



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Miguel Santos Costa

Metodologia Simplificada para a análise
termoeconómica de sistemas de cogeração
com motor Stirling



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Miguel Santos Costa

Metodologia Simplificada para a análise
termoeconómica de sistemas de cogeração
com motor Stirling

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor Luis Barreiros Martins
Professora Doutora Senhorinha de Fátima Teixeira

DECLARAÇÃO

Nome: João Miguel Santos Costa

Correio electrónico: a35259@alunos.uminho.pt

Tlm.: 964842605

Número do Bilhete de Identidade:11699509

Título da dissertação:

Metodologia Simplificada para a análise termoeconómica de sistemas de cogeração com motor Stirling

Ano de conclusão: 2013

Orientadores:

Professor Doutor Luis Barreiros Martins

Professora Doutora Senhorinha de Fátima Teixeira

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Especialização: Energia e Ambiente

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Guimarães, ___/___/_____

Assinatura: _____

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar ao meu orientador, Professor Doutor Luís Barreiros Martins, pela oportunidade de realizar este trabalho, partilha de conhecimentos e orientação prestada.

Agradeço à minha coorientadora Professora Doutora Senhorinha de Fátima Teixeira, por me ter aceitado para realizar este trabalho, por toda a ajuda e conselhos prestados.

Agradeço à aluna de doutoramento, Ana Cristina Ferreira, orientação, apoio, partilha de conhecimentos e conselhos prestados durante a realização deste trabalho.

RESUMO

O aumento do consumo de energia a nível mundial tem levado a uma diminuição das reservas de energias fósseis, nomeadamente do petróleo, uma das principais fontes. Surgiu assim a necessidade de diversificação no consumo de energia, o que tem levado ao desenvolvimento de novas tecnologias mais limpas para a geração e conversão de energia, como os sistemas de cogeração, as energias eólica, solar, ondas, a biomassa, bem como de outras já existentes como a energia hídrica e a energia nuclear.

O trabalho presente é dedicado à análise de sistemas de micro-cogeração baseados na tecnologia dos motores Stirling. O estudo inicia-se com uma revisão geral do estado da arte dos sistemas de cogeração, tendo em conta a legislação existente, os ciclos termodinâmicos utilizados e as suas respetivas tecnologias.

Segue-se uma análise específica sobre micro-sistemas de cogeração e das tecnologias emergentes mais promissoras. É apresentada uma descrição da tecnologia com motor Stirling explicando-se o seu funcionamento, possíveis configurações, principais componentes, fluidos de trabalho, perdas de energia e efeitos que alguns parâmetros têm na sua *performance*.

É descrito o modelo matemático utilizado na simulação de sistemas Stirling, dividido em modelo físico e económico. No modelo físico apresenta-se a modelação matemática do ciclo Stirling, que recorre a métodos numéricos para calcular potências, rendimentos, eficácias, em função de parâmetros geométricos e operacionais. No modelo económico é descrito o desenvolvimento das equações de custo para os principais componentes do sistema, *i.e.* para os permutadores de aquecimento, arrefecimento, regenerador e para o bloco do motor.

O estudo prossegue com uma análise de sensibilidade aos principais parâmetros do modelo físico, que incluem variáveis também presentes nas equações de custo do motor Stirling. O desenvolvimento das equações de custo permitiu estimar o custo total de vários sistemas Stirling e a sua comparação com os valores reais de sistemas já existentes no mercado.

Estas análises permitiram perceber de que forma varia a potência e o rendimento de um motor Stirling com os parâmetros mais importantes, bem como a implicação que estas variações têm no custo de investimento deste tipo de pequenos sistemas de cogeração. Estes resultados são de grande utilidade para a futura definição de uma metodologia para a otimização tecnoeconómica deste tipo de sistemas.

ABSTRACT

The global increase in energy consumption has led to a decrease in the reserves of fossil fuels and to the need for diversification in energy consumption. This led to the development of new technologies for cleaner energy conversion, such as cogeneration systems, wind, solar, biomass and wave energies, and existing ones such as hydroelectric and nuclear energies.

The present work is dedicated to micro-cogeneration systems based on Stirling engine technology. The study starts with a state of the art review on general cogenerations systems, taking into account the existing legislation, the thermodynamic cycles and their corresponding technologies. A more specific review on the most promising emerging technologies for micro-sized cogeneration units was also made.

The study follows with a description of the Stirling engine technology, including basic principles, engine configurations, main components, working fluids, energy losses, and the effect of some parameters on engine performance.

The mathematical model used in the simulation of Stirling systems is described. The model is divided into physical and economic models. The physical model includes the Stirling thermodynamic cycle, and uses numerical methods for calculating power, engine efficiency and heat-exchangers effectiveness, as functions of some geometric and operational parameters. The economic model involved the development of cost-equations for the system main components, namely for the heater, cooler, regenerator and engine block.

