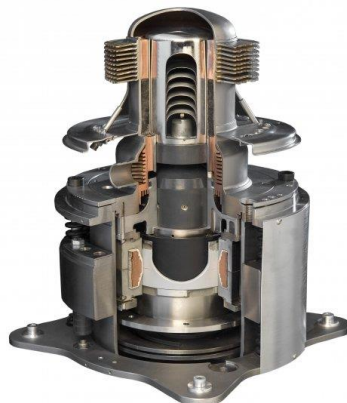




**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**



## **Sistema de Microgeração de Energia com Base num Motor Stirling**

**Nuno Duarte Ribeiro Pires Rodrigues**

**(Licenciado em Engenharia Mecânica)**

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Professor Especialista João Antero Cardoso

Professor Doutor Jorge Filipe O. Mendonça e Costa

Júri:

Presidente: Professor Doutor José Augusto da Silva Sobral

Vogais: Professora Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico

Professor Doutor Jorge Filipe O. Mendonça e Costa

**Junho de 2017**





**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**

# **Sistema de Microgeração de Energia com Base num Motor Stirling**

**Nuno Duarte Ribeiro Pires Rodrigues**

**(Licenciado em Engenharia Mecânica)**

**Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica**

**Orientadores:**

**Professor Especialista João Antero Cardoso**

**Professor Doutor Jorge Filipe O. Mendonça e Costa**

**Júri:**

**Presidente: Professor Doutor José Augusto da Silva Sobral**

**Vogais: Professora Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico**

**Professor Doutor Jorge Filipe O. Mendonça e Costa**

**Junho de 2017**



Imagem da capa cortesia de *Microgen Engine Corporation*



*“The conservation of natural resources  
is the fundamental problem. Unless we  
solve that problem it will avail us little to  
solve all others”*

Theodore Roosevelt, Deep Waterway  
Convention, Memphis, 1907



# Agradecimentos

A formação académica é uma das etapas mais importantes na vida de qualquer pessoa, contribuindo não só para o enriquecimento do seu conhecimento como também do seu carácter. Gostaria, portanto, de expressar o agradecimento a quem me permitiu chegar a esta fase da minha formação.

Agradeço ao Professor João Antero Cardoso e ao Professor Jorge Mendonça e Costa, por terem aceite orientar-me na realização desta dissertação, baseada numa simples ideia que, tendo idealizado, gostaria de desenvolver. Agradeço também toda a disponibilidade, conhecimento e experiência que me transmitiram, essenciais para a progressão do trabalho.

Aos meus pais, Fátima e António, por me proporcionarem todas as condições necessárias para realizar os meus estudos, e por todo o apoio que demonstraram, não só nesta fase como também ao longo de toda a minha vida pessoal. Agradeço também ao meu irmão, Pedro, pelo incentivo que me deu.

À Filipa Neves, por toda a ajuda e motivação que fez questão de transmitir, durante a minha formação académica e vida pessoal, e em especial nesta última etapa.

A todos os colegas que comigo percorreram este percurso académico, pelo companheirismo e espírito de entreajuda que proporcionaram.

Aos meus amigos, por estarem sempre presentes em todos os momentos para partilhar os sucessos e insucessos, e, mais que tudo, pela sua amizade.

Por último, agradeço a Francisco J. García-Granados não só por ter desenvolvido a aplicação de cálculo computacional, que foi essencial para o desenvolvimento deste trabalho, como também por a ter disponibilizado sem qualquer custo.



# Simbologia

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descrição</b>
$a$	$L^2 \text{ atm/mol}^2$	Constante de van der Waals
$A$	$m^2$	Área
$A_0$	-	Amplitude adimensional da oscilação
$A_p$	$m^2$	Área de permuta de calor
$b$	$L/\text{mol}$	Constante de van der Waals
$B_n$	-	Número de Beale
$C$	$\text{W/K}$	Capacidade térmica
$C_p$	$\text{J/kg K}$	Calor específico a pressão constante
$D$	$m$	Diâmetro
$f$	$\text{Hz}; -$	Frequência de rotação; fator de atrito de Darcy
$G$	$\text{W/m}^2$	Irradiação solar
$h$	$\text{W/m}^2 \text{ K}$	Coefficiente de transmissão de calor por convecção
$k$	$\text{W/m K}$	Condutividade térmica
$L$	$m$	Comprimento
$m$	$g$	Massa
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Caudal mássico
$n$	$\text{mol}$	Nº de moles
$Nu$	-	Número de Nusselt
$p$	$\text{Pa}$	Pressão
$P$	$\text{W}$	Potência
$Pr$	-	Número de Prandtl
$q$	$\text{W}$	Potência calorífica
$Q$	$\text{J}$	Calor transferido
$\dot{Q}$	$\text{m}^3/\text{s}$	Caudal volúmico
$r$	-	Razão de volumes
$R$	$\text{J/K mol}$	Constante universal dos gases perfeitos
$Re$	-	Número de Reynolds
$St$	-	Número de Stanton

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descrição</b>
$T$	K	Temperatura
$U$	W/m <sup>2</sup> K	Coefficiente global de transmissão de calor
$U_1$	-	Coefficiente de perdas térmicas de 1 <sup>a</sup> ordem
$U_2$	-	Coefficiente de perdas térmicas de 2 <sup>a</sup> ordem
$v$	m/s	Velocidade
$V$	m <sup>3</sup>	Volume
$W$	J	Trabalho
$W_n$	-	Número de West
$x$	m	Amplitude de deslocamento

### Símbolos gregos

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descrição</b>
$\alpha$	°	Ângulo de desfasamento
$\varepsilon$	-	Eficácia do permutador de calor
$\eta$	-	Rendimento
$\lambda$	-	Fator de atrito de Fanning
$\mu$	kg/m s	Viscosidade dinâmica
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Massa volúmica
$\sigma$	-	Fator de forma do regenerador
$\varphi$	- ; -	Porosidade; coeficiente de atrito do permutador
$\omega$	rad/s	Frequência de oscilação

### Índices

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>
$c$	Referente ao volume de compressão
$e$	Referente ao volume de expansão; Exterior
$f$	Referente à fonte fria; Referente ao volume do dissipador; Referente ao feixe tubular
$h$	Hidráulico
$i$	Interior
$in$	Entrada
$m$	Referente ao volume morto
$max$	Máximo
$med$	Médio

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>
<i>min</i>	Mínimo
<i>n</i>	Variável normalizada
<i>nvd</i>	Volume não varrido pelo deslocador
<i>out</i>	Saída
<i>q</i>	Referente à fonte quente; Referente ao volume do aquecedor
<i>r</i>	Referente ao volume do regenerador
<i>v</i>	Referente ao volume varrido
$\omega$	Cinético



# Abreviaturas

<b>AQS</b>	Água quente sanitária
<b>CLRF</b>	Concentradores Lineares com Refletores de Fresnel
<b>CPC</b>	<i>Compound Parabolic Collectors</i>
<b>CSP</b>	<i>Concentrated Solar Power</i>
<b>DGEG</b>	Direção-Geral de Energia e Geologia
<b>EST</b>	Energia solar térmica
<b>LNEG</b>	Laboratório Nacional de Energia e Geologia
<b>NASA</b>	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
<b>NTU</b>	<i>Number of Transfer Units</i>
<b>SAP</b>	<i>Standard Assessment Procedure</i>
<b>SEIA</b>	<i>Solar Energy Industries Association</i>
<b>Tep</b>	Tonelada Equivalente de Petróleo
<b>UPAC</b>	Unidades de Produção para Autoconsumo
<b>UPP</b>	Unidades de Pequena Produção



# Resumo

As atuais situações energética e ambiental constituem dois dos principais problemas que a sociedade enfrenta. A preservação do ambiente e dos recursos naturais requer uma produção de energia sustentável o que, com a tendência crescente do seu consumo, se revela árduo. Como tal, a solução passa não só pelo desenvolvimento das energias renováveis, como pela exploração de novas formas de aproveitamento das mesmas. É neste contexto que se insere o presente trabalho, tendo-se analisado um sistema de microgeração de energia. Este, consiste na adaptação de um sistema de energia solar térmica doméstico para a produção de energia elétrica, através de um motor Stirling que faz o aproveitamento da energia coletada.

Inicialmente foi estudado o potencial energético do sistema, recorrendo-se para isso à simulação computadorizada de um sistema comum de energia solar térmica, para determinação da energia solar coletada pelo mesmo. Posteriormente, foi modelado o motor Stirling através de uma análise adiabática. A comparação de diferentes configurações do motor resultou na seleção da configuração beta, por apresentar um desempenho superior. Seguidamente, diferentes fluidos de trabalho foram considerados, tendo-se optado pelo hidrogénio, uma vez este possibilita uma elevada transferência de calor e em simultâneo perdas de carga reduzidas. O dimensionamento dos permutadores de calor e do regenerador foi realizado mediante as condições impostas pelo sistema de energia solar, tendo-se recorrido a correlações para modelar o escoamento do fluido de trabalho no interior destes componentes. De forma a se maximizar o aproveitamento do motor, foram otimizados os principais parâmetros de funcionamento, como o ângulo de desfasamento, a frequência de rotação e a massa de fluido utilizada. Posteriormente, compararam-se os resultados previstos pela modelação do motor com os obtidos pela sua simulação computacional, de forma a se validarem as metodologias utilizadas no seu dimensionamento. Em último lugar, procedeu-se à simulação do sistema de microgeração completo, tendo-se concluído que, derivado do seu fraco desempenho, o mesmo não é viável.

**Palavras-chave:** Energia; sustentabilidade; microgeração; energia solar térmica; motor Stirling; análise adiabática.



# Abstract

Today's energy and environmental situations compose two of the most serious issues society faces. The preservation of the environment and the natural resources requires the sustainable production of energy although, with the rising rate of its consumption, such may not be easy. As a result, the solution lies not only in the development of current renewable energies but also in the discovery of new ways to explore them. It is in the later that this thesis falls into, having being analyzed a microgeneration system which consists in the adaptation of a residential solar thermal system, to produce electricity, by means of a Stirling engine to make use of the collected energy.

Initially, the potential of the system was studied using a computer application to simulate the operation of a regular solar thermal system, in order to determine the amount of solar energy collected. Afterwards, the Stirling engine was modelled using an adiabatic analysis. The comparison of different engine configurations resulted in the selection of the beta, since it showed a superior performance. Subsequently, different work fluids were considered and hydrogen was chosen, since it allows for better heat transfer and simultaneously less friction losses. The heat exchangers and regenerator sizing was done considering the conditions imposed by the solar thermal system, with the flow of the working fluid in their interiors being modeled using specific correlations. In order to maximize the performance of the engine, parameters as the phase angle, the rotation frequency and the mass of the fluid were optimized. Afterwards, the results predicted by the modelling of the system were compared to those obtained from a computer simulation of it, in order to validate the methodologies used in the sizing of the engine. Lastly, a simulation of the complete microgeneration system was conducted, having been concluded that, due to its poor performance, the system cannot be considered viable.

**Keywords:** Energy; sustainability; microgeneration; solar thermal; Stirling engine; adiabatic analysis.



# Índice

Agradecimentos.....	ix
Simbologia .....	xi
Abreviaturas .....	xv
Resumo.....	xvii
Abstract .....	xix
Índice.....	xxi
Lista de Figuras .....	xxiii
Lista de Tabelas.....	xxvii
Lista de Equações.....	xxix
1. Introdução .....	1
1.1. Objetivos .....	2
1.2. Estrutura do trabalho .....	3
2. Energia Solar.....	5
2.1. Panorama em Portugal .....	8
3. Estado da Arte .....	11
3.1. Sistemas de aquecimento de água .....	11
3.2. Energia solar concentrada .....	14
4. Solução Técnica .....	21
4.1. Caracterização do potencial .....	21
4.1.1. Caso de estudo.....	22
4.1.2. Potencial .....	23
4.2. Topologia do sistema .....	24
4.3. Motor Stirling.....	26

4.3.1.	Ciclo Stirling .....	26
4.3.2.	História e evolução.....	29
4.3.3.	Potência e limites do rendimento .....	31
4.4.	Condição de funcionamento.....	33
5.	Modelação do Motor Stirling .....	37
5.1.	Análise isotérmica.....	37
5.2.	Configuração do motor.....	42
5.3.	Fluido de trabalho.....	58
5.4.	Permutadores de calor .....	65
5.5.	Regenerador .....	70
5.6.	Irreversibilidades.....	72
5.6.1.	Perdas de carga.....	73
5.6.2.	Transferência de calor .....	75
5.6.3.	Perdas de calor .....	75
5.7.	Otimização do funcionamento.....	76
5.8.	Especificações do motor.....	79
6.	Simulação do Sistema de Microgeração .....	81
6.1.	Simulação do motor Stirling .....	81
6.1.1.	Modelação de segunda ordem .....	81
6.1.2.	Aplicação GGSISM.....	84
6.1.3.	Comparação.....	88
6.2.	Simulação do sistema de microgeração.....	90
6.3.	Análise da viabilidade .....	93
7.	Conclusões e Futuros Desenvolvimentos.....	95
	Referências Bibliográficas .....	99
	ANEXO A.....	107
	ANEXO B .....	111

# Lista de Figuras

Figura 2.1 - Quotas das fontes energéticas utilizadas na produção de eletricidade [10] .....	5
Figura 2.2 - Radiação solar horizontal anual na Europa. Adaptado de [22].....	9
Figura 3.1 - a) Imagem de um coletor plano. Cortesia de <i>Heliocol</i> , b) Imagem de um coletor de tubos de vácuo. Cortesia de <i>Kintutu Tech</i> , c) Imagem de um coletor concentrador parabólico composto. Cortesia de <i>Mardec Systems</i> .....	12
Figura 3.2 – Comparação das eficiências dos coletores solares planos, de tubos de vácuo e concentradores parabólicos compostos em função de uma variável característica $x$ [25].....	13
Figura 3.3 - Concentradores parabólicos lineares. Cortesia de <i>SEIA</i> .....	16
Figura 3.4 - Concentradores lineares com refletor Fresnel. Cortesia de <i>AREVA Solar</i> .....	17
Figura 3.5 – Central PS10 com torre de concentração solar. Cortesia de <i>Panos Pictures</i> .....	19
Figura 3.6 - Disco Parabólico. Cortesia de <i>Stirling Energy Systems</i> .....	20
Figura 4.1 - Representação gráfica da energia média coletada diariamente pelos coletores solares, em cada mês .....	24
Figura 4.2 – Topologia do sistema de microgeração.....	25
Figura 4.3 – Representação de um ciclo de Stirling, Diagramas p-V e T-s .....	27
Figura 4.4 - Representação esquemática das três configurações principais dos motores Stirling [43] .....	28
Figura 4.5 - Esquema dos motores figurados nas patentes: a) Stirling, b) Ericsson [43].....	30
Figura 4.6 – Rendimento de Carnot para diferentes temperaturas da fonte fria, em função de diferentes temperaturas da fonte quente.....	33
Figura 4.7 - Eficiência dos coletores solares, do motor Stirling e do sistema, em função da temperatura de operação.....	34
Figura 5.1 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração alfa e um desfasamento de $90^\circ$ .....	44

Figura 5.2 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração alfa, para diferentes ângulos de defasamento .....	47
Figura 5.3 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração alfa, para diferentes ângulos de defasamento .....	47
Figura 5.4 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração beta e um defasamento de 90° .....	48
Figura 5.5 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração beta, para diferentes ângulos de defasamento .....	50
Figura 5.6 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração beta, para diferentes ângulos de defasamento.....	51
Figura 5.7 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração gama e um defasamento de 90° .....	52
Figura 5.8 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração gama, para diferentes ângulos de defasamento .....	53
Figura 5.9 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração gama, para diferentes ângulos de defasamento.....	54
Figura 5.10 - Comparação dos diagramas p-V das configurações alfa, beta e gama .....	56
Figura 5.11 – Comparação do trabalho produzido e da potência das configurações alfa, beta e gama .....	56
Figura 5.12 - Comparação da evolução da pressão e do volume das configurações alfa, beta e gama .....	57
Figura 5.13 - Tipos de permutadores de calor: a) Tubular, b) Anelar. Adaptado de [42] .....	65
Figura 5.14 - Corte de um permutador de calor tubular de um motor Stirling. [60].....	66
Figura 5.15 - Eficácia de um permutador de calor contracorrente [65] .....	70
Figura 5.16 – Representação gráfica da otimização do ângulo de defasamento.....	77
Figura 5.17 - Representação gráfica da otimização da frequência de rotação .....	78
Figura 5.18 - Representação gráfica da otimização da quantidade de fluido .....	79
Figura 5.19 – Representação e corte do motor Stirling modelado .....	80
Figura 6.1 - Representação gráfica dos resultados da análise isotérmica do motor modelado: a) Diagrama p-V, b) Trabalho, c) Potência instantânea .....	82
Figura 6.2 - Diagrama da divisão dos volumes do <i>software</i> GGSISM [69].....	85

Figura 6.3 - Representação gráfica dos resultados da simulação feita pela aplicação GGSISM: a) Volumes, b) Pressões, c) Temperaturas, d) Caudais mássicos, e) Calor transferido e f) Trabalho produzido..... 87

Figura 6.4 – Tempo de funcionamento diário do sistema de microgeração, em cada mês ..... 90



# Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Comparação das tecnologias de energia solar concentrada disponíveis comercialmente [37].....	20
Tabela 5.1 – Ângulos de desfasamento ótimos e eficiências das configurações.....	55
Tabela 5.2 – Comparação das propriedades de transporte dos fluidos de trabalho [55] .....	60
Tabela 5.3 – Resultados da simulação aos fluidos de trabalho .....	62
Tabela 5.4 - Características do motor Stirling modelado .....	80
Tabela 6.1 - Resumo da modelação de segunda ordem .....	83
Tabela 6.2 - Comparação dos resultados obtidos pelas simulações analítica e computacional ..	88
Tabela 6.3 - Simulação do funcionamento diário do sistema, em cada mês .....	92



# Lista de Equações

(4.1).....	26
(4.2).....	31
(4.3).....	31
(4.4).....	32
(4.5).....	33
(4.6).....	34
(5.1).....	39
(5.2).....	39
(5.3).....	39
(5.4).....	39
(5.5).....	39
(5.6).....	40
(5.7).....	40
(5.8).....	40
(5.9).....	40
(5.10).....	41
(5.11).....	41
(5.12).....	41
(5.13).....	41
(5.14).....	41
(5.15).....	41
(5.16).....	41
(5.17).....	42

(5.18).....	43
(5.19).....	43
(5.20).....	43
(5.21).....	43
(5.22).....	44
(5.23).....	45
(5.24).....	45
(5.25).....	45
(5.26).....	48
(5.27).....	49
(5.28).....	49
(5.29).....	49
(5.30).....	49
(5.31).....	51
(5.32).....	52
(5.33).....	52
(5.34).....	60
(5.35).....	60
(5.36).....	60
(5.37).....	61
(5.38).....	61
(5.39).....	61
(5.40).....	61
(5.41).....	61
(5.42).....	61
(5.43).....	66
(5.44).....	66
(5.45).....	67

(5.46).....	67
(5.47).....	67
(5.48).....	67
(5.49).....	67
(5.50).....	67
(5.51).....	68
(5.52).....	68
(5.53).....	68
(5.54).....	68
(5.55).....	69
(5.56).....	69
(5.57).....	69
(5.58).....	69
(5.59).....	69
(5.60).....	69
(5.61).....	71
(5.62).....	71
(5.63).....	71
(5.64).....	71
(5.65).....	71
(5.66).....	72
(5.67).....	72
(5.68).....	72
(5.69).....	72
(5.70).....	73
(5.71).....	73
(5.72).....	74
(5.73).....	74

(5.74).....	74
(5.75).....	74
(5.76).....	74
(5.77).....	75
(5.78).....	75

## Capítulo 1

# Introdução

Atualmente o consumo de energia encontra-se no seu auge, e as previsões apontam para que no futuro a procura continue a aumentar, a um ritmo ainda mais acelerado [1]. Esta é uma tendência que se apresenta nada favorável para o panorama atual, e que exige uma mudança de atitude no que à origem desta energia diz respeito, dado o seu caráter insustentável.

A utilização de combustíveis fósseis como principal recurso natural para a produção de energia, e a previsão de que este cenário se manterá até 2030, levanta sérios problemas. Para além de este ser um recurso limitado, com previsão da escassez das suas fontes a médio prazo, a sua utilização implica também um grande constrangimento no cumprimento das metas climáticas estabelecidas a nível global [2]. Estas metas, que visam o controlo e a estabilização da emissão de gases com efeito de estufa até 2020, e o seu declínio nos anos seguintes, passam em grande parte pelo sector da energia, visto este ser o que maior contribuição tem para o excesso de emissões que se verifica atualmente [3] [4].

Adicionalmente, do ponto de vista económico, a utilização de combustíveis fósseis cria uma dependência de um recurso que, na maioria das vezes, requer importação, devido à concentração das suas fontes em zonas como o Médio Oriente, a América do Norte ou a Rússia [1]. Advém desta dependência uma certa limitação ao sector energético dos países, tanto pela insegurança do seu fornecimento como também pela constante oscilação do seu preço, resultado de fenómenos que influenciam a sua extração, vulgo catástrofes naturais, conflitos militares ou ainda da existência de um desfasamento entre a procura e a oferta. Sendo que a produção combinada dos países considerados desenvolvidos representa apenas uma pequena parte dos combustíveis fósseis disponíveis globalmente, e que estes países são responsáveis por mais de metade do seu consumo, facilmente se entende a razão de esta ser uma questão tão abrangente [5]. Todos estes fatores constituem um entrave ao setor industrial, condicionando a produção e, eventualmente, o crescimento económico dos países, ligando diretamente a energia à economia [6].

Desta forma torna-se evidente a necessidade de uma revolução energética, para que se inverta a presente tendência, de modo a que as tecnologias com baixo impacto ambiental e que estejam disponíveis globalmente, passem a ser as predominantes na produção da energia necessária para satisfazer toda a procura. É neste âmbito que as energias renováveis assumem um papel vital, constituindo uma forma de se produzir energia através da utilização de recursos considerados inesgotáveis. Contudo, para que este cenário se concretize, são requeridos conjuntos de medidas e políticas que favoreçam a sua adoção, passando estas essencialmente pelo apoio financeiro à produção de energia através de recursos renováveis, benefícios fiscais aos seus compradores e taxas aplicadas ao consumo de energia proveniente de fontes não sustentáveis [7].

As energias renováveis com maior exposição são as que atualmente detêm uma maior quota na produção de eletricidade, tais como a biomassa, a energia hídrica ou eólica, contudo, a adoção destas medidas resultará não só no desenvolvimento das tecnologias existentes, como também no aparecimento de novas. Estes fatores contribuem fortemente para encurtar a distância entre este tipo de energias e as não renováveis, idealmente justificando a sua utilização. Adicionalmente, o investimento nestas e a sua utilização trazem benefícios económicos consideráveis, uma vez que permitem aos países deterem o controlo sobre a produção de energia, a oportunidade de exportarem energia para países que não tenham capacidade de satisfazer a procura interna, e ainda criarem novos empregos fixos, associados à operação e manutenção de instalações, e temporários, durante as fases de construção das infraestruturas [8].

As novas abordagens às energias renováveis são então algo que deve ser explorado, pois encontrando-se novas formas de se utilizarem os recursos naturais para a produção de energia, criam-se novas opções que se podem adaptar a situações diversas e mais abrangentes. Estas possuem uma maior importância ao nível da microgeração, onde a implementação de novas tecnologias e sistemas é mais facilitada, requerendo investimentos mais reduzidos e soluções técnicas mais simples.

É nesta premissa que se enquadra este trabalho, no qual se estuda uma forma pouco convencional de se fazer o aproveitamento da energia solar térmica (EST), permitindo que esta seja utilizada para a produção de energia elétrica.

## **1.1. Objetivos**

A principal meta a atingir neste trabalho consiste na análise da viabilidade de um sistema capaz de produzir energia elétrica a partir de energia solar térmica, tendo este por base um sistema doméstico de EST para o aquecimento de água quente sanitária (AQS). A concretização desta meta passa então pelo cumprimento dos objetivos que se seguem:

- Estudo das tecnologias utilizadas nos sistemas de energia solar térmica e do motor Stirling;
- Análise de metodologias de projeto e aplicação das mesmas no dimensionamento dos componentes do motor;
- Exploração de ferramentas de cálculo computacional e de simulação;
- Tratamento e análise dos dados obtidos;

## **1.2. Estrutura do trabalho**

No Capítulo 2 é feita uma breve introdução à energia solar, sendo abordado o seu contributo atual na produção de energia elétrica e ainda os tipos de energia solar existentes. É também feita uma análise à situação energética no nosso país, bem como um enquadramento da utilização da energia solar e dos regimes de microprodução de energia.

No Capítulo 3 é apresentada uma revisão ao estado da arte, apresentando-se os diversos sistemas e tecnologias existentes para aproveitamento da energia solar térmica, tanto para a produção de energia elétrica como para a produção de AQS.

No Capítulo 4 é feita a caracterização do sistema, definindo-se o seu potencial e apresentando-se a sua topologia, sendo igualmente descrito o seu funcionamento. É também feita neste capítulo uma introdução ao motor Stirling, analisando-se o seu princípio de funcionamento e a sua evolução.

No Capítulo 5 realiza-se a modelação do sistema, apresentando-se as metodologias seguidas para o dimensionamento dos componentes do motor Stirling. É igualmente demonstrada a otimização feita aos principais parâmetros de funcionamento. Por fim apresentam-se as especificações do motor modelado.

No Capítulo 6 realiza-se a simulação do funcionamento do sistema. Inicialmente é feita uma simulação analítica do funcionamento do motor, sendo posteriormente feita uma comparação dos resultados obtidos com os previstos por uma simulação feita computacionalmente. Posteriormente, efetua-se a simulação a todo o conjunto, analisando-se ao longo do ano o desempenho do sistema de microgeração. Por último faz-se uma reflexão sobre o desempenho previsto para o sistema.

No Capítulo 7 conclui-se sobre o trabalho realizado, apresentando-se as relações retiradas do potencial energético, do dimensionamento do motor feito e do desempenho do sistema, eventualmente concluindo-se sobre a sua viabilidade.



## Capítulo 2

# Energia Solar

A energia solar constitui atualmente uma das formas de energia renovável mais polivalente, pois além de ser um elemento vital para a vida no nosso planeta, e para todos os processos que a possibilitam, é também uma fonte de energia com diversas formas de aproveitamento, tanto direta como indiretamente [9]. Ainda assim, verifica-se que atualmente o seu aproveitamento está bastante aquém do seu potencial, contribuindo com uma percentagem reduzida na produção de energia elétrica a nível global, quando comparada com as restantes fontes utilizadas [10].

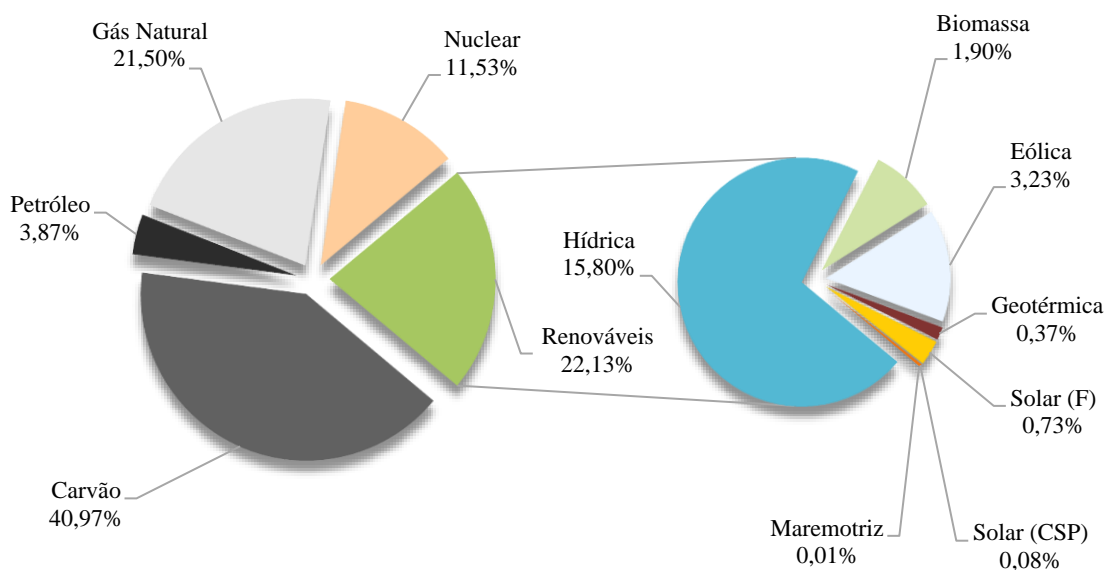


Figura 2.1 - Quotas das fontes energéticas utilizadas na produção de eletricidade [10]

O termo energia solar é referente à energia proveniente do sol, que chega ao nosso planeta sob a forma de radiação eletromagnética, maioritariamente compreendida entre a radiação ultravioleta e a infravermelha. A radiação que recebemos no nosso planeta, fora da atmosfera, é praticamente constante e tem um valor globalmente estipulado de  $1360 \text{ W/m}^2$ , que se define como sendo a “constante solar” [11]. Porém, na superfície terrestre a constante solar é severamente reduzida, devido à interação ocorrida entre a radiação e a atmosfera que, contendo nuvens, aerossóis e

outros gases que contribuem para a absorção e refração da radiação, a diminuem entre 35 e 90 %, dependendo da nebulosidade.

A radiação que efetivamente chega até nós é composta por três componentes: a radiação direta ou normal, a radiação difusa e a radiação refletida. A primeira componente consiste na radiação que provém do disco solar, atravessando a atmosfera e incidindo diretamente na superfície, sem interferências. Da segunda componente faz parte toda a radiação que não é recebida num feixe direto, nomeadamente a radiação que atravessa a atmosfera mas que nela é refletida, até eventualmente atingir o solo de forma dispersa. Por último resta a radiação refletida que, de um modo análogo à radiação difusa, representa uma radiação dispersa, sendo esta componente a que é refletida por elementos que não a atmosfera. Esta parcela representa, na grande maioria dos casos, uma parte desprezável da radiação solar recebida, uma vez que só é relevante quando existem superfícies com elevada refletividade nas imediações. A soma destas três componentes é assim designada de “irradiância solar global” [12]. A forma como se aproveita a radiação solar é o que distingue as diferentes tecnologias existentes, classificando-se estas como de utilização ativa ou passiva.

### **Energia Solar Passiva**

As tecnologias passivas referem-se tipicamente às metodologias, de carácter arquitetónico ou construtivo, que permitem gerir, de forma natural e autónoma, a energia solar e a luminosidade recebidas em função do que se pretende. Um caso prático da utilização passiva de energia solar é o posicionamento e a orientação de determinada habitação, de modo a maximizar a energia recebida no Inverno, quando é necessária, e minimizar a recebida no Verão, quando a necessidade é mais reduzida. Em adição, o emprego de elementos construtivos apropriados, tais como janelas com elevada refletividade ou caixilhos com isolamento térmico, permitem também a gestão desta forma de energia solar [13][14].

### **Energia Solar Ativa**

A utilização ativa de energia solar faz uso de sistemas dedicados para a sua absorção e posterior transporte, na forma de energia térmica. Estes sistemas, que empregam fluidos térmicos e elementos mecânicos como bombas circuladoras, usufruem então de um certo grau de liberdade e de uma polivalência que impulsiona este tipo de tecnologias [14]. É da utilização das várias componentes da radiação solar que surgem os sistemas solares térmicos, possibilitando o aquecimento de espaços, de fluidos, como por exemplo água para processos industriais ou para

fins domésticos, e ainda a produção de energia elétrica, através de motores térmicos ligados a grupos geradores.

### **Energia Solar Fotovoltaica**

Em adição às vertentes passiva e ativa, existe ainda uma outra forma de aproveitamento da energia solar que não se insere nesta categorização, mais concretamente a tecnologia fotovoltaica. Nesta, recorre-se ao efeito fotoelétrico, que consiste na geração de um potencial quando a radiação incidente ioniza uma região próxima da barreira de potencial de um material semiconductor, libertando-se eletrões que criam um fluxo elétrico. Esta barreira de potencial pode ser formada pela deposição de um filme metálico transparente, por evaporação no material semiconductor ou através de uma junção p-n, que consiste na introdução de determinadas impurezas opostas às impurezas do material semiconductor [15].

Todas as tecnologias anteriormente referidas são vulgarmente aplicadas, no entanto, a transformação direta da radiação solar em energia elétrica é o que faz da energia solar fotovoltaica a mais empregue, quando o produto final pretendido é a eletricidade [10]. Ainda assim, a produção de eletricidade a partir da energia solar térmica apresenta diversas vantagens em relação à sua contrapartida fotovoltaica, nomeadamente o facto de permitir custos consideravelmente mais reduzidos, quando aplicada em instalações de elevada potência, e ainda porque, derivado do facto de requerer unicamente energia térmica, poderem ser utilizadas outras fontes de calor que não a energia solar, tais como combustíveis fósseis ou calor proveniente de armazenamento térmico, permitindo a produção durante períodos de irradiação solar baixa ou nula [16] [17].

Existem, portanto, diversas formas de se utilizar a energia solar e, estando esta disponível de forma abundante a nível global, torna-se evidente o seu elevado potencial. Anualmente a Terra recebe aproximadamente 885 milhões de TWh provenientes do Sol, cerca de 6200 vezes mais do que a energia consumida pela Humanidade atualmente, e 4200 vezes do que a que se prevê consumir em 2035 [18]. Em 2010, a quantidade de energia elétrica gerada em todo o mundo foi de 21408 TWh, sendo que apenas 34 TWh foram gerados através de energia solar, com 32 TWh a serem de origem fotovoltaica e o restante de energia solar térmica, traduzindo-se esta quantidade numa quota muito reduzida, inferior a 1 %. Tal, deve-se ao facto de, no referido ano, a capacidade elétrica instalada ser unicamente de 39 GW, o que coloca a energia solar atrás de outras fontes de energia renovável, tais como a hídrica, a eólica ou a biomassa. Ainda assim, prevê-se que até 2035 a potência instalada venha a crescer de forma bastante acentuada, fruto das políticas previstas, com a adição expectável de uma potência de 734 GW, que se divide em 662 GW de tecnologia fotovoltaica e 72 GW provenientes de energia solar térmica [10].

