caudal $\dot{m}_1$ deverá ser aquele que permite maximizar a energia útil obtida nos colectores. Após algumas simulações verificou-se que para este sistema compensa conectar os colectores em série, utilizando caudais menores do que se estivessem conectados em paralelo ($20 \text{ g/s} \cdot m_{col}^2$ para o caso da ligação em paralelo) pois permite obter uma maior temperatura média no depósito superior e aumentar a fracção solar. De forma a investigar a influência do valor caudal de água a circular nos colectores, quando estão conectados em série, na energia anual útil obtida, fizeram-se várias simulações para caudais diferentes como mostra a figura 5.3.2. A energia útil anual obtida foi calculada de acordo com a equação 5.3.1:

$$Q_u = \int \dot{Q} dt = \int \dot{m} c_p (T_{entra} - T_{sai}) dt \quad (5.3.1)$$

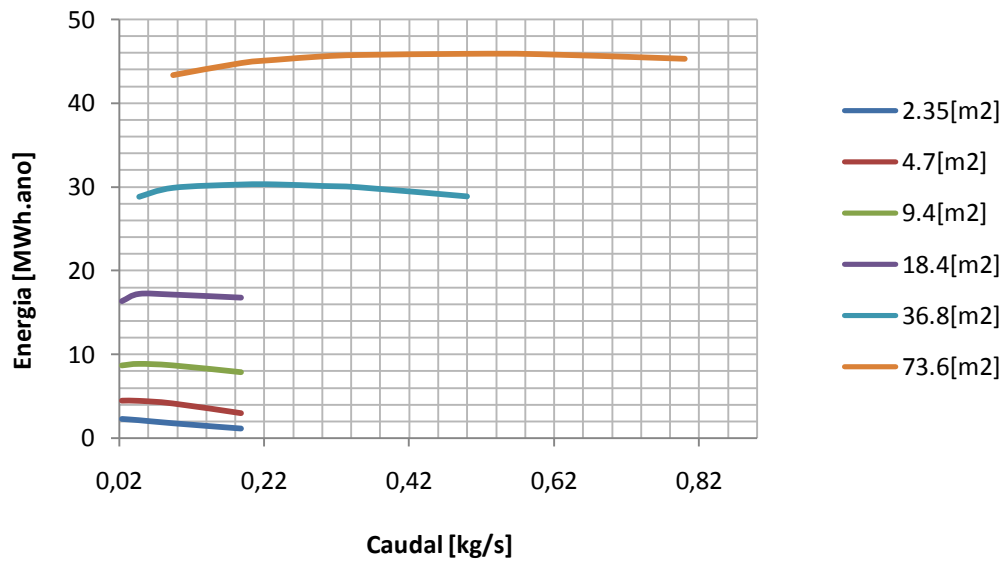


Figura 5.3.2: Energia anual útil obtida nos colectores conectados em série para diferentes caudais

A figura 5.3.3 mostra o valor de caudal que maximiza a energia útil anual nos colectores.

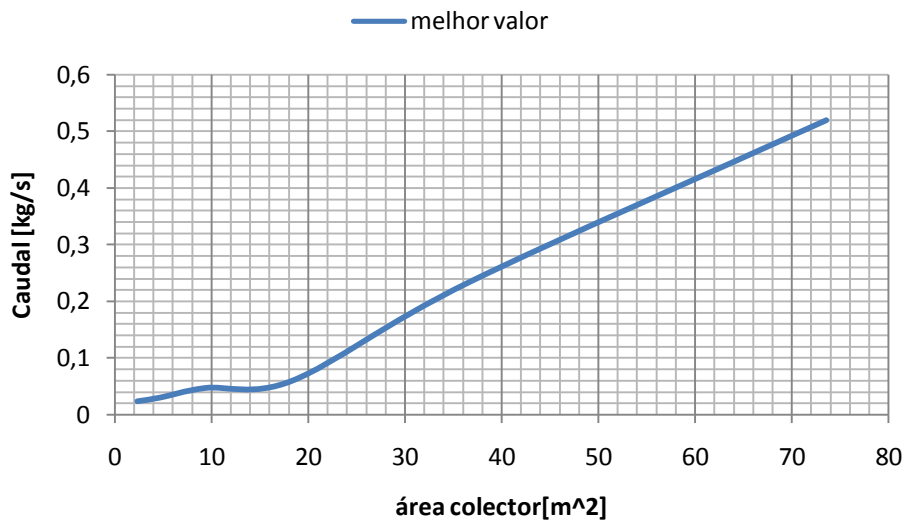


Figura 5.3.3: Valor de caudal para diferentes áreas de campo de coletor, ligados em série.

A figura 5.3.4 ilustra o ambiente gráfico do TRNSYS , onde se podem observar os diversos componentes usados e as suas interligações.

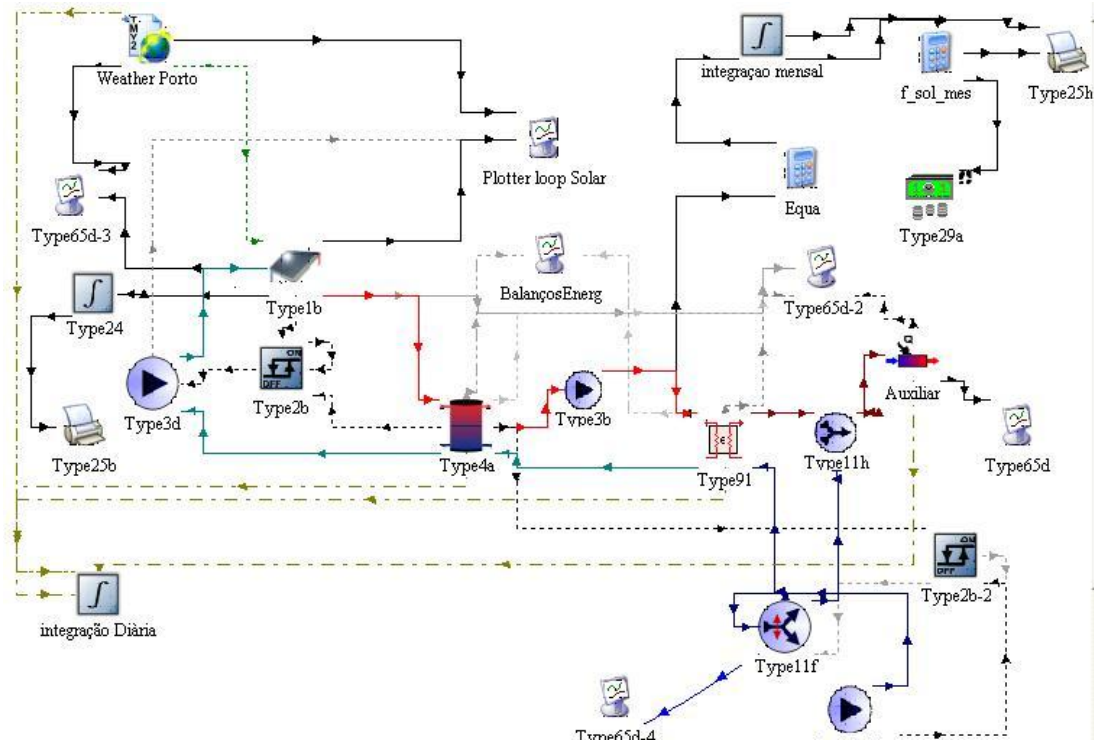


Figura 5.3.4: Sistema com armazenamento implementado em ambiente TRNSYS.

A fracção solar define-se como a energia fornecida pela parte solar da instalação dividida pela energia total fornecida ao sistema (carga do sistema, Q_{carga}). Para um sistema deste tipo a fracção solar média mensal é dada por:

$$f_{s,mensal} = \frac{Q_{permutador,mensal}}{Q_{carga,mensal}} = \frac{Q_{permutador,mensal}}{Q_{permutador,mensal} + Q_{aux,mensal}} \quad (5.3.2)$$

Da mesma forma, a fracção solar média anual é:

$$F_{anual} = \frac{\sum_{ano} (f_{s,mensal} \cdot Q_{carga,mensal})}{\sum_{ano} Q_{carga,mensal}} \quad (5.3.3)$$

A energia transferida para o ciclo de potência, $Q_{permutador,mensal}$, é calculada integrando mensalmente a potência instantânea transferida no permutador de calor, valor obtido através do TRNSYS; $Q_{aux,mensal}$, a energia que auxiliar mensal que é necessária fornecer ao ciclo de potência (através da caldeira a gás natural) é calculada da seguinte forma:

$$Q_{aux,mensal} = \int (\dot{Q}_{carga} - \dot{Q}_{permutador}) dt \quad (5.3.4)$$

sendo

$$\dot{Q}_{carga} = \dot{m}_3(h_3 - h_2) \quad (5.3.5)$$

$\dot{Q}_{carga}$, a potência que é necessário transferir para o fluido de trabalho no ciclo de potência desde o estado a que entra no permutador até aquele a que entra na micro turbina. Este valor é obtido através do E.E.S. para cada condição operativa do ciclo (temperatura de entrada na turbina, pressão na caldeira, potência eléctrica gerada,e.t.c.).

Volume de armazenamento

No aquecimento de águas sanitárias (AQS) existem um conjunto de regras práticas que situam o volume de armazenamento apropriado entre os 50 e os 100 litros por metro quadrado de colector. Este sistema funciona em condições diferentes daquelas a que tipicamente se trabalham em AQS, uma vez que se procura obter temperaturas no depósito próximas dos 100°C e o que o fluido (água ou mistura de água com anti-congelante) entra no depósito (vindo do permutador de calor) a temperaturas superiores a 40°C. No sentido de se investigar a relação entre o volume de armazenamento, área de colector e fracção solar foram feitas simulações horárias para as seguintes condições no ciclo de potência e para a cidade do Porto:

Potência eléctrica: 3,68 kW

Temperatura de entrada na turbina: 100 [°C]

Configuração do ciclo: Sem regeneração.

A figura 5.3.5 mostra o resultado dessas simulações. O valor óptimo está em torno dos 75 l/m^2 . No entanto, a partir dos 50 l/m^2 a vantagem de se ter um volume maior não é significativa pelo que se optou por usar esta a relação V/A_{col} (50 l/m^2) nas simulações.