Finally a sensitivity analysis was made on the main parameters affecting the physical model, including variables also present in the Stirling engine cost-equations. The development of the cost-equations allowed us to estimate the total investment costs of various Stirling systems and to compare them with the actual values of systems available in the market.

These analyses allowed the understanding of how of a Stirling engine efficiency and power varies with the most important parameters, as well as the implication of these variations on the investment costs of this kind of small cogeneration systems. These results are useful for the future development of a methodology for the techno-economic optimisation of such systems.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABELAS	xix
LISTA DE SÍMBOLOS	xxi
1. Introdução	1
1.1. Âmbito e Motivação	2
1.2. Objetivos	5
2. Tecnologias de conversão energética	7
2.1. Ciclos Termodinâmicos	8
2.1.1. Ciclo Carnot	10
2.1.2. Ciclo Rankine com sobreaquecimento	11
2.1.3. Ciclo Otto	14
2.1.4. Ciclo Diesel	15
2.1.5. Ciclo Brayton	16
2.1.6. Ciclo Combinado	20
2.1.7. Ciclo Ericsson	20
2.1.8. Ciclo Stirling	21
2.2. Tecnologias de Cogeração	22
2.2.1. Turbina a vapor	23
2.2.2. Turbina a gás de combustão interna	24
2.2.3. Microturbinas de combustão interna com regenerador	25
2.2.4. Motores alternativos de combustão interna	27
2.2.5. Células de combustível	28
2.2.6. Motor Stirling	29
3. Tecnologia Stirling	31
3.1. Princípio de Funcionamento dos Motores Stirling	32

3.2.	Configurações dos Motores Stirling	33
3.2.1.	Equipamentos de micro-cogeração	35
3.3.	Componentes do motor: permutador de aquecimento, arrefecimento e regenerador. 37	
3.3.1.	Permutador de aquecimento.....	38
3.3.2.	Permutador de arrefecimento	39
3.3.3.	Regenerador.....	41
3.4.	Fluidos de Trabalho.....	45
3.5.	Controlo da potência e velocidade em motores Stirling.....	49
3.5.1.	Controlo de temperatura	49
3.5.2.	Controlo da pressão média	50
3.5.3.	Variação do volume morto	50
3.5.4.	Variação do comprimento do curso dos componentes	50
3.5.5.	Variação do ângulo de fase	50
3.6.	Perdas de energia no motor Stirling	51
3.7.	Performance do motor Stirling.....	54
3.7.1.	Efeito da condutividade e capacidade calorífica da matriz do regenerador	54
3.7.2.	Efeito da porosidade do regenerador	55
3.7.3.	Efeito do gradiente de temperatura no regenerador	56
3.7.4.	Efeito do volume do regenerador.....	56
3.7.5.	Material do regenerador.....	57
3.7.6.	Efeito da massa de fluido.....	57
3.7.7.	Efeito do volume e condutividade do pistão de expansão	58
4.	Modelação Matemática de Sistemas Stirling	61
4.1.	Modelo físico.....	62
4.1.1.	Análise isotérmica	63
4.1.2.	Análise adiabática ideal	67

4.1.3.	Análise não ideal	73
4.2.	Modelo económico	86
4.2.1.	Metodologia para o desenvolvimento das equações de custo.....	86
4.2.2.	Equação de custo do permutador de aquecimento	87
4.2.3.	Equação de custo do permutador de arrefecimento.....	88
4.2.4.	Equação de custo regenerador.....	89
4.2.5.	Equação de custo do bloco do motor	90
5.	Resultados e discussão	91
5.1.	Motor de referência para a análise de sensibilidade	94
5.2.	Análise de sensibilidade ao modelo físico: parâmetros geométricos.....	95
5.2.1.	Permutador de aquecimento.....	95
5.1.2.	Permutador de arrefecimento	100
5.1.3.	Regenerador.....	104
5.3.	Análise de sensibilidade ao modelo físico: parâmetros de funcionamento	109
5.3.1.	Permutador de aquecimento.....	109
5.3.2.	Permutador de arrefecimento	110
5.3.3.	Regenerador.....	110
5.3.4.	Motor	111
5.4.	Soluções melhoradas	112
5.5.	Comparação de custos calculados com custos reais	115
6.	Conclusões e trabalho futuro	117
6.1.	Conclusões	118
6.2.	Trabalho futuro	120
	Bibliografia	121