## 2.1. Panorama em Portugal

A situação energética no nosso país está em constante evolução, verificando-se atualmente uma forte utilização de recursos naturais renováveis. Tal resulta diretamente da forte aposta neste setor que se tem verificado nos últimos anos, prevendo-se ainda o seu aumento, fruto das propostas apresentadas para o futuro. No ano de 2015, segundo a DGEG, foram consumidos em Portugal 22059,6 ktep de energia primária, tendo 2922,9 ktep desse total sido transformados em eletricidade. Discretizando-se este valor, verifica-se que cerca de 1927 ktep foram provenientes de energias renováveis, e que o contributo da energia solar fotovoltaica se situou em 68,5 ktep, o que se traduz em cerca de 3,5 % da produção feita a partir de energias renováveis e 0,31 % da energia primária consumida no país. Simultaneamente, neste mesmo ano, a energia solar térmica aproveitada foi de 80,3 ktep, com 42,7 ktep a terem como destino o consumo doméstico, sendo este um valor indicativo do potencial disponível para aproveitamento pelo sistema aqui em estudo [19].

Comparativamente aos restantes países da Europa Portugal assume uma posição de destaque, com uma parte considerável da energia consumida a provir de energias renováveis, situando-se atrás de países como a Finlândia ou a Dinamarca, mas liderando potências como a França ou a Alemanha [20]. Como referido anteriormente, este resultado é obtido maioritariamente pela exploração de energias renováveis como biomassa, a energia hídrica ou a eólica, o que denota que o papel da energia solar é pouco expressivo. Sendo Portugal um país que apresenta condições excecionais, no que diz respeito ao potencial de aproveitamento desta forma de energia, verifica-se um grande défice na sua exploração, pois não só países com condições semelhantes situados na Orla Mediterrânea, como a Espanha, Itália ou Grécia, como também países com condições menos propícias, como o Reino Unido, a República Checa ou a Alemanha, apresentam percentagens de exploração significativamente superiores às de Portugal [21]. Como tal, é imperativo serem tomadas ações que promovam o aproveitamento da energia solar no nosso país, aumentando-se em simultâneo a energia obtida através de fontes renováveis, bem como a exploração deste recurso em grande parte desperdiçado. Na Figura 2.2 é possível comparar os níveis de radiação solar medidos nos vários países europeus.

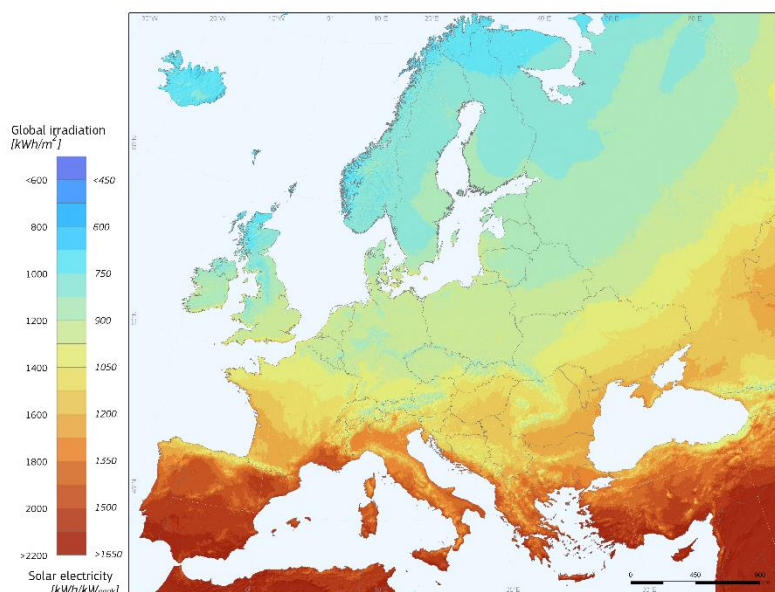


Figura 2.2 - Radiação solar horizontal anual na Europa. Adaptado de [22]

### Microgeração de energia

Desde 2008 que a produção de energia elétrica em pequena escala tem sofrido um grande crescimento, essencialmente devido à publicação do Decreto de Lei nº 363/2007. Este documento, que veio regular o processo de ligação à rede de produtores de energia domésticos de baixa voltagem, para posterior venda, previa a existência de um regime específico para a produção a partir de fontes renováveis. Este regime apresentava diversos incentivos ao investimento e à produção de energia, tais como a remuneração de 0,65 € por cada kWh produzido, com uma queda de 5 % por cada 10 MW de energia produzida, a redução do IVA para sistemas de energias renováveis e a dedução de parte do valor investido, ou ainda a isenção de tributação em IRS de rendimentos até 5000 € obtidos a partir desta atividade, tendo sido então o que originou o referido crescimento do número de instalações. Contudo, com a publicação do Decreto de Lei nº 153/2014, o foco do governo passou a ser o do autoconsumo, cuja aceitação até à data não tinha sido a prevista. Para tal procedeu-se à penalização da venda de energia à rede elétrica e à beneficiação do consumo da própria energia produzida. Criaram-se então dois regimes para melhor distinguir estas duas modalidades, nomeadamente o de autoconsumo (UPAC) e o de pequena produção (UPP), em que no primeiro a energia produzida é consumida no próprio local, sendo o excedente injetado na rede com remuneração, e no segundo toda a energia é fornecida à rede, sendo remunerada de acordo com uma tarifa definida em leilão.



## Capítulo 3

# Estado da Arte

Efetua-se, neste capítulo, uma análise ao estado atual das tecnologias que visam o aproveitamento térmico da energia solar, uma vez que é nestas que se enquadra o sistema desenvolvido neste trabalho.

### 3.1. Sistemas de aquecimento de água

Os sistemas de aquecimento de água através da energia solar fazem uso da radiação solar, direta e difusa, que neles incide, transferindo a energia térmica captada para um fluido térmico, que eventualmente irá elevar a temperatura da água, podendo esta ser utilizada para aquecimento de espaços ou de piscinas, em processos industriais ou, mais tipicamente, como AQS.

Estes sistemas são geralmente divididos em função da forma como é feita a circulação do fluido térmico, contudo, ambos são essencialmente constituídos pelos mesmos componentes principais. Estes são então o coletor solar, responsável pela transformação da radiação solar recebida em energia térmica, e posteriormente pela sua transferência para o fluido térmico circulante, e o depósito de armazenamento, que permite conservar a água previamente aquecida a temperaturas elevadas.

Atualmente estão disponíveis a nível comercial três tipos de coletores solares, que se diferenciam pelo seu princípio de funcionamento:

**Coletores planos:** São constituídos por uma placa absorvedora que funciona como corpo negro, absorvendo a radiação e transformando-a em energia térmica, que é transferida para o fluido térmico circulante nas tubagens colocadas em cima desta. Em função da aplicação, estes coletores podem estar contidos numa moldura isolada, que oferece proteção contra os elementos e minimiza as perdas térmicas. Podem-se também aplicar coberturas transparentes de plástico ou de vidro, que auxiliam o isolamento do coletor.

**Coletores de tubos de vácuo:** Estes coletores são compostos por tubos de vidro transparentes, dispostos em paralelo, contendo no seu interior um absorvedor. Este consiste num tubo metálico com alhetas e coberto por um filme seletivo, que absorve a radiação solar e reduz tanto a reflexão como a radiação emitida pelo próprio tubo. O interior do tubo de vidro é mantido em vácuo, de forma a se reduzirem as perdas de calor.

**Coletores concentradores parabólicos compostos (CPC):** Este tipo de coletores consiste num conjunto de refletores, que direcionam a radiação que neles incide, através da utilização de ótica anidólica. Desta forma, existe um absorvedor, do tipo tubo de vácuo ou do tipo de placa absorvedora, parcialmente circunscrito por refletores estáticos semi-curvus, que recebe a radiação refletida. Estes refletores permitem então receber a energia solar em quantidade superior, uma vez que não só a área de receção da radiação solar direta é maior como também se passa a coletar mais radiação difusa.

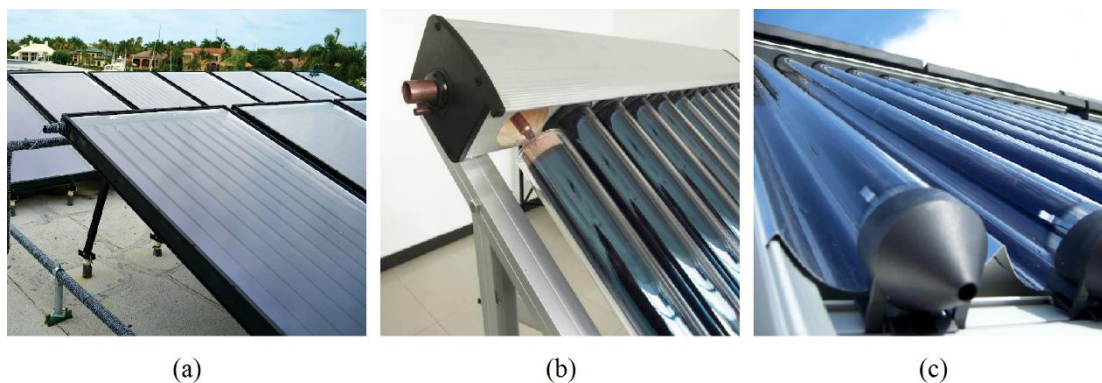


Figura 3.1 - a) Imagem de um coletor plano. Cortesia de *Heliocol*, b) Imagem de um coletor de tubos de vácuo. Cortesia de *Kintutu Tech*, c) Imagem de um coletor concentrador parabólico composto. Cortesia de *Mardec Systems*

Os coletores referidos são geralmente instalados tendo-se em consideração a aplicação a que são destinados, pois a discrepância entre os seus preços e características assim o dita. Os coletores planos com moldura isolada são tipicamente utilizados em sistemas de AQS domésticos, visto o seu preço ser o mais apelativo e a aplicação em causa não requerer temperaturas muito elevadas [23]. Analogamente, tanto os coletores de tubos de vácuo como os concentradores parabólicos compostos têm melhor aplicabilidade em situações com requisitos mais específicos, sejam estas temperaturas elevadas ou a capacidade de funcionarem com baixos valores de radiação solar direta, sendo também aplicados em instalações comerciais ou industriais [24]. Ainda assim, a instalação destes coletores é muitas vezes transposta para os sistemas domésticos, devido ao facto de possuírem melhor eficiência que os coletores planos e de possibilitarem a que a área instalada de coletores seja mais reduzida. Apresenta-se na Figura 3.2 a comparação entre a eficiência dos três tipos de coletores

referidos, em função de uma variável característica  $x$ , dada pelo produto do inverso da radiação incidente com a diferença entre a temperatura ambiente e de funcionamento do coletor. Verifica-se nesta que, para uma área do absorvedor idêntica, os coletores de tubos de vácuo apresentam globalmente uma melhor eficiência, independentemente da irradiação ou da temperatura. Por outro lado, observa-se que os coletores planos possuem melhor eficiência que os coletores CPC para baixas temperaturas ou elevada irradiação solar (baixos valores de  $x$ ), invertendo-se esta tendência com o aumento das temperaturas ou com a diminuição da irradiação (elevados valores de  $x$ ).

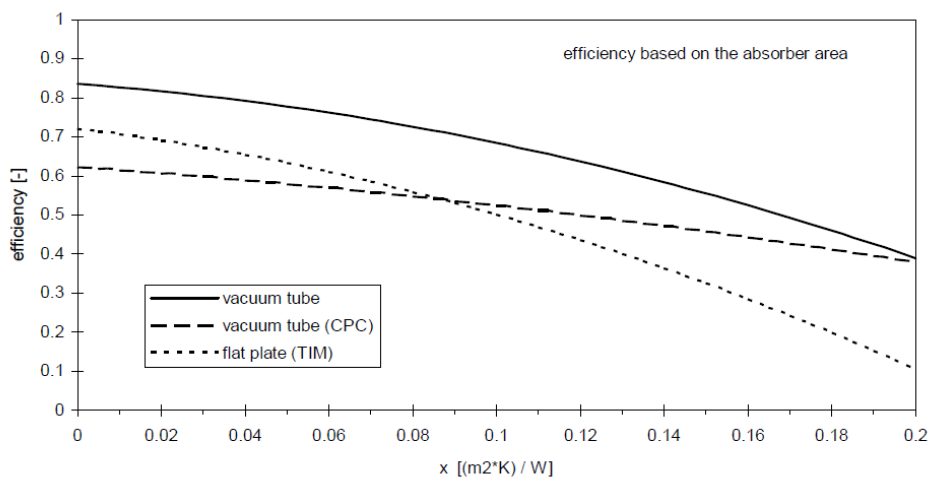


Figura 3.2 – Comparação das eficiências dos coletores solares planos, de tubos de vácuo e concentradores parabólicos compostos em função de uma variável característica  $x$  [25]

Diferenciados os tipos de coletores, é igualmente pertinente distinguirem-se os sistemas no que à forma como é feita a circulação dos fluidos diz respeito. Usualmente é utilizado um fluido térmico intermédio, que é o responsável pela transferência de calor entre os coletores solares e a água quente a ser consumida, sendo este tipicamente um fluido com elevada capacidade térmica como a água, uma mistura entre água e glicol ou ainda um fluido refrigerante [26]. Existem no entanto sistemas que dispensam a utilização do fluido térmico, aquecendo a água diretamente nos coletores. Não obstante, a circulação destes fluidos pode então ser feita das seguintes formas:

**Sistema de termossifão:** Um sistema deste tipo tem como princípio de funcionamento a circulação natural, na medida em que não existe nenhum componente mecânico que faça circular o fluido térmico. Este, sai do depósito e entra no coletor solar, colocado a uma cota inferior à do depósito, aquecendo gradualmente à medida que o percorre no sentido ascendente. Ao sair do coletor, o fluido agora aquecido e conseqüentemente com uma

densidade inferior, sobe em direção ao depósito, entrando neste e forçando a saída do fluido mais frio pela parte inferior, que desce para a entrada do coletor solar, o ponto de cota mais baixa do sistema, mantendo-se assim o movimento constante.

**Sistema de circulação forçada:** Nestes sistemas, é utilizada uma bomba circuladora de baixa potência para movimentar o fluido térmico entre os coletores solares e o depósito de armazenamento. Esta particularidade requer então a adição de outros componentes, destacando-se uma unidade de controlo que opera a bomba em função da diferença de temperaturas do fluido térmico no depósito.

A principal diferença entre estes sistemas reside então na forma como é feita a circulação do fluido, devendo no entanto a sua seleção ser alvo de uma análise criteriosa. Os sistemas de termossifão, devido ao seu funcionamento mais simples, são tipicamente menos dispendiosos tanto em termos de instalação como de operação, visto não requererem energia externa. Contudo, estes são consideravelmente menos flexíveis em termos de controlo, têm uma menor eficiência e requerem a montagem do depósito de armazenamento no exterior, a uma cota elevada, podendo criar problemas de posicionamento e criando perdas térmicas adicionais.

### **3.2. Energia solar concentrada**

Os sistemas de energia solar concentrada funcionam, à semelhança dos demais sistemas solares térmicos, através da absorção de energia solar, com o objetivo de a transformar em energia térmica. O princípio de funcionamento destes sistemas consiste na utilização quase exclusiva da energia solar direta, através da sua reflexão e focagem num determinado ponto. A energia térmica coletada pode ser posteriormente utilizada com diversas finalidades, entre as quais processos industriais, produção de combustíveis solares como o hidrogénio, ou a dessalinização da água, sendo no entanto na geração de energia elétrica que se verifica uma maior potencialidade [27] [28]. As centrais elétricas que utilizam energia solar térmica concentrada são em tudo semelhantes às centrais termoelétricas comuns, uma vez que se utilizam os mesmos ciclos termodinâmicos, recorrendo-se a uma turbina para realizar a expansão do fluido de trabalho.

As principais vantagens deste género de centrais advêm não só do facto de a fonte de energia utilizada estar isenta de custos, como também de serem mais flexíveis do que as centrais mais convencionais. A possibilidade de se adicionar a componente do armazenamento de energia representa uma importante vantagem, que permite aumentar a capacidade anual destas centrais, possibilitando a continuação da operação após terminar a disponibilidade da energia

solar, e a estabilização da produção de eletricidade, compensando eventuais oscilações na intensidade da radiação incidente. O armazenamento térmico funciona através do aquecimento de meios capazes de conservar o calor em tanques isolados, tais como água/vapor, água/sais fundidos ou óleo/pedras radiantes. Tipicamente, o fluido proveniente de um tanque de armazenamento frio circula pelo circuito principal, onde passa pelo absorvedor para ser aquecido, e é posteriormente armazenado num tanque quente. Caso o fluido térmico seja diferente do meio de armazenamento, são utilizados dois circuitos separados, sendo a troca de calor entre eles feita em permutadores de calor. Numa central com armazenamento de sais fundidos as temperaturas do fluido circulante oscilam entre 290 °C e 565 °C [29]. Adicionalmente, este tipo de centrais pode ser combinado com as centrais elétricas comuns que utilizem combustíveis fósseis, conferindo-lhes uma enorme polivalência [30].

Atualmente, as centrais que utilizam a energia solar concentrada para produzirem energia elétrica podem ser divididas consoante o tipo de focagem e de absorvedores. Relativamente ao primeiro ponto de diferenciação, a focagem, estas podem ser do tipo linear, caso o seguimento do Sol seja feito num eixo único e a energia solar seja refletida para um absorvedor disposto longitudinalmente, ou do tipo pontual, caso o seguimento seja feito em dois eixos e a reflexão seja feita para um absorvedor concentrado num único ponto. Os absorvedores, por sua vez, podem ser classificados como sendo fixos ou móveis, dependendo da necessidade ou não de fazerem o seguimento do Sol [31]. Abordam-se seguidamente estas tecnologias mais detalhadamente.

### **Concentrador Parabólico Linear**

As centrais com concentradores parabólicos lineares são as que utilizam a tecnologia de concentração solar mais madura, tendo esta sido empregue comercialmente em instalações construídas entre 1984 e 1991 na Califórnia. Presentemente, este tipo de centrais são as que constituem a maior parte da potência elétrica instalada mundialmente, no que à produção a partir de energia solar concentrada diz respeito, detendo uma cota de aproximadamente 90 % [30]. Os principais motivos que justificam a sua supremacia prendem-se com o facto de estas já estarem provadas a nível comercial, apresentando maiores desenvolvimentos e excelentes eficiências, geralmente compreendidas entre 14 e 16 %. Adicionalmente, fatores como a elevada escalabilidade permitem a instalação de uma larga margem de potências, sendo os valores mínimos relativamente baixos. As nove centrais deste género contruídas nos Estados Unidos na década de 80, algumas das quais ainda em operação, tinham potências compreendidas entre 14 e 80 MW [29]. Igualmente importante é o facto de estas centrais serem as mais indicadas para a fusão com centrais de queima de combustíveis fósseis ou de biomassa,

proporcionando a possibilidade de operarem continuamente, mesmo sem se recorrer à acumulação térmica. Esta última funcionalidade não é, contudo, comum nas centrais de concentradores parabólicos, devido às reduzidas temperaturas de operação. Todos estes argumentos culminam então num panorama bastante favorável para esta tecnologia, tornando-a presentemente na mais atrativa ao investimento.

Os concentradores utilizados nestas centrais são refletores curvos, com o formato de uma parábola, e com coletores tubulares no seu centro. Estes coletores são semelhantes aos coletores de tubos de vácuo aplicados nos sistemas de aquecimento de água, uma vez que funcionam segundo o mesmo princípio. Um tubo metálico coberto por um filme isolante é embutido num tubo de vidro, reduzindo-se simultaneamente as perdas por radiação e por convecção. Estes absorvedores recebem então a radiação solar concentrada numa ordem de 30 a 60 vezes superior à radiação solar recebida diretamente, permitindo que o fluido térmico que neles circula seja aquecido até temperaturas de aproximadamente 390 °C [32]. Posteriormente, o fluido térmico atravessa os permutadores de calor onde é produzido vapor sobreaquecido (tipicamente a 100 bar e 370 °C), que eventualmente produzirá o trabalho necessário para a geração elétrica, por meio de uma turbina de vapor e do ciclo de Rankine. Estes concentradores são dispostos em longas filas e orientados paralelamente ao eixo da Terra, de modo a que possam acompanhar o movimento do Sol, de este para oeste.



Figura 3.3 - Concentradores parabólicos lineares. Cortesia de SEIA

### **Concentrador Linear com Refletor Fresnel**

Os concentradores lineares com refletores Fresnel (CLRF) são a tecnologia mais recente a ser desenvolvida na área da energia solar concentrada. Esta proposta foi inicialmente promovida pela *Ausra*, tendo sido edificada em Bakersfield, na Califórnia, uma central elétrica com uma potência de 5 MW, de forma a demonstrar e validar o conceito. Mais centrais deste género

estão previstas, inclusivamente uma instalação com uma potência de 177 MW, provando ser uma solução promissora no aproveitamento da energia solar [33].

Uma central com CLRF funciona do mesmo modo que uma central de concentradores parabólicos lineares, sendo a principal diferença o tipo de refletores utilizados. Os refletores de Fresnel permitem simular os refletores parabólicos de grandes dimensões, através da utilização de várias superfícies planas mais pequenas, aplicando-se o princípio das lentes de Fresnel. Ainda que esta alteração nos refletores seja subtil, a mesma tem um elevado impacto nas centrais, uma vez que desta forma se reduzem drasticamente os custos associados ao fabrico das superfícies refletoras, os custos infraestruturais relativos aos seus suportes, e ainda se elimina a necessidade de um absorvedor móvel, derivado do facto de serem os refletores planos a rodarem de forma independente, fazendo o seguimento do Sol [34]. A utilização de um absorvedor fixo permite, por sua vez, a utilização direta de vapor no circuito, eliminando-se assim a necessidade de um fluido térmico adicional ou de permutadores de calor, conseguindo-se como tal temperaturas mais elevadas e por isso uma melhor eficiência. Esta característica pode, contudo, não trazer unicamente vantagens, uma vez que, utilizando o vapor diretamente como fluido térmico, se revela mais complicado o armazenamento de energia térmica [30].

O estado de desenvolvimento desta tecnologia ainda não é avançado, verificando-se no entanto que, apesar da degradação da eficiência ótica inerente à utilização dos refletores de Fresnel, a eficiência das centrais no seu todo é superior. Tal, aliado aos custos consideravelmente mais reduzidos, pode constituir uma vantagem em relação às centrais de concentradores parabólicos. Ainda assim, não é possível verificar-se se esta redução de custos se irá traduzir na produção de energia de forma menos dispendiosa [30].

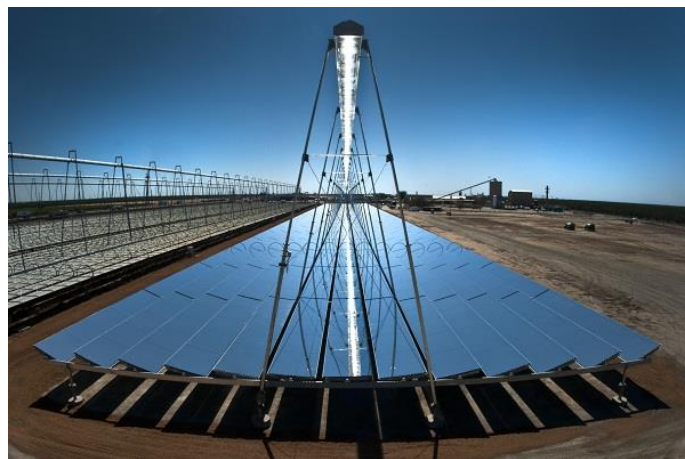


Figura 3.4 - Concentradores lineares com refletor Fresnel. Cortesia de AREVA Solar

### **Torre de Concentração Solar**

As torres de concentração solar, ou sistemas de recetor centralizado, constituem a primeira forma de aproveitamento de energia solar concentrada a ser desenvolvida para fins comerciais. A primeira central deste género, denominada de *Solar One*, tinha uma capacidade de 10 MW e foi edificada perto de *Barstow*, na Califórnia, tendo começado a ser operada em 1982 [35]. Apesar de anos mais tarde esta ter sido desativada, ficou provado o conceito que serviu de base às diversas centrais que surgiram posteriormente. Atualmente encontram-se em funcionamento um grande número de instalações deste tipo, sendo a mais recente adição a central de *Ivanpah* com 392 MW, concluída em 2014, prevendo-se no entanto o aumento deste número, derivado das centrais já em construção e dos contratos firmados de futuras instalações [33]. A tecnologia das torres de concentração solar apresenta determinadas vantagens quando comparada com as restantes, destacando-se de imediato as temperaturas mais elevadas que se conseguem atingir. Este fenómeno resulta então numa eficiência superior às dos sistemas de focagem linear o que, no contexto da geração de energia elétrica, pode significar a redução do seu custo, prevendo-se por isso a produção de energia mais barata de todas as formas de aproveitamento de energia solar concentrada [30]. Adicionalmente, a operação das centrais com estas temperaturas proporciona o melhor desempenho dos sistemas de armazenamento térmico, sendo como tal o tipo de instalação onde mais se vêm aplicados os mesmos.

Este tipo de centrais são então constituídos por um campo de refletores, designados de helióstatos, que se encontram dispostos em volta de uma torre que possui no seu topo um concentrador, que recebe a radiação refletida. Os helióstatos são superfícies espelhadas montadas numa estrutura fixa, sendo a mesma dotada de um sistema de seguimento solar que permite a reflexão constante da radiação para o mesmo ponto. Com este tipo de focagem obtém-se um fator de concentração mais elevado, permitindo a estes sistemas o aquecimento do fluido até temperaturas de 390 ou 565 °C, tratando-se de óleo sintético ou de sais fundidos respetivamente, ou até uma temperatura de 800 °C, no caso da utilização de gás como fluido de transferência de calor. Existe também a possibilidade da geração direta de vapor de água nestes ciclos, descartando-se para isso a utilização de permutadores de calor a favor da passagem direta da água pelo concentrador. Não obstante, a adoção de tal torna complexo o processo de armazenamento de energia, anulando uma das principais vantagens das centrais com torre de concentração solar [30].



Figura 3.5 – Central PS10 com torre de concentração solar. Cortesia de *Panos Pictures*

### **Disco Parabólico**

Os sistemas de prato parabólico constituem a tecnologia de aproveitamento de energia solar concentrada com menos expressão das utilizadas na atualidade, sendo a sua quota na produção de energia elétrica extremamente reduzida. Tal, advém em parte da falta de maturidade para ser empregue em centrais com grande capacidade, encontrando-se ainda em fase de demonstração. O enquadramento deste tipo de sistema em centrais é também diferente dos restantes, visto tratar-se de uma única unidade que desenvolve todo o processo, desde a reflexão da radiação solar até à sua transformação em eletricidade. Dado que a potência de cada uma destas unidades é relativamente reduzida, tipicamente compreendida entre 10 e 25 kW, é necessário um grande número, para se obter uma central com uma potência instalada considerável [33]. Este fator constitui uma importante desvantagem, uma vez que torna mais dispendiosa a sua aplicação. Ainda assim, esta modularidade facilita a adaptação ao tamanho da rede, podendo servir pequenas e grandes escalas, em função do número de unidades utilizado. Adicionalmente, obtém-se neste a eficiência mais elevada de todos os sistemas de energia solar concentrada, sem dúvida proporcionada pelas elevadas temperaturas conseguidas [30].

Esta tecnologia faz uso de um disco ligeiramente côncavo, que permite a reflexão da radiação solar para um ponto focal posicionado no centro da concavidade. É neste ponto que se encontra um grupo motor-gerador, capaz de transformar a energia recebida em energia elétrica. Os motores utilizados são geralmente do tipo Stirling, existindo porém unidades com turbinas de pequenas dimensões [30]. A proximidade do ponto focal da superfície refletora, bem como a sua área reduzida, resultam em elevados fatores de concentração que, por sua vez, possibilitam atingirem-se temperaturas na ordem dos 700 °C. Estes valores resultam igualmente da

existência de um sistema de seguimento solar, instalado na estrutura onde assenta o disco parabólico, que maximiza a radiação direta recebida [33].



Figura 3.6 - Disco Parabólico. Cortesia de *Stirling Energy Systems*

A energia solar concentrada encontra-se em franca expansão, tendo-se verificado recentemente um aumento significativo do número de centrais construídas. A este aumento, juntam-se as centrais de grande potência previstas em países como a China, Marrocos ou Espanha, planeando-se que até 2030 a potência instalada mundialmente seja de 337 GW [36]. O estado de maturação das centrais de concentradores parabólicos lineares, faz com que esta seja a tecnologia aplicada na grande maioria das centrais, podendo tal mudar com o desenvolvimento das restantes.

Tabela 3.1 - Comparação das tecnologias de energia solar concentrada disponíveis comercialmente [37]

Tecnologia	Temperatura de operação (°C)	Eficiência (%)	Nº de Instalações	Potência Instalada (MW)
Concentrador Parabólico Linear	350-550	14-20	49	14 036
Concentrador Linear Refletor Fresnel	390	18	5	47
Torre Solar	250-565	23	12	628
Disco Parabólico	550-750	30	2	2,5

## Capítulo 4

# Solução Técnica

Neste capítulo é apresentado o sistema de microgeração idealizado, caracterizando-se o seu potencial através da quantificação da energia disponível e passível de ser utilizada. É posteriormente feita uma análise da topologia do sistema, bem como do seu princípio de funcionamento, destacando-se também um dos componentes cruciais do sistema, o motor Stirling.

### 4.1. Caracterização do potencial

Para se poder aprofundar o estudo sobre a viabilidade deste sistema é necessário ter-se uma referência do potencial efetivamente existente. Sendo a premissa aqui abordada a adaptação de um sistema de AQS para a microgeração de energia elétrica, é de grande interesse utilizar-se um caso de estudo com elevado potencial, mas que seja igualmente representativo dos sistemas usados correntemente em instalações domésticas. O estudo deste potencial pode ser feito através de aplicações concebidas para o cálculo e dimensionamento de sistemas solares térmicos, utilizando-se neste caso o *SolTerm*, um *software* desenvolvido pelo Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG) com o intuito de, complementarmente às funções anteriormente referidas, permitir ainda a otimização dos componentes e dos sistemas de EST, efetuar estudos de viabilidade ou a elaboração de cadernos de encargos [38].

Os sistemas de EST destinados à produção de AQS são dimensionados considerando-se a sua finalidade, sendo regidos por índices que permitem avaliar o seu desempenho. Um desses índices, e um dos que melhor permite avaliar o sistema, é a fração solar, que consiste na contribuição percentual do sistema de EST para o aquecimento de água ao longo do ano. Tipicamente procura-se que o sistema seja capaz de satisfazer entre 40 e 90 % da carga imposta, sendo a restante parte satisfeita por sistemas de apoio como por exemplo caldeiras. Este índice é considerado um bom indicativo do funcionamento do sistema, uma vez que está dependente de diversos fatores, tais como o tipo e número de coletores utilizados, o volume do depósito de armazenamento, a localização geográfica ou até mesmo o perfil das cargas aplicadas. Em adição à fração solar, existem ainda outros índices como o rendimento do

sistema, que consiste na razão entre a energia disponível nos coletores e a energia fornecida ao consumo, e a produtividade que, tratando-se de uma medição específica de energia dada pela razão entre a energia de origem solar fornecida para consumo e a unidade de área dos coletores, permite comparar diferentes equipamentos para o mesmo sistema [38].

#### **4.1.1. Caso de estudo**

A base do sistema de microgeração consiste num sistema de EST instalado numa moradia unifamiliar, habitada por 4 elementos e localizada na região de Setúbal. O consumo diário de AQS previsto para uma habitação com estas características é de aproximadamente 252 litros, traduzindo-se isto em 63 litros por cada ocupante [39]. O sistema solar térmico selecionado para satisfazer estas necessidades é do tipo de circulação forçada, e é constituído por dois coletores solares, um depósito de acumulação e um sistema de apoio.

#### **Coletores Solares**

Os coletores solares que equipam o sistema são do fabricante *24 SUN*, modelo Thermo-V HP3L58 18 T, com as seguintes características [40]:

- 18 tubos de vácuo
- Área de abertura de 2,173 m<sup>2</sup>
- Rendimento ótico de 62,5 %
- Coeficiente de perdas de calor de 1,953 W/m<sup>2</sup>/K
- Potência máxima de 1312 W/m<sup>2</sup>
- Temperatura de estagnação de 214,7 °C
- Montagem a 27 °, azimute Sul

#### **Depósito de armazenamento**

O depósito de armazenamento é uma unidade típica, posicionado verticalmente e abrigado, possuindo as seguintes características:

- Volume de 300 L
- Permutador interno do tipo serpentina
- Área externa de 3,60 m<sup>2</sup>
- Perdas térmicas de 2,7 W/K

### **Fluido Térmico**

O fluido circulante no sistema primário é uma mistura de água e glicol, sendo a porção de anticongelante recomendada para os sistemas instalados nesta região de 25 %.