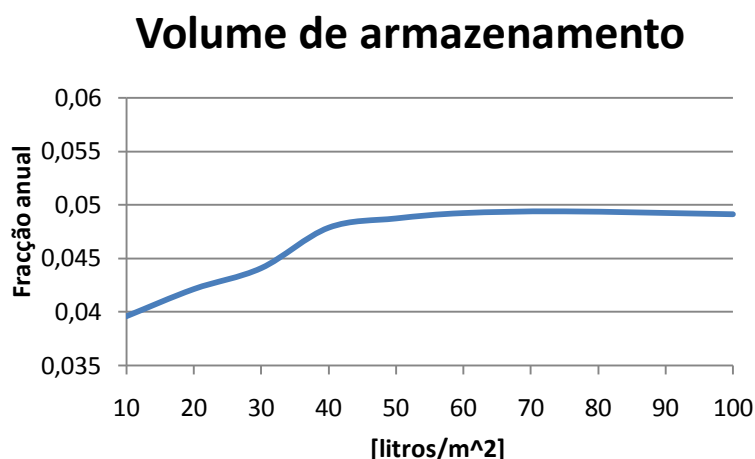


Figura 5.3.5: Fracção anual para diferentes razões volume - área de colector.

Veja-se na figura 5.3.6 como evoluem as temperaturas no topo (T_{depTop}) e no fundo do depósito ($T_{depBottom}$) num período de 48 horas em meados de Junho para 3 valores de V/A_{col} :

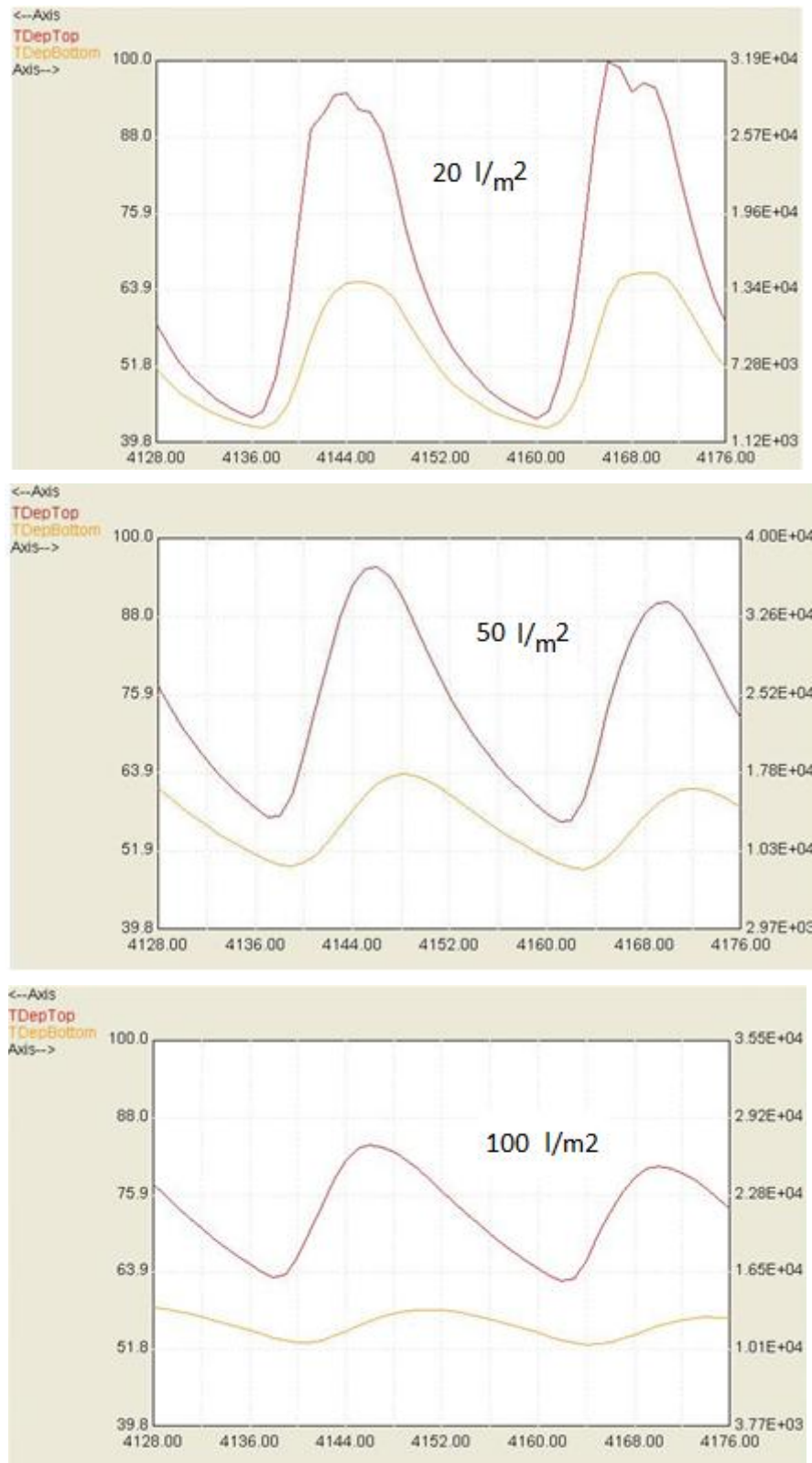


Figura 5.3.6: Evolução das temperaturas no topo e fundo do depósito para diferentes razões V/A_{col} .

Observa-se que à medida que se aumenta V/A_{col} a temperatura no topo do depósito diminui mas o grau de estratificação aumenta. A estratificação favorece o rendimento dos colectores, pois mantém a temperatura de entrada nos colectores mais baixa.

Inclinação dos colectores

Foram feitas simulações fazendo variar o ângulo de inclinação dos colectores para a cidade do Porto. Como mostra a figura 5.3.7, o valor da inclinação que conduz a um maior aproveitamento da energia solar (maior fracção solar média anual) para este sistema é igual à latitude (φ) menos 5° .

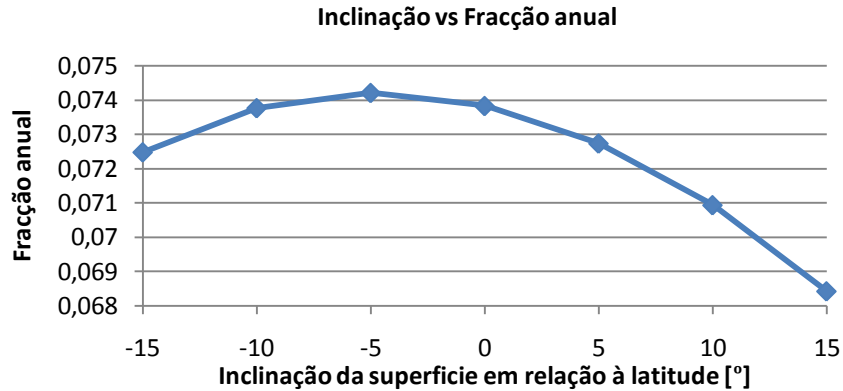


Figura 5.3.7: Fração solar anual em função da inclinação dos colectores

No entanto, optou-se por adoptar a inclinação de valor igual $\varphi + 10^\circ$, no sentido de favorecer a captação quando há menor radiação disponível (inverno), e uma vez que a fracção anual não é prejudicada em mais de 0,3%. A figura 5.3.8 mostra a evolução da fracção solar mensal para a cidade do porto ($\varphi=41^\circ$) para três valores diferentes de inclinação do campo de colectores, sendo claro que uma inclinação que favoreça a captação no inverno conduz a um perfil mais equilibrado.

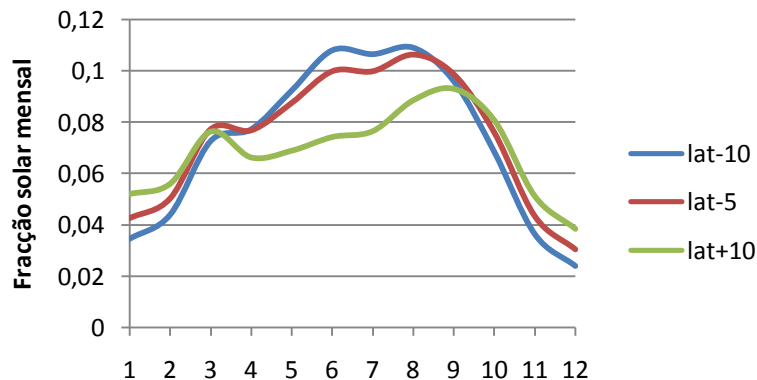


Figura 5.3.8: Fração mensal para diferentes inclinações dos colectores

Área de captação

Fizeram-se simulações para diferentes áreas de colector para um sistema a gerar 3,68 kW_e para o ciclo de potência sem recuperação de calor, para a cidade do porto. A figura 5.3.9 mostra como cresce a fracção anual com o aumento da área de captação.

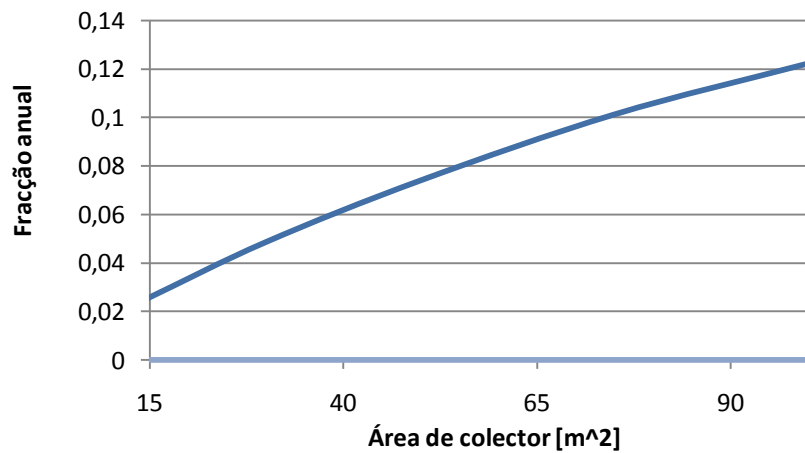


Figura 5.3.9: Fração solar anual para diferentes áreas de captação num sistema com armazenamento.