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Comparação entre a produção convencional separada de calor e eletricidade e um sistema de cogeração. Os valores numéricos representam unidades arbitrárias de energia (adaptado de:(A. C. Ferreira, Ferreira, et al., 2013))	3
Figura 2.1 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Carnot (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	10
Figura 2.2 – Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	11
Figura 2.3 – Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal e real (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	12
Figura 2.4 – Menor pressão de funcionamento do condensador (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	12
Figura 2.5 – Sobreaquecimento do vapor (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	13
Figura 2.6 – Aumento da pressão da caldeira (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	13
Figura 2.7 – Diagrama P-V do ciclo Otto real (a) e ideal (b) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	14
Figura 2.8 – Variação do rendimento com a relação volumétrica de compressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	15
Figura 2.9 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Diesel ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	15
Figura 2.10 - Variação do rendimento com a relação volumétrica de compressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	16
Figura 2.11 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Brayton ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	17
Figura 2.12 – Ciclo Brayton aberto (a) e fechado (b) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).	17
Figura 2.13 - Variação do rendimento térmico com a razão de pressão, r_p ($\gamma = 1.4$; T = 25 °C) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	18
Figura 2.14 – Variação do trabalho produzido com a razão de pressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	19
Figura 2.15 – Diferenças entre o ciclo real e ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	19

Figura 2.16 – Esquema e diagrama T-s do ciclo combinado (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	20
Figura 2.17 – Diagrama P-V (a) e T-s (b)do ciclo Ericsson (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006)).....	21
Figura 2.18 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Stirling (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))	21
Figura 2.19 – Variação do rendimento da microturbina com a eficácia do regenerador (adaptado de: (Onovwiona & Ugursal, 2006))	25
Figura 3.1 – Fases de funcionamento do motor Stirling (adaptado de:(Keveney, 2011))	32
Figura 3.2 – Ciclo Stirling real (adaptado de: (Ferreira, 2010; Thombare & Verma, 2008))	33
Figura 3.3 – Configuração Alfa do motor Stirling (adaptado de: (Urieli, 2010))	33
Figura 3.4 – Configuração Beta do motor Stirling (adaptado de: (Urieli, 2010))	34
Figura 3.5 – Configuração Gama do motor Stirling (adaptado de (Urieli, 2010))	35
Figura 3.6 – Unidade de microgeração da Stirling Energy com 1 kWe (adaptado de: catálogo da Stirling Energy)	35
Figura 3.7 – Exemplo da forma dos tubos em serpentina e helicoidal (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))	39
Figura 3.8 – Tubos com alhetas externas (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))	40
Figura 3.9 – Tubos com alhetas longitudinais interiores (a) e exteriores (b)(adaptado de (Ramesh & Dussan, 2003))	40
Figura 3.10 – Permutador lamelar (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))	41
Figura 3.11 – Matriz do regenerador.....	42
Figura 3.12 – Motor Stirling (adaptado de: (A. C. Ferreira, Ferreira, et al., 2013))	42
Figura 3.13 – Relação entre a perda de pressão e a frequência de operação em diferentes matrizes (adaptado de: (Tlili et al., 2008))	44
Figura 3.14 – Vários tipos de matrizes de regeneradores (adaptado de: (Knowles, 1997))	45
Figura 3.15 – Variação da capacidade calorífica (a) e massa volúmica (b) com a temperatura para o hélio, a diferentes pressões.....	46
Figura 3.16 – Variação da viscosidade dinâmica (a) e condutividade térmica (b) com a temperatura, para o hélio, a diferentes pressões	46

Figura 3.17 – Variação da capacidade calorífica (a) e massa volúmica (b) com a temperatura, para o hidrogénio, a diferentes pressões	47
Figura 3.18 – Variação da viscosidade dinâmica(a) e condutividade térmica (b) com a temperatura, para o hidrogénio, a diferentes pressões	47
Figura 3.19 – Perdas de calor no motor Stirling (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	51
Figura 3.20 – Efeito da condutividade (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a)).....	54
Figura 3.21 – Efeito da capacidade térmica (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	55
Figura 3.22 – Efeito da porosidade (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	55
Figura 3.23 – Efeito do gradiente de temperatura (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	56
Figura 3.24 – Comprimento do regenerador (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	56
Figura 3.25 – Efeito do diâmetro do regenerador (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	57
Figura 3.26 – Efeito da massa de fluido de trabalho (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a)) 58	
Figura 3.27 – Efeito da área do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	58
Figura 3.28 – Efeito do curso do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	59
Figura 3.29 – Efeito da condutividade do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))	59
Figura 4.1 – Componentes do motor Stirling (adaptado de:(Ferreira et al., 2012))	62
Figura 4.2 – Modelo isotérmico (adaptado de: (Ferreira, 2010))	63
Figura 4.3 – Distribuição de temperaturas no modelo isotérmico (adaptado de: (Ferreira, 2010)).....	63
Figura 4.4 – Modelo adiabático ideal (adaptado de: (Ferreira, 2010))	67
Figura 4.5 – Distribuição das temperaturas no modelo adiabático ideal (adaptado de (Ferreira, 2010)).....	68
Figura 4.6 – Componente/célula geral (adaptado de (Ferreira, 2010)).....	69
Figura 4.7 – Transferência de calor entre o espaço de compressão e o permutador de arrefecimento (adaptado de (Ferreira, 2010)).....	70
Figura 4.8 – Representação da transferência de calor no permutador de calor (adaptado de: (Ferreira, 2010)).....	75
Figura 4.9 – Perfil de temperaturas do fluido de trabalho à passagem pelo regenerador (adaptado de: (Ferreira, 2010)).....	78
Figura 4.10 – Descrição da redução da energia transferida no regenerador (adaptado de: (Urieli, 2010)).....	80