### **Sistema de apoio**

O sistema de apoio consiste numa caldeira de gás natural com as seguintes características:

- Rendimento global de 75 %
- Poder calorífico inferior do gás natural de 45,1 MJ/kg

Aplicando-se um perfil de consumo de AQS típico para um sistema com estas características, com uma temperatura de acumulação de 60 °C no depósito de armazenamento, pode-se então efetuar uma análise ao desempenho do sistema através do *SolTerm*, obtendo-se os índices previamente referidos:

- Fração solar igual a 64,2 %
- Rendimento global anual do sistema igual a 36 %
- Produtividade de 678 kWh/m<sup>2</sup>
- 2999 kWh de energia fornecida anualmente

#### **4.1.2. Potencial**

Os dados apresentados na análise energética feita pelo *software* não são verdadeiramente indicativos do potencial do sistema de microgeração, uma vez que esta não contém toda a informação relevante para a sua determinação. Para tal é necessário a consulta de um ficheiro criado pelo *SolTerm*, no qual constam todos os parâmetros de interesse apresentados horariamente para todo o ano, tais como a energia à face dos coletores solares, nas componentes direta e difusa, a energia coletada ou a energia fornecida ao consumo. Desta forma, é possível retirarem-se valores concretos sobre a energia efetivamente aproveitada pelos coletores. Após tratados os dados do referido ficheiro, obtém-se a Figura 4.1, a mais representativa do potencial do sistema, na qual é possível visualizar-se, em média, qual a energia coletada diariamente, em cada mês do ano.

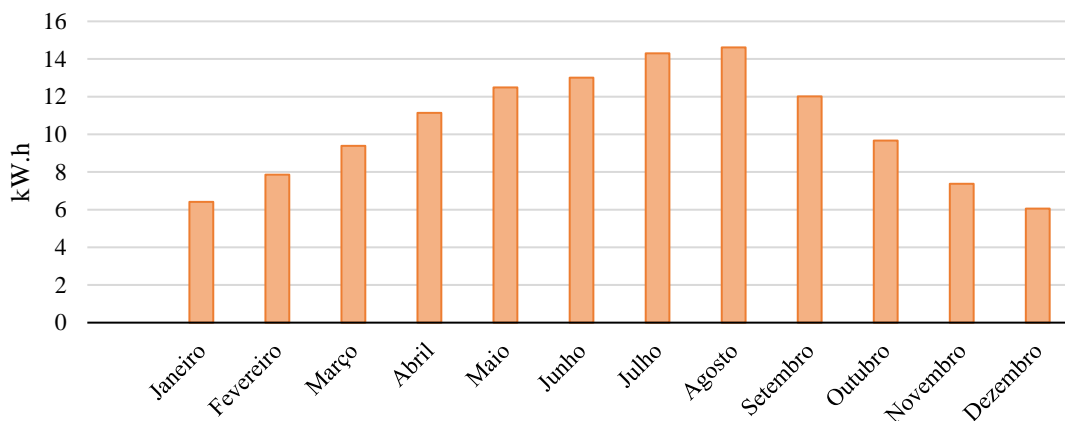


Figura 4.1 - Representação gráfica da energia média coletada diariamente pelos coletores solares, em cada mês

## 4.2. Topologia do sistema

Para se definir a forma do sistema de microgeração, deve-se primeiro compreender o seu funcionamento e o modo como interagem os vários componentes. De uma forma simplista, pode-se sintetizar o processo de produção de energia elétrica em três etapas, correspondendo uma à transformação da radiação solar recebida em energia térmica, outra à sua transformação em energia mecânica e a última à transformação desta em eletricidade.

A primeira fase ocorre então nos coletores solares, fazendo estes a absorção da radiação e a sua posterior transformação em energia térmica. Derivado do facto de o motor Stirling ser uma máquina térmica, e conseqüentemente de o seu funcionamento privilegiar um diferencial de temperaturas elevado entre as suas fontes de calor, existe a necessidade não só de se maximizar a energia recebida, como também de se garantir que a sua transformação em energia térmica se traduz num aumento considerável da temperatura do fluido térmico. É justamente este o motivo que suporta a utilização de coletores solares do tipo tubos de vácuo, uma vez que este tipo de equipamentos são os que permitem atingir as temperaturas mais elevadas, das opções disponíveis comercialmente, e são passíveis de ser utilizados em aplicações domésticas. Assim, temperaturas compreendidas entre 120 e 150 °C podem ser atingidas sem a necessidade de se utilizar qualquer sistema de seguimento solar, fator crucial para um sistema de microgeração cujo custo se pretende manter reduzido [41] [40].

Por sua vez, a segunda fase do funcionamento do sistema decorre do aproveitamento da energia térmica previamente acumulada, feito pelo motor Stirling. Para que este funcione num regime constante, é necessário que o seu aquecedor, onde ocorre o aquecimento do seu fluido de trabalho, se encontre sempre à mesma temperatura, o que pode ser conseguido por meio de um caudal constante de fluido térmico a atravessá-lo. Dado que a quantidade de fluido

aquecida horariamente pelos coletores sofre grandes oscilações, a única forma de se obter um caudal constante consiste na inserção do aquecedor no circuito secundário do sistema de EST, fazendo-se uso do depósito de armazenamento e da AQS. Assim, o motor pode funcionar quando terminado o período de absorção de radiação solar, e quando a quantidade de AQS a elevada temperatura presente no depósito for máxima. Estabelece-se assim um caudal contínuo, por meio de uma bomba circuladora, que permite ao motor funcionar durante o período em que esse caudal possa ser mantido. Sendo a temperatura de funcionamento do motor Stirling elevada, a temperatura da água que reentra no depósito de armazenamento é ainda bastante alta, o que possibilita o seu armazenamento e posterior consumo como AQS comum. Complementarmente ao aquecimento, o motor Stirling requer igualmente a dissipação de calor do fluido de trabalho, sendo esta função assegurada por uma torre de arrefecimento de reduzidas dimensões e por uma bomba para circulação da água arrefecida.

A última fase do funcionamento resulta simplesmente da transformação da energia mecânica disponibilizada pelo motor em energia elétrica, sendo tal processo concretizado por um alternador.

Representa-se na Figura 4.2 a topologia do sistema de microgeração, ilustrando a interação entre os diferentes componentes.

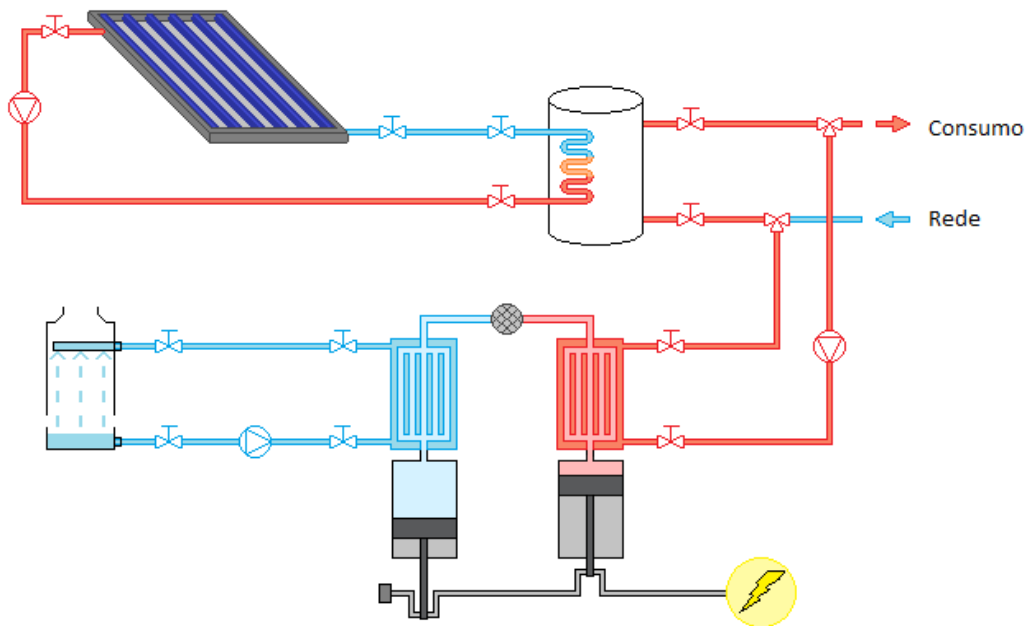


Figura 4.2 – Topologia do sistema de microgeração

### 4.3. Motor Stirling

Nesta secção faz-se uma análise mais pormenorizada ao motor Stirling que integra o sistema de microgeração.

#### 4.3.1. Ciclo Stirling

O motor Stirling consiste numa máquina que opera segundo um ciclo termodinâmico fechado, no qual ocorrem sucessivamente a compressão e a expansão de um fluido de trabalho a diferentes temperaturas, sendo o seu escoamento controlado pela variação de volumes no interior do motor [42]. O funcionamento deste motor consiste portanto no aproveitamento da variação da pressão do fluido, que ocorre por meio da variação da sua temperatura e do seu volume. Esta relação pode ser explicitada pela equação de van der Waals:

$$\left(p + \frac{n^2 a}{V^2}\right)(V - n b) = n R T \quad (4.1)$$

onde  $a$  e  $b$  representam as constantes de van der Waals,  $p$  a pressão do fluido,  $V$  o volume do motor,  $n$  a quantidade de substância,  $R$  a constante dos gases perfeitos e por fim  $T$ , que representa a sua temperatura. Abordando-se o princípio de funcionamento propriamente dito, tem-se que a pressão do fluido aumenta com o seu aquecimento, da mesma forma que arrefecendo-se o mesmo a sua pressão diminui. Para esta variação ocorrer durante um único ciclo, exige-se que o fluido passe em ambos os permutadores, o aquecedor e o dissipador, cujas temperaturas são mantidas constantes por fontes exteriores ao motor. Desta forma, o fluido de trabalho deve deslocar-se entre estes componentes, sendo este movimento fomentado por dois êmbolos, cujas deslocações fazem variar a dimensão de cada volume do motor, consequentemente variando a distribuição da quantidade do fluido. Adicionalmente às trocas de calor ocorridas nos permutadores de calor, existe ainda uma outra que se dá quando o fluido atravessa um componente denominado regenerador, que não é mais do que um permutador de calor interno. Situando-se entre os outros dois permutadores, este permite acumular calor quando o fluido passa no sentido do aquecedor para o dissipador, e libertar o calor acumulado quando este passa no sentido inverso. O ciclo de Stirling ideal pode ser dividido em quatro processos, nomeadamente dois processos isotérmicos, nos quais se dá a expansão e a compressão do fluido, e dois processos isocóricos, onde o gás recebe e rejeita calor.

Na Figura 4.3 é representado o funcionamento de um motor através da ilustração dos movimentos dos êmbolos e das suas posições extremas em cada fase do ciclo. Apresentam-se igualmente a relação entre o volume do fluido e a sua pressão, e a relação entre a entropia e a sua temperatura.

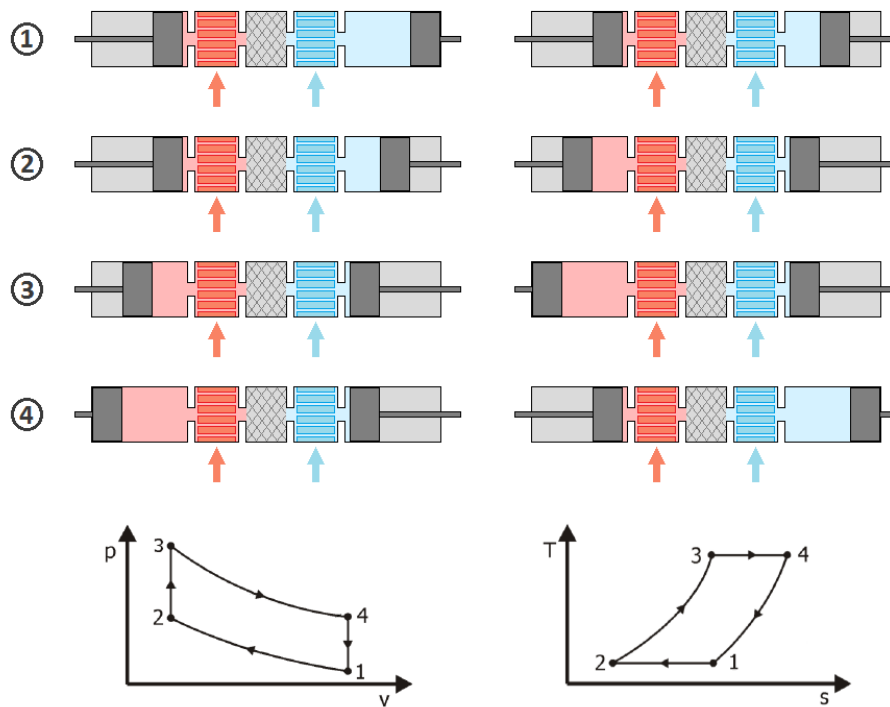


Figura 4.3 – Representação de um ciclo de Stirling, Diagramas p-V e T-s

- **Compressão isotérmica (1-2):** O êmbolo de expansão encontra-se no ponto mais baixo do curso, enquanto o êmbolo de compressão avança no seu, reduzindo-se o volume e conseqüentemente aumentando-se a pressão do fluido gasoso.
- **Aquecimento isocórico (2-3):** O avanço do êmbolo de compressão é compensado pelo retrocesso do êmbolo de expansão, mantendo-se constante o volume. Simultaneamente, é fornecido calor ao fluido de trabalho enquanto este passa pelo aquecedor, verificando-se um aumento da pressão inerente à sua dilatação.
- **Expansão isotérmica (3-4):** O êmbolo de expansão recua enquanto o de compressão se mantém na posição de curso máximo. Resulta daqui o aumento do volume e por isso a diminuição da pressão do fluido. É neste ponto do ciclo que se produz trabalho, resultado da pressão elevada interior que exerce força sobre o êmbolo de expansão.
- **Arrefecimento isocórico (4-1):** O êmbolo de compressão inicia o seu retorno, sendo este compensado pelo avanço do êmbolo de expansão, mantendo-se inalterado o volume no interior do motor. Adicionalmente, a passagem do fluido pelo dissipador

permite o seu arrefecimento, ocorrendo uma contração térmica e por isso uma diminuição da pressão.

O ciclo descrito anteriormente consiste no ciclo ideal de Stirling, sendo que na prática não é usual obterem-se movimentos lineares dos êmbolos como os idealizados, uma vez que estes estão tipicamente acoplados a mecanismos de biela-manivela e, como tal, descrevem movimentos aproximadamente sinusoidais. Este fenómeno tem algumas repercussões a nível do ciclo, nomeadamente a distorção da divisão clara das suas fases, o que, ao nível do diagrama p-V, resulta no arredondamento da sua representação e consequentemente numa redução da área delimitada.

Os motores Stirling podem ser classificados de acordo com a configuração segundo a qual são dispostos. Tipicamente, as configurações referidas consistem nas três variantes mais básicas, a alfa, a beta e a gama que, apesar de terem semelhanças entre si, possuem funcionamentos e particularidades diferentes. Na Figura 4.4 ilustram-se estas três configurações.

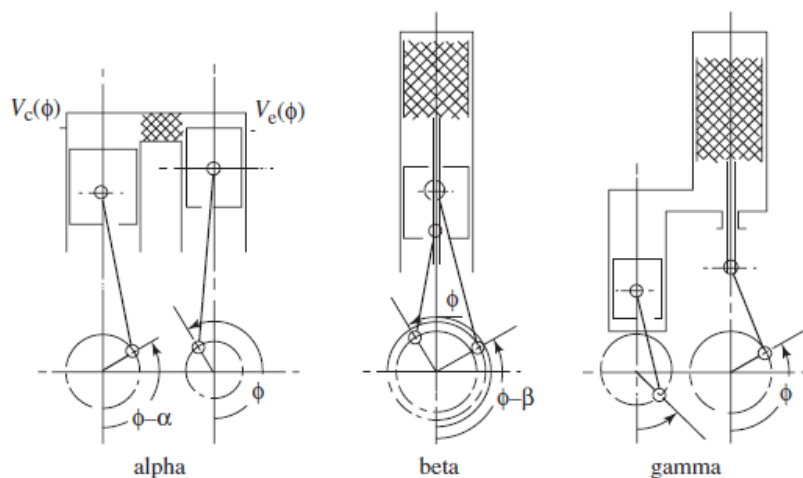


Figura 4.4 - Representação esquemática das três configurações principais dos motores Stirling [43]

- **Alfa:** Nesta configuração são utilizados dois êmbolos em cilindros separados, sendo um destinado à expansão do fluido de trabalho e o outro à sua compressão. Em cada cilindro encontram-se montados os permutadores de calor, estando o aquecedor no cilindro de expansão e o dissipador no cilindro onde ocorre a compressão. Por sua vez, o regenerador está instalado entre os permutadores de calor.
- **Beta:** Os motores dispostos na configuração beta recorrem unicamente a um êmbolo, que faz ambas as operações de compressão e de expansão do fluido. Por sua vez, a

movimentação do fluido entre os permutadores de calor é feita por um componente denominado de deslocador. Este componente funciona ocupando o volume do gás num determinado espaço, forçando o mesmo a deslocar-se para o lugar previamente por si pelo deslocador. Adicionalmente à montagem do regenerador entre os permutadores de calor, como acontece nos motores dispostos na configuração alfa, este pode também ser montado no lugar do deslocador, conferindo-lhe uma dupla função. No caso dos motores com esta configuração, o êmbolo e o deslocador encontram-se montados no mesmo cilindro, passando a biela do deslocador pelo centro do êmbolo.

- **Gama:** À semelhança da configuração beta, a configuração gama também emprega um êmbolo e um deslocador, sendo que a principal diferença reside no facto de estes se encontrarem montados em cilindros separados.

#### 4.3.2. História e evolução

O motor Stirling consiste numa máquina que produz trabalho mecânico a partir de uma fonte de calor, fazendo uso de um fluido de trabalho na sua forma gasosa. Este género de máquinas, classificadas como motores de ar quente, estende a sua presença ao longo da história, datando o aparecimento dos primeiros exemplares a meados do século XVIII [42]. O seu desenvolvimento nos anos que se seguiram foi no entanto pouco relevante, mantendo-se inalterados os traços fundamentais, como a utilização de um ciclo aberto que funcionava com combustão interna. Foi então que, em 1815, o reverendo inglês Robert Stirling apresentou uma abordagem diferente do motor de ar quente, uma que funcionava com um ciclo fechado e que fazia uso de um regenerador, componente igualmente por si inventado. Uma patente foi submetida no ano seguinte sob o título “Improvements for Diminishing the Consumption of Fuel, and in particular an Engine capable of being Applied to the Moving (of) Machinery on a Principle Entirely New”, que sugere que a motivação para o desenvolvimento deste motor se prendeu com a economia de combustível [43]. Existem porém teorias diferentes, que atribuem o motivo da invenção à vontade de Stirling de criar uma alternativa aos motores a vapor que, alegadamente devido às limitações materiais da época, explodiam frequentemente, não existindo no entanto factos que as corroborem [44]. Juntamente com o motor de Ericsson, uma máquina de ciclo aberto com regeneração, inventada por um contemporâneo de Stirling, o engenheiro sueco John Ericsson, a utilização dos motores de ar quente expandiu-se, em grande parte devido à sua segurança, fiabilidade e eficiência equiparada aos motores a vapor.

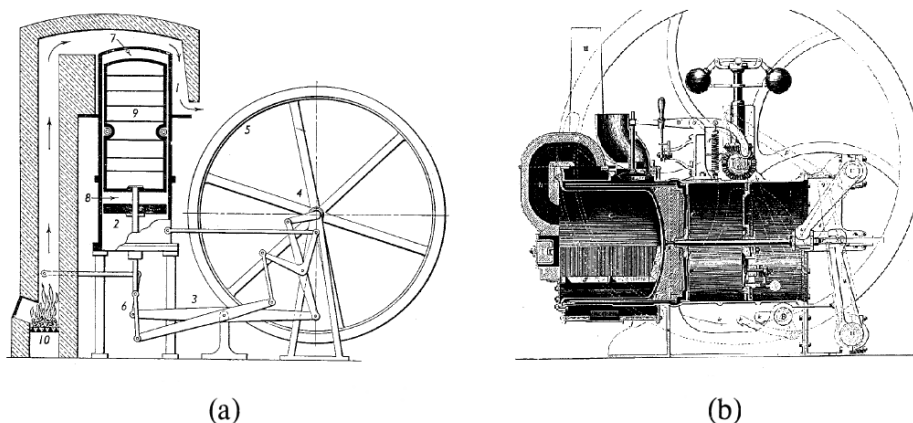


Figura 4.5 - Esquema dos motores figurados nas patentes: a) Stirling, b) Ericsson [43]

A meio do século XIX, surgiram os primeiros motores de combustão interna a gás e posteriormente a gasolina, ganhando terreno e substituindo os motores de ar quente. No início do século XX, os motores elétricos já constituíam mais uma alternativa, sendo no início da Primeira Guerra Mundial a comercialização de motores de ar quente praticamente inexistente. Só a partir da década de 30 é que o desenvolvimento do motor Stirling voltou a ser retomado, derivado do facto de o fabricante holandês *Philips* procurar um motor silencioso e de pequenas proporções, para ser utilizado em geradores de energia. Foi fruto dos estudos efetuados pela *Philips* que outros fluidos de trabalho, como o hélio ou o hidrogénio, passaram a ser considerados. Com o decorrer do século, vários foram os fabricantes que demonstraram interesse no motor Stirling, adquirindo licenças à *Philips* para o seu desenvolvimento para as mais variadas aplicações. No sector automóvel, a *MAN*, a *Ford* e a *General Motors* estudaram a possibilidade da sua aplicação, alegando consumos de combustível e níveis de emissões mais reduzidos, enquanto no sector naval foram construídos pela *MWM* motores para geradores de submarinos. Eventualmente, concluiu-se que este motor apresentava diversas limitações, como um custo de produção superior ou problemas de vedação, tendo o seu desenvolvimento sido gradualmente abandonado, à exceção de aplicações muito particulares [42].

Em 1969, a invenção do professor William Beale, o motor Stirling com êmbolo livre, constituiu um importante avanço no desenvolvimento destes motores, eliminando a necessidade de vedação e da lubrificação do mecanismo de biela-manivela [45]. Com base nela, vários projetos têm sido desenvolvidos, devido ao seu potencial acrescido, sendo a *NASA* uma das entidades que vê nesta iteração do motor uma máquina capaz de trabalhar com diversas fontes de calor, em ambientes isentos de oxigénio, com elevada fiabilidade e uma boa eficiência [46].

Mais recentemente, tem-se verificado o aparecimento destes motores em aplicações que tiram partido das suas características, como por exemplo no aproveitamento de energia proveniente de fontes renováveis ou em sistemas de cogeração.

O futuro do motor Stirling segue ainda um rumo incerto, pois apesar das vantagens que apresenta, existem fatores que condicionam a sua escolha, como os custos proibitivos do seu desenvolvimento. Agregado a isto, a diferença entre o estado evolutivo destes motores e os de combustão interna dita que os mesmos dificilmente se revelarão como alternativas viáveis, na grande maioria das situações. Ainda assim, existe hoje um crescimento do número de motores em utilização, com áreas de aplicação diversificadas, sendo o reaproveitamento energético aquele com maior relevância.

### 4.3.3. Potência e limites do rendimento

A previsão do desempenho de qualquer motor é uma fase importante do seu desenvolvimento, sendo igualmente relevante perceber-se qual o limite do rendimento segundo o qual este processo se deve reger.

#### Potência Teórica

A estimativa da potência de um motor pode ser feita pelas inúmeras expressões empíricas formuladas ao longo da sua evolução. Uma dessas expressões é a que resulta das observações de William Beale, que relaciona algumas características básicas do motor [42]:

$$P = B_n p_{med} f \Delta V \quad (4.2)$$

sendo  $B_n$  uma variável denominada de número de Beale, tipicamente com o valor de 0,015,  $p_{med}$  a pressão média do ciclo,  $f$  a sua frequência de rotação e  $\Delta V$  a variação de volume ocorrida. Esta correlação veio mais tarde a ser reformulada por Colin West, que complementarmente à substituição do número de Beale por uma outra variável com o seu nome, o número de West,  $W_n$ , contempla a influência das temperaturas das fontes de calor [47]:

$$P = W_n p_{med} f \Delta V \frac{T_q - T_f}{T_q + T_f} \quad (4.3)$$

Fazendo uso de mais parâmetros do que a equação de Beale, a fórmula de West é efetivamente mais completa, servindo não só para a previsão do desempenho dos motores

como também para a obtenção de uma estimativa das suas dimensões e temperaturas, quando se pretende atingir uma potência de determinado valor. A validade desta expressão veio mais tarde a ser confirmada por vários autores, fazendo da mesma uma referência para este tipo de cálculos [48]. Existe, no entanto, uma limitação relativamente à sua utilização, que se prende com o facto de os dados a partir dos quais a mesma foi formulada, serem referentes a motores com temperaturas da fonte de calor superiores a 610 K, significativamente mais elevadas do que a do motor aqui em estudo. O valor do número de West que era tido em conta para estas condições era de 0,2 contudo, uma correção feita em 1986, viu o seu valor modificado para 0,25. Analisando os diversos estudos efetuados a motores com baixas diferenças de temperatura, e comparando os resultados neles obtidos com os previstos por esta expressão, com o número de West corrigido, verifica-se que existe coerência, mostrando que a revisão desta variável permite à equação funcionar para uma gama mais extensa de temperaturas [48] [49] [50].

### Limites do rendimento

O motor Stirling, tal como todos os motores térmicos, está sujeito aos limites do rendimento impostos pelo Teorema de Carnot, que estabelece que uma dada máquina não pode produzir mais trabalho do que o calor que lhe é fornecido. Como tal, a eficiência de Carnot depende das temperaturas da fonte que fornece calor ao sistema e da que o dissipa. Assim, resulta que:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (4.4)$$

Representa-se na Figura 4.6 a forma como varia a eficiência de Carnot com a temperatura da fonte de calor, para diferentes temperaturas do dissipador. Verifica-se pela sua observação que, para temperaturas da fonte quente mais baixas, até aos 500 K, a influência da temperatura da fonte fria é maior do que para temperaturas mais elevadas. Para um motor que opere com uma temperatura da fonte quente de 400 K, o aumento da temperatura da fonte fria de 273 K para 353 K implica uma queda da eficiência de 31 % para 10 % enquanto que, para uma temperatura da fonte quente de 1000 K, esta mesma variação de temperatura da fonte fria apenas se traduz na diminuição de 72 % para 64 %. Constata-se, portanto, que para temperaturas da fonte de calor mais baixa, como é o caso do motor em análise, deve haver uma preocupação acrescida no que à temperatura do dissipador diz respeito, sob a pena de haver uma degradação significativa da eficiência teórica máxima do motor.

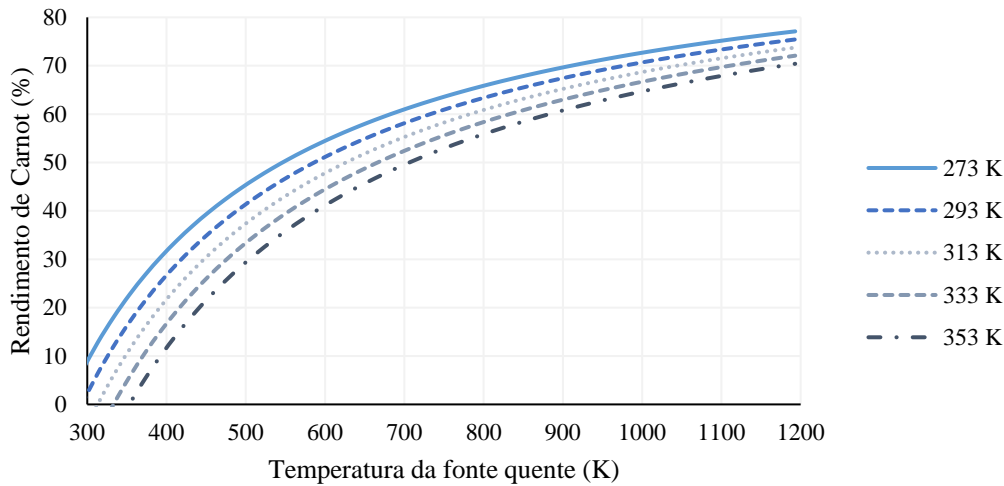


Figura 4.6 – Rendimento de Carnot para diferentes temperaturas da fonte fria, em função de diferentes temperaturas da fonte quente

#### 4.4. Condição de funcionamento

Por forma a se maximizar o aproveitamento do sistema de microgeração, é necessário determinar-se o seu ponto de funcionamento ótimo. Este, resulta essencialmente da procura de uma condição, comum aos vários processos que compõe o sistema, que beneficie o seu desempenho. Neste caso particular, o ponto de funcionamento de interesse consiste na sua temperatura de operação, visto ser este parâmetro que afeta diretamente dois processos, nomeadamente a transformação da radiação solar e a transformação da energia térmica. Por estes processos estão responsáveis dois componentes, os coletores e o motor, sendo por isso necessária uma análise à influência desta característica no rendimento de ambos e na sua conjugação, que dita em parte o rendimento do sistema.

O rendimento dos coletores solares é geralmente determinado de forma experimental, podendo-se no entanto utilizar metodologias para se obter uma estimativa do mesmo. A equação que se segue, que relaciona as características dos coletores com as condições de operação, advém de uma das referidas metodologias [51]:

$$\eta_{coletor} = \eta_{ótico} - \frac{U_1}{G}(T_{med} - T_{ambiente}) - \frac{U_2}{G}(T_{med} - T_{ambiente})^2 \quad (4.5)$$

onde  $\eta_{ótico}$  corresponde ao rendimento ótico,  $U_1$  e  $U_2$  aos coeficientes de perdas térmicas de primeira e segunda ordem, respetivamente,  $G$  à irradiação solar e por fim  $T_{med}$  e  $T_{ambiente}$ , que correspondem à temperatura média do coletor e à ambiente. Por sua vez, e como já referido anteriormente, o rendimento teórico do motor Stirling consiste no limite do rendimento

definido por Carnot, cuja expressão já foi apresentada na secção anterior. Através desta, e em função das temperaturas das fontes quente e fria, determina-se a eficiência máxima teórica que pode ser atingida pelo motor. A combinação das eficiências dos coletores solares e do motor Stirling é então o que define a eficiência do processo de transformação da radiação solar em energia mecânica do sistema. Expressando-se esta condição através de uma fórmula, obtém-se:

$$\eta_{sistema} = \eta_{coletor} \eta_{Carnot} \tag{4.6}$$

Para a determinação do rendimento dos coletores, consideram-se as características dos equipamentos selecionados para o sistema EST. Relativamente à irradiação solar, utilizam-se os níveis médios previstos pelo *SolTerm*, resultando num rendimento equilibrado que permite ao sistema de microgeração funcionar ao longo de todo o ano, aumentando o seu aproveitamento. Assumindo-se que a temperatura ambiente dos coletores é igual à temperatura da fonte fria do motor, pode-se então estudar a influência da temperatura de operação do sistema nos rendimentos individuais de cada um dos componentes, bem como no conjunto do sistema. Representa-se na Figura 4.7 este estudo.

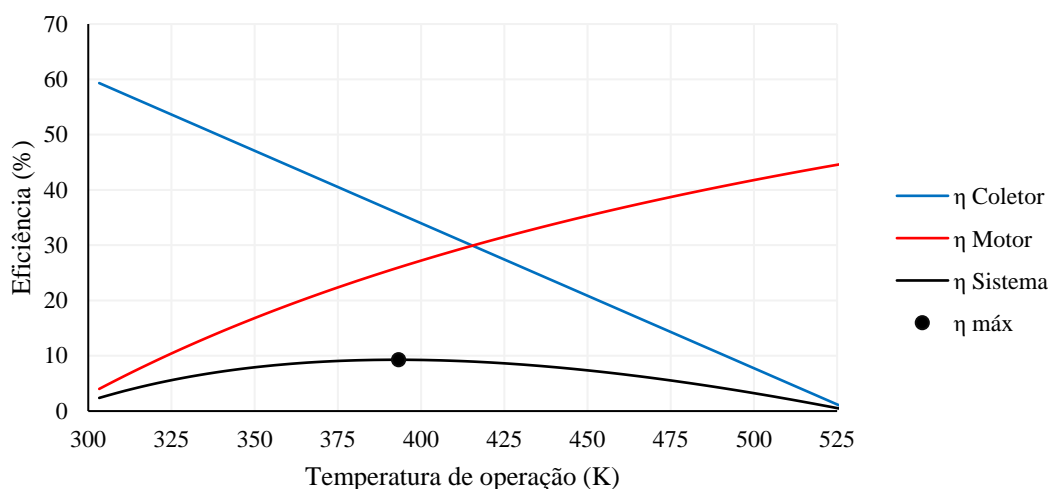


Figura 4.7 - Eficiência dos coletores solares, do motor Stirling e do sistema, em função da temperatura de operação

Analisando-se a figura, é possível constatar-se que a eficiência do coletor solar possui valores na ordem dos 50 % para condições de funcionamento normais, isto é, condições de consumo da AQS a uma temperatura de 60 °C, ou cerca de 333 K. O aumento da temperatura implica porém uma diminuição gradual da eficiência, sendo como tal a sua evolução representada por uma curva regressiva. Inversamente coloca-se a eficiência de Carnot, que aumenta paralelamente à ampliação da diferença de temperaturas, descrevendo uma curva progressiva. Finalmente,

observa-se que a eficiência global do sistema atinge o seu valor máximo quando a temperatura de funcionamento é de 120 °C, ou aproximadamente 393 K, indicando que é nesta condição que ocorre o equilíbrio entre as eficiências de ambos os componentes.



## Capítulo 5

# Modelação do Motor Stirling

Realiza-se neste capítulo uma análise às metodologias utilizadas para modelar o motor Stirling que compõe o sistema de microgeração. Desta forma, são abordados os métodos que resultam na seleção de determinadas características do motor, tais como a sua configuração ou o fluido de trabalho, e no dimensionamento dos principais componentes, mais concretamente os permutadores de calor. Complementarmente, é feito também um levantamento das perdas existentes numa máquina térmica deste tipo, e de como estas afetam o seu desempenho, bem como a otimização dos parâmetros de funcionamento do motor.