Rendimento do campo de colectores

É sabido que quando se associam os módulos dos colectores solares em série o rendimento vai diminuído à medida que aumenta a temperatura de entrada do fluido em cada módulo individual. Com efeito, interessa saber como o rendimento do campo de colectores varia com número de módulos em série. Assim, avaliou-se o rendimento médio anual do campo de colectores da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\int m c_p \Delta T dt}{A_c \int I_T dt} \quad (5.3.5)$$

A tabela abaixo ilustra o procedimento efectuado para um exemplo em que o campo de colectores é constituído por 6 módulos ligados em série.

Tabela 5.3.2: Rendimento do campo de colectores para 21 módulos em série.

21 módulos em série; área de captação=49,35[m²]			
Mês	$A_c \int I_T dt$ [kJ]	Q_{util} [kJ]	Rendimento do campo
Janeiro	1,96E+07	6,16E+06	0,31
Fevereiro	1,97E+07	5,94E+06	0,30
Março	2,90E+07	9,03E+06	0,31
Abril	2,76E+07	8,01E+06	0,29
Maio	3,00E+07	8,67E+06	0,28
Junho	2,99E+07	9,14E+06	0,30
Julho	3,07E+07	9,57E+06	0,31
Agosto	3,28E+07	1,09E+07	0,33
Setembro	3,08E+07	1,07E+07	0,34
Outubro	2,70E+07	9,38E+06	0,34
Novembro	1,83E+07	5,72E+06	0,31
Dezembro	1,55E+07	4,42E+06	0,28
Total Anual	3,11E+08	9,76E+07	0,31

A figura 5.3.10 mostra o rendimento médio anual do campo de colectores para vários número de módulos conectados em série, correspondendo a diferentes áreas de captação.

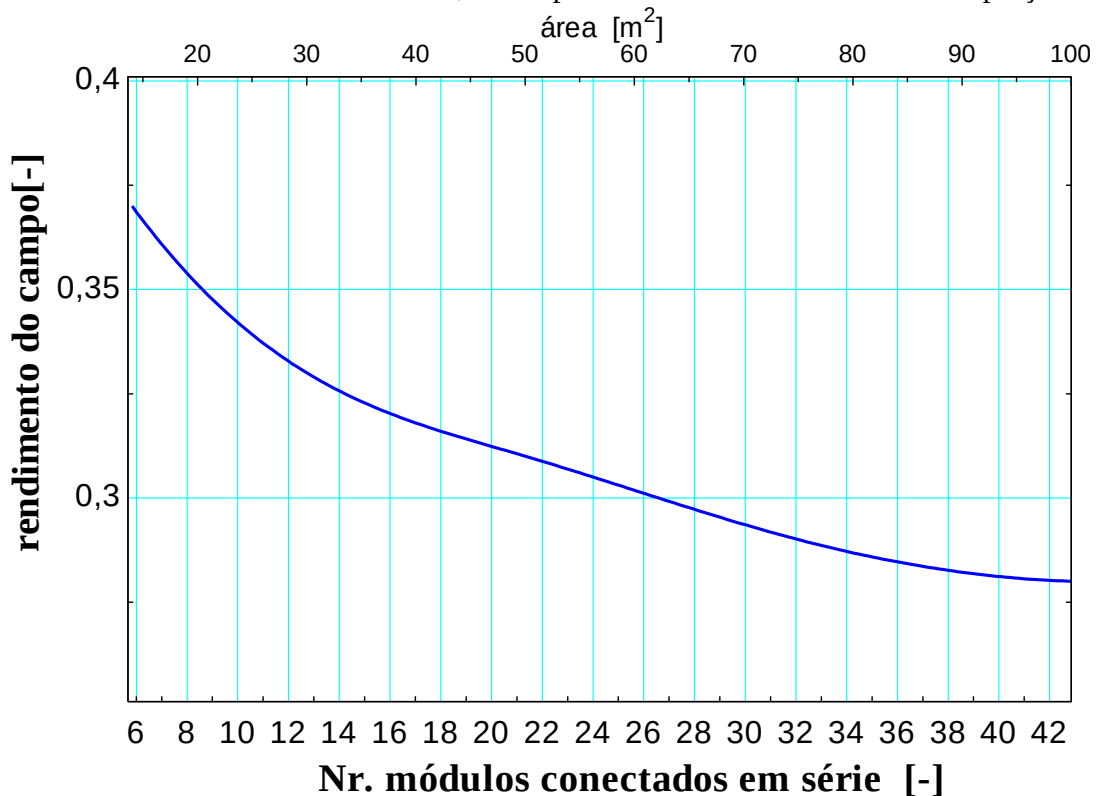


Figura 5.3.10: Rendimento do campo de colectores conectados em série para diferentes áreas de captação.

Note-se que o rendimento total médio anual dos colectores varia quase parabólicamente com o número de módulos conectados em série.

Temperatura de entrada na micro turbina

Uma variável importante no comportamento do ciclo de potência é a temperatura a que o fluido de trabalho entra na micro-turbina. É então interessante analisar as interações com o sistema solar térmico quando se faz variar esta temperatura, avaliando o impacto na fracção solar anual. Foram feitas simulações para as duas configurações do ciclo para a cidade do Porto, para um sistema a gerar 3,68 kWe e com 70 m² de captação solar. Conforme foi demonstrado no capítulo 4, o aumento da temperatura de entrada na turbina aumenta o rendimento do ciclo, e faz com que o caudal de fluido de trabalho a circular seja menor para uma mesma potência eléctrica gerada. Com um caudal menor a circular no ciclo de potência, o caudal $\dot{m}_2$ a circular entre o depósito e o permutador também pode ser menor, o que permite manter uma temperatura mais elevada no depósito e consequentemente uma maior fracção solar.

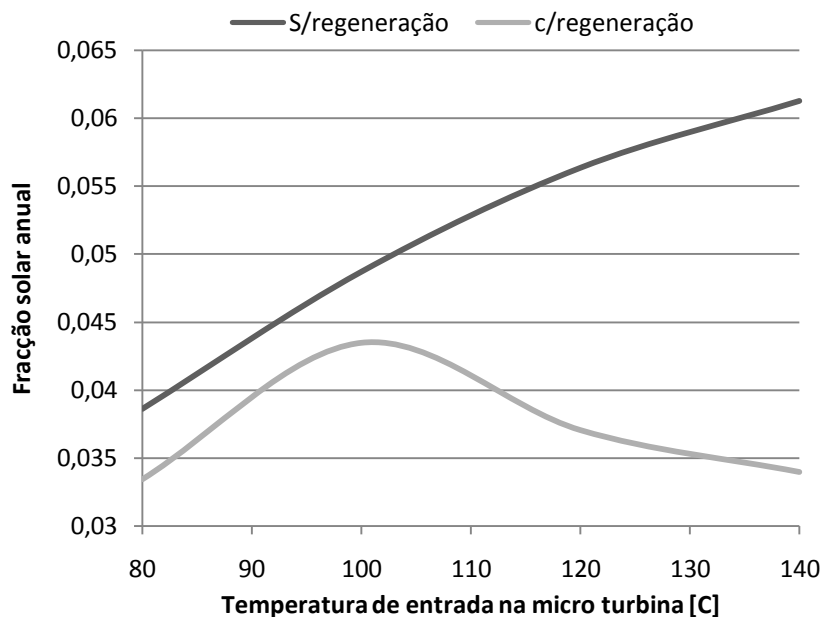


Figura 5.3.11: Impacto da temperatura de entrada na micro turbina na fracção solar anual, para $A=30 \text{ m}^2$.

Verifica-se que para o ciclo com regeneração a fracção anual máxima é obtida para uma temperatura de entrada na micro-turbina de cerca de $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, diminuído bastante para temperaturas maiores. Isto acontece porque o fluido de trabalho sai do regenerador a temperaturas elevadas sendo o número de horas em que é possível trocar calor com o depósito reduzido. A tabela abaixo mostra como varia a temperatura de entrada no permutador (ou de saída do regenerador)

Tabela 5.3.3: Temperatura de entrada no permutador do fluido de trabalho do ciclo de potência regenerativo para diferentes temperaturas de entrada na micro-turbina

T entrada turbina [°C]	T entrada no permutador [°C]
80	53,6
90	56,8
100	59,8
110	62,7
120	66,2
130	69,5
140	72,7
150	75,6
160	78,0
170	79,7

Potência eléctrica do ciclo

À medida que se concebem ciclos para gerar potências eléctricas maiores, os caudais envolvidos são também maiores, e para uma mesma área de captação a fracção solar anual é menor. O que se verifica é que para uma dada área de captação a capacidade dos colectores para manter uma temperatura elevada no depósito para caudais crescentes (no ciclo e portanto no depósito) é limitada. As características dos colectores desempenham aqui um papel

importante. A figura 5.3.12 ilustra o resultado de simulações feitas para uma área de captação de 30 m^2 .

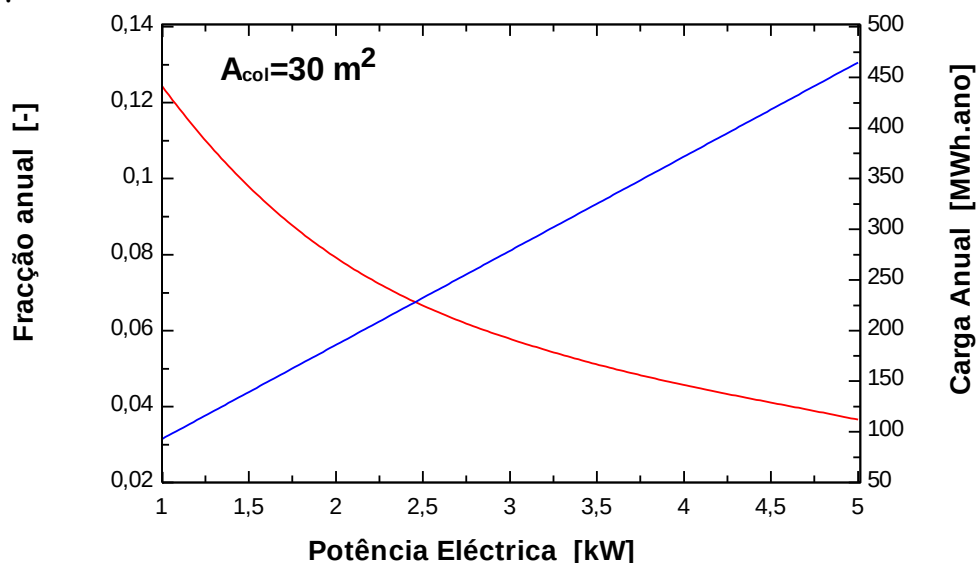


Figura 5.3.12: Fracção solar média anual (azul) e Carga (vermelho) para diferentes potências eléctricas do ciclo e para uma área de captação de 30 m^2 .