Figura 4.11 – Tensão de corte (adaptado de: (Urieli, 2010))	82
Figura 4.12 – Diâmetro hidráulico da matriz do regenerador	84
Figura 4.13 – Diagrama de Moody alterado (adaptado de:(Ferreira, 2010))	85
Figura 4.14 – Variação do custo do permutador de aquecimento com a sua área para diferentes coeficientes de tamanho	88
Figura 4.15 – Variação do custo do permutador de arrefecimento com a sua área para diferentes coeficientes de tamanho	88
Figura 4.16 – Variação do custo do regenerador com a área para diferentes coeficientes de tamanho e à temperatura no regenerador de 600 K (a) e 500 K (b)	89
Figura 4.17 – Variação do custo do bloco do motor com o aumento do seu volume	90
Figura 5.1 – Variação dos trabalhos e calores transferidos ao longo ciclo adiabático ideal	92
Figura 5.2 – Variações de temperatura nos diferentes componentes ao longo de um ciclo completo (adaptado de:(Ferreira et al., 2012))	92
Figura 5.3 – Diagrama P-V para diferentes análises	93
Figura 5.4 – Exemplo com comparação da queda de pressão no regenerador para o ar e o hidrogénio	93
Figura 5.5 – Variação do diferencial de temperatura (a) e eficácia (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de aquecimento	95
Figura 5.6 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do comprimento dos tubos do permutador de aquecimento	96
Figura 5.7 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento	97
Figura 5.8 – Variação da eficácia com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento	97
Figura 5.9 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento.....	98
Figura 5.10 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do diâmetro dos tubos no permutador de aquecimento.....	98
Figura 5.11 – Variação da eficácia com o diâmetro interno dos tubos no permutador de aquecimento	99

Figura 5.12 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro interno dos tubos do permutador de aquecimento.....	99
Figura 5.13 – Variação diferencial de temperatura (a) e eficácia (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de arrefecimento.....	100
Figura 5.14 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de arrefecimento	101
Figura 5.15 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferença de temperatura (b) com o número de tubos	101
Figura 5.16 – Variação da eficácia com aumento do número de tubos no permutador de arrefecimento.....	102
Figura 5.17 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do número de tubos no permutador de arrefecimento.....	102
Figura 5.18 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do diâmetro dos tubos no permutador de arrefecimento	103
Figura 5.19 – Variação da eficácia com o aumento do diâmetro interno dos tubos no permutador de arrefecimento.....	103
Figura 5.20 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento diâmetro dos tubos no permutador de arrefecimento	104
Figura 5.21 – Variação da redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento comprimento do regenerador	105
Figura 5.22 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do comprimento do regenerador.....	105
Figura 5.23 – Variação da redução da potência transferida (a) e eficácia (b) com o aumento do diâmetro da matriz do regenerador	106
Figura 5.24 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro do regenerador.....	106
Figura 5.25 – Variação redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento da porosidade da matriz do regenerador.....	107
Figura 5.26 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) do motor com o aumento da porosidade da matriz do regenerador.....	107

Figura 5.27 – Variação da redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento do diâmetro de arame da matriz do regenerador	108
Figura 5.28 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro de arame da matriz do regenerador	108
Figura 5.29 – Variação da eficácia do permutador de aquecimento com pressão média e temperatura da fonte quente para o hélio a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b).....	109
Figura 5.30 – Variação da eficácia do permutador de arrefecimento com pressão média e temperatura da fonte quente para o hélio a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b).....	110
Figura 5.31 - Variação da eficácia do regenerador com a temperatura da fonte quente e pressão média para o hélio a 1500 rpm (a) 3000 rpm (b).....	110
Figura 5.32 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o hélio (a) e hidrogénio (b) a 1500 rpm.....	111
Figura 5.33 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o hélio (a) e hidrogénio (b) a 3000 rpm.....	111
Figura 5.34 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o ar a 1500 rpm (a) 3000 rpm (b).....	112
Figura 5.35 – Variação do rendimento térmico do motor com a temperatura e pressão média para os três fluidos a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b)	112