### 5.1. Análise isotérmica

Derivado do processo de modelação de um motor térmico ter um grau de complexidade bastante elevado, é comum, numa primeira fase em que se analisam os processos que ocorrem no motor e se efetua o dimensionamento inicial dos seus componentes, utilizar-se uma abordagem simplificada na forma da análise isotérmica, que serve de ponto de partida ao projeto do motor. A análise isotérmica, também designada de modelação de primeira ordem ou análise de Schmidt, consiste então numa metodologia simplista capaz de estimar o desempenho de um motor a ar, tendo sido inicialmente desenvolvida por E. H. Schmidt com o intuito de ser aplicada ao motor de Lehmann, sendo eventualmente por si apresentada em 1871 [43]. Ainda que não seja o tipo de análise mais preciso, esta revela-se capaz de fornecer resultados perfeitamente aceitáveis, sendo utilizado recorrentemente no projeto inicial de motores, como sucedido com os motores desenvolvidos pela *Philips*, bem como em projetos mais recentes, incluindo estudos sobre o desempenho de motores Stirling [52] [53].

A simplificação feita numa análise deste tipo advém da sintetização do funcionamento do motor, considerando-se que o fluido de trabalho se desloca entre o volume de compressão e o de expansão, encontrando-se o primeiro à temperatura da fonte fria e o segundo à da fonte quente. Estes volumes encontram-se ligados por um terceiro, o regenerador, que totaliza os volumes dos permutadores de calor e dos volumes mortos que existem no motor. A análise isotérmica pressupõe também sempre o mesmo movimento para os êmbolos e deslocadores,

sendo este semelhante aos de um motor alternativo, na medida em que a sua descrição é feita de forma sinusoidal. Este fenómeno implica que a variação do volume interior do motor siga este movimento, visto que o mesmo é diretamente influenciado pelos volumes varridos pelos dois êmbolos. Prevê-se ainda nesta análise que o funcionamento do motor ocorre de forma ideal, ignorando-se assim algumas irreversibilidades importantes, tais como as perdas de carga nos permutadores de calor ou as variações internas da pressão do fluido de trabalho. Prevê-se também que a troca de calor nos permutadores de calor se dá de forma perfeita, o que implica que o trabalho teórico produzido pelo motor seja substancialmente superior ao real. Complementarmente, resultante do facto de a análise isotérmica ter surgido do estudo de um motor a ar que não o de Stirling, não é contemplada a existência de regeneração, traduzindo-se isto numa redução da eficiência teórica do motor [43].

As diversas considerações que caracterizam a análise isotérmica, e que permitem a simplificação do estudo dos motores a ar, sintetizam-se nas seguintes premissas:

- As energias cinética e potencial são desprezadas
- O motor opera em regime estacionário
- As fases de expansão e compressão ocorrem isotermicamente
- A velocidade de rotação do motor é constante
- Os êmbolos e deslocadores descrevem um movimento sinusoidal
- As temperaturas das fontes quente e fria mantêm-se constantes
- A transferência de calor entre as fontes de calor e o fluido de trabalho ocorre idealmente, sem gradiente de temperatura
- A regeneração é desprezada, apesar de o gradiente de temperaturas no volume do regenerador ser semelhante ao real
- O fluido de trabalho é um gás perfeito, que se comporta de acordo com a equação dos gases perfeitos
- A massa do fluido de trabalho mantém-se constante
- As variações internas da pressão para o mesmo momento do ciclo são desprezadas, verificando-se a mesma pressão do fluido de trabalho em todos os volumes
- As perdas de carga nos permutadores de calor são desprezadas

É através da análise isotérmica que se podem efetuar os cálculos preliminares para o dimensionamento dos componentes do motor Stirling, a comparação de diferentes soluções e, eventualmente, a estimativa do trabalho produzido, sendo por isso crucial abordar-se a sua

metodologia. Apresenta-se em seguida uma variante da análise isotérmica proposta por Benedikt [2014], inicialmente aplicada ao estudo de um motor Stirling para fontes de calor de baixas temperaturas [50].

O trabalho que se prevê que o motor produza depende essencialmente da pressão do fluido de trabalho e do volume que ele ocupa. Desta forma, recorre-se a uma simplificação da equação de van der Waals, a equação dos gases perfeitos, que modela o comportamento do fluido neste tipo de análise:

$$p V = n R T \quad (5.1)$$

Como referido anteriormente, o volume ocupado pelo gás no motor divide-se em três parcelas, nomeadamente dois volumes ativos que variam em função do ângulo de fase do motor, o volume da compressão,  $V_c$ , e o volume da expansão,  $V_e$ , e ainda um volume morto que se mantém constante,  $V_m$ , englobando este os volumes do aquecedor e do dissipador,  $V_q$  e  $V_f$ , e ainda o volume do regenerador,  $V_r$ . Assim:

$$V_{gás}(\theta) = V_c(\theta) + V_f + V_r + V_q + V_e(\theta) = V_c(\theta) + V_m + V_e(\theta) \quad (5.2)$$

Analogamente ao volume, também a quantidade de gás existente é dada pela soma das várias parcelas que compõem o motor. Não obstante, devido ao facto de se tratar de um sistema fechado, a quantidade de gás total mantém-se constante, independentemente do ângulo de fase num dado momento, variando unicamente a quantidade presente em cada volume. Assim:

$$n_{gás} = n_c(\theta) + n_f(\theta) + n_r(\theta) + n_q(\theta) + n_e(\theta) \quad (5.3)$$

Por sua vez, a quantidade de gás pode ser obtida diretamente a partir da resolução da equação dos gases perfeitos em ordem a esta variável:

$$n = \frac{p V}{R_{gás} T} \quad (5.4)$$

Resolvendo-se para um determinado volume  $x$ , obtém-se:

$$n_x(\theta) = \frac{p_{gás}(\theta) V_x(\theta)}{R_{gás} T_x} \quad (5.5)$$

Sendo a quantidade total de gás a soma de todos os volumes:

$$n_{gás} = \sum_x \frac{p_{gás}(\theta) V_x(\theta)}{R_{gás} T_x} = \frac{p_{gás}(\theta)}{R_{gás}} \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_q}{T_q} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right) \quad (5.6)$$

onde  $T_c$  consiste na temperatura do gás no volume da compressão,  $T_f$  na temperatura no permutador de calor da fonte fria,  $T_r$  na temperatura no regenerador,  $T_q$  na temperatura no permutador de calor da fonte quente e por fim  $T_e$ , que consiste na temperatura do gás no volume de expansão.

Uma vez que a quantidade de gás no motor se mantém constante ao longo de todo o ciclo, e que a variável de maior interesse para esta análise é a pressão, reordena-se novamente a equação dos gases perfeitos para se poder determinar a mesma:

$$p_{gás}(\theta) = n_{gás} R_{gás} \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_q}{T_q} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right)^{-1} \quad (5.7)$$

Substituindo-se os termos referentes às temperaturas e volumes dos permutadores de calor e do regenerador por constantes que os combinam, tem-se:

$$p_{gás}(\theta) = n_{gás} R_{gás} \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right)^{-1} \quad (5.8)$$

onde  $V_m$  representa o volume morto dentro do motor e  $T_m$  a temperatura a que o mesmo se encontra. A temperatura  $T_m$  depende essencialmente das temperaturas de ambos os permutadores de calor, podendo ser calculada simplesmente através de uma média aritmética entre as duas. Esta abordagem não é no entanto a que melhor se adequa, uma vez que neste volume se assume um perfil de temperaturas logarítmico, que é mais corretamente calculado utilizando-se a seguinte expressão:

$$T_m = \left( \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_q - T_f} \ln \frac{T_q}{T_f} + \frac{V_q}{T_q} \right)^{-1} \quad (5.9)$$

A pressão do gás no interior do motor atua sobre uma das faces do êmbolo porém, na outra face, existe igualmente uma força aplicada. Esta força pode consistir na pressão atmosférica, caso o cárter seja aberto, na pressão média calculada para o ciclo, caso o cárter seja selado, ou ainda na pressão média calculada para outro ciclo, no caso de o êmbolo fazer parte de outro

ciclo, como no caso de um motor de dupla ação. Assumindo-se que o cárter do motor se encontra selado do exterior, existe uma variação da pressão no seu interior. Esta é descrita pela seguinte equação [54]:

$$p_{med} = \sqrt{p_{max} p_{min}} \quad (5.10)$$

Em que  $p_{max}$  e  $p_{min}$  são respetivamente a pressão máxima e mínima verificadas no ciclo. Assim, o equilíbrio de forças dita que a pressão efetivamente exercida no êmbolo fica:

$$p_{efetiva}(\theta) = p_{gás}(\theta) - p_{med} \quad (5.11)$$

Desta forma, com o valor da pressão efetiva determinado, procede-se então ao cálculo do trabalho indicado produzido pelo êmbolo no lado da compressão:

$$W_c = \int_0^{2\pi} p_{efetiva}(\theta) dV_c(\theta) \quad (5.12)$$

Analogamente, para o cálculo do trabalho indicado produzido no lado da expansão, vem que:

$$W_e = \int_0^{2\pi} p_{efetiva}(\theta) dV_e(\theta) \quad (5.13)$$

Uma vez que não são contabilizadas quaisquer perdas adicionais nesta análise, o trabalho total produzido pelo motor pode ser calculado como:

$$W = W_c + W_e = \int_0^{2\pi} p_{efetiva}(\theta) dV_{gas}(\theta) \quad (5.14)$$

Através do trabalho produzido e ainda da rotação do motor,  $f$ , é possível determinar-se também a sua potência, por meio da seguinte expressão:

$$P = W f \quad (5.15)$$

Derivado da determinação do trabalho produzido durante o ciclo, torna-se possível o cálculo da eficiência do motor de outra forma mais precisa do que através do método de Carnot. Fazendo-se a razão entre este parâmetro e a energia fornecida ao sistema na forma de calor, resulta que:

$$\eta = \frac{W}{Q_{in}} \quad (5.16)$$

A energia fornecida ao sistema pode, por sua vez, ser determinada por:

$$Q_{in} = c_p m \Delta T \quad (5.17)$$

em que  $c_p$  representa o calor específico do fluido,  $m$  a sua massa e  $\Delta T$  a variação da sua temperatura, dado pela diferença entre as temperaturas da fonte quente e da fonte fria.

A análise isotérmica apresenta-se como uma forma prática e simples de estudar o ciclo de Stirling, possuindo no entanto algumas limitações que merecem ser mencionadas. O facto de tanto os permutadores de calor como o regenerador serem representados unicamente por volumes mortos, e de não se considerarem as suas geometrias, implica que não seja viável fazer-se uma otimização dos mesmos, uma vez que tal conduziria a que os seus volumes fossem nulos. Em adição, numa análise isotérmica são desconsiderados alguns fatores, tais como as perdas de calor por radiação, por condução, ou ainda as perdas inerentes ao escoamento do fluido no interior do motor e dos seus componentes. Ainda assim, esta análise permite o estudo prévio do sistema, bem como auxiliar na comparação de diferentes soluções aquando o projeto de um motor, como diferentes configurações, volumes varridos ou temperaturas dos permutadores de calor.

## 5.2. Configuração do motor

Como mencionado na introdução feita ao motor Stirling, podem ser adotadas configurações distintas na sua construção, diferindo entre elas o modo de funcionamento e os componentes utilizados. Cada uma tem portanto diferentes características e limitações, sendo como tal pertinente estudar-se qual a que permite ao motor atingir o melhor desempenho. No âmbito deste trabalho são unicamente analisadas configurações com efeito simples, descartando-se outras onde os êmbolos possuem um duplo efeito<sup>1</sup> que, apesar de possuírem um desempenho superior, implicam um grau de complexidade mais elevado, tanto a nível de projeto como de construção o que, por sua vez, se traduz em custos de desenvolvimento e de produção superiores, derrotando o propósito deste sistema.

---

<sup>1</sup> - As configurações com duplo efeito permitem a coexistência de dois ciclos em simultâneo: ao realizar a compressão do fluido num determinado ciclo o mesmo êmbolo efetua, na sua outra face, a expansão no outro ciclo, ocorrendo a mesma situação no outro êmbolo ou nos outros, no caso de ser um motor de diversas fases com ciclos em série.

### Adimensionalização dos parâmetros

A comparação entre as diferentes configurações é feita recorrendo-se a fatores que permitem qualificar o desempenho do motor, nomeadamente o trabalho produzido, obtido por meio da análise isotérmica. Uma das ferramentas utilizadas nesta comparação é a representação do ciclo num diagrama p-V, que ilustra a variação da pressão do fluido com a do volume interior do motor. De forma a evidenciar as diferenças entre os ciclos, e a fim de se criar uma referência, é necessário adimensionalizarem-se os parâmetros utilizados. Para se tornar adimensional o trabalho realizado pelo sistema, é requerido previamente a normalização de dois parâmetros, a pressão e o volume. O primeiro obtém-se a partir da razão entre a pressão do gás e a pressão máxima ocorrida no ciclo:

$$p_{gás,n}(\theta) = \frac{p_{gás}(\theta)}{p_{max}} \quad (5.18)$$

De forma similar, a normalização do volume é dada pela razão entre o volume instantâneo e o volume total do ciclo:

$$V_{gás,n}(\theta) = \frac{V_{gás}(\theta)}{V_{total}} \quad (5.19)$$

sendo que  $V_{total}$  corresponde ao volume interior do motor, definido pela seguinte expressão:

$$V_{total} = V_{varrido} + V_m \quad (5.20)$$

em que  $V_{varrido}$  se refere ao volume ativo do sistema, que é dado pelo volume total varrido pelos êmbolos. Ainda que a determinação do volume total seja sempre igual, o mesmo não se sucede com o volume varrido, cujo método de cálculo varia consoante a configuração em causa. Devido a esta razão, a expressão que permite obter o volume varrido em cada situação é apresentada aquando a análise da configuração.

Realizada a normalização da pressão e do volume, pode-se agora prosseguir com o cálculo do trabalho produzido pelo sistema da seguinte forma:

$$W_n = \frac{W}{p_{max} V_{total}} \quad (5.21)$$

Complementarmente aos parâmetros anteriores, é importante referir-se a razão de volumes na análise do desempenho dos motores, visto esta evidenciar o resultado da alteração dos volumes varridos pelos êmbolos. Assim:

$$r = \frac{V_{v,c}}{V_{v,e}} \tag{5.22}$$

em que  $V_{v,c}$  se refere ao volume máximo varrido pelo êmbolo da compressão e  $V_{v,e}$  ao varrido pelo êmbolo da expansão.

Faz-se agora uma análise individual a cada configuração tal como proposto por Benedikt [2014], utilizando os parâmetros adimensionalizados, com o intuito de se perceber quais as características mais benéficas para cada uma delas [50]. Utilizam-se, nestas análises, parâmetros iguais para cada configuração, definindo-se também a temperatura do aquecedor como sendo a de projeto, 393 K, e a do dissipador como a da temperatura ambiente, 273 K.

### Alfa

Nesta configuração, são utilizados dois êmbolos que se movimentam de forma desfasada, promovendo-se a deslocação do fluido de trabalho entre os dois cilindros. Estes, encontram-se ligados por meio do aquecedor e do dissipador, onde ocorrem as trocas de calor com o exterior, bem como pelo regenerador. O desfasamento no movimento dos êmbolos é a característica que dita a variação do volume total do motor, e o mesmo é definido por um ângulo de desfasamento  $\alpha$ , que é referente ao avanço que o êmbolo de expansão detém em relação ao de compressão. A Figura 5.1 ilustra o funcionamento de um motor com esta configuração, bem como o modo como variam os parâmetros mais relevantes ao longo de um ciclo.

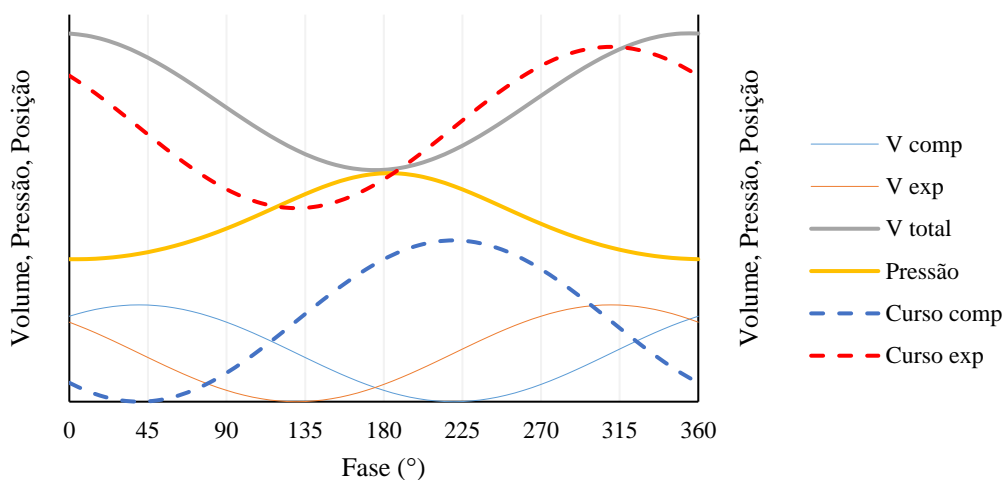


Figura 5.1 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração alfa e um desfasamento de 90°

Pela figura, observa-se de forma clara o movimento de cada êmbolo e a sua influência no respetivo volume do cilindro (expansão e compressão). Torna-se também evidente o desfasamento no movimento dos cilindros, e qual o seu impacto na variação do volume total do sistema. Complementarmente, é possível constatar-se que a pressão máxima ocorrida no ciclo ocorre ligeiramente depois do instante do volume mínimo (cerca de  $5^\circ$ ), provindo este fenómeno do facto de, nesse momento, o fluido de trabalho se encontrar praticamente comprimido ao máximo e que, de acordo com a distribuição de massa, o mesmo se encontrar em maior quantidade no volume de expansão do que no de compressão o que contribui ligeiramente para o aumento de pressão. É esta assimetria que eventualmente permite que se produza mais trabalho na expansão do que aquele que é consumido na compressão.

No caso de um motor com esta configuração, a determinação do volume do cilindro de compressão num dado momento, faz-se através da expressão que relaciona o volume varrido pelo êmbolo com o ângulo da manivela:

$$V_c(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,c}(1 + \cos(\theta)) \quad (5.23)$$

Analogamente, o volume do cilindro de expansão também é calculado com base no volume varrido pelo êmbolo e no ângulo da manivela, que corresponde ao ângulo da manivela do êmbolo da compressão acrescido do desfasamento definido:

$$V_e(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,e}(1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (5.24)$$

Em adição aos anteriormente referidos, existe ainda um parâmetro com elevada importância para o estudo de um motor, mais concretamente o volume varrido total. Este, facilita o estudo dos motores, servindo de referência para a sua comparação. A expressão do volume varrido total para um motor com a configuração alfa é:

$$V_{varrido} = V_{v,c} + V_{v,e} \quad (5.25)$$

Utilizando-se estas expressões para o cálculo dos volumes de ambos os cilindros, torna-se então possível determinar a pressão do gás, permitindo por sua vez a realização da análise isotérmica.

Fazendo-se uma observação detalhada dos resultados obtidos por esta análise, focando os diagramas p-V dos ciclos representados na Figura 5.2, torna-se evidente que o aumento do ângulo de desfasamento tem como consequência uma redução da variação do volume e da pressão ocorridas no ciclo. Para se compreender este fenómeno deve-se primeiro analisar o

que se sucede durante o ciclo. Quando o desfasamento entre os êmbolos é nulo, de tal modo que os seus movimentos são iguais, e estes se encontram retraídos, a situação que se impõe é a de que o volume interior do motor é máximo. Por outro lado, a meio do ciclo, acontece ambos os êmbolos estarem na posição de avanço total, levando a que o volume seja o menor possível. Resulta daqui o ciclo com maior variação de volume. Adicionalmente, é exclusivamente derivado desta variação de volume que este é igualmente o ciclo com maior variação de pressão, uma vez que o fluido de trabalho é expandido e comprimido isotermicamente, não existindo o contributo da variação de temperatura. Com o aumento do ângulo de desfasamento, constata-se que as variações de volume e pressão vão diminuindo gradualmente. Isto resulta do facto de que, quando o êmbolo da compressão se encontra no seu ponto mínimo do curso, o êmbolo da expansão já se encontra a avançar, levando inevitavelmente a que o volume total do motor seja tanto mais pequeno quanto maior for o ângulo de desfasamento. Não obstante, as amplitudes das pressões começam a ser resultado não só da variação do volume, como também da temperatura do gás. Estas diminuições das variações do volume e pressão, manifestam-se graficamente com as representações dos ciclos a aproximarem-se da verticalidade, e são caracterizadas pelo aumento do trabalho produzido pela expansão, que eventualmente supera aquele que é consumido pela compressão. O incremento do ângulo de desfasamento tem porém um limite, que ocorre quando os êmbolos se deslocam com movimentos contrários, e que ocorre aos  $180^\circ$ , ou  $\pi$  rad. Nesse momento, o avanço de um êmbolo é acompanhado pelo recuo do outro, anulando-se por completo a variação de volume por meio do movimento dos êmbolos. A variação de pressão que se verifica neste caso, resulta exclusivamente da deslocação do fluido de trabalho entre as duas fontes de calor, quente e fria, que possibilitam uma variação da temperatura. Passando-se este limite do ângulo de desfasamento, e até haver nova coincidência dos movimentos, que ocorre aos  $360^\circ$  ou  $2\pi$  rad, dá-se uma alteração do tipo de máquina, passando a tratar-se de uma bomba de calor que, inversamente ao motor, consome trabalho de modo a gerar um diferencial de temperaturas.

A observação do diagrama p-V fornece uma ideia aproximada do ciclo com melhor desempenho, uma vez que a área delimitada representa o trabalho por ele produzido. No entanto, por forma a se identificar claramente qual é o ângulo ótimo, é necessário recorrer-se à representação gráfica do trabalho produzido, ilustrado na Figura 5.3. Nesta, demonstra-se que no final do ciclo, o ângulo de desfasamento ideal se situa perto dos  $120^\circ$ . Será então com este ângulo que se consegue o melhor desempenho do motor, não sendo no entanto este que possibilita a maior variação de volume ou de pressão, mas sim o que permite atingir o melhor compromisso entre o trabalho consumido e o trabalho produzido.

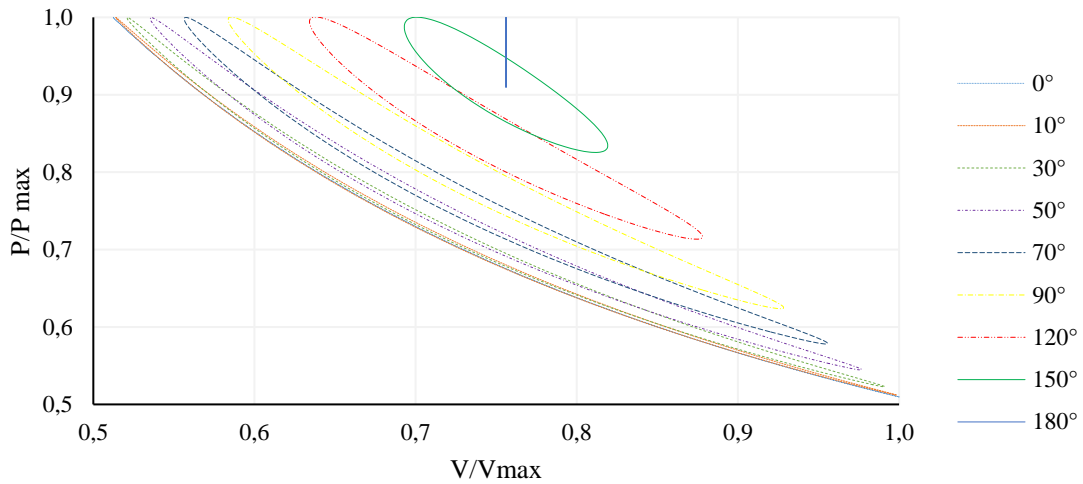


Figura 5.2 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração alfa, para diferentes ângulos de desfasamento

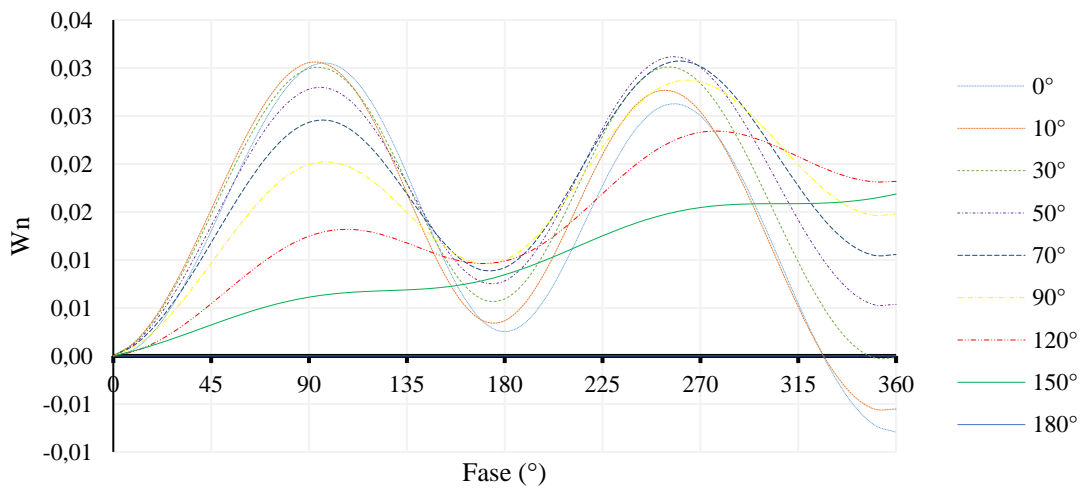


Figura 5.3 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração alfa, para diferentes ângulos de desfasamento

### Beta

Num motor com a configuração beta, à semelhança das restantes configurações, são utilizados dois componentes que interagem com o fluido de trabalho, tendo esta, no entanto, a particularidade de utilizar um êmbolo e um deslocador, que se encontram montados no mesmo cilindro. Tal como acontece nas demais, também nesta configuração existe um desfasamento entre os movimentos dos dois elementos, sendo neste caso o do deslocador que se encontra adiantado em relação ao do êmbolo pelo ângulo de desfasamento  $\alpha$ . Este desfasamento, aliado ao facto de os permutadores de calor e do regenerador se encontrarem no exterior do cilindro

onde se deslocam ambos os componentes, possibilita a existência de uma sobreposição de movimentos, isto é, permite que os componentes possam partilhar um volume que é varrido por ambos, sem que haja colisão. Esta particularidade, resulta então num uso mais eficiente do volume disponível do cilindro. Na Figura 5.4 estão representados os movimentos dos componentes de um motor com a configuração beta, tal como a evolução dos parâmetros mais importantes ao longo do ciclo.

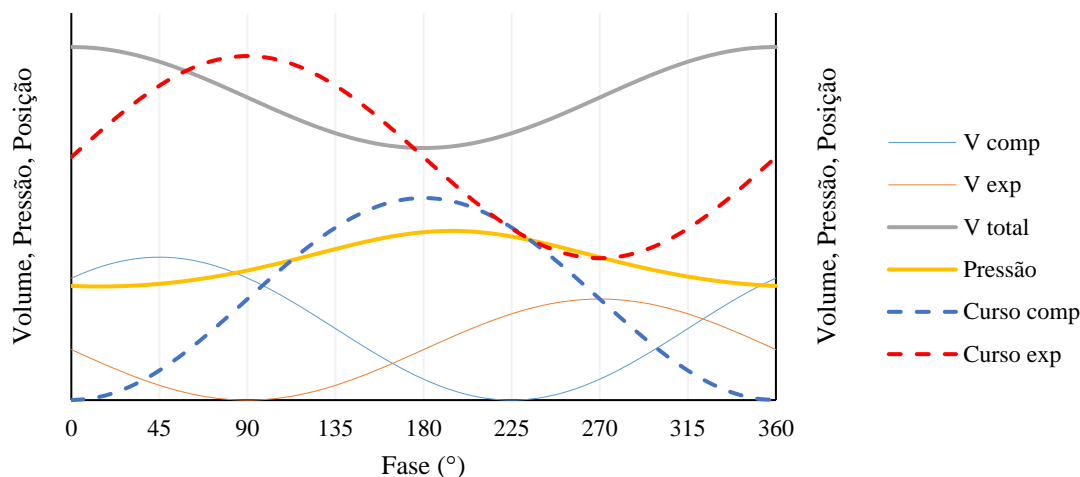


Figura 5.4 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração beta e um desfaseamento de 90°

A determinação dos volumes num motor com a configuração beta é substancialmente mais complexa do que nas restantes configurações. Este facto, deve-se essencialmente à existência de mais variáveis que condicionam os volumes, tais como a sobreposição dos movimentos do êmbolo e do deslocador, ou ainda a coexistência de ambos os volumes de compressão e de expansão no mesmo cilindro. Como tal, o volume de compressão é dado em função de um balanço dos vários volumes em que se pode subdividir o cilindro do motor, resultando então da subtração do volume varrido pelo êmbolo ao volume existente no cilindro num dado momento: Assim, obtém-se:

$$V_c(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,e}(1 - \cos(\theta + \alpha_d)) + V_{nvd} - \frac{1}{2}V_{v,c}(1 - \cos(\theta)) \quad (5.26)$$

onde  $V_{v,e}$  representa o volume máximo varrido pelo deslocador,  $V_{nvd}$  o volume não varrido pelo mesmo e  $V_{v,c}$  o volume máximo varrido pelo êmbolo. Ainda que os volumes máximos varridos sejam parâmetros definidos aquando a conceção do motor, o volume não varrido pelo deslocador varia em função do seu volume máximo varrido, bem como do êmbolo, sendo por isso necessária a sua determinação. Esta, pode ser feita encontrando-se o ângulo em que os

movimentos do deslocador e do êmbolo se intersejam, e onde conseqüentemente o volume da compressão é nulo. Desta forma, calculando-se  $\frac{dV_c(\theta)}{d(\theta)} = 0$ , obtém-se:

$$\theta_0 = \tan^{-1} \frac{\sin(\alpha_d)}{k - \cos(\alpha_d)} + \pi \quad (5.27)$$

Uma vez que no cálculo deste ângulo se recorre à derivação da função que expressa o volume de compressão, e que a derivada da mesma é nula não só quando este atinge o seu mínimo mas também quando atinge o seu máximo, é necessário desfazar-se o ângulo calculado em  $\pi$  rad, visto o primeiro ângulo corresponder à situação de volume máximo. O volume não varrido pelo deslocador,  $V_{nvd}$ , pode agora ser encontrado através da expressão do volume da compressão quando o mesmo é nulo, isto é :

$$V_{nvd} = \frac{1}{2}V_{v,c}(1 - \cos(\theta_0)) - \frac{1}{2}V_{v,e}(1 - \cos(\theta_0 + \alpha)) \quad (5.28)$$

Conclui-se então que o volume não varrido pelo deslocador,  $V_{nvd}$ , resulta da subtração do volume que o deslocador ainda irá varrer, após a intersecção, ao volume varrido pelo êmbolo da compressão nesse mesmo momento. Definidas as expressões que permitem calcular os diferentes volumes do motor, resta apenas definir-se a função que representa a variação do volume de expansão:

$$V_e(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,e}(1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (5.29)$$

Contrariamente a um motor com configuração alfa, o volume varrido total neste caso não pode ser dado pela soma de ambos os volumes varridos, visto que desta forma seria contabilizado em duplicado o volume resultante da sobreposição dos movimentos. Desta forma, o volume varrido é então:

$$V_{varrido} = V_{v,e} + V_{nvd} \quad (5.30)$$

As expressões apresentadas previamente possibilitam a execução da análise isotérmica a um motor com esta configuração. Dos resultados dados por esta, mais concretamente os diagramas p-V apresentados na Figura 5.5, verifica-se que, na situação em que não existe defasamento entre o êmbolo e o deslocador, a variação de pressão é diminuta. Tal acontece porque estes se movimentam em uníssono, implicando que o volume onde ocorre a troca de calor com o dissipador se encontre sempre ocupado, não ocorrendo por isso deslocação do fluido entre as

fontes de calor quente e fria. Como tal, a compressão que ocorre neste ciclo dá-se isotermicamente, sendo por isso a variação de pressão resultado unicamente da variação de volume. Visto que o trabalho produzido durante a expansão do fluido é igual ao trabalho consumido pelo motor aquando a sua compressão, o balanço é nulo, fenómeno representado pela área nula deste ciclo. Incrementando-se o ângulo de defasamento, verifica-se uma diminuição da amplitude das pressões ocorridas, uma vez que, apesar da pressão mínima ir diminuindo, a pressão máxima diminui de forma mais acentuada, obtendo-se progressivamente diferenças de pressões menores. Em simultâneo, ocorre com o aumento do ângulo de defasamento uma diminuição da variação do volume, mantendo-se o volume máximo mas diminuindo-se o volume mínimo. Verifica-se igualmente que o volume da compressão vai aumentando com o ângulo de defasamento, inversamente à sobreposição dos movimentos do êmbolo e do deslocador, que vai diminuindo gradualmente. Na situação limite, com um ângulo de defasamento igual a 180°, os movimentos são exactamente contrários, não havendo por isso qualquer sobreposição dos mesmos.

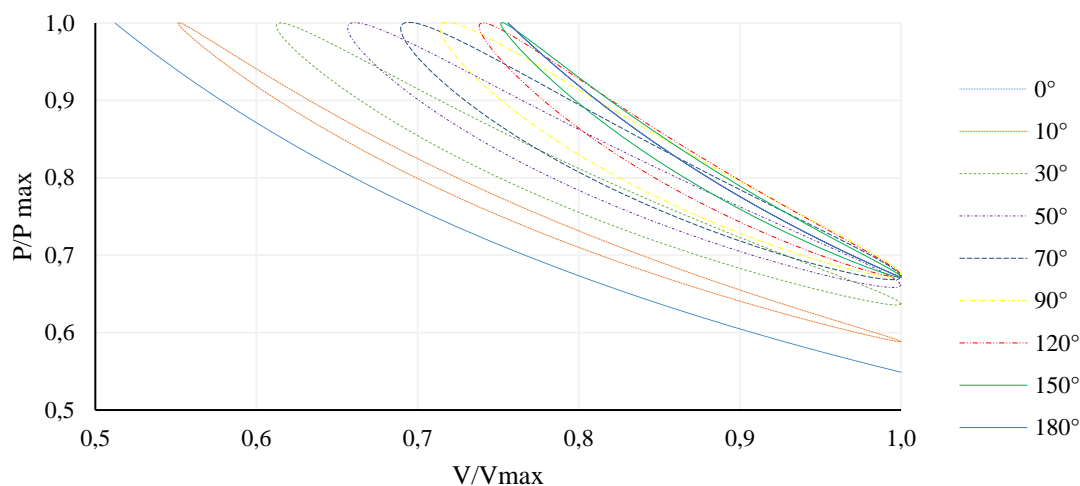


Figura 5.5 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração beta, para diferentes ângulos de defasamento

Analisando-se agora os vários ciclos em termos de desempenho, através da Figura 5.6, facilmente se conclui que este é mais elevado para ângulos de defasamento intermédios, sendo que as melhores prestações são atingidas com um ângulo de 70°.