Diferentes cidades

Os resultados até aqui apresentados foram gerados para a cidade do Porto. Veja-se como evolui a fracção solar média mensal para diferentes cidades portuguesas. A figura abaixo mostra a fracção mensal para Bragança, Lisboa e Faro para um sistema de micro-cogeração a funcionar em condições idênticas. Faro apresenta valores substancialmente mais favoráveis face às outras cidades.

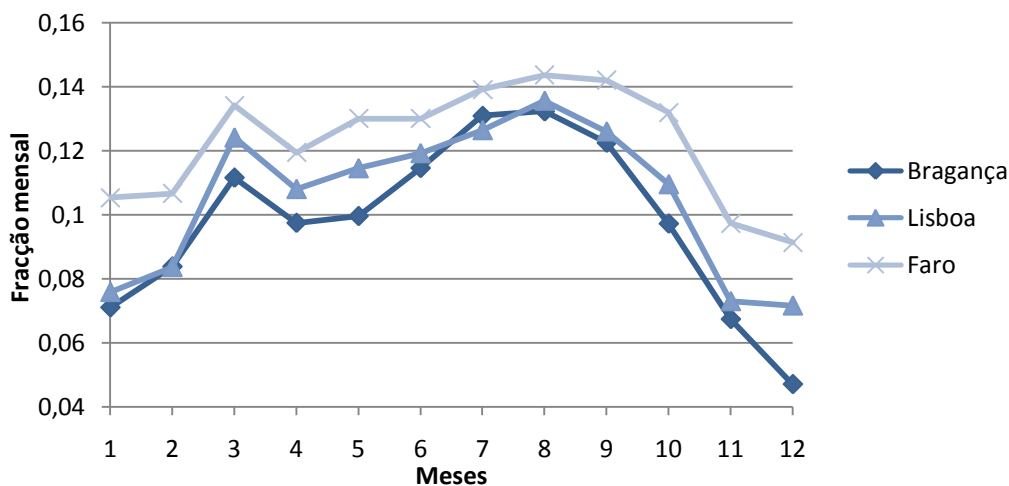


Figura 5.3.13: Fracção mensal para diferentes cidades portuguesas

É interessante observar como se comporta o sistema para outras latitudes. Com efeito, foram feitas simulações para algumas capitais. Como se pode ver na figura 5.3.14, Lisboa encontra-se entre as cidades onde o desempenho do sistema é melhor.

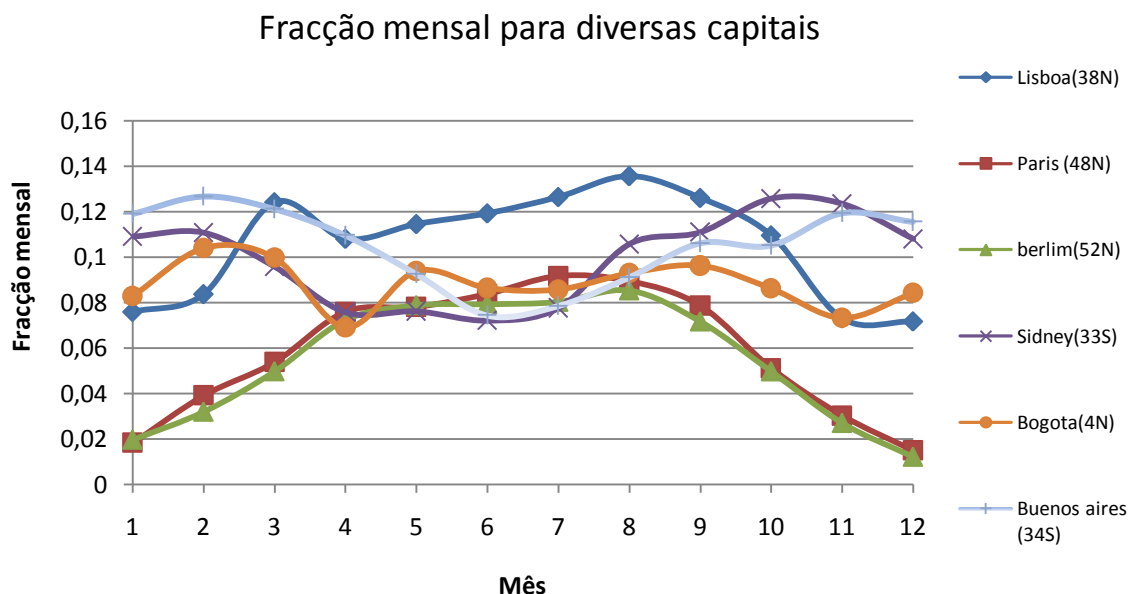


Figura 5.3.14: Fracção solar mensal para diferentes capitais mundias

Tubos de vácuo

Quando se recorre a colectores com tubos de vácuo a fracção solar cresce mais rapidamente com a área pois este tipo de colectores têm menos perdas térmicas, conforme ilustra a figura 5.3.15. Usou-se um colector certificado da marca Sunda Solartechnik com as características mostradas na tabela 5.3.4:

Tabela 5.3.4: Características do colector de tubos de vácuo usado nas simulações

$A_{\text{captação}}$ (m ²)	$A_{\text{col,módulo}}$ (m ²)	$c_{p,\text{água}}$ (kJ/kg.K)	$F_R(\tau\alpha)_n$ (-)	$F_R U_L$ (W/m ² .K)	$F_R U_{L/T}$ (W/m ² .K ²)	$\dot{m}_{\text{teste}}$ (kg/s. m ²)
4 a100	1,474	4,18	0,694	2,118	0,004	0,02

IAM (modificador do ângulo de incidência)

K_θ ($\theta_L=50^\circ$)	K_θ ($\theta_t=30^\circ$)	K_θ ($\theta_t=40^\circ$)	K_θ ($\theta_t=60^\circ$)
0,95	1,01	1,07	0,99

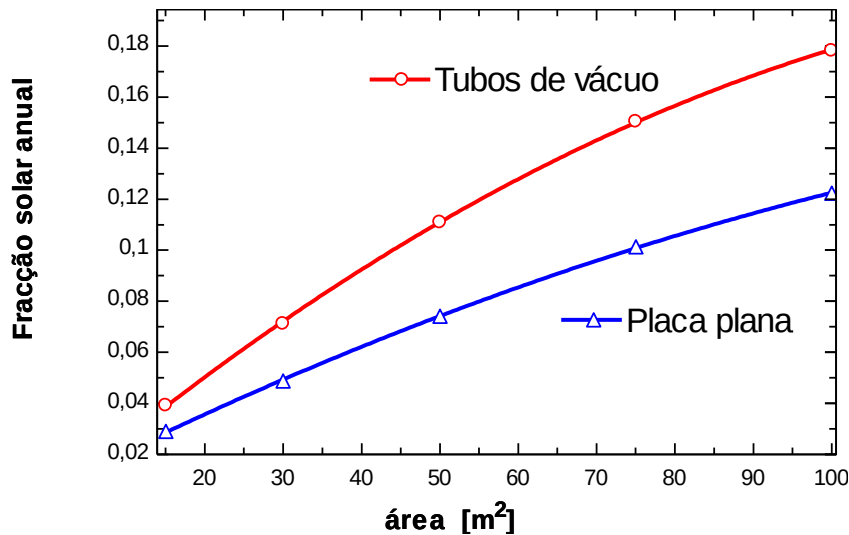


Figura 5.3.15: Comparação entre o desempenho do sistema com colector solar placa e com um colector de tubos de vácuo.

5.4 Sistema sem Armazenamento

Muitos sistemas solares térmicos podem operar sem qualquer armazenamento de energia. Para efeitos de arrefecimento ambiente, por exemplo, a maior disponibilidade de radiação solar coincide com a maior necessidade de arrefecimento, permitindo que o sistema funcione com boa eficiência sem a necessidade de armazenamento (Oliveira, armando, 2006).

No sistema representado na figura 5.4.1, as bombas B_1 e B_2 são controladas por um controlador diferencial *On-Off*, que compara as temperaturas de entrada e de saída do fluido a circular nos colectores. Desta forma, o sistema apenas funciona quando é possível transferir calor para o fluido a circular nos colectores. O número de horas que o sistema funciona é quantificado pela contagem do número de horas que as bombas estão ligadas.

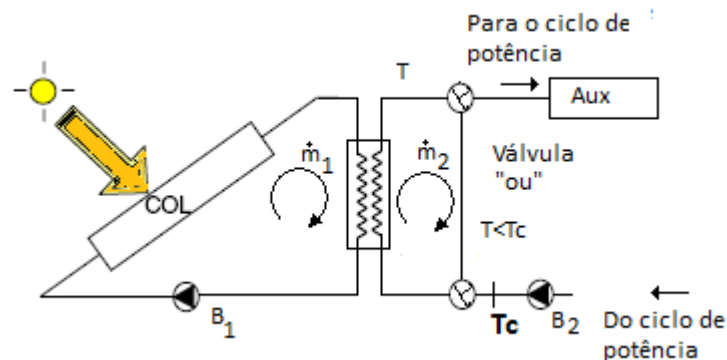


Figura 5.4.1: Representação esquemática do sistema sem armazenamento

Verifica-se que neste sistema a temperatura de entrada nos colectores se estiverem conectados em série é frequentemente bastante elevada, mesmo para áreas de captação pequenas, pelo que se optou por ligar os módulos dos colectores em paralelo sendo o caudal $\dot{m}_1$ determinado em função da área de captação à razão de $20 \text{ g/s} \cdot m_{col}^2$.