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Características das tecnologias de cogeração (adaptado de: (Wu & Wang, 2006))	22
Tabela 2.2 – Comparação de sistemas de cogeração com diferentes microturbinas (adaptado de: (Onowwiona & Ugursal, 2006))	26
Tabela 2.3 – Comparação de sistemas de micro-cogeração com motores de combustao interna (adaptado de: (Onowwiona & Ugursal, 2006))	27
Tabela 3.1 – Comparação de micro-cogedores de diferentes fabricantes com motor Stirling (adaptado de: catalogo Enerlyt)	36
Tabela 3.2 – Propriedades de materiais usados em regeneradores (adaptado de:(Lloyd, 2009))	43
Tabela 3.3 – Valores de porosidades e diâmetros de arame (adaptado de: (Tlili, Timoumi, & Nasrallah, 2008))	43
Tabela 3.4 – Efeito da alteração do tipo de material da matriz ($por = 0.697$, e $d_{arame} = 40 \mu m$) do regenerador na performance do motor , (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a)) ..	44
Tabela 3.5 – Comparação de várias propriedades dos fluidos de trabalho a diferentes temperaturas (adaptado de: (C. Ferreira, 2010))	48
Tabela 5.1 – Características do motor de referência	94
Tabela 5.2 – Comparação dos diferentes motores	113
Tabela 5.3 – Custos dos motores	114
Tabela 5.4 – Dados técnicos de motores Stirling	115
Tabela 5.5 – Custos dos motores calculados através das equações de custo desenvolvidas	116
Tabela 5.6 – Comparação de custos reais e calculados	116

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	m^2
arr	Permutador de arrefecimento	-
aq	Permutador de aquecimento	-
b	Coefficiente de tamanho	-
c_f	Coefficiente de atrito	-
c_{fRe}	Coefficiente de atrito de Reynolds	-
c_p	Capacidade calorífica a pressão constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_v	Capacidade calorífica a volume constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d	Derivação	-
D	Diâmetro	m
d_h	Diâmetro hidráulico	m
d_i	Diâmetro interno	mm
f	Frequência	s^{-1}
F_a	Força de atrito	N
F_m	Fator de tamanho	-
F_T	Fator de temperatura	-
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W \cdot m^{-2} K^{-1}$
J	Folga entre o pistão e asparedes do cilindro	m
k	Condutividade térmica	$W \cdot m^{-1} K^{-1}$
L	Comprimento	m
M	Massa total	kg
\dot{m}	Caudal mássico	$kg \cdot s^{-1}$
m	Massa de fluido num componente	kg
n	Número de alhetas	-
n_t	Número de tubos	-
p	Pressão	Pa
por	Porosidade	-
P_4	Pressão à saída da turbina	bar ou Pa
P	Perdas devido ao atrito nas paredes	W
Pr	Número de Prandtl	-
q	Calor transferido	$J/ciclo$
Q	Calor transferido	J
\dot{Q}	Potência térmica	W
r, r_c	Razão de compressão	-
r_p	Razão de pressões	-
s	Entropia específica	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
St	Numero de Stanton	-
T	Temperatura	$^{\circ}C$ ou K
R	Constante do gás	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

r_2	Raio externo do permutador de arrefecimento	m
r_1	Raio interno do permutador de arrefecimento	m
t	Largura da alheta	m
T	Temperatura	°C ou K
u	Velocidade do fluido de trabalho	$m \cdot s^{-1}$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
V	Volume	m^3
V_1	Volume máximo	m^3
V_2	Volume mínimo	m^3
W	Trabalho	J
\dot{W}	Potência mecânica	W
Z	Curso do pistão	m

Indices

<i>ai</i>	Adiabático ideal	-
<i>aq</i>	Permutador de aquecimento	-
<i>arame</i>	Arame da matriz do regenerador	-
<i>arr</i>	Permutador de arrefecimento	-
<i>bomba</i>	Bomba	-
<i>Brayton</i>	Ciclo Brayton	-
<i>c</i>	Espaço de compressão	-
<i>carnot</i>	Ciclo Carnot	-
<i>cd</i>	Condução	-
<i>dc</i>	De contacto	-
<i>e</i>	Espaço de expansão	-
<i>ef</i>	Efetiva	-
<i>el</i>	Elétrico	-
<i>ext</i>	Exterior	-
<i>H</i>	Fonte quente	-
<i>hyst</i>	Rigidez do fluido	-
<i>in</i>	Entrada do componente	-
<i>int</i>	Interno	-
<i>isot</i>	Isotérmico	-
<i>L</i>	Fonte fria	-
<i>matriz</i>	Matriz do regenerador	-
<i>máx</i>	Máximo	-
<i>m</i>	Morto no espaço de compressão	-
<i>min</i>	Mínimo	-
<i>net</i>	Rede elétrica	-