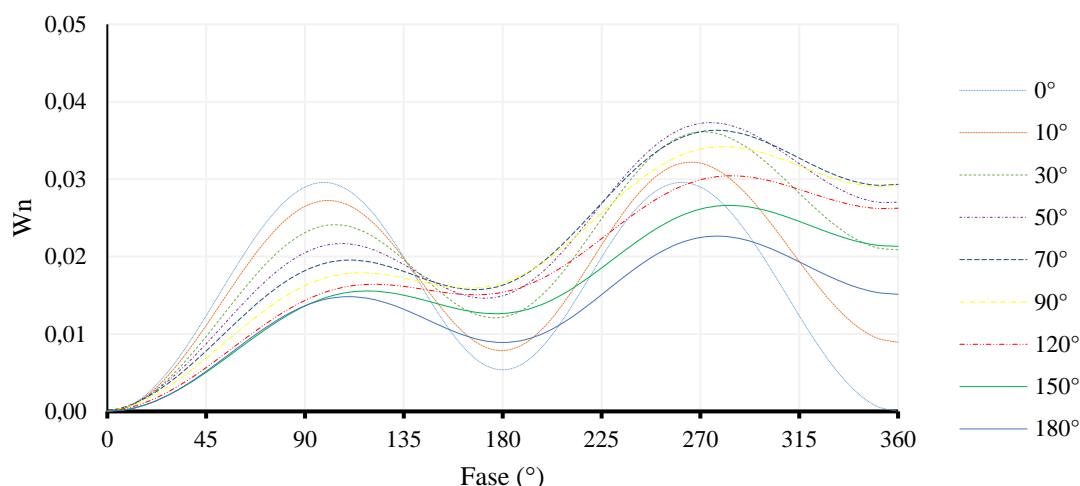


Figura 5.6 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração beta, para diferentes ângulos de desfasamento

### Gama

A configuração gama partilha diversas características construtivas com a configuração beta, na medida em que também se emprega um êmbolo para a compressão e posterior expansão do fluido, e um deslocador para o mover entre os permutadores de calor. A principal diferença reside então no facto de, ao invés de estes dois componentes trabalharem no mesmo cilindro, estes se encontrarem separados, em cilindros distintos. Esta diferença tem no entanto repercussões consideráveis no ciclo de Stirling, uma vez que, para além de se adicionarem volumes mortos no interior do motor, faz-se uma utilização menos eficaz do volume, devido à não existência da sobreposição dos movimentos do êmbolo e do deslocador. O funcionamento de um motor com esta configuração é ilustrado na Figura 5.7, representando-se igualmente a evolução dos parâmetros mais relevantes ao longo de um ciclo, tais como os diversos volumes e a pressão.

Dada a semelhança entre as configurações beta e gama, os métodos de cálculos dos volumes não diferem muito, sendo porém mais simplificados nesta configuração, devido à ausência da sobreposição de movimentos. Assim sendo, o volume da compressão resulta da soma do volume na parte superior do êmbolo com o volume na parte inferior do deslocador, traduzindo-se isto na seguinte expressão:

$$V_c(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,c}(1 - \cos(\theta)) + \frac{1}{2}V_{v,e}(1 - \cos(\theta + \alpha)) \quad (5.31)$$

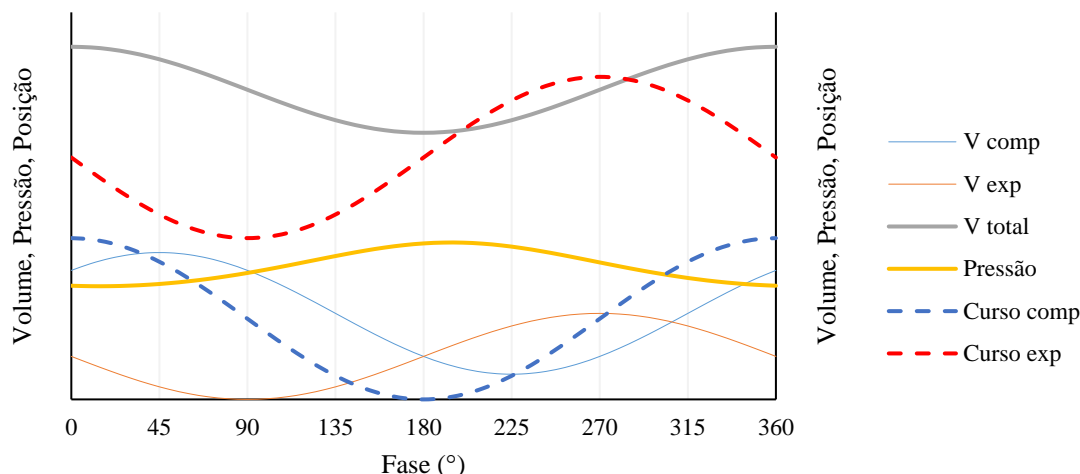


Figura 5.7 - Representação do movimento dos êmbolos e da variação dos principais parâmetros de um ciclo com configuração gama e um desfasamento de 90°

Contrariamente ao volume de compressão, o cálculo do volume de expansão mantém-se inalterado em relação ao método utilizado num ciclo com a configuração beta:

$$V_e(\theta) = \frac{1}{2} V_{v,e} (1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (5.32)$$

Num motor com esta configuração, o volume total de gás varrido depende unicamente dos volumes varridos pelo êmbolo e pelo deslocador, resultado de não ocorrer sobreposição de movimentos. Sintetizando, obtém-se a seguinte expressão, similar à do volume varrido para motores com configuração alfa:

$$V_{varrido} = V_{v,c} + V_{v,e} \quad (5.33)$$

É desta forma possível calcularem-se os volumes e consequentemente realizar-se a análise isotérmica ao ciclo.

Antecipando a análise detalhada dos diagramas p-V, apresentados na Figura 5.8, verifica-se, pela sua observação, uma característica importante desta configuração, que consiste no facto da variação do volume se manter constante, independentemente do ângulo de desfasamento. O motivo que o justifica prende-se com o facto de esta variação ser dada exclusivamente pela deslocação do êmbolo, uma vez que não existindo sobreposição de movimentos, o volume interior não é influenciado pelo deslocador. Analisando-se agora os ciclos com diferentes ângulos, verifica-se que tanto a utilização de um ângulo igual a 0° como um igual a 180°, se traduz em ciclos incapazes de produzir trabalho. No primeiro caso, acontece que o movimento

dos dois componentes ocorre em simultâneo, implicando por isso que o volume de compressão se mantenha sempre constante. Desta forma, a reduzida variação de pressão que se verifica deve-se à variação do volume interior do motor e à variação da temperatura do fluido que, atuando alternadamente, mantêm uma pressão praticamente constante. Na outra situação, o movimento dos componentes é feito de forma inversa, fazendo com que o momento do volume mínimo do motor coincida com o momento em que o fluido se encontra no permutador da fonte quente, resultando em pressões mais elevadas. Seguidamente, o arrefecimento do fluido ocorre em simultâneo com o aumento do volume, de onde resultam as pressões mais baixas que, conjuntamente com as pressões elevadas, conferem a este ciclo a maior amplitude de pressões. Apesar de existirem variações de pressão e de volume em ambas estas situações, acontece o trabalho acumulado ser nulo, uma vez que o trabalho produzido durante o ciclo é por ele próprio consumido.

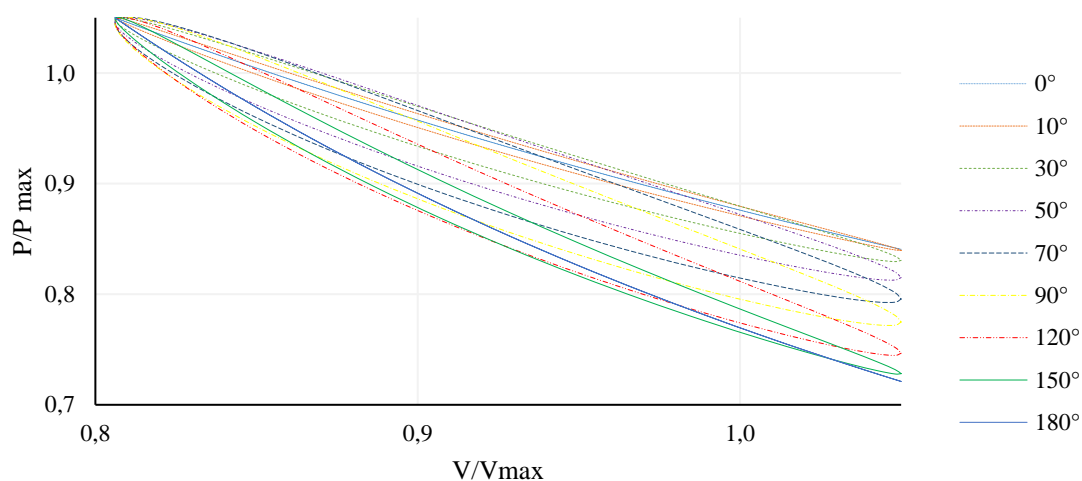


Figura 5.8 - Representação gráfica do diagrama p-V obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração gama, para diferentes ângulos de defasamento

Confirma-se, pela observação do diagrama do trabalho produzido representado na Figura 5.9, que o ângulo de defasamento que confere ao motor o melhor comportamento se situa praticamente a meio dos dois extremos mencionados anteriormente, mais especificamente quando o ângulo assume valores próximos de 120°, obtendo-se aqui o equilíbrio entre a variação do volume e da temperatura do fluido.

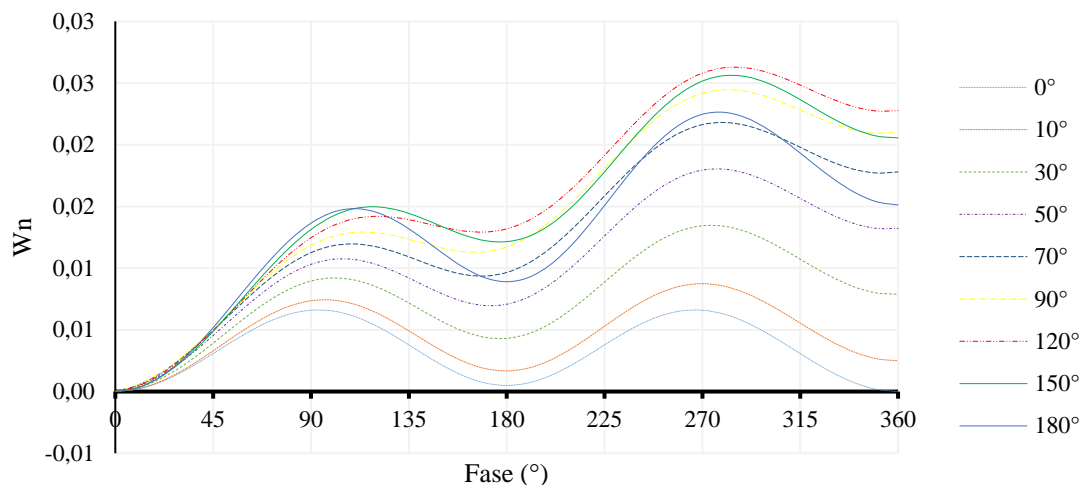


Figura 5.9 - Representação gráfica do trabalho produzido obtido pela análise isotérmica de um motor com a configuração gama, para diferentes ângulos de desfasamento

A análise individual de cada configuração permite a determinação do ângulo de desfasamento mais vantajoso para o desempenho do sistema, sendo a análise anterior válida para uma temperatura da fonte quente de 393 K, correspondente ao ponto ótimo de funcionamento do sistema encontrado na secção 4.4. Verifica-se, porém, que o aumento da temperatura resulta tipicamente num desempenho superior do motor, observando-se a dilatação das representações dos ciclos no diagrama p-V. Tal ocorre devido ao aumento do contributo da variação da temperatura para a variação da pressão do fluido, havendo por isso uma maior amplitude da mesma e conseqüentemente mais trabalho produzido. Definiu-se também neste estudo uma razão de volumes unitária, visto ser esta que beneficia mais o funcionamento do motor. Um valor nulo para este parâmetro indica a ausência do êmbolo de compressão o que, no caso da configuração alfa, se traduz na ocorrência dos processos de expansão e compressão unicamente no volume de expansão, isotermicamente, resultando na produção nula de trabalho. Analogamente, no caso das configurações beta e gama, tal resulta numa variação do volume interior inexistente, uma vez que estas dependem somente do volume varrido da compressão, sendo por isso impossível produzir-se trabalho. Já no caso contrário, razões de volume infinitamente elevadas, representam a ausência do êmbolo de expansão ou do deslocador. Verifica-se assim que na configuração alfa, os processos passam a acontecer unicamente no volume de compressão e de novo isotermicamente, sendo por isso o balanço do trabalho produzido igual a zero. Simultaneamente, acontece nas restantes configurações algo semelhante, uma vez que sem o deslocador, o fluido permanece sempre à mesma temperatura, dando-se assim a compressão e a expansão isotérmica do fluido, consumindo-se

num processo o trabalho produzido no outro. Como tal, constata-se que o equilíbrio entre estes dois extremos é a situação ótima, que corresponde a uma razão de volumes unitária.

### Seleção da configuração do motor

Por forma a se poder seleccionar a configuração que confere ao motor o melhor desempenho, é necessário realizar-se uma comparação entre as três variações analisadas anteriormente. Para tal, definem-se condições transversais às análises, utilizando-se volumes varridos e volumes mortos idênticos, bem como as mesmas temperaturas das fontes quente e fria. Adicionalmente, o caso representativo de cada uma das configurações deve corresponder ao ciclo otimizado, no qual o ângulo de desfasamento corresponde ao ideal. Apresentam-se na Tabela 5.1 os valores deste parâmetro, bem com a eficiência do ciclo que dele resulta.

Tabela 5.1 – Ângulos de desfasamento ótimos e eficiências das configurações

Configuração	Ângulo ótimo (°)	Eficiência (%)
Alfa	118	3,087
Beta	70	4,219
Gama	121	2,206

Apresenta-se então a comparação das três configurações, através das representações dos ciclos no diagrama p-V, da evolução do trabalho produzido e da potência, e ainda da forma como variam os parâmetros mais relevantes, vulgo a pressão do fluido e o volume do motor. Observando-se a Figura 5.10, verifica-se claramente que a configuração beta é a que detém uma maior área, sendo contudo difícil a comparação entre as restantes, visto apresentarem áreas similares. Conclui-se, ainda assim, que das três configurações possíveis, é a beta que resulta num melhor desempenho do motor.

Pela interpretação do diagrama do trabalho produzido, na Figura 5.11, observa-se mais facilmente a diferença entre as configurações. Verifica-se, justamente, que no final de um ciclo é com a configuração beta que se produz mais trabalho, seguida da gama e por último da alfa. Quantificando-se as diferenças entre o trabalho obtido nos diferentes casos, verifica-se que, para as condições estipuladas, a configuração beta produz aproximadamente mais 32 % do que a gama, ao final de um ciclo, aumentando esta diferença para cerca de 39 %, quando comparado com um ciclo de configuração alfa.

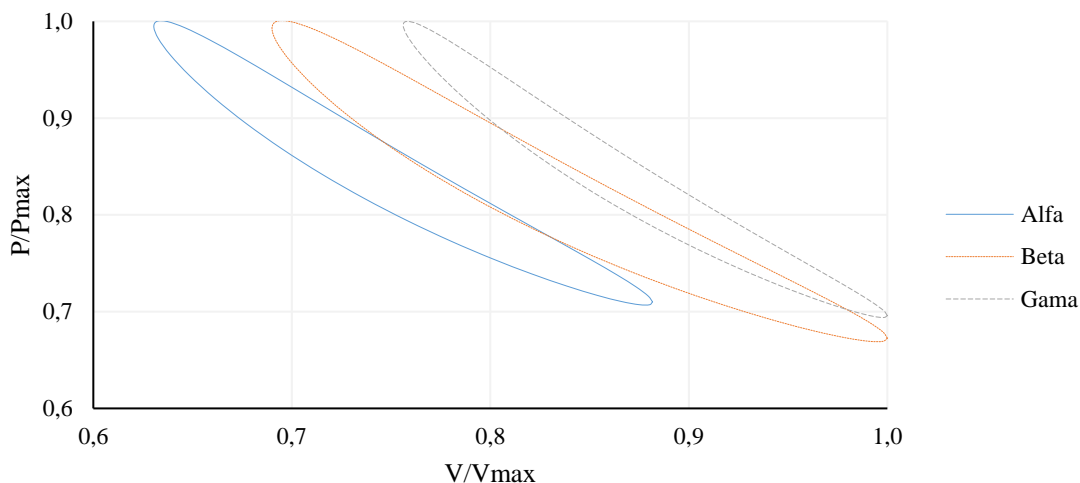


Figura 5.10 - Comparação dos diagramas p-V das configurações alfa, beta e gama

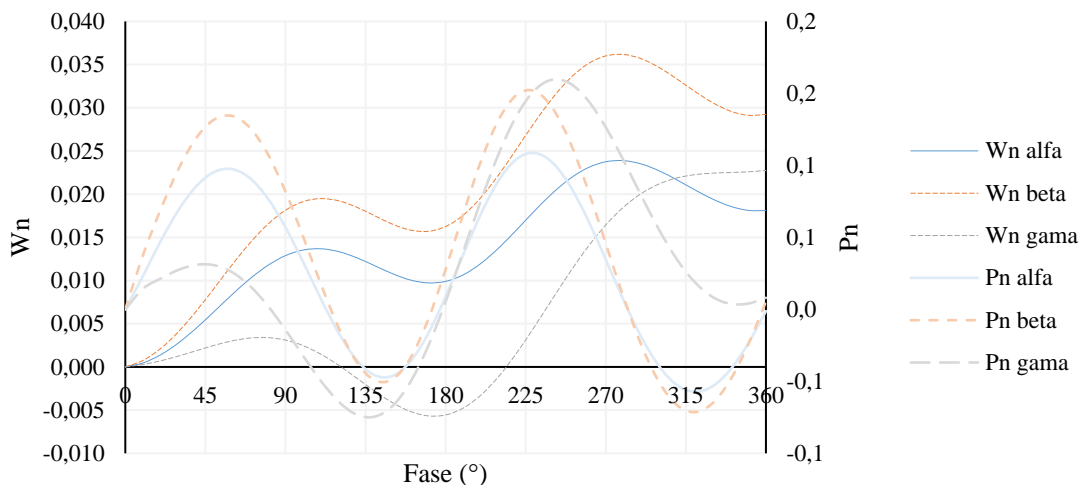


Figura 5.11 – Comparação do trabalho produzido e da potência das configurações alfa, beta e gama

Analisando-se agora a variação do volume interior do motor, tornam-se evidentes as diferenças entre os três casos. Ainda que se mantenham constantes o volume varrido e o volume morto, verifica-se que, na configuração alfa, tanto o volume mínimo como máximo são inferiores aos demais. Tal, deve-se ao facto de os êmbolos se encontrarem desfasados, e de por isso não haver possibilidade de, num dado momento, ambos estarem recolhidos, o que corresponderia à situação de volume máximo. Em contrapartida, o volume mínimo mais reduzido do que nos restantes casos resulta da possibilidade de ambos os êmbolos se deslocarem e de poderem reduzir o volume simultaneamente. Relativamente aos dois casos em que é empregue um deslocador, beta e gama, é possível constatar-se que em ambos o volume atingido é máximo,

visto que, como só o êmbolo influencia o volume interior do motor, quando este se encontra retraído, o volume corresponde à totalidade. Observa-se também que nestas configurações o volume mínimo atingido difere, dado que a sobreposição dos movimentos do êmbolo e do deslocador, no caso da configuração beta, possibilita uma variação de volume acrescida. Por sua vez, da comparação da variação da pressão dos três motores podem-se retirar algumas conclusões relativamente à diferença entre os desempenhos dos mesmos. Apesar de a situação de volume mínimo ocorrer para o mesmo ângulo em todos os casos, aos 180 °, o mesmo não se sucede com a situação de maior pressão, que acontece para diferentes ângulos. Esta diferença é parte da razão pela qual um ciclo com a configuração beta apresenta um melhor desempenho do que os restantes. O facto de a pressão máxima ocorrer mais tarde do que nas restantes disposições, permite que a fase de expansão se prolongue para além da situação de volume máximo, e que assim se faça um aproveitamento mais eficiente da mesma. Complementarmente, na configuração beta, o trabalho consumido durante a fase de compressão é substancialmente inferior às restantes disposições, pois a pressão do fluido é mais reduzida, sendo posteriormente incrementada através do seu aquecimento.

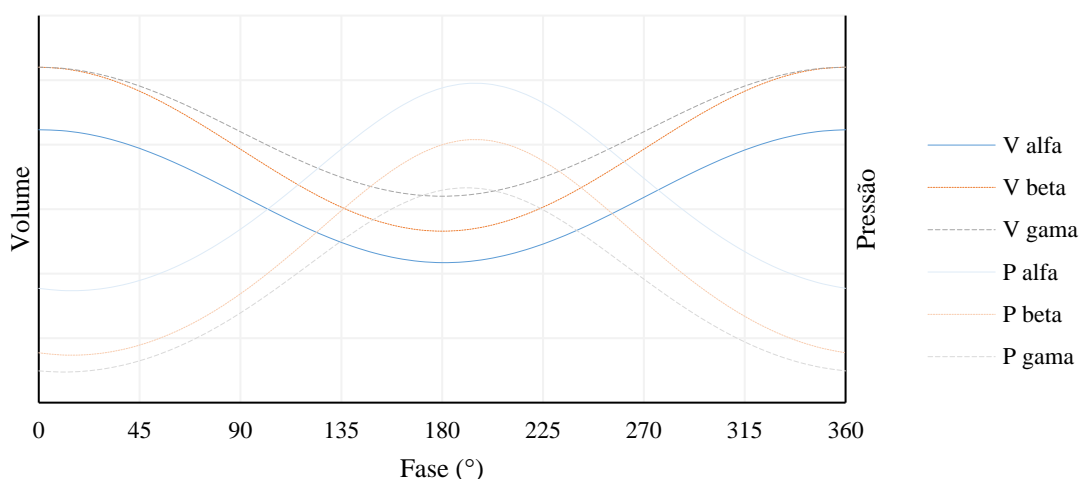


Figura 5.12 - Comparação da evolução da pressão e do volume das configurações alfa, beta e gama

Adicionalmente ao desempenho do ciclo, existem outros fatores com influência acrescida na seleção da configuração para o motor, afetos à sua construção. Um desses fatores refere-se ao facto de existirem certas configurações que permitem uma separação física mais assumida dos volumes de compressão e de expansão, e consequentemente do volume de arrefecimento e de aquecimento do fluido. Tanto nos motores que adotam a disposição alfa como a gama, os permutadores de calor da fonte quente e fria podem ser posicionados em locais diferentes facilitando bastante a sua inserção num determinado sistema. Em adição, esta separação evita ainda que o funcionamento de um permutador influencie o outro, dado que a proximidade

entre eles implica trocas de calor por condução, através das paredes do cilindro do motor, com uma conseqüente redução da amplitude de temperaturas. A prejudicar a disposição beta, existe ainda a particularidade de a biela que faz a conexão entre a manivela e o corpo do deslocador ter de passar no interior do êmbolo, o que incrementa a complexidade da sua construção. Este, é um aspeto que, apesar de não ter grande impacto no funcionamento do motor, implica dificuldades acrescidas, não só na construção de um êmbolo com esta característica como também na vedação desta ligação.

A seleção da configuração a utilizar constitui um importante passo no projeto de um motor Stirling, pois esta é uma das características com maior influência no seu desempenho. Este não é no entanto o único fator que deve pesar na escolha da disposição a utilizar, visto que determinada opção pode não ser compatível com as condições em que se pretende inserir o motor, tornando inglória a sua seleção. Complementarmente, a construção e desenvolvimento de um motor Stirling implica custos económicos, variando estes geralmente com o grau de complexidade envolvido. Desta forma, deve ser analisado cada caso e feita uma ponderação sobre qual o resultado pretendido e o investimento necessário.

No caso particular em análise neste trabalho, em que se propôs estudar a viabilidade da utilização de um motor e de adaptá-lo a um sistema já existente, faz sentido que se empregue a configuração mais vantajosa, a fim de se perceber se existe qualquer potencial, independentemente dos custos que tal escolha implicaria. Assim sendo, a seleção da configuração do motor recai sobre a disposição beta, visto ser a que melhores resultados apresenta, e de a sua adaptação ao sistema solar térmico ser relativamente simples, dada a flexibilidade da ligação das fontes de calor aos permutadores do motor. As restantes dificuldades, tais como a complexidade da construção e de vedação do êmbolo, e ainda os custos acrescidos característicos do desenvolvimento de um motor com esta configuração, são facilmente superadas, no caso de se revelar viável o sistema e de permitir uma exploração comercial.

### **5.3. Fluido de trabalho**

Do mesmo modo que num motor Stirling existem várias configurações possíveis que este pode assumir, também, no que ao fluido de trabalho diz respeito, existem diferentes opções que podem ser empregues. A seleção do fluido de trabalho é por isso uma das etapas cruciais do projeto, pois as suas propriedades irão ditar qual será o desempenho do motor. A sua escolha influencia igualmente a construção do motor, uma vez que diferentes fluidos possuem diferentes características, condicionando por isso os parâmetros ótimos de funcionamento, as dimensões do motor, o tipo de vedação, entre outros fatores.

As primeiras iterações deste tipo de motores utilizavam exclusivamente ar como fluido de trabalho, numa época em que o desenvolvimento se havia apenas iniciado e em que as exigências em termos de funcionamento eram relativamente baixas. Adicionalmente, a abundância do ar era um fator preponderante, uma vez que igualava a do fluido de trabalho utilizado nos motores que Stirling pretendia substituir, a água. Mais tarde, com a continuação do desenvolvimento do motor pela *Philips*, experimentações com outros fluidos como o hélio ou o hidrogénio identificaram-nos como sendo promissores, passando os mesmos a serem utilizados nos motores na época. A sua utilização não era no entanto repartida de igual forma, visto que, derivado da dificuldade da obtenção do hélio e conseqüentemente do seu custo superior, o hidrogénio se revelava como a opção mais adequada [42]. Este fator já não representa uma limitação, devido à abundância do gás que existe nos dias de hoje, pelo que a sua utilização passou a ser comum nos motores produzidos. Desta forma, à exceção de alguns motores experimentais que utilizam gases nobres como o árgon, os fluidos de trabalho que atualmente são empregues pouco variaram, consistindo no ar, no hélio, no hidrogénio ou no dióxido de carbono.

Por forma a se encontrar o fluido cujas propriedades sejam as mais apropriadas para determinado sistema, deve primeiro entender-se o que é procurado num fluido. Denominam-se de propriedades de transporte as propriedades que são relevantes para uma aplicação deste tipo, consistindo estas na massa volúmica, na viscosidade dinâmica, no calor específico e na condutividade térmica [42]. Apresentam-se na Tabela 5.2 os seus valores para os fluidos tipicamente utilizados, e o modo como variam com a temperatura.

Verifica-se, pela tabela, que as propriedades dos fluidos variam bastante, não só entre si como também com a temperatura. Cada uma delas, por sua vez, têm diferentes impactos no funcionamento do motor, sendo que a viscosidade e a massa volúmica afetam sobretudo o escoamento do fluido, estando a transferência de calor dependente das restantes. O fluido ideal será portanto aquele que alia um elevado coeficiente de transferência de calor a uma baixa perda de carga. Por forma a se concluir sobre qual das opções é efetivamente a melhor, pode-se realizar uma pequena simulação, para se poder compará-las perante iguais condições, tal como sugerido por Walker [42]. Considera-se nesta simulação o escoamento do fluido no interior de um tubo, cujas paredes se encontram a uma temperatura superior à do fluido, e determina-se qual o fluido que possibilita a transferência de mais calor e qual o que gera menores perdas de carga. Assume-se um escoamento do fluido completamente desenvolvido e em regime laminar o que, apesar de não ser o que ocorre no motor Stirling, não influencia os resultados e permite reduzir fortemente a complexidade da simulação.

Tabela 5.2 – Comparação das propriedades de transporte dos fluidos de trabalho [55]

Fluido	Temperatura (K)	Massa volúmica, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Calor Específico, $C_p$ (kJ/kg K)	Condutividade térmica, $k \times 10^6$ (kW/m K)	Viscosidade, $\mu \times 10^6$ (kg/m s)
Ar	250	1,412	1,003	22,27	15,99
	500	0,706	1,029	40,41	26,70
	1000	0,353	1,141	67,54	41,70
Hélio	250	0,195	5,19	134,0	18,40
	500	0,097	5,19	202,6	29,30
	1000	0,048	5,19	-	46,70
Hidrogénio	250	0,098	14,05	156,1	7,92
	500	0,0491	14,51	271,8	12,64
	1000	0,0246	14,98	452,2	20,13
Dióxido de carbono	250	2,145	0,791	12,90	12,60
	500	1,073	1,014	32,74	23,67
	1000	0,536	1,234	67,52	39,51

Para se perceber qual o fluido que permite a maior transferência de calor, é necessário determinar-se a mesma, através da expressão que se segue:

$$q = h A_p \Delta T \tag{5.34}$$

onde  $h$  representa o coeficiente de transmissão de calor,  $A_p$  a área de transferência de calor e  $\Delta T$  a diferença entre a temperatura do fluido e da parede da tubagem. Para se encontrar o coeficiente de transmissão de calor, deve-se começar pela determinação do número adimensional de Reynolds, que é dado por:

$$Re = \frac{\rho v x}{\mu} \tag{5.35}$$

em que  $\rho$  é a massa volúmica do fluido,  $v$  a sua velocidade,  $x$  a dimensão característica, que no caso de um tubo consiste no seu diâmetro hidráulico, e por fim  $\mu$ , que consiste na viscosidade dinâmica do fluido. Em adição ao número de Reynolds, é requerido igualmente o cálculo do número de Prandtl, que por sua vez é calculado por:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \tag{5.36}$$

com  $k$  a representar a condutividade térmica. Para além deste número adimensional, calcula-se também o número de Stanton, dado em função do coeficiente de atrito de Fanning,  $\lambda$ :

$$St = \frac{\lambda}{2} \quad (5.37)$$

Este fator depende, por sua vez, do número de Reynolds, de tal forma que:

$$\lambda = \frac{16}{Re} \quad (5.38)$$

Com os números adimensionais referidos anteriormente, é agora possível calcular-se o número de Nusselt, através de uma correlação que os associa:

$$Nu = Re Pr St \quad (5.39)$$

Consegue-se por fim encontrar o coeficiente de transmissão de calor, manipulando-se a expressão que define o número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu k}{L} \quad (5.40)$$

em que  $L$  consiste no comprimento do tubo, representando a dimensão característica do escoamento neste caso. O coeficiente de transmissão de calor permite, por fim, calcular o calor transferido pelo fluido.

Relativamente ao escoamento, calculam-se as potências necessárias para compensar as perdas de carga inerentes ao uso de cada um. A expressão que as dá é então:

$$P = \frac{f \rho v^2 L \dot{Q}}{2 D} \quad (5.41)$$

com  $\dot{Q}$  a representar o caudal volúmico e  $D$  o diâmetro do tubo. Por sua vez, a componente  $f$  consiste no fator de atrito de Darcy, que resulta de:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5.42)$$

Com o cálculo das duas componentes afetas às propriedades de transporte dos fluidos, pode realizar-se a referida simulação e assim perceber-se os diferentes potenciais. A razão entre o calor transferido e as perdas de carga expectáveis facilita a interpretação dos resultados, sendo

que quanto maior o seu valor, melhor será o desempenho do fluido. Na Tabela 5.3 apresentam-se os resultados obtidos.

Tabela 5.3 – Resultados da simulação aos fluidos de trabalho

Fluido	Calor transferido, q (W)	Potência de bombagem, P (W)	q/P
Ar	172,626	0,000671	257250
Hélio	955,465	0,000736	1297500
Hidrogénio	1152,376	0,000318	3627500
Dióxido de carbono	150,805	0,000595	253500

Pela observação da tabela, torna-se óbvio que o fluido que apresenta melhores argumentos é o hidrogénio, possibilitando não só a transferência de mais calor do que as restantes opções, como também originando uma perda de carga inferior. Seguidamente ao hidrogénio posiciona-se o hélio, seguido do ar e por fim do dióxido de carbono, em último lugar. Esta ordem altera-se ligeiramente com a subida da temperatura, verificando-se que para 1000 K o desempenho do dióxido de carbono se sobrepõe ao do ar, sendo porém esta gama de temperaturas irrelevante para o motor em estudo.

Ainda que o desempenho do motor seja o fator mais pertinente na seleção do fluido, existem ainda outros fatores a ter em consideração que condicionam este processo.