Para as simulações efectuadas, e uma vez que este sistema gera resultados mais “instáveis” (temperaturas variam muito mais rapidamente do que no sistema com armazenamento), sendo necessário reduzir o passo de integração para 15 minutos.

Para este sistema a fracção solar é dada por:

$$f_{s,mensal} = \frac{Q_{sol,mensal}}{Q_{carga,mensal}} = \frac{Q_{permutador,mensal}}{Q_{aux,mensal} + Q_{permutador,mensal}} \quad (5.4.1)$$

A figura abaixo mostra o resultado de simulações feitas para a cidade do Porto, com uma área de captação de 10 m^2 e um sistema a gerar $3,68 \text{ kW}_e$

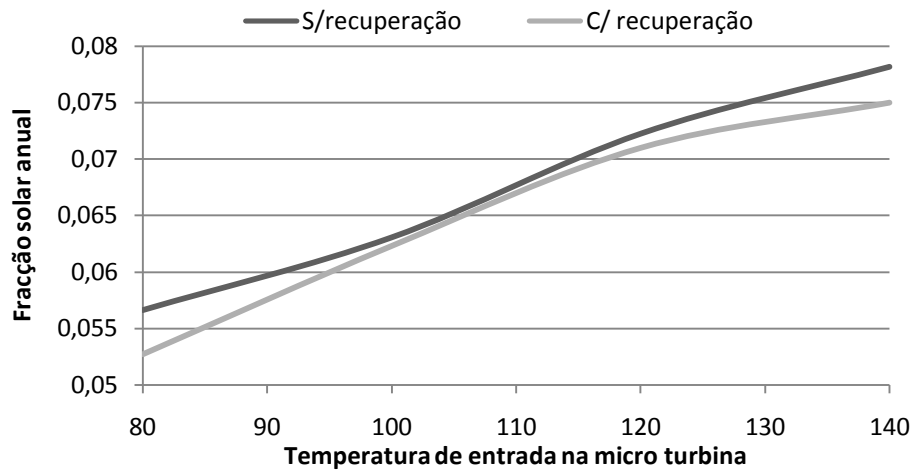


Figura 5.4.2: Fracção anual vs área de colectores para diferentes temperaturas de entrada na micro turbina num sistema com armazenamento.

O ciclo sem recuperação de calor conduz a uma fracção solar ligeiramente superior ao ciclo regenerativo, para a mesma temperatura de entrada na micro turbina. Como o sistema só funciona quando a radiação é suficiente para elevar a temperatura a do fluido a circular nos colectores, as horas de funcionamento que cada configuração do ciclo produz são diferentes, pois as temperaturas de entrada nos colectores são maiores no caso do ciclo regenerativo. A figura 5.3.5. ilustra esta diferença o sistema com um ciclo de potência regenerativo conduza a um menor número de horas de trabalho.

Tabela 5.3.5: Horas de funcionamento de um sistema de micro-cogeração com alimentação solar sem armazenamento.

Mês	Horas de funcionamento	
	C/regeneração	S/regeneração
jan	167,5	136
fev	175,5	135
mar	238	191
abr	241,5	192
mai	274	211
jun	261	199
jul	293,5	227
ago	285	239
set	250	216
out	228,5	188
nov	181	133
dez	149,5	98
Total	2745	2165

Num sistema sem armazenamento é possível obter bons valores de fracção solar com áreas de captação bastante menores do que aquelas que são necessárias num sistema com

armazenamento. A figura abaixo mostra como se relaciona a fracção solar com a área de colector para sistemas a gerar potências eléctricas distintas.

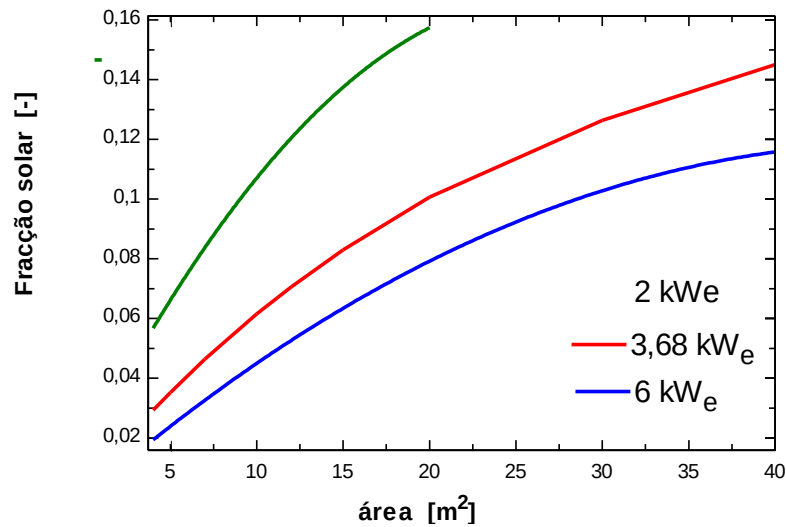
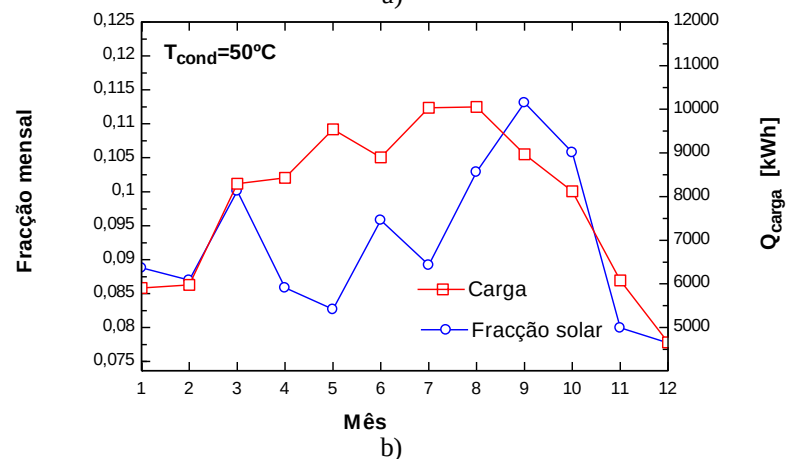
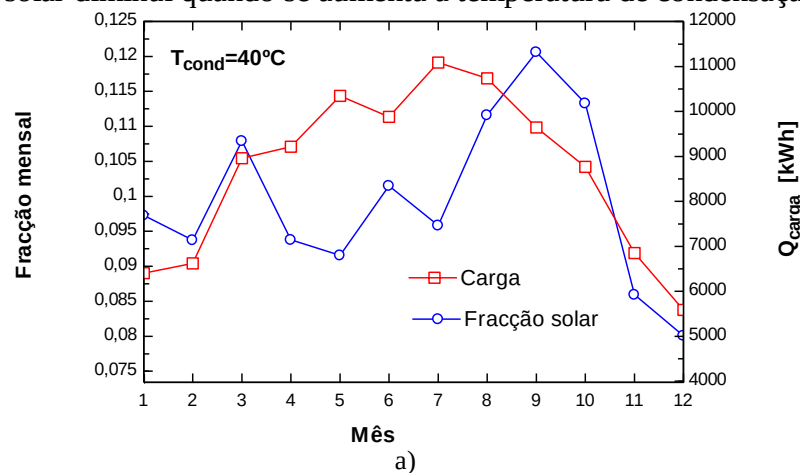


Figura 5.4.3: Fracção anual vs área de colector para diferentes potências eléctricas num sistema sem armazenamento.

Para o calor rejeitado pelo ciclo ser útil, a temperatura a que esse calor é libertado tem que estar dentro de certos limites. Até aqui considerou-se a temperatura de condensação de 40°C. A figura 5.4.4 ilustra como varia a fracção solar mensal e a carga para diferentes temperaturas de condensação, mantendo-se a temperatura de entrada na turbina a 100°C. De facto, a fracção solar diminui quando se aumenta a temperatura de condensação.



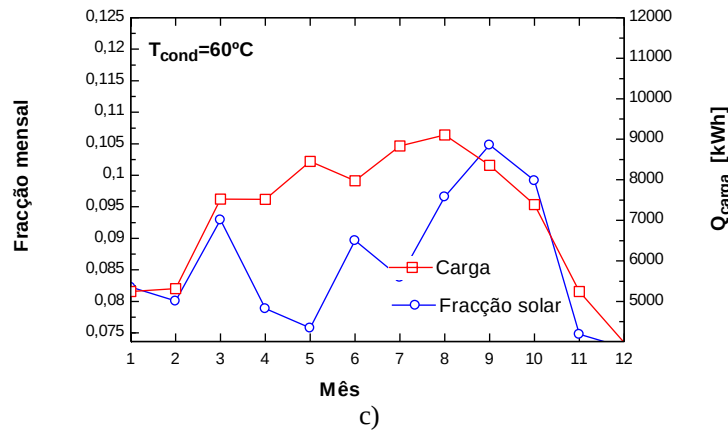


Figura 5.4.4 Fracção mensal e carga para 3 temperaturas de condensação: a) 40°C ; b) 50°C ; c) 60°C .

Para cada potência eléctrica foram feitas simulações para áreas de captação crescentes enquanto a temperatura do fluido de trabalho do ciclo de potência não atingisse a temperatura de saturação à pressão da caldeira (5,9 Bar para uma temperatura de entrada na turbina de 100°C). Isto porque o modelo do permutador usado é adequado apenas para líquidos a circular nos dois lados do permutador, não podendo representar a mudança de fase. Ora isto não constituía um problema no sistema com armazenamento, pois a temperatura do depósito era sempre inferior à temperatura de saturação.

A figura 5.4.5. ilustra as condições em que o modelo de permutador usado é capaz de quantificar correctamente a transferência de calor entre os dois fluidos.