<i>ni</i>	Não ideal	-
<i>Otto</i>	Ciclo Otto	-
<i>out</i>	Saída do componente	-
<i>p</i>	Parede	-
<i>pist</i>	Pistão	-
<i>prod</i>	Produzido	-
<i>rloss</i>	Redução de energia transferida ou potência no regenerador	-
<i>r</i>	Regenerador	-
<i>ter</i>	Térmico	-
<i>trans</i>	Efeito de transporte	-
<i>turb</i>	Turbina	-

Letras gregas

α	Difusividade térmica	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
β	Ângulo de fase	°
γ	Relação entre os capacidades caloríficas	-
ΔB_{omb}	Perdas de bombagem	J
ΔE_c	Variação da energia cinética	J
ΔE_p	Variação da energia potencial	J
Δp	Queda de pressão	Pa
ΔT	Diferença de temperaturas	°C ou K
ε	Eficácia	-
φ	Relação entre área de transferência e volume de fluido no permutador	-
η	Rendimento térmico do motor Stirling (produção de trabalho)	-
η_e	Rendimento elétrico (cogeração)	-
η_{th}	Rendimento na produção de calor útil (cogeração)	-
η_t	Rendimento total ou global (cogeração; eletricidade e calor útil)	-
θ	Ângulo da manivela	°
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ν	Viscosidade cinemática	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	Massa volúmica	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
τ	Tensão de corte	$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$
ω	Frequência de operação	rad/s

Abreviaturas

<i>BDC</i>	Bottom Dead Center, Ponto Morto Inferior	-
<i>C</i>	Custo	€
<i>CHP</i>	Combined Heat and Power, cogeração	-
<i>GPL</i>	Gás de Petróleo Liquefeito	-
<i>kW</i>	Quilowatt	-
<i>MW</i>	Megawatt	-
<i>NTU</i>	Número de Unidades de Transferência	-
<i>ref</i>	Referência	-
<i>TDC</i>	Top Dead Center, Ponto Morto Superior	-

1. Introdução

1.1. Âmbito e Motivação

O elevado consumo de energia a nível mundial tem levado a uma diminuição das reservas de energias fósseis, nomeadamente de uma das principais fontes, o petróleo. A crise do petróleo em 1973 conduziu técnicos e cientistas a repensarem as questões energéticas a curto prazo, com a intenção de diminuir a dependência do petróleo, aumentando o consumo de outras fontes como carvão, gás natural e nuclear.

Atualmente, esta necessidade de diversificação energética continua a fazer-se sentir, o que tem levado ao desenvolvimento de novas tecnologias de conversão de energia mais limpas, como os sistemas de cogeração, e as energias eólica, biomassa, solar, ondas e de outras já existentes como a hídrica e a nuclear. As energias eólica e solar têm a grande desvantagem de a produção de energia ser intermitente, isto é, imprevisível, para além de apresentarem uma baixa densidade energética. A energia nuclear tem elevados custos iniciais e de manutenção, para além dos resíduos gerados serem muito perigosos para a saúde humana. A hidroeletricidade, embora seja uma forma de energia limpa e tenha custos bastante menores do que a nuclear, também tem elevados custos de instalação e desativação, assim como um grande impacto ambiental, devido à necessidade de se construírem albufeiras.

A cogeração, ou comumente designada por CHP (*Combined Heat and Power*) é a combinação de produção de energia térmica e mecânica (normalmente convertida em energia elétrica), num único sistema. Como as potências das unidades de cogeração vão desde alguns quilowatts até aos megawatts, estas podem ser usadas por qualquer tipo de setor, no primário para aquecimento de estufas ou abrigos de animais, no industrial para produção de vapor ou aquecimento direto para fornos de alta temperatura, no comércio e serviços para ar condicionado e aquecimento de água. Embora a cogeração seja usada mais frequentemente na indústria, esta também pode ser aplicada a edifícios de serviços e residências.

Na Figura 1.1 pode-se ver a comparação entre um sistema convencional de produção separada de calor e eletricidade (lado esquerdo da Figura 1.1) e um sistema de cogeração (lado direito da Figura 1.1). A grande vantagem da cogeração relaciona-se com a redução das perdas quando comparadas com a produção convencional, o que quer dizer que o consumo de energia primária (combustível) é menor para produzir as mesmas quantidades de energias úteis (calor e eletricidade), reduzindo também as emissões para o ambiente (Onovwiona & Ugursal, 2006).

Esta redução no consumo de energia primária (80 versus 100 na Figura 1.1) pode ultrapassar os 20%.