### Materiais

O fluido de trabalho escolhido, pode criar problemas de compatibilidade com os materiais utilizados na construção do motor, derivado do comportamento destes numa atmosfera exclusivamente constituída por esse fluido. Um dos casos que inspira maior atenção é o do fluido com maior potencial, o hidrogénio. Este, em condições de elevada pressão e temperatura, provoca a fragilização de alguns metais, levando eventualmente à sua falha. Ligas com elevados teores de níquel e titânio são particularmente suscetíveis, devido ao facto de serem permeáveis ao hidrogénio e de permitirem a sua solubilidade, aumentando a sua concentração no metal e conseqüentemente adulterando as suas propriedades, tipicamente reduzindo a ductilidade. Existem, no entanto, alguns metais que podem ser utilizados sem que exista este risco, tais como o alumínio e as suas ligas e ainda as ligas de bronze ou cobre [56]. Apesar de com os restantes fluidos este fenómeno não suceder, existem outras condicionantes que os englobam. A existência de impurezas no fluido de trabalho é algo a ter em consideração, uma vez que, por exemplo, uma pequena quantidade de vapor de água pode condensar com a

pressão no interior do motor, conduzindo à sua acumulação que, eventualmente, despoletará um processo de corrosão.

### **Construção**

Como é sugerido pelas propriedades de transporte dos fluidos, bem como pelos resultados da simulação, cada fluido proporciona ao motor um certo desempenho. Tipicamente verifica-se a superioridade do hidrogénio, que permite dobrar o trabalho produzido por um motor que utilize hélio, que por sua vez consegue produzir o dobro de um motor a funcionar a ar ou dióxido de carbono. Este fenómeno introduz uma variável importante, pois no caso de o projeto de um motor ter como objetivo uma determinada potência, a utilização de um fluido com potencial superior permitirá a diminuição do seu tamanho, ou que o mesmo funcione com pressões mais baixas, contribuindo para um decréscimo dos custos construtivos, bem como para um prolongamento da fiabilidade do motor e da sua vida útil. Complementarmente, as diferentes propriedades dos fluidos implicam também que a otimização das configurações varie consoante o caso, havendo um ângulo de desfasamento ótimo distinto para cada fluido.

### **Segurança**

De uma forma geral, os fluidos passíveis de serem utilizados num motor são seguros pois, derivado da quantidade reduzida existente, uma eventual fuga dos mesmos não cria imediatamente uma atmosfera perigosa. Contudo, o hidrogénio apresenta uma enorme desvantagem em relação aos restantes fluidos, pois este é extremamente inflamável quando em contacto com oxigénio e uma fonte de ignição ou pressões elevadas [57]. Não obstante, no caso de um motor Stirling, a pressão a que se encontra o seu interior reduz consideravelmente a possibilidade de ocorrerem infiltrações de ar, diminuindo-se por isso o risco da sua utilização.

### **Vedação**

A contenção do fluido de trabalho no interior do motor é um ponto importante na sua escolha, visto que a facilidade com que ocorrem fugas influencia questões como a segurança, no caso de se tratar de um fluido perigoso, a periodicidade das manutenções, por forma a se repor a quantidade de fluido definida, ou inclusivamente o desempenho do motor, devido à diminuição da pressão do fluido. A vedação do motor depende essencialmente de dois aspetos, sendo um a permeabilidade dos materiais que o compõem, em relação ao fluido utilizado, e o outro a vedação proporcionada pelos vedantes dos êmbolos em contacto com o exterior. A

permeabilidade do material constituinte do motor refere-se ao fenómeno em que, devido à sua porosidade, o material permite a passagem do gás que está a conter, sendo este agravado com o aumento da temperatura ou da pressão e ainda, logicamente, com a redução da sua espessura do material. Por sua vez, a vedação nos êmbolos do motor é algo que está dependente da viscosidade do gás, na medida em que quanto mais viscoso for o fluido, menor será a sua tendência para vencer os vedantes. O hidrogénio surge novamente como um fluido problemático, dado que o reduzido tamanho das suas moléculas o tornam difícil de conter, sendo o problema mais severo em áreas com espessuras pequenas, como por exemplo nos permutadores de calor. Complementarmente, o hidrogénio é significativamente menos viscoso do que os restantes fluidos, o que dificulta ainda mais a sua contenção o que, no caso deste gás em particular, pode representar uma situação perigosa, devido à sua elevada inflamabilidade.

### **Seleção do fluido de trabalho**

A seleção do fluido de trabalho prende-se portanto não só com a análise do desempenho que o mesmo irá conferir ao motor, como também dos pontos atrás abordados. Como tal, para cada situação, deve ser feita uma análise de todos os fatores que estão implicados na escolha de determinado fluido. Neste caso particular, as hipóteses de escolha recaem essencialmente sobre dois gases, o hélio e o hidrogénio. Optando-se pelo primeiro, obtém-se um motor com um desempenho superior a outro que utilize ar ou dióxido de carbono, e que não inspira cuidados no que toca aos restantes fatores, como a segurança ou a incompatibilidade com materiais. A segunda opção, o hidrogénio, apresenta no entanto um potencial superior, o que, no caso de um motor que trabalha com diferenças de temperaturas reduzidas, é crucial. Enaltecendo ainda mais o potencial deste gás, tem-se o facto de as temperaturas reduzidas resolverem parcialmente alguns dos problemas inerentes à sua utilização, uma vez que se torna mais fácil a sua contenção dentro do motor, e que a compatibilidade com os metais é maior do que com temperaturas mais elevadas. Comparativamente, ainda que ambos os gases sejam maioritariamente obtidos por processos de extração a partir do gás natural, pelo facto de atualmente o hélio ser um gás com uma enorme e crescente procura, a sua exploração é extremamente dispendiosa e insuficiente para a satisfação das necessidades existentes [58]. Por sua vez, o hidrogénio, que hoje é obtido de forma semelhante ao hélio, tem a possibilidade de ser extraído de inúmeras outras formas e de outras fontes, como a água ou o ar, o que elimina virtualmente a sua escassez e lhe confere uma enorme polivalência [59]. Conclui-se portanto que o hidrogénio se apresenta como uma opção superior ao hélio e às restantes opções, tendo unicamente a condicionante de requerer um cuidado acrescido, derivado a ser facilmente inflamável. Esta limitação pode contudo ser minimizada na fase de projeto, sem grandes custos acrescidos.

## 5.4. Permutadores de calor

Os permutadores de calor assumem um papel vital no funcionamento do motor Stirling, estando o seu desempenho ultimamente ligado ao bom funcionamento do mesmo. Nesta medida, um dimensionamento incorreto tem como consequência uma degradação acentuada do processo de transferência de energia ao fluido. Tipicamente, são utilizadas duas unidades, sendo uma destinada ao aquecimento do fluido de trabalho, através da troca de calor com uma fonte quente, e outra ao seu arrefecimento, pela dissipação do calor nele acumulado. Geralmente, os permutadores inseridos neste tipo de motores dividem-se em duas classes, consoante a sua estrutura, podendo ser do tipo tubular ou anelar. Na Figura 5.13 representam-se esquematicamente exemplos básicos de cada uma destas classes.

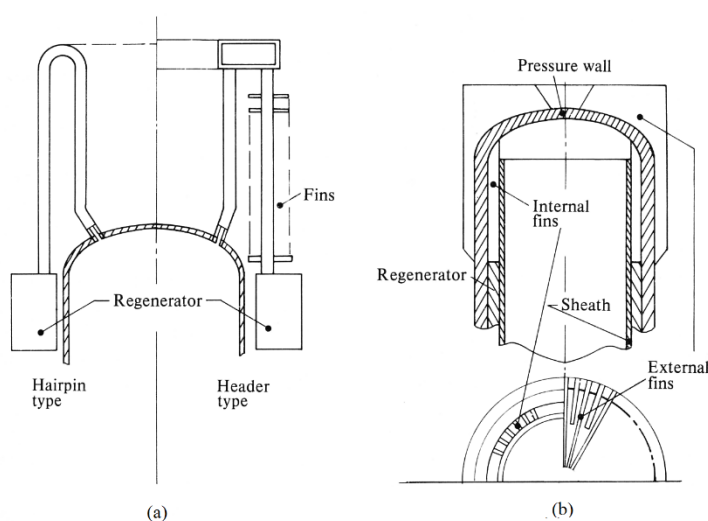


Figura 5.13 - Tipos de permutadores de calor: a) Tubular, b) Anelar. Adaptado de [42]

No caso dos permutadores tubulares, a troca de calor dá-se no exterior do motor, mais concretamente nos feixes que estão em contacto com a fonte de calor e que são percorridos pelo fluido de trabalho. Já nos permutadores anelares, o fluido, encontrando-se no espaço entre o invólucro do motor e o cilindro onde se desloca o êmbolo, troca calor através da parede exterior, que se encontra em contacto com a fonte de calor.

No caso particular de um motor que funciona com um baixo diferencial de temperaturas, a escolha mais lógica recai sobre um permutador do tipo tubular, pois fruto da sua principal característica, uma temperatura da fonte quente reduzida, existe a necessidade de se utilizar uma área de permuta maior, a fim de se maximizar a troca de calor. Tal, é mais facilmente conseguido através de um permutador deste género, visto que a variação do número e diâmetro dos feixes tubulares permite obter-se uma área significativamente superior à de um permutador

anelar, tendo também a vantagem de não afetar o diâmetro do cilindro onde se movimentam o êmbolo e o deslocador.

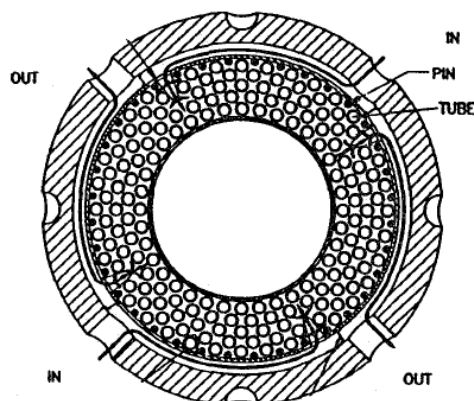


Figura 5.14 - Corte de um permutador de calor tubular de um motor Stirling. [60]

A análise dos permutadores de calor existentes no motor, carece do conhecimento de determinadas propriedades dos escoamentos que os percorrem, sendo uma dessas propriedades cruciais o caudal mássico. No caso de um motor Stirling, encontrar os caudais do fluido de trabalho que atravessam os feixes tubulares do permutador constitui uma tarefa complexa, derivado da natureza oscilatória do escoamento. A prática comum consiste na utilização das correlações de Dittus-Boelter para escoamentos turbulentos, no entanto, o desenvolvimento de novas metodologias como as formuladas por Zhao et al. [1996] ou Kornhauser et al. [1989], permitem uma aplicação mais direta a este tipo de escoamentos [61] [62]. Complementarmente refere-se a metodologia formulada por Kuosa et al. [2012], cuja aplicação permite simplificar consideravelmente o estudo de um escoamento oscilatório [63]. A sua aplicação é iniciada com a determinação da velocidade média que o fluido possui, após ser deslocado pelo êmbolo ou deslocador:

$$v_{med} = \frac{x_{max} \omega}{2} \sin(\omega t) \quad (5.43)$$

onde  $x_{max}$  representa a amplitude do deslocamento do fluido, dado neste caso pelo curso máximo do êmbolo,  $\omega$  a frequência de oscilação, vulgo a rotação do motor, e  $t$  o instante de tempo considerado. A conjugação da frequência com o instante de tempo resulta no ângulo de fase  $\theta = \omega t$ , podendo também a fórmula ser expressa em sua função. Adicionalmente, pode, a partir desta expressão, ser encontrada a velocidade máxima do fluido:

$$v_{max} = \frac{x_{max} \omega}{2} \quad (5.44)$$

O caudal mássico é por fim dado em função da velocidade do fluido, sendo este calculado pela seguinte expressão:

$$\dot{m} = \rho A v \quad (5.45)$$

sendo  $A$  a área de passagem do escoamento, que nesta situação se refere à área do êmbolo, e  $v$  a sua velocidade, máxima ou média, consoante o caudal mássico a determinar. Tendo-se o caudal mássico máximo do escoamento,  $\dot{m}_{max}$ , bem como a área total de passagem do escoamento pelo permutador,  $A_{total,f}$ , é então possível determinar-se a velocidade máxima do fluido nos feixes do permutador:

$$v_{max,f} = \frac{\dot{m}_{max}}{\rho A_{total,f}} \quad (5.46)$$

Posteriormente, e com a velocidade máxima do fluido calculada, determina-se o número de Reynolds máximo do escoamento:

$$Re_{max} = \frac{\rho v_{max,f} d_{h,f}}{\mu} \quad (5.47)$$

em que  $d_{h,f}$  é o diâmetro hidráulico de um feixe tubular. Por sua vez, o número de Reynolds médio pode ser obtido pela relação apresentada por Monte et al. [1996], que o relaciona com o número de Reynolds máximo [60]:

$$Re_{med} = \frac{2}{\pi} Re_{max} \quad (5.48)$$

Adicionalmente aos valores médio e máximo, é necessário determinar-se o número de Reynolds cinético, dado pela expressão:

$$Re_{\omega} = \frac{\rho \omega d_{h,f}}{\mu} \quad (5.49)$$

Para o cálculo de um outro parâmetro característico do escoamento do fluido no permutador, o número de Nusselt, requer-se o cálculo de uma propriedade designada por amplitude adimensional da oscilação do fluido:

$$A_0 = \frac{x_{max,f}}{d_{h,f}} \quad (5.50)$$

sendo  $x_{max,f}$  a amplitude do deslocamento do fluido num feixe do permutador. Para se determinar esta tem-se que:

$$x_{max,f} = \frac{v_{max} \cdot 2}{\omega} \quad (5.51)$$

O número de Nusselt é então dado em função destes dois parâmetros calculados, a amplitude adimensional da oscilação e o número de Reynolds cinético:

$$Nu = 0,02 A_0^{0,85} Re_\omega^{0,58} \quad (5.52)$$

Conhecido o número de Nusselt, e reformulando-se a expressão que tipicamente o define, pode-se eventualmente obter o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , no interior dos feixes tubulares do permutador:

$$h_{i,f} = \frac{Nu \cdot k}{d_{h,f}} \quad (5.53)$$

Finalmente, é então possível determinar-se o coeficiente global de transmissão de calor, por meio dos coeficientes de transmissão de calor dos fluidos no interior e no exterior do feixe tubular,  $h_{i,f}$  e  $h_{e,f}$  respetivamente, assumindo-se que a transmissão de calor por condução através da parede do mesmo é irrelevante:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,f}} + \frac{1}{h_{e,f}}} \quad (5.54)$$

### Método $\epsilon$ -NTU

O dimensionamento dos permutadores de calor consiste, portanto, no processo de definição das características construtivas que permitem obter dele o melhor desempenho possível. Para tal, recorre-se à aplicação de métodos que permitam relacionar a quantidade de calor transferida com outros parâmetros, como as temperaturas de entrada ou de saída dos fluidos no permutador. Um desses métodos consiste na média logarítmica da diferença de temperatura que, apesar de ser regularmente utilizado devido à sua simplicidade, não pode ser aplicado neste caso, uma vez que para o mesmo é requerido o conhecimento prévio das temperaturas de entrada e saída do permutador de ambos os fluidos. Como tal, recorre-se a outro método, denominado de  $\epsilon$ -NTU, que dispensa as temperaturas de saída do permutador dos fluidos, sendo este melhor aplicado à presente situação.

Primeiramente, é determinada a transferência de calor máxima que se pode obter em teoria, limitada pela capacidade térmica mais baixa dos fluidos, dada pela expressão que se segue:

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,in} - T_{f,in}) \quad (5.55)$$

onde  $T_{q,in}$  e  $T_{f,in}$  representam as temperaturas de entrada do fluido quente e do fluido frio, respetivamente, e  $C_{min}$  a capacidade térmica mínima, de entre os fluidos que irão trocar calor. A capacidade térmica, por sua vez, resulta do produto do caudal mássico pelo calor específico a pressão constante do fluido,  $C_p$ :

$$C = \dot{m} C_p \quad (5.56)$$

O número de unidades de transferência, de onde advém o nome do método, é dado por uma expressão que integra o coeficiente global de transmissão de calor do permutador  $U$ , a sua área de permuta  $A_p$ , e ainda a capacidade térmica mínima dos fluidos  $C_{min}$ :

$$NTU = \frac{U A_p}{C_{min}} \quad (5.57)$$

Por sua vez, a eficácia do permutador resulta das equações formulada por Kays e London [1964], consoante o tipo de equipamento [64]. No caso de um permutador do tipo tubular com escoamento em contracorrente, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}} \quad (5.58)$$

sendo  $C_r$  a razão das capacidades térmicas ( $C_{min}/C_{máx}$ ). Na Figura 5.15, representa-se graficamente a variação da eficácia do permutador, em função do número de unidades de transferência e da razão das capacidades térmicas.

Por último, para se obter o calor efetivamente transferido no permutador de calor, deve-se aplicar a eficácia deste ao calor máximo teoricamente transferível, de tal forma que:

$$q = \varepsilon q_{max} \quad (5.59)$$

A temperatura de saída dos fluidos pode agora ser determinada, sendo a mesma obtida a partir da expressão da transferência de calor:

$$q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (5.60)$$

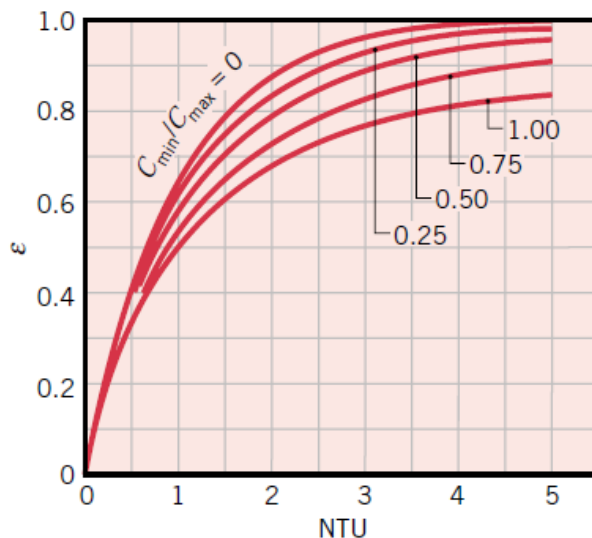


Figura 5.15 - Eficácia de um permutador de calor contracorrente [65]

## 5.5. Regenerador

Em adição aos permutadores de calor, o regenerador é o outro componente onde ocorrem trocas de calor com o fluido de trabalho, neste caso não com outro fluido mas sim com uma massa no seu interior. Estando o regenerador montado entre os permutadores, o seu funcionamento resume-se à acumulação de calor, aquando a passagem do fluido no sentido do dissipador, proveniente do aquecedor, e à sua libertação, quando o escoamento se dá no sentido inverso. Este aproveitamento de calor permite ao regenerador funcionar como uma extensão de ambos os permutadores, o que eventualmente se reflete na possibilidade de estes possuírem áreas de permuta menores e, conseqüentemente, tamanhos mais reduzidos, constituindo por isso volumes mortos mais pequenos.

Como consequência de se limitar a acumular o calor retirado ao fluido, um regenerador é um componente relativamente simples, limitando-se a sua condição à existência de um volume que possibilite a transferência de calor quando o fluido o atravessa. Tipicamente, a sua classificação é feita segundo a disposição que apresenta, estando intimamente ligada ao tipo de permutadores utilizados. Desta forma, um regenerador pode ser do tipo de invólucro ou anelar, consistindo o primeiro num componente montado entre os permutadores de calor, colocados no exterior do motor, e o segundo num volume semelhante aos permutadores anelares. Ambos os tipos são preenchidos por matrizes sólidas e porosas, com o intuito de se aumentar a troca de calor com o fluido, sendo utilizados para tal filmes de arame sobrepostos ou feltros metálicos. Relativamente ao motor em estudo, em função da utilização de permutadores tubulares, o tipo de regenerador mais indicado é o do tipo de invólucro.

### Método $\varepsilon$ -NTU

De forma análoga aos permutadores de calor, também para o dimensionamento do regenerador é requerida a aplicação de métodos para analisar em detalhe o seu funcionamento. Uma dessas metodologias é novamente o número de unidades de transferência, cuja adaptação feita por Tanaka et al. [1990] permite ser aplicada a este componente [66]. Esta, tem início com a determinação do número de Reynolds médio, cuja dimensão característica é o diâmetro hidráulico. Assim:

$$Re_{h,med} = \frac{\rho v_{med} d_h}{\mu} \quad (5.61)$$

Considera-se, neste caso, a velocidade  $v_{med}$  como a média das velocidades médias calculadas à entrada dos permutadores de calor. Por sua vez, o diâmetro hidráulico do regenerador  $d_h$ , depende das características da malha utilizada, tais como o diâmetro do arame  $d$ , a sua porosidade  $\varphi$ , e o seu fator de forma  $\sigma$ :

$$d_h = \frac{4 \varphi d}{\sigma (1 - \varphi)} \quad (5.62)$$

O fator de forma consiste na razão entre a área superficial da malha e o seu volume, assumindo valores típicos de 4 para redes de arame, 6,9 para palha-de-aço e 6 para metal sinterizado. Em função do número de Reynolds médio, calcula-se posteriormente o número adimensional de Nusselt médio que daí advém, obtido pela seguinte expressão empírica:

$$Nu_{h,med} = 0,33 Re_{h,med}^{0,67} \quad (5.63)$$

Em função destes dois parâmetros característicos do escoamento, é possível determinar-se o número de unidades de transferência. Assim:

$$NTU = \frac{4 Nu_{h,med} L}{Pr Re_{h,med} d_h} \quad (5.64)$$

onde, complementarmente às variáveis já mencionadas,  $L$  representa o comprimento do regenerador e  $Pr$  o número de Prandtl do escoamento. Em função do número de unidades de transferência, é calculada a eficiência deste componente, dada pela expressão:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{NTU + 2} \quad (5.65)$$

Finalmente, para se encontrarem as temperaturas de saída do fluido, é utilizada a expressão que define a eficácia do regenerador:

$$\varepsilon = \frac{q_{q,in} - q_{q,out}}{q_{q,in} - q_{f,in}} \quad (5.66)$$

em que  $q_{q,in}$  e  $q_{q,out}$  representam, respetivamente, o calor que entra e que sai do regenerador, quando o escoamento flui no sentido do aquecedor para o dissipador, e  $q_{f,in}$  o calor que entra quando o escoamento se dá no sentido inverso. Conversamente, pode-se escrever:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_q(T_{q,in} - T_{q,out})}{C_{min}(T_{q,in} - T_{f,in})} = \frac{C_f(T_{f,out} - T_{f,in})}{C_{min}(T_{q,in} - T_{f,in})} \quad (5.67)$$

Uma vez que no regenerador o fluido envolvido na troca de calor é o mesmo, possuindo portanto o mesmo calor específico, e que se considera o mesmo caudal mássico em ambos os sentidos, resulta que as capacidades térmicas são iguais, isto é,  $C_q = C_f = C_{min}$ . Desta forma, obtém-se:

$$\varepsilon = \frac{T_{q,in} - T_{q,out}}{T_{q,in} - T_{f,in}} = \frac{T_{f,out} - T_{f,in}}{T_{q,in} - T_{f,in}} \quad (5.68)$$

Pode ainda determinar-se a área de permuta do regenerador, dada pelo número de unidades de transferência, pelo calor específico do fluido, pelo seu caudal mássico e pelo coeficiente de transmissão de calor. Assim:

$$A_p = \frac{NTU C_p \dot{m}}{h} \quad (5.69)$$

em que o coeficiente de transmissão de calor resulta da relação entre o número de Nusselt médio, a condutividade térmica do fluido e o diâmetro hidráulico determinado:

$$h = \frac{Nu_{h,med} k}{d_h}$$

## 5.6. Irreversibilidades

Na análise isotérmica não são contabilizadas as irreversibilidades que ocorrem no funcionamento do motor, implicando que as previsões por ela obtidas sejam fortemente

idealizadas. A obtenção de resultados mais próximos da realidade carece portanto de uma análise mais detalhada do ciclo, considerando-se as perdas que lhe são inerentes. Esta, surge na forma da modelação de segunda ordem, uma análise que se baseia nos resultados previstos pela modelação de primeira ordem, a análise isotérmica, à qual são posteriormente aplicadas as perdas não contabilizadas inicialmente. Desta forma, perdas resultantes das quedas de pressão existentes nos componentes ou da dissipação de calor no motor têm de ser determinadas.

### 5.6.1. Perdas de carga

A potência dissipada na compensação das perdas de carga, resultantes da passagem do fluido pelos componentes, representa uma importante parcela na contabilização das irreversibilidades que afetam o funcionamento de um motor. Possuindo três permutadores de calor, o aquecedor, o dissipador e o regenerador, facilmente se compreende a importância de se encontrar o valor desta potência desperdiçada. O seu cálculo, depende então das perdas de carga verificadas nos referidos componentes, e do caudal volúmico do fluido de trabalho que os atravessa:

$$W = \Delta p \dot{Q} \quad (5.70)$$

Seguidamente, abordam-se as metodologias aplicadas para a determinação das perdas de carga nos diferentes permutadores de calor.

#### Aquecedor e dissipador

Partilhando o aquecedor e o dissipador as mesmas características construtivas, a determinação das perdas de carga ao longo destes componentes é feita de forma semelhante. Assim, de acordo com Kuosa et al. [2012], a expressão da perda de carga aplicada a um permutador de calor de um motor Stirling assume a seguinte forma [63]:

$$\Delta p = \left( \lambda_f \frac{L_f}{d_{h,f}} + \varphi \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.71)$$

sendo  $\lambda_f$  o coeficiente de atrito de Fanning nos feixes tubulares,  $L_f$  e  $d_{h,f}$  respetivamente o comprimento e diâmetro hidráulico dos feixes tubulares,  $\varphi$  o coeficiente de atrito resultante da variação da geometria do permutador, caso se verifique, e  $v$  a velocidade média de passagem do fluido nos feixes. O coeficiente  $\lambda_f$  corresponde ao quádruplo do

coeficiente de atrito de Darcy, ou seja  $\lambda_f = 4 f$ . Este, por sua vez, pode ser definido pelas correlações obtidas experimentalmente por Zhao et al. [1996] para escoamentos oscilatórios [67]. Assim sendo, para escoamentos laminares tem-se:

$$f_{laminar} = \frac{3,21912}{A_0(Re_\omega^{0,548} - 2,03946)} \quad (5.72)$$

Devendo, para a aplicação desta expressão empírica, verificar-se que  $23 \leq Re_\omega \leq 395$  e  $0 \leq A_0 \leq 26,4$ . Analogamente, para escoamentos turbulentos vem que:

$$f_{turbulento} = \frac{1}{A_0} \left( \frac{76,6}{Re_\omega^{1,2}} + 0,40624 \right) \quad (5.73)$$

Sendo necessário, neste caso, verificarem-se as condições  $81 \leq Re_\omega \leq 540$  e  $53,4 \leq A_0 \leq 113,5$ .

### Regenerador

Relativamente ao regenerador, o cálculo das perdas de carga pode ser feito pela expressão formulada por Gedeon et al. [1996], na qual é também contabilizada a porosidade da malha do regenerador [68]. Assim, tem-se:

$$\Delta p = f \frac{L(1-\varepsilon)\rho}{2d\varepsilon} v^2 \quad (5.74)$$

Em que o fator de atrito de Darcy é obtido experimentalmente para dois tipos de matrizes comuns. No caso de ser utilizada uma malha de arame, a fórmula empírica que dá o fator de atrito é:

$$f_{malha} = \frac{129}{Re} + \frac{2,91}{Re^{0,103}} \quad (5.75)$$

Por outro lado, tratando-se de uma matriz com elementos de feltro metálico, a expressão assume a seguinte forma:

$$f_{feltro} = \frac{129}{Re} + \frac{4,53}{Re^{0,067}} \quad (5.76)$$

### 5.6.2. Transferência de calor

As trocas de calor que ocorrem nos permutadores não constituem um processo ideal, representando por isso mais uma irreversibilidade. Dos três permutadores do motor, o regenerador é o que tipicamente apresenta perdas mais elevadas, sendo por isso necessário determiná-las. De acordo com a análise estabelecida por Tanaka et al. [1996], para o cálculo do calor perdido nas trocas de calor neste componente tem-se que [66]:

$$q_{perdido} = \frac{Pr Re_{h,med} d_h}{2 Nu_{h,med} L} (q_{q,in} - q_{q,out}) \quad (5.77)$$

### 5.6.3. Perdas de calor

Um motor Stirling opera entre uma fonte de calor quente e uma fonte fria, existindo por isso volumes no seu interior que se encontram a diferentes temperaturas. Consequentemente, estabelecem-se fluxos de calor entre os volumes a temperaturas mais elevadas e os volumes a temperaturas mais baixas, o que constitui perdas que prejudicam o desempenho do motor. O cálculo destas está dependente da forma como se transfere o calor, sendo considerados nesta análise somente os mecanismos de condução.

#### Cilindro do motor

O volume de expansão do motor encontra-se a uma temperatura aproximada à da fonte quente, enquanto o volume de compressão se encontra a uma temperatura aproximada à da fonte fria. Considerando-se que as paredes do cilindro do motor se encontram à mesma temperatura do volume que limitam, e uma vez que estes volumes se encontram no mesmo cilindro, verifica-se um fluxo de calor ao longo do mesmo. O seu cálculo pode ser feito através da expressão formulada por Fourier:

$$q = k \frac{A}{L} \Delta T \quad (5.78)$$

onde  $k$  indica a conductividade térmica do material que constitui o cilindro,  $A$  a área perpendicular ao fluxo de calor,  $L$  a distância entre os dois volumes e por fim  $\Delta T$ , que representa a diferença das suas temperaturas.

### **Deslocador**

Uma vez que o deslocador se encontra em contacto com dois volumes a diferentes temperaturas, tal como o cilindro do motor, também ao longo deste se estabelece um fluxo de calor. Considerando-se unicamente o mecanismo de transferência de calor por condução, o método de cálculo a utilizar consiste igualmente na expressão de Fourier.

### **Permutadores de calor**

Os permutadores de calor do motor encontram-se, logicamente, a diferentes temperaturas e, estando os mesmos ligados fisicamente pelo regenerador, ocorrem trocas de calor por condução. Assim sendo, a determinação desta perda de calor é feita de forma análoga aos componentes anteriormente referidos.

## **5.7. Otimização do funcionamento**

A otimização das características do motor representa uma fase crucial no seu dimensionamento, permitindo a maximização do desempenho e ultimamente contribuindo para a viabilidade do sistema de microgeração. Desta forma, é necessário analisarem-se os parâmetros que mais influenciam a potência que o motor produz. Excluindo-se as temperaturas das fontes de calor, pois são condições impostas, estes parâmetros consistem no ângulo de desfasamento entre o êmbolo e o deslocador, na frequência de rotação e na massa de gás no motor.

### **Ângulo de desfasamento**

O ângulo de desfasamento está diretamente associado a características como a amplitude da variação do volume do motor, e conseqüentemente à variação da pressão e das propriedades do fluido, ou ainda à distribuição da massa de fluido pelos vários volumes que constituem o motor. Ângulos de desfasamento reduzidos resultam em grandes variações de volume, que por sua vez se traduzem em grandes variações de pressão. Estas, são no entanto maioritariamente obtidas pela compressão e expansão do fluido, uma vez que nestes casos a sua passagem pelos permutadores é limitada. Este processo implica então o consumo de trabalho, o que se traduz na diminuição da potência do motor. Por outro lado, ângulos elevados conduzem à situação oposta, em que as variações de pressão, mais reduzidas, se fazem essencialmente por meio do aquecimento e arrefecimento do fluido. Resulta daqui novamente uma diminuição do trabalho

produzido e por isso da potência produzida pelo motor. Representa-se graficamente na Figura 5.16 a influência deste parâmetro na potência do motor.

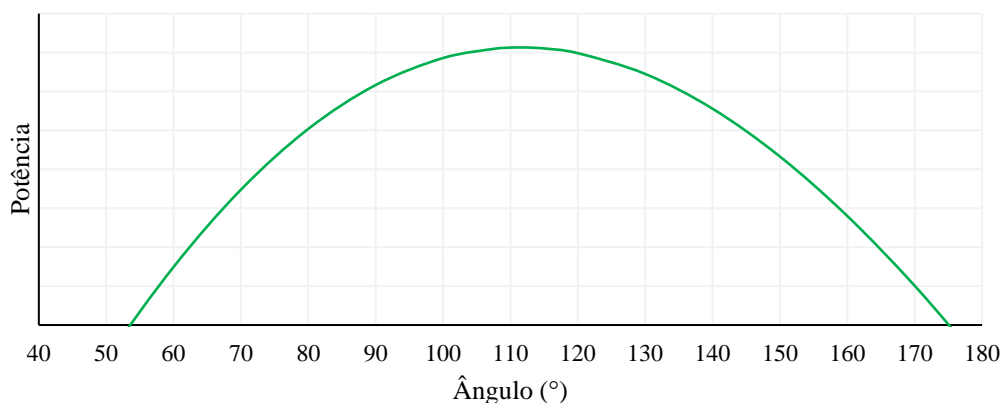


Figura 5.16 – Representação gráfica da otimização do ângulo de desfasamento

Conclui-se, desta forma, que o equilíbrio entre os dois fenómenos referidos corresponderá então à situação do ângulo ideal, estando fortemente dependente da temperatura da fonte quente. Assim, temperaturas mais reduzidas implicam ângulos de desfasamento mais elevados, a fim de se compensar a transferência de calor limitada, enquanto temperaturas mais elevadas resultam em ângulos mais pequenos. Para as condições de funcionamento do motor modelado, verifica-se que o ângulo ideal corresponde a 111°, resultado das baixas temperaturas de operação.