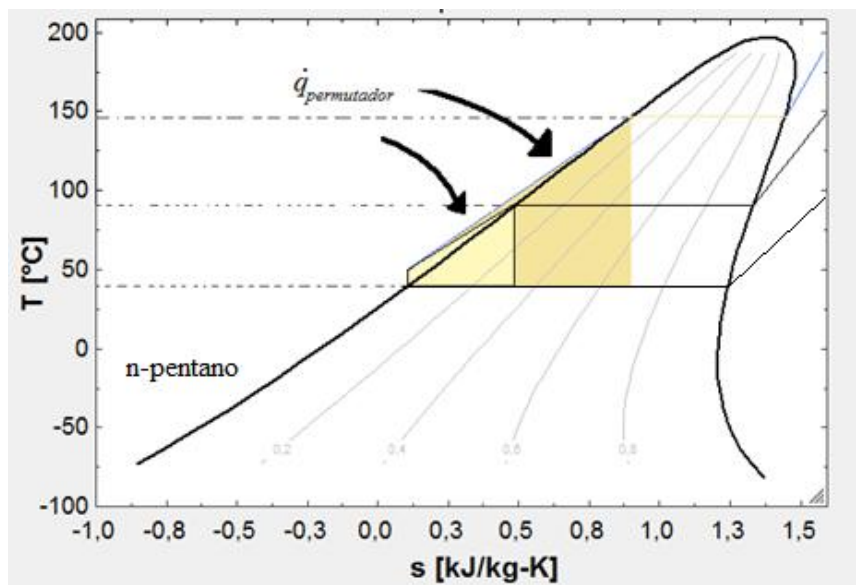


Figura 5.4.5: Calor fornecido no permutador de calor com o actual modelo.

6. Análise económica e ambiental

6.1 Introdução

Os processos solares são geralmente caracterizados por um elevado custo inicial e baixos custos de operação. O objectivo da análise económica pode ser equacionado como um problema de determinação da dimensão do sistema solar que origina o mais baixo custo combinado da energia solar e auxiliar.

Neste capítulo são calculados o período de amortização do investimento, “*Pay-back period*”, poupanças ao longo do ciclo de vida ou “*Life cycle savings*” e a redução das emissões de CO_2 . Com efeito, é considerada a fracção solar anual para os sistemas com e sem armazenamento térmico para a cidade do Porto, considerando um sistema de micro-cogeração a gerar 3,68 kW de electricidade (limite da potência de ligação para acesso ao regime bonificado de venda de electricidade à rede de acordo com D.L. 363 art9º, b)) e 35,5 kW de calor.

6.2 Elementos de base para avaliações económicas

Investimento inicial

O custo total do equipamento solar instalado resulta da soma de dois termos - um que é proporcional à área de colector (C_A) e outro que é independente da área (C_E):

$$C_{inicial} = C_A \times A_C + C_E \quad (6.2.1)$$

Nesta secção será apresentado, em detalhe, os vários custos iniciais inerentes a um sistema com colectores térmicos placa plana. Foram considerados os seguintes pressupostos:

- Preço Colector Térmico Placa plana: 300 €/m² (valor de referência para o mercado Português);
- Preço dos Depósitos: Valores de referência da marca ASME (<http://hansontank.us/hotwatertanks.html>);
- Preço Instalação Colector Térmico: 125€/m² valor de referência (www.troquedeenergia.com);

Para os cálculos do investimento inicial, entrou-se em consideração com o novo incentivo fiscal para as energias renováveis. Tal incentivo, permite uma dedução de 30% no IRS, do valor dispendido com equipamento para aproveitamento de energias de fonte renovável, com um limite de 777€.

Tabela 6.2.1 Custos iniciais dum sistema com armazenamento

A_{col} (m^2)	$C_{inicial}$ (€)	C_A (€/m ²)	C_E (€)
14	6634	425	400
30	13472	425	498
50	22424	425	810
75	33243	425	943
100	44452	425	1346

Tabela 6.2.2 Custos iniciais dum sistema sem armazenamento

A_{col} (m^2)	$C_{inicial}$ (€)	C_A (€/m ²)
4	4102	425
5	4278	425
7	4577	425
10	4966	425
12	5218	425
15	5595	425
20	6217	425
30	7627	425
40	9100	425

É ainda necessário estimar o custo da energia que é necessária comprar bem como aquela que se poupa por usar energia solar, sendo estes dependentes da fonte de energia primária que se usa. Assumiu-se que a caldeira trabalha a gás natural e que tem um rendimento de 87%. A quantidade de energia anual que é preciso comprar, $Q_{aux,gn}$, é calculada da seguinte forma:

$$Q_{aux,gn} = \frac{Q_{carga} (1 - f_{anual})}{\eta_{caldeira}} \quad (6.2.2)$$

A energia anual que deixará de ter que ser comprada, $Q_{poupada}$, é dada por

$$Q_{poupada} = \frac{Q_{carga} \times f_{anual}}{\eta_{caldeira}} \quad (6.2.3)$$

A tabela abaixo mostra a fracção anual energia poupada e energia comprada para diferentes áreas de colectador para um sistema com armazenamento.

Tabela 6.2.3: Fracção solar anual, Energia anual poupada e comprada para um sistema com armazenamento.

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	Q_{carga} [MWh/ano]	$Q_{aux,gn}$ [MWh/ano]	$Q_{poupada}$ [MWh/ano]
14	0,029	342	382	11
30	0,049	342	374	19
50	0,074	342	364	29
75	0,101	342	353	39
100	0,122	342	345	48

De igual forma, para um sistema sem armazenamento a funcionar 2800 horas por ano temos:

Tabela 6.2.4: Fracção solar anual, Energia anual poupadas e comprada para um sistema com armazenamento.

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	Q_{carga} [MWh/ano]	$Q_{aux,gn}$ [MWh/ano]	$Q_{poupada}$ [MWh/ano]
4	0,03	96,2	107,3	3,2
5	0,04	96,2	106,7	3,9
7	0,05	96,2	105,4	5,1
10	0,06	96,2	103,8	6,8
12	0,07	96,2	102,8	7,8
15	0,08	96,2	101,4	9,2
20	0,10	96,2	99,4	11,1
30	0,13	96,2	96,6	14,0
40	0,14	96,2	94,5	16,0

6.3 Tempo de Recuperação do Investimento (“Pay – Back period”)

O tempo de recuperação do capital (N) é o período necessário de funcionamento do projecto para que o somatório de fluxos de receitas e despesas igualem o valor do investimento. Pode ser calculado considerando o custo do investimento inicial, $C_{inicial}$, para uma dada área de captação solar, a poupança anual de energia, $Q_{poupada}$, o custo da energia auxiliar (gás natural) no primeiro ano $C_{gás,ano 1}$, a taxa de juro d , e a taxa de inflação, i . A tabela abaixo mostra os valores destes parâmetros:

Tabela 6.3.1: Custo do gás, taxa de juro real e taxa de inflação.

$C_{gás,ano1}$ [€/kWh]	$d^{(1)}$ [%]	$i^{(2)}$ [%]
0,06059	4	3

Nota: 1 – Taxa de juro de referência para a zona euro (07/2008 Banco Central Europeu)

2 – Taxa de inflação prevista pela OCDE para 2008

O preço do gás varia conforme a região, sendo aqui considerado o preço para a cidade do Porto - 0,6059 €/m³ +5% de IVA (Portgás junho de 2007) e para o gás natural um P.C.I. de 10,5 kWh/m³.

O período de recuperação do investimento N é dado por (Duffie,J.A. e Beckman,1991)

$$C_{inicial} = Q_{poupada} \cdot C_{gás,ano1} \frac{1}{(d-i)} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] \quad (6.2.3)$$

Onde $C_{inicial}$, é o investimento inicial (ver tabelas 6.2.1 e 6.2.2)

$Q_{poupada}$, é a energia total poupada (ver tabelas 6.2.3 e 6.2.4)

$C_{gás,ano1}$, é o custo da energia no primeiro ano (ver tabela 6.3.1)

A tabela 6.3.2 mostra o período de recuperação do investimento para diversas áreas de captação para o sistema com armazenamento. Convém referir como base de comparação que o período de amortização dos sistemas solares térmicos para aquecimento de águas sanitárias usando colectores placa plana situa-se entre os 8 e os 10 anos.

Tabela 6.3.2: *Pay-back period* para o sistema com armazenamento

A_{col} (m ²)	N (anos)
14	10,7
30	12,9
50	14,7
75	16,2
100	18,3

A tabela 6.3.3 mostra o período de recuperação do investimento para diversas áreas de captação para o sistema sem armazenamento.

Tabela 6.3.3: *Pay-back period* para o sistema sem armazenamento

A_{col} (m ²)	N (anos)
4	8,4
5	8,8
7	9,4
10	10,2
12	10,7
15	11,4
20	12,7
30	15,5
40	18,4

6.4 Poupanças ao longo do ciclo de vida (“*Life cycle savings*”)

O valor das poupanças ao longo do ciclo de vida é definido como a diferença entre as poupanças obtidas com o uso de energia solar e o investimento inicial, para um determinado período de funcionamento do sistema. As poupanças dependem da área de captação solar e consequentemente da fracção solar. A tabela 6.4.1 mostra o balanço financeiro para 20 anos e uma área de captação de 30 m²

Tabela 6.4.1 Cash-flow para uma área de captação de 30 m²

$A_{col}=30 \text{ m}^2$	Sistema solar térmico com Armazenamento		Sistema solar térmico sem Armazenamento	
$C_{inicial}(\text{€})$	18 443		12 750	
$Q_{poupada} [\text{MWh/ano}]$	28		16	
N Anos	$C_{inicial} - \text{Poupança anual acumulada}(\text{€})$	Poupança anual acumulada(€)	$C_{inicial} - \text{Poupança anual acumulada}(\text{€})$	Poupança anual acumulada(€)
1	-16811	1632	-11825	925
2	-15205	3238	-10914	1836
3	-13623	4820	-10018	2732
4	-12065	6378	-9135	3615
5	-10532	7911	-8265	4485
6	-9022	9421	-7409	5341
7	-7535	10908	-6566	6184
8	-6071	12372	-5737	7013
9	-4629	13813	-4919	7831
10	-3210	15233	-4115	8635
11	-1813	16630	-3323	9427
12	-437	18006	-2543	10207
13	918	19361	-1775	10975
14	2252	20695	-1019	11731
15	3565	22008	-274	12476
16	4858	23301	459	13209
17	6131	24574	1181	13931
18	7385	25828	1891	14641
19	8619	27062	2591	15341
20	9835	28278	3280	16030

A figura 6.4.1 e 6.4.2 mostram as poupanças ao longo do ciclo de vida (15 e 20 anos) para os sistemas com e sem armazenamento respectivamente. Note-se que para o sistema com armazenamento as maiores poupanças ocorrem para uma área de 70 m², enquanto que para o sistema sem armazenamento é mais vantajoso usar uma área de cerca de 20 m².