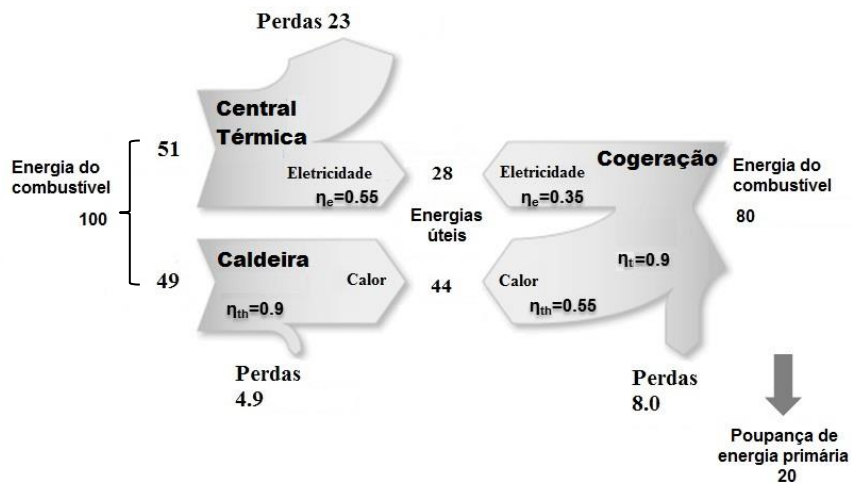


Figura 1.1 – Comparação entre a produção convencional separada de calor e eletricidade e um sistema de cogeração. Os valores numéricos representam unidades arbitrárias de energia (adaptado de:(Ferreira, Ferreira, et al., 2013))

A cogeração permite racionalizar o consumo de combustíveis, respondendo assim as políticas energéticas comunitárias e nacionais (Cogen Portugal, 2006). Porém existem limitações ao desenvolvimento da cogeração, pois os investimentos iniciais são relativamente elevados, cerca de 750 €/kW, para unidades de média e grande dimensão (≥ 1 megawatt elétrico), e faltam estudos de viabilidade económica para se determinar até que ponto o investimento é rentável. Os lucros dependem do preço da eletricidade e dos combustíveis. A energia térmica produzida só pode ser usada perto do produtor, devido as perdas nas tubagens (Oliveira & Costa, 2010).

As centrais de cogeração são classificadas como unidades de pequena dimensão, quando a capacidade instalada é inferior a 1 MW_{el} , e micro-cogeração em unidades com capacidade máxima instalada inferior a 50 kW_{el} (Directiva 2004/8/CE, 2004). Existem vários autores que dividem ainda a micro-cogeração para ambiente doméstico unifamiliar com potência elétrica máxima de 10 kW_{el} e multifamiliar (edifícios coletivos) com potências entre 10 e 50 kW_{el} (Ricardo, 2012). A legislação em vigor na Europa desde 2006 é a Diretiva 2004/8/CE (Parlamento Europeu e do Conselho de 11 de fevereiro de 2004). É relativa à promoção de cogeração com base na procura de calor útil no mercado interno da energia e altera a Diretiva 92/42/CEE, mas só foi transposta para Portugal em 2010. Esta diretiva veio regulamentar a

atividade da cogeração estabelecendo condições de licenciamento e exploração, bem como os requisitos para que uma unidade possa beneficiar de incentivos. É também redefinido o regime remuneratório aplicável à energia elétrica, vendida à rede nacional.

A conceção de sistemas de micro-cogeração para aplicações domésticas unifamiliares constitui um grande desafio técnico, devido às não variações e à não coincidência, entre as cargas térmicas e elétricas, levando à necessidade de armazenamento, e/ou de ligação elétrica em paralelo com a rede elétrica. No entanto, em aplicações de sistemas de cogeração em edifícios coletivos, residenciais ou de serviços, onde as cargas elétricas e térmicas variam conforme a necessidade de cada família, reduz-se assim a necessidade de armazenamento, ou seja, diferentes famílias têm diferentes necessidades de consumo de energia, podendo uma certa família precisar numa dada hora ou momento necessitar uma certa potência elétrica, enquanto outra necessita de potência térmica (Onowwiona & Ugursal, 2006).

Estes sistemas podem satisfazer as necessidades totais de calor e eletricidade, ou as necessidades totais de calor e parte da elétrica, ou parte de calor e as totais elétricas. Dependendo da magnitude instantânea das cargas, elétrica e térmica, estes sistemas podem ter de funcionar em condições de cargas parciais, e a energia excedente pode ser armazenada ou vendida, mas há sempre instantes em que é necessário complementar utilizando outras fontes para satisfazer as necessidades de energia, como por exemplo a rede elétrica, ou uma caldeira adicional. A variação dos preços da eletricidade pode interferir no funcionamento destes sistemas, tornando-os financeiramente mais atrativos se funcionarem nos períodos em que o preço da eletricidade é superior.