### Frequência de rotação

Este parâmetro detém igualmente uma importante influência na potência do motor, ao estar associado à velocidade do escoamento nos permutadores de calor e ainda ao número de ciclos completos num intervalo de tempo. Relativamente ao primeiro aspeto, é evidente que uma frequência maior implica que o ciclo se dê mais rapidamente, o que se traduz na deslocação mais rápida do fluido. Tal, resulta num aumento do coeficiente de transmissão de calor, que se manifesta numa transferência de calor superior ao fluido e eventualmente em temperaturas superiores, aumentando a potência do motor. Adicionalmente, é fácil compreender-se que uma maior frequência de rotação decorre num número superior de ciclos num determinado intervalo de tempo o que, em função do trabalho produzido em cada um, resulta igualmente numa potência maior. Contudo, o aumento da frequência tem também implicações ao nível das perdas de carga nos componentes, bem como na transferência de calor no regenerador. A potência requerida para compensar as perdas de carga ocorridas nos permutadores de calor,

aumenta juntamente com a frequência de rotação. Do mesmo modo, as perdas de calor que resultam da transferência de calor nestes componentes aumentam também, em particular no regenerador, responsável por grande parte do calor perdido.

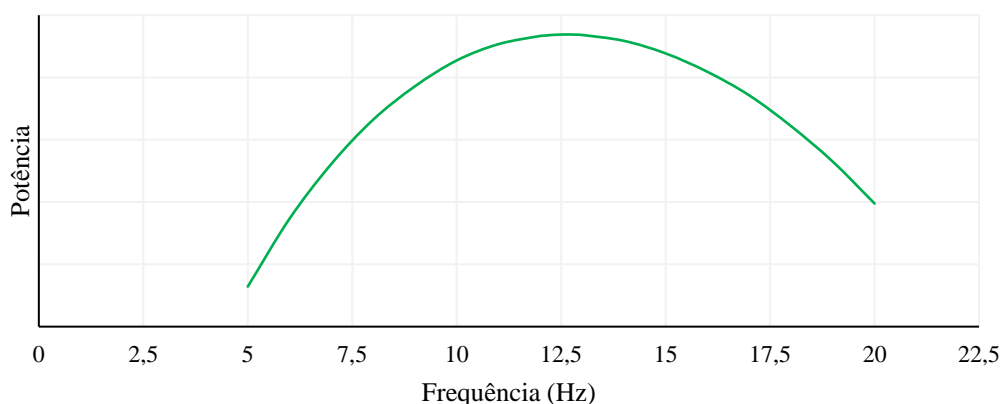


Figura 5.17 - Representação gráfica da otimização da frequência de rotação

Analogamente ao ângulo de desfasamento, a frequência de rotação do motor é igualmente o produto de um compromisso entre os diversos fatores referidos, verificando-se para o motor modelado uma frequência ótima de 12,6 Hz.

### Massa de fluido

A quantidade de fluido existente no motor é uma característica que afeta não só a pressão a que se encontra o interior da máquina, como também outros processos, em particular a transferência de calor e o escoamento do fluido. Como é lógico, o aumento da quantidade de fluido de trabalho no interior do motor resulta tipicamente em pressões mais elevadas, ocorrendo o inverso com uma menor quantidade do fluido, tal como demonstrado pela equação dos gases perfeitos que modela o seu comportamento. Associadas à pressão, estão as propriedades dinâmicas do fluido, resultando daqui o impacto no seu escoamento. De um modo geral, a massa volúmica e a viscosidade aumentam juntamente com a pressão, o que se traduz num aumento das perdas de carga nos componentes. Por sua vez, em relação à influência sobre a transferência de calor, verifica-se um aumento da condutividade térmica e do calor específico do fluido com o aumento da pressão, o que efetivamente contribui para um diferencial de temperaturas mais elevado, beneficiando o funcionamento do motor. Este fator, é no entanto minimizado pela quantidade de fluido superior que atravessa os permutadores, que condiciona este aumento de temperatura. Complementarmente, a massa de gás existente tem particular importância no regenerador, uma vez que um maior caudal de fluido está

diretamente associado ao aumento das perdas inerentes às trocas de calor, prejudicando o desempenho do motor.

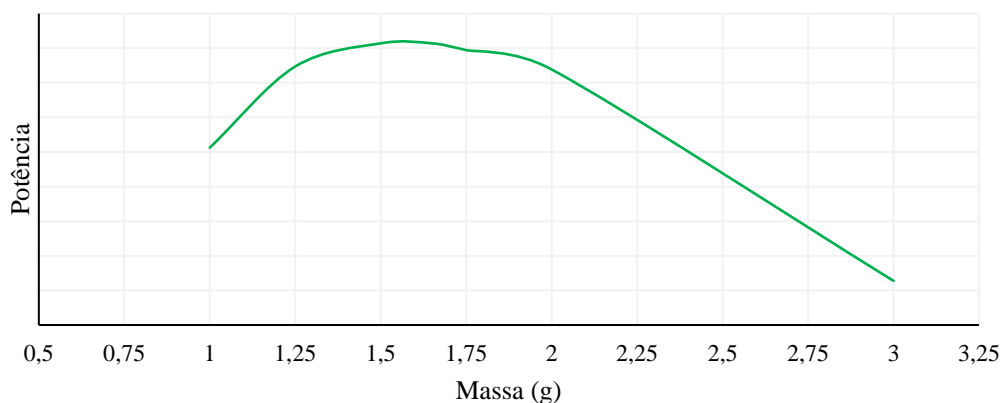


Figura 5.18 - Representação gráfica da otimização da quantidade de fluido

Como é expectável, a quantidade de fluido ótima advém do equilíbrio entre os processos que dela dependem, devendo-se conjugar uma variação de pressão e de temperatura máximas com perdas de cargas mínimas. Derivado das condições estipuladas, e das características do motor modelado, este equilíbrio é encontrado para uma massa de gás de 1,6 g.

## 5.8. Especificações do motor

As especificações do motor modelado resultam de um extenso processo iterativo, onde se estabelecendo as relações entre os vários componentes e processos considerados, tal como descrito nos procedimentos anteriormente referidos, é possível compreender-se as consequências da variação do elevado número de variáveis em questão. Desta forma, a alteração de características dos êmbolos, dos permutadores, das temperaturas das fontes de calor ou de qualquer outro parâmetro, surtem efeitos no desempenho do motor, permitindo perceber-se quais as características mais vantajosas para o motor. Apresentam-se na Tabela 5.4 as especificações que demonstraram ser as mais indicadas para o motor Stirling do sistema de microgeração e na Figura 5.19 uma representação do mesmo.

Tabela 5.4 - Características do motor Stirling modelado

<b>Estrutura</b>		<b>Fluido de trabalho</b>	
Configuração	Beta	Fluido	Hidrogénio
Ângulo de desfasamento (°)	111	Massa (g)	1,6
<b>Regime de operação</b>		<b>Êmbolo &amp; Deslocador</b>	
Rotação (Hz)	12,6	Diâmetro (m)	0,055
Pressão média do fluido (MPa)	5,366	Curso (m)	0,040
<b>Aquecedor</b>		<b>Dissipador</b>	
Caudal de água (kg/s)	0,05	Caudal de água (kg/s)	0,1
Temperatura da água (K)	393,15	Temperatura da água (K)	293,15
Tipo	Tubular	Tipo	Tubular
Nº tubos	325	Nº tubos	325
Dimensões tubos (m)	0,003 x 0,05	Dimensões tubos (m)	0,003 x 0,05
Área de permuta (m <sup>2</sup> )	0,153	Área de permuta (m <sup>2</sup> )	0,153
Volume (cm <sup>3</sup> )	114,864	Volume (cm <sup>3</sup> )	114,864
<b>Regenerador</b>		<b>Volumes mortos</b>	
Tipo	Invólucro	Volume de expansão (cm <sup>3</sup> )	8
Interior	Malha de arame	Volume de compressão (cm <sup>3</sup> )	8
Comprimento (m)	0,02	Outros (cm <sup>3</sup> )	12
Área de permuta (m <sup>2</sup> )	1,030		
Volume (cm <sup>3</sup> )	30,886		

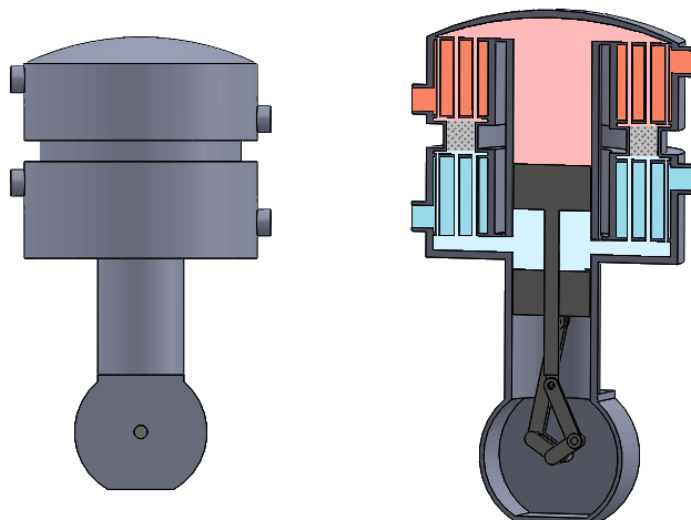


Figura 5.19 – Representação e corte do motor Stirling modelado

## Capítulo 6

# Simulação do Sistema de Microgeração

No presente capítulo é efetuada uma simulação ao sistema de microgeração idealizado, de modo a se obter uma estimativa do seu desempenho que, eventualmente, permitirá concluir sobre a sua viabilidade.

### 6.1. Simulação do motor Stirling

O motor Stirling é, em grande parte, o componente que irá ditar o desempenho do sistema de microgeração. Assim sendo, deve ser determinada a potência desenvolvida por este para que, posteriormente, se possa estimar a desenvolvida pelo sistema. O cálculo da potência do motor com as características apresentadas anteriormente pode então ser feito através da simulação do seu funcionamento. Por forma a se validarem os resultados obtidos, bem como o processo de dimensionamento seguido, esta simulação é feita tanto analiticamente, através da modelação de segunda ordem, como de forma computacional, através de uma aplicação desenvolvida para o efeito.

#### 6.1.1. Modelação de segunda ordem

Partindo da análise isotérmica, a modelação de segunda ordem, também designada de análise adiabática, é uma forma de se obter uma estimativa o mais fiel possível ao ciclo de Stirling real, contabilizando-se para isso as irreversibilidades que ocorrem. Consideram-se por assim todas as perdas determinadas no capítulo anterior, excluindo-se unicamente as perdas de calor para o exterior, tal como sugere a designação desta análise.

Da análise isotérmica do motor modelado obtêm-se os resultados apresentados na Figura 6.1, na qual são representados o diagrama p-V do ciclo, o do trabalho produzido e consumido e ainda o da potência desenvolvida.

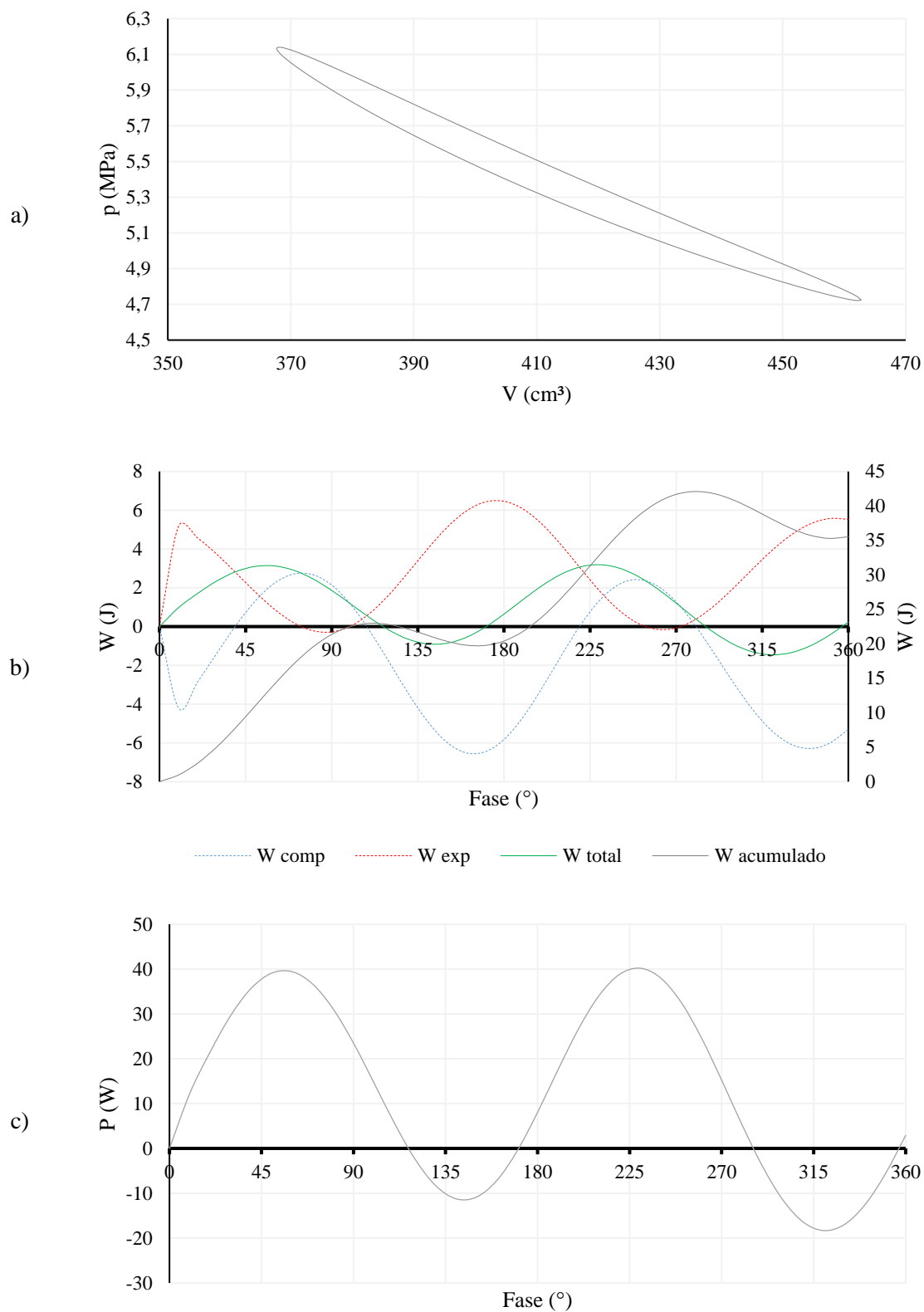


Figura 6.1 - Representação gráfica dos resultados da análise isotérmica do motor modelado: a) Diagrama p-V, b) Trabalho, c) Potência instantânea

Observando-se o diagrama p-V, em (a), verifica-se que o motor dimensionado possui uma variação de volume de 95,033 cm<sup>3</sup>, tal como especificado pelas dimensões e curso do êmbolo de compressão. Desta variação de volume, e juntamente com a variação da temperatura do fluido, resulta uma variação de pressão de 1,418 MPa, situando-se a pressão média do ciclo em 5,366 MPa. Complementarmente, pode-se, através do diagrama do trabalho, em (b), analisar o trabalho produzido e consumido pelos volumes de compressão e de expansão, bem como o balanço de ambos. É igualmente possível contabilizar-se o trabalho acumulado, constatando-se desta forma que, ao fim de um ciclo, são produzidos 35,523 J na forma de trabalho mecânico. Em última análise, conclui-se que o motor desenvolve uma potência de 447,589 W, derivado do trabalho produzido e da frequência de rotação definida para o mesmo.

Passando agora à modelação de segunda ordem, que visa a correção da potência obtida para um valor mais próximo do real, obtém-se a Tabela 6.1, na qual estão contempladas as perdas resultantes dos processos irreversíveis que ocorrem no ciclo de Stirling.

Tabela 6.1 - Resumo da modelação de segunda ordem

<b>Modelação de primeira ordem</b>		
Potência (W)		447,589
<b>Modelação de segunda ordem</b>		
Perdas de bombagem (W)	Aquecedor	0,834
	Dissipador	0,959
	Regenerador	13,661
Perdas na transferência de calor (W)	Regenerador	192,120
Perdas de calor (condução) (W)	Cilindro	19,498
	Deslocador	36,757
	Permutadores	56,713
Potência (W)		127,048

Verifica-se, em função desta análise, que o valor previsto da potência do motor é substancialmente diferente do inicialmente estimado pela análise isotérmica, devendo assim aproximar-se mais do ciclo real. Pela observação da tabela, é possível concluir-se que o regenerador é o componente do qual resultam maiores perdas de carga, sendo consumidos 13,661 W para compensar as mesmas. Em simultâneo, confirma-se também o impacto das perdas no processo de transferência de calor neste componente, sendo efetivamente o responsável por parte da degradação da potência do motor, desperdiçando-

se 192,120 W. As perdas por condução no interior do motor são também significativas, resultado direto da diferença relativamente elevada entre as temperaturas das fontes de calor. Em último lugar, resulta então que a potência efetivamente desenvolvida pelo motor é de aproximadamente 127 W, um valor bastante mais conservador do que o proposto pela análise isotérmica.

### 6.1.2. Aplicação GGSISM

A simulação computacional do motor é feita através da modelação de terceira ordem, sendo este o método que proporciona resultados mais próximos de um motor real. O seu funcionamento baseia-se na divisão do volume interior do motor num número finito de células, possuindo cada uma delas propriedades como temperatura, pressão, massa de gás ou volume. Posteriormente, são aplicadas equações diferenciais, mais concretamente as equações da conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia, de modo a se analisar a transferência de qualquer uma destas grandezas entre células. A modelação de terceira ordem pode, adicionalmente, ser dividida de acordo com o número de dimensões consideradas. A análise do escoamento com mais do que uma dimensão consiste num tipo de modelação tipicamente não aplicada, pois além de carecer de um poder de cálculo elevado, produz resultados excessivamente detalhados, para outras aplicações que não científicas. Por sua vez, a análise unidimensional está fortemente associada ao desenvolvimento e otimização de motores, uma vez, que apesar de se reduzir o detalhe da análise do escoamento, é mantida uma elevada precisão dos resultados, reduzindo-se em simultâneo o tempo de computação [50]. É então esta última categoria que o *software* GGSISM integra. Desenvolvido por Francisco García-Granados, o propósito desta aplicação foi inicialmente o de simular o ciclo de Stirling real, sem que para isso se tivesse de recorrer à análise bidimensional ou tridimensional dos escoamentos, o que aumentaria a complexidade do modelo, e consequentemente o tempo de simulação. O seu funcionamento tem por base a divisão do volume interior do motor, num total de 19 volumes de controlo, cuja distribuição é feita de acordo com a Figura 6.2. Nestes volumes, são analisadas as variações da massa do fluido de trabalho, da sua pressão, temperatura e ainda do seu caudal mássico, que permitem definir o funcionamento do motor pela aplicação das equações da continuidade, [69].

A validação de qualquer aplicação é crucial para que os resultados por ela apresentados sejam credíveis. No caso do *software* criado por García-Granados, esta validação foi feita com a comparação do desempenho previsto com o medido experimentalmente em alguns motores, tendo sido obtidos resultados coerentes e com erros reduzidos. Foram realizadas

três comparações com motores reais, tendo estes estudos sido publicados em jornais da especialidade [70] [71].

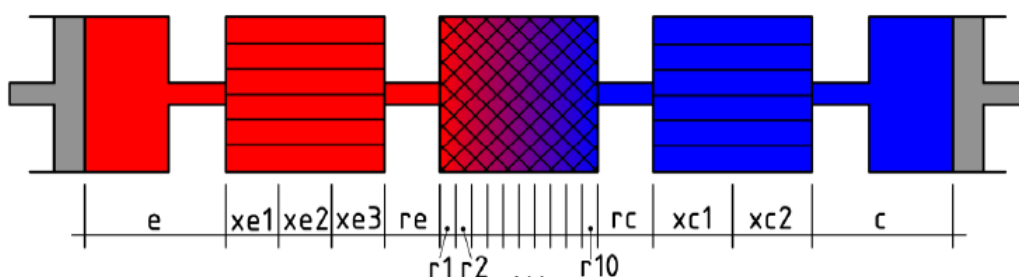


Figura 6.2 - Diagrama da divisão dos volumes do *software* GGSISM [69]

Através da utilização desta aplicação, torna-se possível uma abordagem mais detalhada ao motor, dado que esta apresenta os parâmetros de funcionamento em cada momento do ciclo. Para a sua simulação, são então utilizadas as especificações do motor modelado, considerando-se no entanto algumas simplificações em função dos dados disponíveis. Assim, assume-se, por exemplo, que as temperaturas das paredes dos permutadores de calor se mantêm constantes em todo o seu comprimento, ou que a temperatura do regenerador é, no princípio, ligeiramente superior à temperatura ambiente, diminuindo-se desta forma o número de ciclos para aquecimento do fluido de trabalho. Adicionalmente, selecionam-se para esta simulação as mesmas metodologias de cálculo e correlações utilizadas para o dimensionamento do motor, com o intuito de se manter a coerência entre as duas análises, analítica e computacional.

Na Figura 6.3 são apresentados os elementos mais relevantes da simulação realizada. Analisando-se a representação dos volumes, em (a), é possível observar-se a forma como estes variam ao longo de um ciclo, nomeadamente o de compressão,  $V_c$ , de expansão,  $V_e$ , e o volume total,  $V_{total}$ . Verifica-se, pela sua evolução, que a variação do volume do motor corresponde ao volume varrido pelo êmbolo de compressão, afetado da sobreposição de movimentos com o deslocador, sendo como tal o seu valor igual a  $90,083 \text{ cm}^3$ . Evidencia-se também nesta figura o desfasamento entre o movimento do êmbolo e do deslocador, apresentando-se este com o atraso de  $111^\circ$  estipulado.

Recorrendo-se à representação das pressões, em (b), são reveladas as variações das pressões nos volumes ativos do motor. Não sendo consideradas quedas de pressão no interior do motor, estas são iguais, sendo tal demonstrado pela sobreposição da evolução da pressão

no volume de compressão,  $P_c$ . e de expansão,  $P_e$ . Resulta daqui uma única pressão média para o ciclo, igual a 5,198 MPa.

Analisando-se agora a temperatura dos diferentes volumes do motor, em (c), é possível observar-se que no dissipador a temperatura do fluido passa de 320 K, à saída do regenerador,  $T_{r10}$ , para 300 K, à saída do dissipador,  $T_{xc2}$ , diminuindo eventualmente para 283 K no volume de compressão,  $T_c$ , quando o volume do motor é máximo e a pressão é mínima. De forma análoga, dá-se no aquecedor a passagem do fluido de 330 K, à saída do regenerador,  $T_{r1}$ , para 390 K, à saída do aquecedor,  $T_{xe1}$ , verificando-se um aumento até aos 414 K no volume de expansão,  $T_e$ , quando a pressão do fluido é máxima.

Pela representação dos caudais mássicos, em (d), é possível verificar-se a quantidade de fluido que atravessa os permutadores, bem como o ângulo de fase em que se dá a inversão dos seus sentidos. Desta forma, verifica-se que, para ângulos da manivela compreendidos aproximadamente entre  $160^\circ$  e  $320^\circ$ , o fluido se desloca no sentido do volume de compressão para o de expansão, verificando-se um caudal máximo de 0,0219 kg/s a atravessar o aquecedor,  $G_{xe3}$ . Por outro lado, para o intervalo subsequente, o fluido desloca-se no sentido inverso, sendo o caudal máximo que atravessa o dissipador igual a 0,0148 kg/s,  $G_{xc1}$ . O facto de este último intervalo ser mais curto do que o anterior, em que o fluido se desloca no sentido do aquecedor para o dissipador, deve-se essencialmente por neste caso o movimento do fluido ser promovido pelo êmbolo e pelo deslocador em simultâneo, verificando-se como tal um caudal mais elevado. No primeiro intervalo, por sua vez, o fluido desloca-se unicamente devido ao movimento do deslocador, tendo como consequência um caudal mais reduzido e que se mantém aproximadamente constante.

A análise do calor transferido nos permutadores, em (e), permite quantificar a potência consumida pelo aquecedor e pelo dissipador de calor. Após um período inicial de estabilização, observa-se que o calor transferido no aquecedor tende para um valor de 128 J em cada ciclo, correspondendo assim a 1613 W, resultado do número de ciclos completos em cada segundo. Excluindo-se a fase inicial, em que é necessário o aquecimento do fluido até à temperatura de operação, e é estabilizado o funcionamento do motor, este valor sofre uma redução, passando a 1173 W. Já no caso do dissipador de calor, verifica-se que, em regime constante, o calor por ele transferido é de 84 J, o que se traduz numa potência dissipada de 1065 W. Relativamente ao regenerador, observa-se que o calor que troca com o fluido tem tendência a se aproximar de zero, que resulta do balanço entre a acumulação de calor e da sua posterior libertação. No entanto, este componente apresenta um valor de energia dissipada igual a 33 J, e consequentemente uma potência de 415 W, correspondentes às perdas existentes no processo de transferência de calor para o fluido.

Em último lugar, pela representação do trabalho produzido, em (f), é demonstrado que, quando se atinge a estabilidade do funcionamento, o ciclo de Stirling produz 8 J de trabalho, que se traduz em 100,665 W de potência desenvolvida.

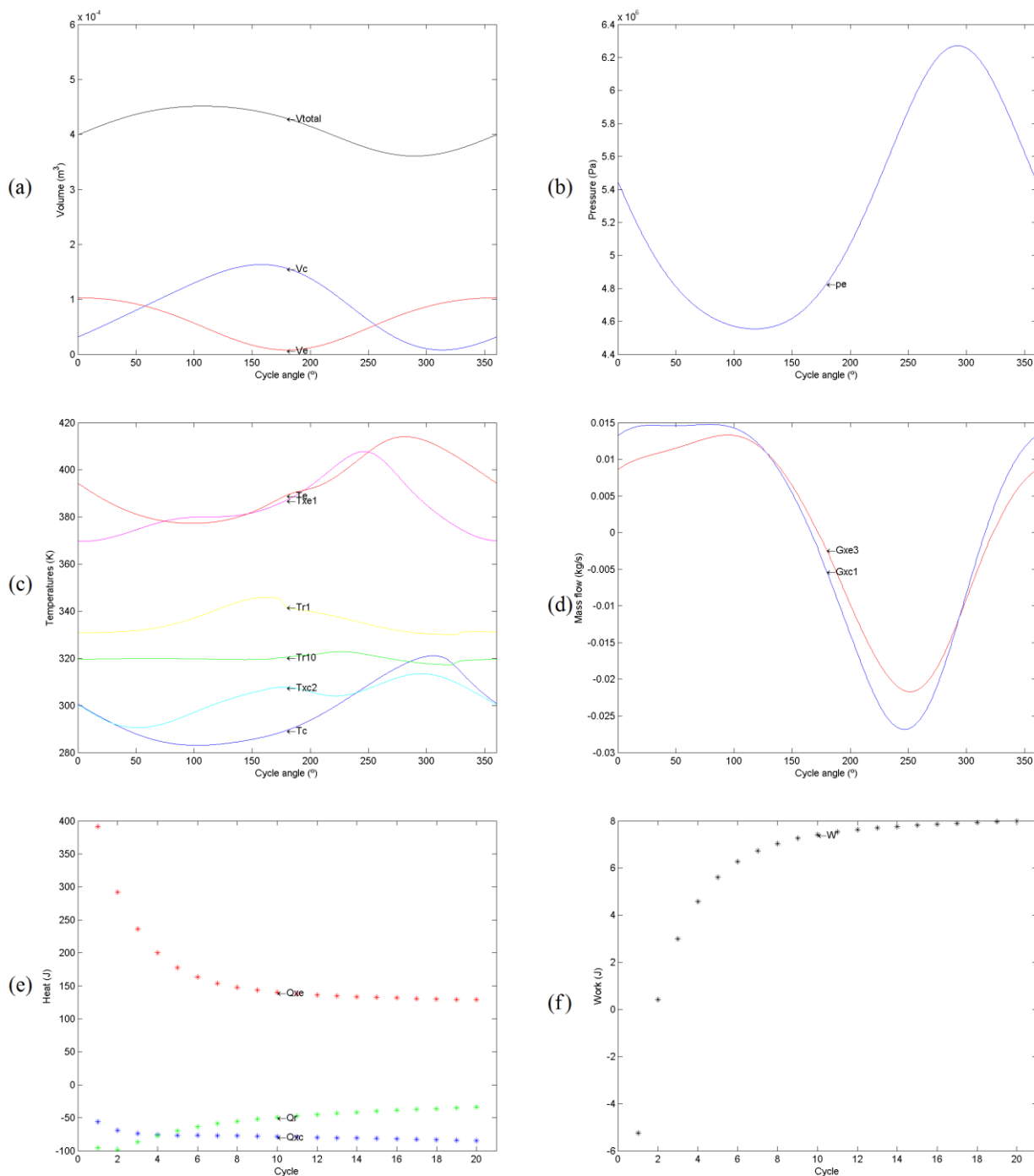


Figura 6.3 - Representação gráfica dos resultados da simulação feita pela aplicação GGSISM: a) Volumes, b) Pressões, c) Temperaturas, d) Caudais mássicos, e) Calor transferido e f) Trabalho produzido

### 6.1.3. Comparação

Uma vez realizadas as duas simulações, podem agora comparar-se os resultados obtidos, a fim de se confirmar a validade da modelação de segunda ordem e do dimensionamento realizado. São apresentados na Tabela 6.2 ambos os resultados, assim como a variação dos valores.

Tabela 6.2 - Comparação dos resultados obtidos pelas simulações analítica e computacional

	<b>Modelação segunda ordem</b>	<b>GGSIM</b>	<b>Variação (%)</b>
Perdas de bombagem (W)	15,454	5,425	96
Perdas de transferência de calor (W)	192,120	426.589	76
Calor fornecido (W)	1072,395	1172,900	9
Calor dissipado (W)	988,183	1064,500	7
Potência (W)	127,048	100,665	23
Rendimento (%)	11,847	8,583	32

Como seria de prever, existem diferenças entre os resultados estimados pelos dois métodos. Estas diferenças podem ser justificadas pelo facto de, apesar de a modelação de segunda ordem ser o método analítico que melhor permite estimar o desempenho do motor, serem idealizados determinados processos que distorcem os resultados obtidos. Assim sendo, consideram-se ideais fenómenos como a transferência de calor nos permutadores, à exceção do regenerador, ou que a mistura do fluido nos diferentes volumes é homogénea. Por sua vez, são desprezados alguns processos mecânicos, como os movimentos reais do êmbolo e do deslocador, o atrito do escoamento do fluido nos cilindros, a histerese do gás, resultante da variação de pressão e volume, ou a sua fuga pelos vedantes do êmbolo. Complementarmente, e ainda que esta análise contemple parte das perdas de calor que ocorrem por condução no motor tais como no deslocador, entre os volumes de expansão e de compressão e entre os permutadores de calor, não é possível contabilizarem-se todas as perdas sem um estudo mais detalhado. Tratando-se de uma análise adiabática, são igualmente desprezadas as trocas de calor por convecção com o exterior. Grande parte destes fenómenos são, no entanto, considerados pela aplicação GGSISM, originando por isso as variações obtidas.

Detalhando-se as diferenças dos resultados, verifica-se que, no caso das perdas de bombagem inerentes às perdas de carga, a modelação de segunda ordem apresenta um valor consideravelmente superior, com uma variação de 96 % em relação à aplicação computacional. Esta variação resulta essencialmente da utilização de caudais médios para o cálculo das perdas num determinado componente, não correspondendo isto à realidade.

Efetivamente, o caudal que atravessa os permutadores depende não só do ângulo de fase da manivela que move o êmbolo, como também da pressão e temperatura a que se encontra o fluido, não sendo estes fatores considerados no cálculo analítico. Em contraste, pelo simples motivo de a aplicação calcular, em cada intervalo, todas as grandezas transferidas entre os volumes de controlo, tendo em conta as propriedades do fluido, a variação dos caudais é tida em conta. Relativamente ao calor fornecido e dissipado nos permutadores, observa-se que os valores obtidos são bastante próximos, apresentando respetivamente diferenças de 9 e 7 %. Mais uma vez, parte desta discrepância entre os resultados resulta da utilização dos caudais médios constantes nos permutadores, no caso da modelação de segunda ordem, e da utilização dos caudais instantâneos no *software*. Igualmente relevante, são as temperaturas de entrada do fluido em cada um destes componentes, dependentes do processo de regeneração, uma vez que as mesmas têm influência direta no calor transferido. Considerando-se perfeito o funcionamento do aquecedor e do dissipador, reduz-se substancialmente o calor trocado nestes componentes, pois não é necessária a compensação das perdas ocorridas no processo de transferência de calor, o que contribui igualmente para a variação. Adicionalmente, verifica-se uma variação de 76 % nas perdas resultantes da transferência de calor no regenerador, cuja justificação passa não só pelos motivos anteriormente referidos, como também pela geometria do regenerador, que no caso da simulação computacional é mais detalhada, resultando daí um valor mais elevado.

Finalmente, constata-se que as potências estimadas pelas duas formas de análise diferem, sendo a sua variação fruto de todas as considerações feitas na modelação de segunda ordem que não correspondem ao ciclo real. Obtém-se assim uma potência de aproximadamente 127 W para a previsão resultante do cálculo analítico, e de 100 W para a prevista pela aplicação. Inevitavelmente, são também determinados diferentes rendimentos para o motor modelado, sendo a variação destes igual a 32 %. Este parâmetro é, no entanto, produto do calor fornecido ao motor e da potência que ele produz, sendo por isso consideravelmente mais elevado na modelação de segunda ordem.

Apesar das diferenças entre as previsões das duas simulações, pode-se considerar a análise adiabática como um método eficaz de previsão e de modelação de um motor Stirling, uma vez que esta reproduz fielmente o comportamento do motor com os componentes dimensionados, bem como as consequências da variação das inúmeras variáveis consideradas. Acima de tudo, é assim possível validar-se a modelação realizada, devendo no entanto prevalecer as estimativas conseguidas pela aplicação GGSISM, por se aproximarem mais do que se obteria num motor real.

## 6.2. Simulação do sistema de microgeração

O desempenho do sistema de microgeração está dependente não só do motor Stirling simulado anteriormente, como também de todos os componentes que o constituem. Como tal, para a simulação do sistema na sua íntegra, devem ser considerados todos os processos, desde a captação da energia solar até ao produto final pretendido, a energia elétrica.