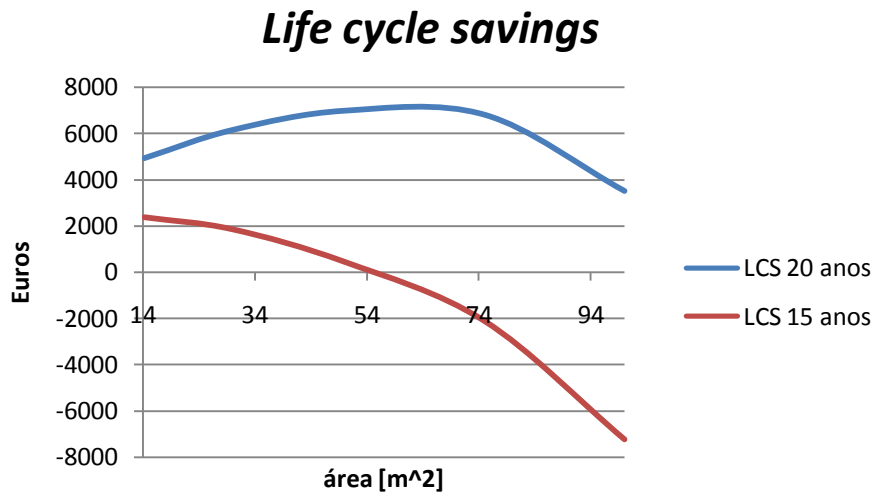


Figura 6.4.1 Poupanças ao longo do ciclo de vida para um sistema com armazenamento..

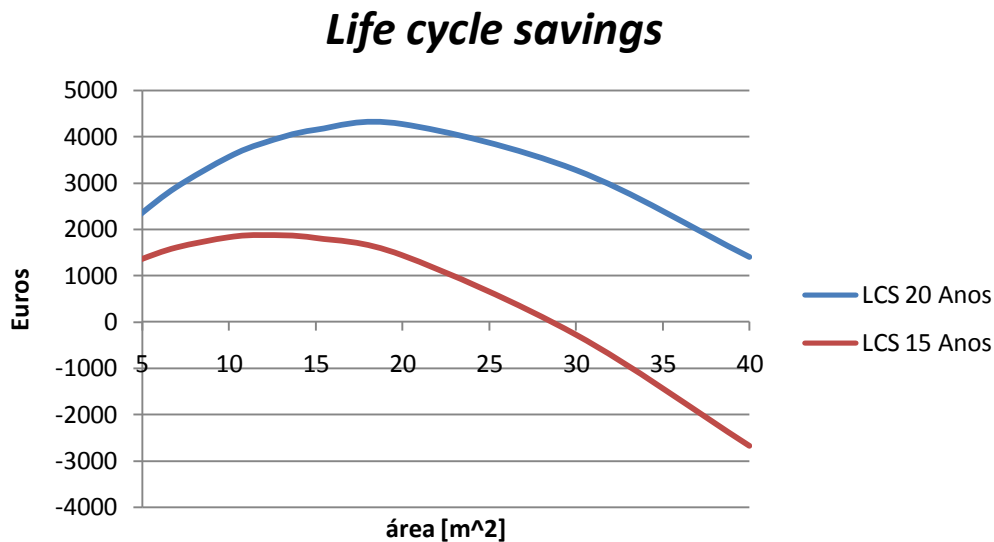


Figura 6.4.2 Poupanças ao longo do ciclo de vida para um sistema sem armazenamento.

6.5 Análise ambiental do sistema

Nesta secção é calculada a redução de emissões de CO_2 devido ao uso de energia solar “limpa”. Com efeito, para o gás natural é assumida uma taxa de emissão de $64 \cdot 10^{-6} \text{ (kg/kJ)}$.

Assim a quantidade de CO_2 que deixa de ser libertada para a atmosfera durante o período de vida do sistema N_p , por se usar energia solar, é dada por:

$$CO_{2, \text{redução}} = \frac{Q_{\text{carga}} \cdot f_{\text{anual}} \cdot N_p}{\eta_{\text{caldeira}}} \text{ (kg}_{CO_2}\text{)} \quad (6.5.1)$$

Tabela 6.5.1 Redução das emissões de CO_2 para um sistema com armazenamento para um tempo de vida de 15 e 20 anos.

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	Q_{carga} [MWh/ano]	$CO_{2, redução}$ 15 anos [Ton]	$CO_{2, redução}$ 20 anos [Ton]
14	0,03	342	34,3	45,7
30	0,05	342	57,6	76,8
50	0,07	342	87,6	116,9
75	0,10	342	119,7	159,7
100	0,12	342	144,6	192,7

Tabela 6.5.2 Redução das emissões de CO_2 para um sistema sem armazenamento para um tempo de vida de 15 e 20 anos-

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	Q_{carga} [MWh/ano]	$CO_{2, redução}$ 15 anos [Ton]	$CO_{2, redução}$ 20 anos [Ton]
4	0,03	96,2	9,0	12,0
5	0,04	96,2	10,8	14,4
7	0,05	96,2	14,2	18,9
10	0,06	96,2	18,8	25,1
12	0,07	96,2	21,6	28,8
15	0,08	96,2	25,4	33,8
20	0,10	96,2	30,8	41,0
30	0,13	96,2	38,6	51,5
40	0,15	96,2	44,4	59,1

6.6 Custo da electricidade gerada

Um sistema de micro-cogeração leva a um pequeno acréscimo do custo de energia pela introdução da componente eléctrica, pois o calor necessário já seria sempre gerado, pelo que o custo da electricidade é baixo, sendo igual ao custo em excesso produzido na caldeira de apoio (não considerando o custo do equipamento suplementar de micro-cogeração). As figuras 6.6.1 e 6.6.2 mostram as energias eléctrica e térmica geradas anualmente pelo sistema de micro-cogeração para o sistema com e sem armazenamento.

Tabela 6.6.1 Energia útil nos colectores, energia poupada, energias eléctrica e térmica geradas anualmente para diferentes áreas, para um sistema com armazenamento térmico.

Sistema de micro-cogeração						
Sistema solar térmico com armazenamento				Q_{carga} [MWh]	Energia eléctrica [MWh.ano]	Energia térmica [MWh.ano]
A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	$Q_{util,col}$ [MWh.ano]	$Q_{permutador}$ [MWh.ano]			
15	0,03	10	9	342	32	311
30	0,05	18	17			
50	0,07	27	26			
75	0,10	38	35			
100	0,12	46	42			

Tabela 6.6.2 Energia poupada, energias eléctrica e térmica geradas anualmente para diferentes áreas, para um sistema sem armazenamento térmico.

Sistema de Micro-cogeração						
Sistema solar térmico sem armazenamento				Q_{carga} [MWh.ano]	Energia eléctrica [MWh.ano]	Energia térmica [MWh.ano]
A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	$Q_{permutador}$ [MWh.ano]				
4	0,03	3		109	10,3	99,3
5	0,04	4				
7	0,05	5				
10	0,06	7				
12	0,07	8				
15	0,08	9				
20	0,10	11				
30	0,13	14				
40	0,15	16				

Sem contabilizar a contribuição solar, o custo da electricidade gerada pelo sistema de micro-cogeração, $Custo kWh_{el,ger}$, pode ser dado por:

$$Custo kWh_{el,ger} = \frac{\dot{Q}_{carga} - \dot{Q}_{cond}}{\eta_{cald} \cdot W_{turb}} \cdot C_{gás,ano 1} \text{ (€/kWh)} \quad (6.6.1)$$

O que para este sistema seria:

$$Custo kWh_{el,ger} = \frac{39 - 35,47}{0,87 \cdot 3,68} \cdot 0,06 \cong 0,07 \text{ (€/kWh)}$$

Ou seja, um preço inferior ao que é praticado pela rede (aprox. 0,11 €/kWh). Considerando agora a contribuição solar, o custo da electricidade gerada vem dado por:

$$Custo kWh_{el,ger;Solar} = \frac{(1 - f_{anual}) \cdot \dot{Q}_{carga} - \dot{Q}_{cond}}{\eta_{cald} \cdot W_{turb}} \cdot C_{gás,ano 1} \text{ (€/kWh)} \quad (6.6.2)$$

As tabelas 6.6.3 e 6.6.4 mostram a que preços a electricidade é gerada para diferentes áreas de captação. Note-se que para áreas superiores a 50 m² no sistema com armazenamento e 12 m² no sistema sem armazenamento (fracção solar média anual superior a 7%), os benefícios do uso de energia solar superam o custo adicional pela introdução da componente eléctrica no sistema de aquecimento convencional (caldeira a gás).

Tabela 6.6.3: Preço da electricidade gerada correspondente a diferentes áreas de captação e para um sistema com armazenamento.

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	$Custo kWh_{el,ger}$ (€/kWh)
15	0,03	0,05
30	0,05	0,03
50	0,07	0,01
75	0,10	$\cong 0$
100	0,12	$\cong 0$

Tabela 6.6.4: Preço da electricidade gerada correspondente a diferentes áreas de captação e para o sistema sem armazenamento.

A_{col} (m^2)	f_{anual} (-)	$Custo kWh_{el,ger}$ (€/kWh)
4	0,03	0,05
5	0,04	0,04
7	0,05	0,03
10	0,06	0,02
12	0,07	0,01
15	0,08	$\cong 0$
20	0,10	$\cong 0$
30	0,13	$\cong 0$
40	0,15	$\cong 0$

Acresce ainda que é possível vender electricidade à rede a um preço de 650 €/MWh, com um limite anual de 8,8 MWh para um sistema com potência de ligação de 3,68 kWe, de acordo com o regime bonificado patente no Decreto-Lei 363/2007. Assim durante os 5 anos iniciais poder-se ia lucrar $8,8 \cdot 650 = 5740$ €.

7. Conclusões e perspectivas para trabalhos futuros

A adaptação da energia solar térmica à micro-cogeração é uma solução interessante e promissora, sendo o ciclo orgânico de Rankine (ORC) a tecnologia mais adequada para o efeito.

Dos fluidos candidatos a fluido de trabalho do ciclo de potência analisados, n-pentano e R245fa são aqueles que apresentam melhores características para a gama de temperaturas considerada. Da análise feita ao ORC, constatou-se que a configuração que faz recuperação de calor apesar de tornar o ciclo mais eficiente, é difícil de compatibilizar com o aproveitamento de uma fonte de calor a baixa temperatura, como um depósito de água. Temperaturas de entrada na micro-turbina mais altas permitem obter uma fracção solar maior para a mesma área de captação mas requerem um equipamento auxiliar (caldeira a gás) mais potente. A inexistência de unidades comerciais modulares de micro-cogeração baseadas no ORC dificultam uma análise económica detalhada a todo o conjunto (parte solar + unidade de micro-cogeração), nomeadamente no respeito ao investimento inicial. No entanto, conforme se mostrou no capítulo 6, o actual enquadramento legal é bastante favorável ao micro produtor, permitindo lucros bastantes significativos na venda de electricidade à rede. Esta tecnologia conduz a uma grande RCE (razão calor/electricidade) sendo bastante interessante em aplicações onde haja grande necessidade percentual de calor tais como aquecimento de piscinas, hotéis, e.t.c

O sistema de micro-cogeração com alimentação solar em que usa armazenamento permite poupar mais energia (funciona 24h/dia) mas a fracção solar cresce mais lentamente com a área de captação do que no sistema que funciona apenas quando há níveis suficientes radiação solar disponível (cerca de 2800 horas/ano de funcionamento). O uso de vácuo permite atingir fracções solares maiores para a mesma área de captação.

Como se mostrou no capítulo 6, a aplicação da energia solar térmica à micro-cogeração traz benefícios económicos e ambientais, acrescentados ao que a própria cogeração já representa. A disseminação desta tecnologia contribuiria para um melhor desempenho ambiental do país no sentido de atingir as metas estipuladas no Protocolo de Quioto (não aumentar em mais de 27% a emissão de gases de efeito de estufa em relação aos valores de 1990).

Recomendações para trabalhos futuros

Seria interessante desenvolver outro modelo para o(s) permutador(es) de calor de forma a poder avaliar o desempenho do sistema quando há mudança de fase do fluido de trabalho do ciclo de potência. Para tal, ter-se-ia de considerar três permutadores de calor conforme ilustra a figura 7.1.

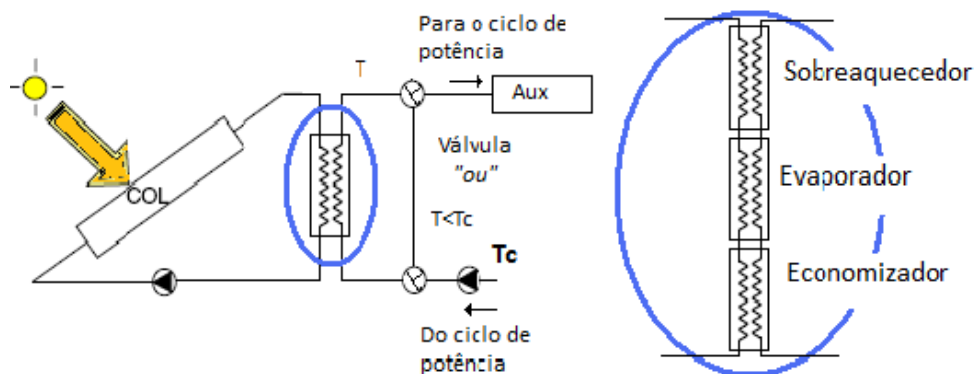


Figura 7.1: Sistema sem armazenamento com modelo de 3 permutadores.

Caso se pretenda implementar um modelo deste género em ambiente TRNSYS duas dificuldades poderão desde logo surgir: como não existe disponível na biblioteca nenhum componente que descreva o comportamento de um permutador onde ocorra a mudança de fase (evaporador) para outro fluido que não a água, seria necessário criar um (em Fortran) e estabelecer a conexão com um componente que faça a leitura de um ficheiro de dados relativos às propriedades do fluido de trabalho (por exemplo via E.E.S); por outro lado é necessário conceber um sistema de controlo para as diversas válvulas associadas. A figura 7.2 mostra uma representação esquemática para implementação em ambiente TRNSYS.

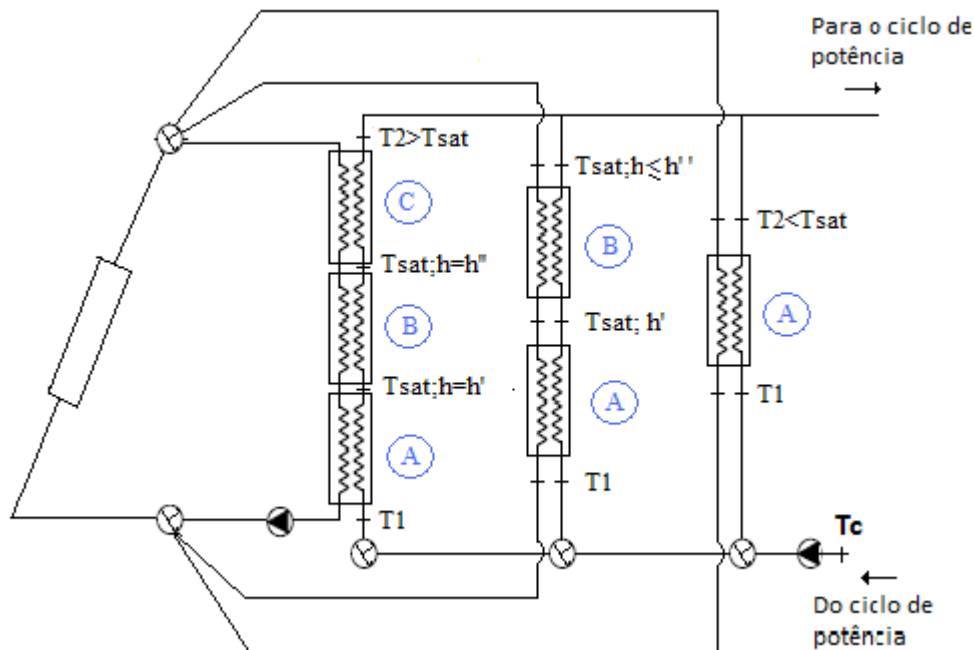


Figura 7.2: Representação esquemática de sistema sem armazenamento em ambiente TRNSYS.

Outras soluções para o armazenamento de energia térmica podem ser interessantes de analisar nomeadamente o usando materiais com mudança de fase.

8. Referências bibliográficas

- Centro de estudos em Economia da Energia dos Transportes e ambiente (CEETA), 2001, “Estudo do Mercado potencial para a aplicação das tecnologias de micro-cogeração em Portugal
- Collares-Pereira, Manuel, “Energias Renováveis, a opção inadiável”, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 1998.
- Curran, H.M., 1981, ”Use of organic Working fluids in Rankine Engines”, Energy, v.5 no.2
- Pehnt, Martin et al, 2008, “Micro Cogeneration: Towards decentralized Energy Systems” , Springer-Verlag, Heidelberg, pp 3-11
- Aguiar, Rui, 1998, “Metereological Data for Renewable Energies and Rational Use of Energy”
- Decreto – Lei nº 363/2007, 2007, Ministério da Economia e da Inovação.
- Decreto – Lei nº 80/2006, 2006, “Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) ”.
- Duffie, J. and Beckman,W., 1991, “Solar Engineering of Thermal Processes”, John Wiley & Sons Second Edition, New York , pp 251 – 323 e pp 454 – 466.
- Holzindustrie (em cooperação com a BIOS), 2008 “Biomass fired CHP plant based on biomass”, Final report of EU Project, Admont
- Incropera,F. e DeWitt,D., 2002, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, LTC Editora
- Moreira,N.,Monteiro,E., e Ferreira,S.,2007,”Transposition of the EU cogeneration directive: A vision for Portugal”, Energy Policy 35.
- MicroMap, 2002, ”MicroMap – Mini and Micro CHP – Market Assessment and Development Plan”, Study supported by the European Comission, FaberMaunsell, London.
- McMahan, Andrew,2006 “Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Powerplants, M.S.Thesis, University of Wisconsin-Madison
- Oliveira, Armando C., 2006, “A new look at the long-term performance of general solar thermal systems”, Solar Energy 81.
- Palmero, Ana, 2004 “Estudio de un sistema solar térmico utilizando dispositivos sombreadores de edificios”, editado pelo 'Servicio de publicaciones de la Universidad de La Laguna', Universidade de La Laguna, Espanha, pp. 353-363.
- Pinho, Carlos M., 2005, “Gestão de Energia Térmica”, sebenta da disciplina de gestão de energia térmica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, pp 117-150.
- Rabl, Ari, 1985, “Active Solar Collectors and Their Applications”, Oxford University Press.
- Saleh, Bahaa e tal, 2006 “Working fluids for low temperature organic Rankine cycles”, Energy 32.
- Simader, R Günter, 2006, “Micro CHP systems: State-of-the-art”, Austrian energy agency, Vienna.
- Scharmer, K. and J. Greif, 2000, “The European Solar Radiation Atlas”, Presses de l’École des Mines de Paris, Paris.

TRNSYS Users Manual, 2004, Versão 16.1, University of Wisconsin Solar energy Laboratory.

Webgrafia

www.sciencedirect.com

www.stirling-engine.de/engl/

www.cogenmicro.com/

www.eneftech.com/

www.solarenergy.ch/

www.aguaquentesolar.com/

www.edp.pt/

www.spf.ch/

<http://hansotank.us/>