### Sistema de EST

De acordo com o que foi previamente abordado na secção 4.4, o rendimento do sistema de EST prende-se com o rendimento dos coletores, isto é, com a sua capacidade de transformar a radiação solar incidente em energia térmica transferida ao fluido solar. Este, de acordo com a equação (4.5), depende, para além das temperaturas de funcionamento e do valor médio da radiação, das características do coletor. Para o caso aqui em estudo, resulta então que o rendimento é igual a:

$$\eta_{coletor} = 0,36$$

Complementarmente, e visto que o funcionamento do motor Stirling foi baseado num caudal de água a uma temperatura de 120 °C, é necessário determinar-se o tempo que esse caudal pode ser mantido, com o intuito de se calcular o tempo que o sistema poderá operar. Assim, em função do caudal de 0,05 kg/s definido, e da quantidade média diária de AQS acumulada no depósito de armazenamento, obtêm-se os tempos de funcionamento do sistema para um dia em cada mês do ano, apresentados na Figura 6.4.

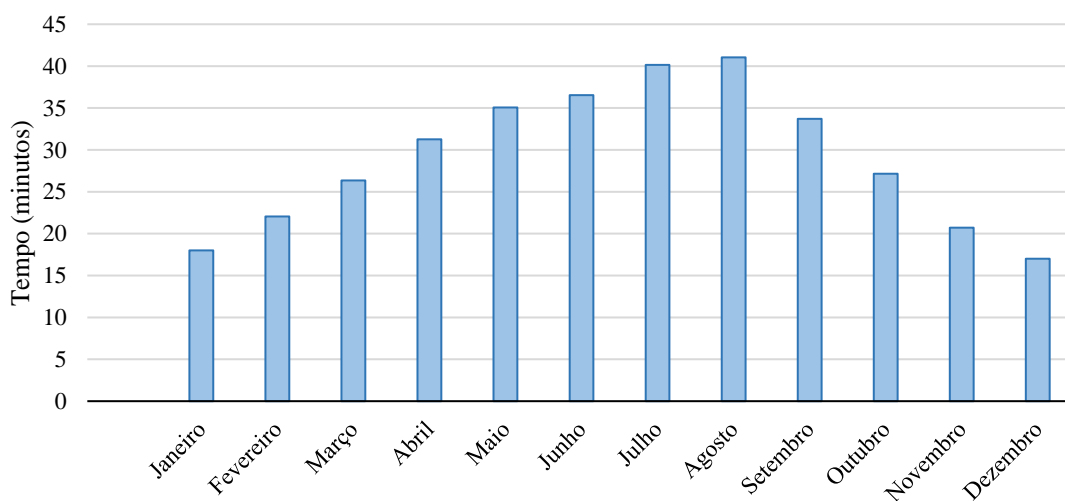


Figura 6.4 – Tempo de funcionamento diário do sistema de microgeração, em cada mês

### Motor Stirling

As simulações realizadas ao motor modelado fornecem uma previsão da potência produzida pelo mesmo, porém este valor não é indicativo da potência efetivamente disponibilizada. Para tal, é necessário considerarem-se as perdas mecânicas externas ao ciclo de Stirling, nomeadamente o atrito gerado pelos vedantes recíprocos do êmbolo e pela rotação do mecanismo de biela-manivela, ou ainda a torção no veio do motor. Derivado da complexidade do cálculo destas perdas sem a existência de um modelo físico, é necessária a utilização de um valor típico, determinado experimentalmente para este tipo de motores. Assim, de acordo com García et al. [2014] tem-se [72]:

$$\eta_{mecânico} = 0,7$$

### Alternador

O processo final que ocorre no sistema corresponde à transformação da energia mecânica, disponível no veio do motor, em energia elétrica, e é realizado por um alternador. Inevitavelmente, este componente tem associado um rendimento que, mais uma vez, irá impactar o do sistema de microgeração. Sendo o valor deste parâmetro inerente ao componente, pode-se, numa fase inicial de avaliação do sistema, atribuir-se-lhe um valor comum. Resulta então um valor típico para alternadores utilizados em conjunto com motores do tipo Stirling utilizado por García et al. [2014] [72].

$$\eta_{alternador} = 0,8$$

A conjugação de todos os componentes referidos permite, por sua vez, a quantificação do desempenho do sistema, mais concretamente da potência desenvolvida e do rendimento global. Para o caso da potência, é unicamente relevante a contabilização a jusante do motor, uma vez que a potência disponibilizada pelos coletores influencia exclusivamente o tempo de funcionamento do sistema:

$$P_{sistema} = P_{motor} \eta_{mecânico} \eta_{alternador} = 56,372 \text{ W}$$

Já para a determinação do rendimento do sistema, existe interesse em contabilizarem-se todos os processos, de forma a se poder avaliar o desempenho global do mesmo e, eventualmente, compará-lo com outros sistemas de aproveitamento de energia solar. Utilizando-se o valor médio do rendimento dos coletores, resulta que:

$$\eta_{sistema} = \eta_{coletor} \eta_{motor} \eta_{mecânico} \eta_{alternador} = 0,017$$

Definidos todos os parâmetros do sistema de microgeração, é finalmente possível simular-se todo o conjunto. Apresentam-se na Tabela 6.3 os valores médios previstos para um dia em cada mês do ano.

Tabela 6.3 - Simulação do funcionamento diário do sistema, em cada mês

Mês	Radiação total incidente (kWh/m <sup>2</sup> )	Energia total coletada (kWh)	Água aquecida a 120 °C (kg)	Tempo de funcionamento (min)	Energia elétrica produzida (Wh)
Janeiro	5,171	6,410	53,977	18	16,905
Fevereiro	6,631	7,854	66,146	22	20,715
Março	8,367	9,387	79,048	26	24,756
Abril	10,631	11,138	93,794	31	29,374
Maió	12,742	12,494	105,219	35	32,953
Junho	13,951	13,014	109,592	37	34,322
Julho	14,758	14,300	120,425	40	37,715
Agosto	13,857	14,620	123,119	41	38,558
Setembro	10,641	12,011	101,148	34	31,678
Outubro	8,054	9,672	81,455	27	25,510
Novembro	5,963	7,377	62,121	21	19,455
Dezembro	4,852	6,059	51,022	17	15,979

Analisando-se os resultados estimados pela simulação do sistema, verifica-se efetivamente que o melhor desempenho ocorre nos meses de Verão, correspondendo estes aos níveis de radiação mais elevados. Logicamente que nestes meses a quantidade de AQS é máxima, o que permite ao sistema transformar a energia solar incidente nos coletores em energia elétrica, com uma potência constante de aproximadamente 56,372 W e em média durante cerca de 39 minutos. Nos meses que antecedem e que se se seguem ao Verão, Maio e Setembro respetivamente, o desempenho do sistema deteriora-se ligeiramente, mantendo-se no entanto valores razoáveis para a energia produzida. Nos restantes meses do ano, e em particular nos meses de Inverno, o sistema apresenta um fraco desempenho, derivado dos baixos níveis de irradiação que ocorrem tipicamente nesta estação, bem como do número inferior de horas solares. Decorre então o aquecimento de uma quantidade de água mais reduzida, limitando o tempo de funcionamento do motor que, considerando todo o ano, opera em média cerca de 29 minutos, produzindo aproximadamente 27 Wh de energia elétrica.

### 6.3. Análise da viabilidade

Obtidos todos os dados referentes ao funcionamento do sistema, e de todos os seus componentes, pode-se por fim realizar um balanço, com o intuito de se concluir quanto à validade do sistema.

Numa primeira fase, verifica-se que o potencial energético é bastante alto, derivado dos elevados níveis de radiação solar incidente nos coletores. Como seria de esperar, estes variam ao longo do ano, mantendo-se no entanto valores razoáveis, sendo recebidos em média 9,635 kWh/m<sup>2</sup> diariamente. O aproveitamento desta radiação representa então a primeira fase do funcionamento do sistema de microgeração, cabendo a mesma aos coletores solares. A necessidade de estes operarem com uma temperatura de 120 °C representa, no entanto, uma condicionante, reduzindo o seu rendimento. Esta é colmatada pela utilização de uma área de absorção relativamente elevada, permitindo ao sistema de EST aquecer em média 87,256 kg de água num dia. Logicamente, este valor é bastante baixo, quando comparado com sistemas EST comuns, sendo no entanto justificado pelas temperaturas a que é aquecida a água.

O aproveitamento da água aquecida pelos coletores para a produção de energia mecânica constitui a segunda fase da operação do sistema de microgeração, sendo esta executada pelo motor Stirling. Esta fase é precisamente a mais crítica para o sistema, e é justamente a que mais degrada o seu aproveitamento. Com um rendimento estimado de 8,583 %, ocorre um grande desperdício da energia fornecida ao motor, que conseqüentemente resulta na disponibilização de uma potência de 100,665 W. A complementar este desperdício de energia, sucede-se ainda o facto de esta potência ser impactada com o rendimento mecânico do motor, resultando assim num valor igual a 70,466 W. Adicionalmente, e pelo facto de o motor operar a partir da água a 120 °C, o tempo de funcionamento está limitado ao intervalo em que se consegue manter o caudal de água definido de 0,05 kg/s, reduzindo-se desta forma a quantidade de energia transformada.

Por último, ocorre então a terceira fase do funcionamento do sistema, realizada pelo alternador. Partindo-se de um potencial já fortemente degradado, o processo de transformação da energia mecânica em energia eléctrica deteriora-o ainda mais. Em função do rendimento considerado para este componente, resulta então uma potência eléctrica de 56,372 W disponível.

Conclui-se, portanto, que o sistema de microgeração idealizado apresenta um aproveitamento extremamente limitado. Verifica-se que a potência eléctrica produzida é relativamente baixa, e que esta se encontra disponível por curtos períodos de tempo, sendo por isso de pouca utilidade para a grande maioria das aplicações domésticas mais típicas. Este fator é posteriormente

agravado, quando feita a contabilização da potência elétrica consumida pelas duas bombas que promovem a circulação da água nos permutadores de calor do motor, e que são requeridas para o funcionamento do sistema. Resultaria daí a incapacidade de o sistema funcionar, ou eventualmente no fornecimento de uma potência praticamente nula. Como tal, em função do seu aproveitamento e dos custos que a instalação de um sistema deste género teria, não se pode considerar válida a solução apresentada.

## Capítulo 7

# Conclusões e Futuros Desenvolvimentos

A energia e a sua proveniência representam dois dos principais problemas da atualidade, devendo por isso ser rapidamente adereçados. O consumo energético desmedido cria necessidades acrescidas, que sistematicamente são satisfeitas à custa dos já escassos recursos naturais. O ritmo alucinante a que se prevê que ocorra a evolução deste consumo requer novas abordagens políticas, económicas e tecnológicas, visando a sustentabilidade como foco principal. As energias renováveis ocupam por isso um lugar de destaque neste cenário, representando uma escolha lógica, devido ao carácter inesgotável das suas fontes e de não constituírem uma ameaça ao meio ambiente ou à atmosfera. O tema desenvolvido ao longo deste trabalho insere-se nesta categoria, tendo sido a procura de uma nova forma de aproveitamento da energia solar a principal motivação.

Inicialmente, efetuou-se a quantificação do potencial energético passível de ser aproveitado pelo sistema. Considerou-se pertinente a utilização de um sistema de EST típico, de forma a que o desempenho do sistema fosse representativo de uma situação real. Tal é contemplado no caso de estudo utilizado, tendo-se determinado para este a radiação solar incidente e a energia coletada através do *SolTerm*. Confirmou-se desta forma o elevado potencial disponível, que serve de base ao sistema idealizado.

A topologia do sistema apresentada resultou da ponderação de diferentes hipóteses. A solução adotada alia um melhor aproveitamento do motor à versatilidade do sistema, permitindo que a água possa ser consumida como AQS após ser utilizada pelo motor. O estudo do rendimento dos coletores e do motor em função da temperatura resultou na determinação de um ponto ótimo de operação. Neste ponto, que corresponde a uma temperatura de 120 °C, conjuga-se a maximização do processo de captação de energia solar, e da sua transformação em energia térmica, com a do processo da sua transformação em energia mecânica. Consideraram-se valores de irradiação médios, o que resultou no dimensionamento de um sistema equilibrado e que pode operar ao longo de todo o ano, aumentando a sua rentabilidade.

O estudo do funcionamento do motor Stirling utilizado no sistema foi possível através da utilização de análises isotérmicas e adiabáticas. As análises isotérmicas foram utilizadas não só como base para as análises adiabáticas, como também para a seleção de parâmetros básicos, como

a configuração do motor. Nesta fase de seleção, a análise isotérmica é mais eficaz pois permite comparar facilmente as várias opções, sem se dar grande relevância aos resultados quantitativos. A escolha da configuração recaiu sobre a beta, pois esta apresentou, para a temperatura de operação do sistema, uma maior variação de volume, uma fase de expansão mais prolongada e menos trabalho consumido durante a compressão, traduzindo-se isto no melhor desempenho das três opções. Por sua vez, a seleção do fluido de trabalho foi feita em função das propriedades de transporte dos fluidos mais comuns. A simulação do escoamento dos fluidos ao longo de um tubo aquecido, permitiu verificar qual o que apresenta um melhor compromisso entre a capacidade de transferência de calor e as perdas de carga que provoca. Este, foi demonstrado pelo hidrogénio, ao trocar mais calor com as paredes do tubo e necessitar de uma menor potência de bombagem do que os demais fluidos considerados. Relativamente às contrapartidas da utilização deste fluido, considerou-se que as baixas temperaturas do sistema conseguem minimizá-las, facilitando a sua seleção.

A análise adiabática revelou ser mais útil na fase de dimensionamento dos componentes, uma vez que permitiu estudar o desempenho do motor considerando-se grande parte das perdas existentes no ciclo. Tal, foi importante na análise dos permutadores de calor, pois a variação de parâmetros influencia por vezes mais do que um fenómeno. O aumento da área de permuta, por exemplo, resulta tipicamente no aumento do calor transferido, o que se traduz num melhor desempenho do motor. Este aumento de área implica, no entanto, um aumento do volume morto do motor e a alteração do escoamento do fluido, dando-se muitas vezes o caso de as perdas de bombagem que daí advêm anularem quaisquer potenciais ganhos provenientes do aumento do calor transferido. Pelos mesmos motivos, foi através deste tipo de análise que se realizou a otimização do motor, visto que os parâmetros de operação considerados, a velocidade de rotação, o ângulo de desfasamento e a quantidade de fluido, influenciam o seu desempenho de várias formas, sendo a única forma de as considerar todas pela análise adiabática. As correlações utilizadas para a modelação do escoamento do fluido, e que permitiram a realização destas análises, formuladas especificamente para escoamentos de natureza oscilatória, consistem em aproximações, tendo isto sido notório nos resultados obtidos. Ainda assim, estas revelaram-se mais indicadas do que as que tipicamente se utilizam, as correlações de Dittus-Boelter.

A comparação dos resultados obtidos analiticamente com os previstos pela simulação computacional apresentou algumas discrepâncias entre os valores. Estas, podem, na sua maioria, ser justificadas pela idealização de alguns processos feita na análise analítica, que resulta então no distanciamento do ciclo de Stirling real. As variações entre os resultados são, no entanto, coerentes com as diferenças expectáveis resultantes da aplicação de metodologias de modelação de segunda e de terceira ordem. A conjugação do desempenho de todos os componentes do

sistema com a energia que lhe é disponibilizada permitiu, por fim, a previsão do funcionamento do sistema de microgeração.

Constatou-se então que, apesar do potencial energético do sistema ser elevado, o seu aproveitamento fica bastante aquém do desejado, sendo os valores estimados para a potência elétrica disponível e para a energia transformada irrisórios, quando comparados com as necessidades de uma habitação como a que serviu de base ao caso de estudo do sistema. Em função destes resultados, determina-se então que a aplicação do sistema idealizado não é uma forma viável de microprodução de energia.

Apesar deste parecer desfavorável, considera-se relevante a análise feita ao sistema de microgeração, uma vez que esta poderá auxiliar no estudo de sistemas similares ou, inclusivamente, servir de base para futuras análises que contemplem eventuais desenvolvimentos que beneficiem o aproveitamento do sistema.

O trabalho desenvolvido nesta tese resultou na redação de um artigo, com o título “Viability analysis of a microgeneration system based on a solar thermal system and a Stirling engine”, submetido para apreciação no jornal “*Renewable Energy – An International Journal*”, uma publicação onde se abordam tecnologias, sistemas e componentes referentes à temática das energias renováveis.

### **Futuros Desenvolvimentos**

O aprofundamento deste tema, e o desenvolvimento deste trabalho, passam essencialmente pela análise de diferentes possibilidades que aumentem o aproveitamento do sistema, de forma a torná-lo uma opção viável para o aproveitamento de energia solar. Inicialmente, propõe-se uma análise mais detalhada à otimização de todos os parâmetros do motor, uma vez que através da aplicação computacional utilizada, não foi possível verificar a validade da alteração extensiva de parâmetros como o diâmetro dos êmbolos ou o seu curso, sendo no entanto promissoras as estimativas apresentadas pela modelação de segunda ordem. Analogamente, a análise de outras configurações de motores como variações com êmbolos de duplo efeito ou de êmbolos livres seria de grande interesse, ainda que para tal fossem necessários diferentes processos de modelação do motor. Como referido anteriormente, seria pertinente a determinação da temperatura mínima de funcionamento do motor, de forma a se estudar a possibilidade de este continuar a operar após esgotada a quantidade de água à temperatura de projeto definida, aumentando a rentabilidade do sistema. Posteriormente, o cálculo de valores concretos para o rendimento mecânico do motor e do alternador permitiria quantificar verdadeiramente o aproveitamento do sistema, sendo a maximização destes parâmetros algo a abordar em simultâneo.



## Referências Bibliográficas

- [1] Energy Information Administration, “International Energy Outlook 2007,” 2007.
- [2] S. Shafiee and E. Topal, “When will fossil fuel reserves be diminished?,” *Energy Policy*, vol. 37, pp. 181–189, 2009.
- [3] G. S. Eskeland, N. A. Rive, and T. K. Mideksa, “Europe’s Climate Goals and The Electricity Sector,” *Energy Policy*, vol. 41, pp. 200–211, 2012.
- [4] J. Goldemberg, T. B. Johansson, A. K. N. Reddy, and R. H. Williams, “An end-use oriented global energy strategy,” *Annual Review of Energy*, vol. 10, pp. 613–688, 1985.
- [5] N. Lefèvre, “Measuring The Energy Security Implications of Fossil Fuel Resource Concentration,” *Energy Policy*, vol. 38, pp. 1635–1644, 2010.
- [6] D. I. Stern, “The Role of Energy in Economic Growth,” Canberra, 2010.
- [7] P. Menanteau, D. Finon, and M. Lamy, “Prices versus quantities: choosing policies for promoting the development of renewable energy,” *Energy Policy*, vol. 31, no. 8, pp. 799–812, 2003.
- [8] D. M. Kammen, K. Kapadia, and M. Fripp, “Putting Renewables to Work : How Many Jobs Can the Clean Energy Industry Generate?,” Berkeley, 2004.
- [9] J. F. Kreider and F. Kreith, *Solar Energy Handbook*. McGraw-Hill, 1981.
- [10] International Renewable Energy Agency, *World Energy Outlook 2012*. International Energy Agency, 2012.
- [11] G. Kopp and J. L. Lean, “A new, lower value of total solar irradiance: Evidence and climate significance,” *Geophysical Research Letters*, vol. 38, no. 1, pp. 1–7, 2011.
- [12] O. Edenhofer, R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, K. Seyboth, S. Kadner, T. Zwickel, and et al., “Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation: Special Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change,” Cambridge University Press, Cambridge, 2011.
- [13] E. Mazria, *The Passive Solar Energy Book*, 1st ed. Rodale Press, 1979.
- [14] R. Aguiar, M. Collares-Pereira, D. Dumortier, V. Estrada-Cajigal, C. G. Granvist, M. A.

- Gree, C. Gueymard, and et al., *Solar Energy: The State of the Art*, 1st ed. Routledge, 2001.
- [15] P. Rappaport, “The photovoltaic effect and its utilization,” *Solar Energy*, vol. 3, no. 4, pp. 8–18, Dec. 1959.
- [16] S. R. Bull, “Renewable Energy Today and Tomorrow,” in *Proceedings of the IEEE*, 2001, vol. 89, no. 8, pp. 1216–1226.
- [17] D. Barlev, R. Vidu, and P. Stroeve, “Innovation in concentrated solar power,” *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 95, no. 10, pp. 2703–2725, 2011.
- [18] International Energy Agency, “Solar Energy Perspectives,” 2011.
- [19] Direcção-Geral de Energia e Geologia, “Balanço Energético Sintético 2015,” 2016.
- [20] Statistical Office of European Communities, “EUROSTAT: Energy from renewable sources,” 2017.
- [21] Statistical Office of European Communities, “EUROSTAT: Renewable energy statistics,” 2017.
- [22] M. Šúri, T. A. Huld, E. D. Dunlop, and H. A. Ossenbrink, “Potential of solar electricity generation in the European Union member states and candidate countries,” *Solar Energy*, vol. 81, no. 10, pp. 1295–1305, 2007.
- [23] S. A. Klein, “Calculation of flat-plate collector utilizability,” *Solar Energy*, vol. 21, no. 5, pp. 393–402, 1978.
- [24] R. Tchinda, E. Kaptoum, and D. Njomo, “Study of the C.P.C. collector thermal behaviour,” *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 13, pp. 1395–1406, 1998.
- [25] S. Brunold, R. Frey, and U. Frei, “A comparison of three different collectors for process heat applications,” in *Optical Materials Technology for Energy Efficiency and Solar Energy Conversion XIII*, 1994.
- [26] Department of Energy, “Heat Transfer Fluids For Solar Water Heating.” Retirado de <https://energy.gov/energysaver/heat-transfer-fluids-solar-water-heating-systems>.
- [27] B. Coelho, A. C. Oliveira, and A. Mendes, “Concentrated solar power for renewable electricity and hydrogen production from water — a review,” *Energy & Environmental Science*, no. 3, pp. 1398–1405, 2010.
- [28] P. Viebahn, Y. Lechon, and F. Trieb, “The potential role of concentrated solar power (CSP) in Africa and Europe — A dynamic assessment of technology development, cost development and life cycle inventories until 2050,” *Energy Policy*, vol. 39, no. 8, pp. 4420–4430, 2011.

- 
- [29] Energy Efficiency and Renewable Energy, “Renewable Energy Technology Characterizations,” 1997.
- [30] International Renewable Energy Agency, “Concentrating Solar Power - Technology Brief,” 2013.
- [31] International Energy Agency, “Technology Roadmap: Concentrating Solar Power,” 2010.
- [32] H. Price, E. Lüpfert, D. Kearney, E. Zarza, G. Cohen, R. Gee, and R. Mahoney, “Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, pp. 109–125, 2002.
- [33] M. Mendelsohn, T. Lowder, and B. Canavan, “Utility-Scale Concentrating Solar Power and Photovoltaics Projects: A Technology and Market Overview Utility-Scale Concentrating Solar Power and Photovoltaics Projects: A Technology and Market Overview,” 2012.
- [34] D. R. Mills and G. L. Morrison, “Compact linear Fresnel reflector solar thermal powerplants,” *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263–283, 2000.
- [35] G. J. Kolb, D. J. Alpert, and C. W. Lopez, “Insights from the operation of Solar One and their implication for future central receiver plants,” *Solar Energy*, vol. 47, no. I, pp. 39–47, 1991.
- [36] International Energy Agency, “Concentrating Solar Power Roadmap,” 2010.
- [37] International Renewable Energy Agency, “Concentrating Solar Power,” 2012.
- [38] R. Aguiar, R. Encarnação Coelho, and M. J. Carvalho, *Manual SolTerm*. Lisboa: Laboratório Nacional de Energia e Geologia, 2010.
- [39] M. Pearlman and B. Mills, “Development of Residential Hot Water Use Patterns,” *ASHRAE Transactions*, vol. 91, no. 2, pp. 657–679, 1985.
- [40] 24 Sun Solar Systems, “Thermo-V HP3L558.” Retirado de <http://www.24sun.eu/>.
- [41] W. T. Welford and R. Winston, *High Collection Nonimaging Optics*, 1st ed. Academic Press, 1989.
- [42] G. Walker, *Stirling Engines*. Oxford University Press, 1980.
- [43] A. J. Organ and T. Finkelstein, *Air Engines: The History, Science and Reality of the Perfect Engine*. ASME Press, 2001.
- [44] A. J. Organ, *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*, First. John Wiley & Sons, 2014.

- [45] W. T. Beale, “Free Piston Stirling Engines - Some Model Tests and Simulations.” SAE Technical Paper 690230, 1969.
- [46] M. Dhar, “Stirling Space Engine Program,” New York, 1999.
- [47] C. D. West, “Theoretical basis for the Beale number,” in *16th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1981.
- [48] S. Iwamoto, K. Hirata, and F. Toda, “Performance of Stirling Engines ( Arranging Method of Experimental Results and Performance Prediction ),” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, vol. 635, no. 65, pp. 361–368, 2001.
- [49] H. Karabulut, H. Serdar Yücesu, C. Çınar, and F. Aksoy, “An experimental study on the development of a beta-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources,” *Applied Energy*, vol. 86, pp. 68–73, 2009.
- [50] B. Hoegel, “Thermodynamics Based Design of Stirling Engines for Low-Temperature Heat Sources,” Canterbury, 2014.
- [51] S. Elmes, “Solar Panel Efficiency in SAP 2009 – Products with High Second Order Coefficients,” Cambridge, 2011.
- [52] R. Rinia and F. K. DuPré, *Air Engines*. Philips Technical Review, 1946.
- [53] C. Cheng and H. Yang, “Optimization of Geometrical Parameters for Stirling Engines Based on Theoretical Analysis,” *Applied Energy*, vol. 92, pp. 395–405, 2012.
- [54] T. Finkelstein, “Optimization of phase angle and volume ratio for Stirling engines,” SAE Technical Paper 600223, 1960.
- [55] G. F. C. Rogers and Y. R. Mayhew, *Thermodynamic and Transport Properties of Fluids*, Fifth. Oxford: Basil Blackwell, 2013.
- [56] A. Godula-Jopek, W. Jehle, and J. Wellnitz, *Hydrogen Storage Technologies - New Materials, Transport and Infrastructure*. John Wiley & Sons Ltd, 2012.
- [57] NASA, “Safe Use of Hydrogen and Hydrogen Systems,” 2006.
- [58] R. H. Clarke, “Stop squandering helium,” 2012.
- [59] J. D. Holladay, J. Hu, D. L. King, and Y. Wang, “An overview of hydrogen production technologies,” vol. 139, pp. 244–260, 2009.
- [60] F. de Monte, G. Galli, and F. Marcotullio, “An Analytical Oscillating-Flow Thermal Analysis of The Heat Exchangers and Regenerator In Stirling Engines,” 1996.
- [61] T. S. Zhao and P. Cheng, “Oscillatory heat transfer in a pipe subjected a periodically

- reversing flow,” *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 118, no. August 1996, pp. 592–598, 1996.
- [62] A. A. Kornhauser and J. L. Smith, “Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow,” *Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, pp. 2347–2353, 1989.
- [63] M. Kuosa, K. Saari, A. Kankkunen, and T. M. Tveit, “Oscillating flow in a stirling engine heat exchanger,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 45–46, pp. 15–23, 2012.
- [64] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 2nd ed. McGraw-Hill, 1964.
- [65] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth. John Wiley & Sons, 2007.
- [66] M. Tanaka, I. Yamashita, and F. Chisaka, “Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow,” *JSME International Journal*, vol. 33, pp. 369–375, 1990.
- [67] T. S. Zhao and P. Cheng, “Experimental Studies On The Onset Of Turbulence And Frictional Losses In An Oscillatory Turbulent Pipe Flow,” Hong Kong, 1996.
- [68] D. Gedeon and J. G. Wood, “Oscillating-Flow Regenerator Test Rig: Hardware and Theory With Derived Correlations for Screens and Felts,” 1996.
- [69] F. J. García-Granados, *GGSSISM User Guide*, no. December. 2012.
- [70] F. J. García-Granados, J. Silva-Pérez, and M. A. Ruiz-Hernández, “Thermal Model of the Eusodish Solar Stirling Engine,” *Journal of Solar Energy Engineering*, 2008.
- [71] F. J. García-Granados, M. A. Silva-Pérez, J.-I. Prieto, and D. García, “Validation of a Stirling engine thermodynamica simulation program,” in *14th International Stirling Engine Conference and Exhibition*, 2009.
- [72] D. García, M. A. González, J. I. Prieto, S. Herrero, S. López, I. Mesonero, and C. Villasante, “Characterization of the power and efficiency of Stirling engine subsystems,” *Applied Energy*, vol. 121, no. May, pp. 51–63, 2014.



# ANEXOS



# ANEXO A

(Integração da expressão do trabalho produzido num  
volume)

### Trabalho produzido pelo volume de compressão

De forma a se determinar o trabalho que resulta da variação de volume e de pressão do motor, deve-se fazer a integração da sua expressão em ordem ao volume de compressão:

$$W_c = \int_0^{2\pi} p_{eff}(\theta) dV_c(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} (p_{gás}(\theta) - p_{média}) dV_c(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} n_{gás} R_{gás} \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right)^{-1} dV_c(\theta) - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_c(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} n_{gás} R_{gás} \frac{1}{\frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e}} dV_c(\theta) - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_c(\theta)$$

Utilizando a substituição:

$$u = \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e}$$

$$\frac{du}{dV_c(\theta)} = \frac{1}{T_c}; dV_c(\theta) = T_c du$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} \int_0^{2\pi} T_c \frac{1}{u} du - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_c(\theta)$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} T_c \ln u - \sqrt{p_{max} p_{min}} V_c(\theta)$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} T_c \ln \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right) - \sqrt{p_{max} p_{min}} V_c(\theta)$$

### Trabalho produzido pelo volume de expansão

Analogamente, o cálculo do trabalho de expansão resulta da integração da sua expressão em ordem ao volume de expansão:

$$W_e = \int_0^{2\pi} p_{eff}(\theta) dV_e(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} (p_{gás}(\theta) - p_{média}) dV_e(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} n_{gás} R_{gás} \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right)^{-1} dV_e(\theta) - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_e(\theta)$$

$$(\Rightarrow) \int_0^{2\pi} n_{gás} R_{gás} \frac{1}{\frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e}} dV_e(\theta) - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_e(\theta)$$

Utilizando a substituição:

$$u = \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e}$$

$$\frac{du}{dV_e(\theta)} = \frac{1}{T_e}; dV_e(\theta) = T_e du$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} \int_0^{2\pi} T_e \frac{1}{u} du - \int_0^{2\pi} \sqrt{p_{max} p_{min}} dV_e(\theta)$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} T_e \ln u - \sqrt{p_{max} p_{min}} V_e(\theta)$$

$$(\Rightarrow) n_{gás} R_{gás} T_e \ln \left( \frac{V_c(\theta)}{T_c} + \frac{V_m}{T_m} + \frac{V_e(\theta)}{T_e} \right) - \sqrt{p_{max} p_{min}} V_e(\theta)$$



# **ANEXO B**

(Determinação do ângulo de interseção do êmbolo  
com o deslocador)

A interseção do êmbolo e do deslocador, num motor Stirling, ocorre quando o volume de compressão é nulo. Como tal, para se determinar o ângulo para que tal ocorre, deriva-se a expressão do volume de compressão de um motor beta:

$$V_c(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,e}(1 - \cos(\theta + \alpha_d)) + V_{nvd} - \frac{1}{2}V_{v,c}(1 - \cos(\theta))$$
$$(=) V_c(\theta) = \frac{1}{2}V_{v,e} - \frac{1}{2}V_{v,e} \cos(\theta + \alpha_d) + V_{nvd} - \frac{1}{2}V_{v,c} + \frac{1}{2}V_{v,c} \cos(\theta)$$

Derivando-se em ordem ao ângulo e resolvendo:

$$\frac{dV_c}{d\theta} = 0$$

Obtém-se:

$$(=) \frac{1}{2}V_{v,e} \sin(\theta + \alpha_d) - \frac{1}{2}V_{v,c} \sin(\theta) = 0$$
$$(=) \frac{1}{2}V_{v,e} (\sin(\theta) \cos(\alpha_d) + \sin(\alpha_d) \cos(\theta)) - \frac{1}{2}V_{v,c} \sin(\theta) = 0$$
$$(=) \frac{1}{2}V_{v,e} (\sin(\theta) \cos(\alpha_d) + \sin(\alpha_d) \cos(\theta)) = \frac{1}{2}V_{v,c} \sin(\theta)$$
$$(=) \sin(\theta) \cos(\alpha_d) + \sin(\alpha_d) \cos(\theta) = \frac{V_{v,c}}{V_{v,e}} \sin(\theta)$$
$$(=) \sin(\theta) \cos(\alpha_d) + \sin(\alpha_d) \cos(\theta) = k \sin(\theta)$$
$$(=) \cos(\alpha_d) = \frac{k \sin(\theta)}{\sin(\theta)} - \frac{\sin(\alpha_d) \cos \theta}{\sin(\theta)}$$
$$(=) \cos(\alpha_d) - k = -\frac{\sin(\alpha_d) \cos \theta}{\sin(\theta)}$$
$$(=) k - \cos(\alpha_d) = \frac{\sin(\alpha_d) \cos \theta}{\sin(\theta)}$$
$$(=) \frac{1}{k - \cos(\alpha_d)} = \frac{\sin(\theta)}{\sin(\alpha_d) \cos \theta}$$
$$(=) \frac{\sin(\alpha_d)}{k - \cos(\alpha_d)} = \tan(\theta)$$
$$(=) \theta_i = \tan^{-1} \frac{\sin(\alpha_d)}{k - \cos(\alpha_d)}$$

Esta expressão permite então encontrar-se o ângulo para o qual se dá uma inversão da evolução do volume de compressão. Assim, para o caso do volume mínimo:

$$(\Rightarrow)\theta_i = \tan^{-1} \frac{\sin(\alpha_d)}{k - \cos(\alpha_d)} + \pi$$