Os modelos termoeconómicos agregam conceitos do método de análise energética (os quais podem incluir a 1ª e a 2ª Lei da Termodinâmica) com métodos de análise económica. O objetivo do modelo económico é determinar, para um dado sistema, um balanço entre os custos de investimento e custos energéticos de modo a se obter o custo de operação anual mínimo do sistema ou, numa outra perspetiva, a maximização do lucro da sua operação quando os produtos de operação desses sistemas podem ser economicamente rentabilizados.

A avaliação termoeconómica de sistemas de cogeração passa, muitas vezes, pela análise de diferentes combinações, desde o tipo de tecnologia e até do preço a que é vendida a energia produzida de modo a atingir um compromisso equilibrado entre o desempenho termodinâmico e económico. Deste modo os parâmetros económicos são de facto muito importantes e, na maioria dos casos, decisivos no que diz respeito à viabilidade de um determinado sistema de

cogeração (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). A avaliação económica de uma cogeração é normalmente analisada na perspetiva de produzir energia a um preço mais baixo, comparativamente aos sistemas convencionais. Efetivamente, as tecnologias de cogeração são mais eficientes que um sistema convencional uma vez que usam menos energia primária para produzir a mesma quantidade de energia elétrica e térmica útil. Ou seja, os sistemas de cogeração apresentam habitualmente custos operacionais mais baixos, mas custos de investimento mais elevados do que as soluções convencionais.

1.2. Objetivos

Este estudo é o seguimento de trabalhos anteriores (Ferreira, et al., 2013; Ferreira, 2010; Ferreira et al., 2012) sobre a modelação de ciclos termodinâmicos de motores Stirling ((Ferreira, Ferreira, et al., 2013) e onde foi desenvolvido um modelo de otimização termoeconómica aplicado a microturbinas a gás, que permite dimensionar os diversos componentes de uma unidade de cogeração, de modo a obter-se a solução economicamente mais viável, sendo dado um dado perfil de consumo térmico. Pretende-se agora adaptar esse modelo de otimização a sistemas Stirling.

Este trabalho tem como objetivo geral, desenvolver uma metodologia simplificada para a modelação dos motores Stirling do tipo alfa que inclua as equações de custo dos seus principais componentes, para permitir incluir num futuro modelo de otimização termoeconómica.

Mais especificamente com este trabalho pretende-se:

- . compreender o funcionamento do motor Stirling;
- . definir e analisar detalhadamente o seu modelo matemático para simulação e análise numérica;
- . realizar uma análise de sensibilidade aos parâmetros geométricos e operacionais mais importantes com vista a escolher as variáveis de decisão para o futuro modelo de otimização termoeconómica;
- . definir uma metodologia e desenvolvimento das equações de custo;

2. Tecnologias de conversão energética

Existem várias tecnologias aplicadas a cogeração, tais como os sistemas com turbina a gás, turbina ou motores a vapor, motores de combustão interna, ciclo combinado (turbina a gás e a vapor), microturbinas e mais recentemente as células de combustível e o motor Stirling que é um motor de combustão externa.

As tecnologias dos sistemas de cogeração podem ser divididas em 3 tipos (Cogem Portugal, 2006):

- Motores alternativos, que usam o ciclo Diesel, alimentados a fuelóleo ou gasóleo, e o ciclo Otto, quando usam combustíveis gasosos, como gás natural, biogás ou propano.

- Turbina a gás, normalmente usa gás natural.

- Turbina a vapor

As turbinas a gás são utilizadas em grandes complexos de edifícios como hospitais e redes urbanas com calor e frio (trigeração). As turbinas a vapor não são utilizadas no setor terciário (setor de prestação de serviços).

As células de combustível são usadas no setor terciário devido ao seu elevado rendimento e são silenciosas, porém o seu custo de produção é demasiado elevado para conseguir entrar no mercado. As microturbinas e motores Stirling ainda estão numa fase de desenvolvimento e iniciação de comercialização.

2.1. Ciclos Termodinâmicos

Os ciclos consistem num conjunto de processos termodinâmicos sentidos por uma substância, transferindo calor e trabalho, enquanto se varia a sua pressão, temperatura entre outras variáveis de estado, eventualmente voltando ao seu estado inicial (Çengel & Boles, 2006). Estes podem ser divididos em ciclos de potência e refrigeração. Podem ser classificados quanto ao efeito (potência ou frio), quanto ao estado do fluido (gás ou vapor) e quanto à forma (abertos ou fechados).

A análise teórica dos ciclos utilizados em equipamentos que debitam potência, é útil para se poder avaliar o seu desempenho (por exemplo, o rendimento e potência térmica). Existem ciclos ideais que são desprovidos de irreversibilidades internas, e os ciclos reais que são bastante complexos, devido por exemplo, à existência de atrito. Devido a esta complexidade, no seu estudo tenta-se aproximar o ciclo real do ideal, fazendo algumas simplificações, como ausência de atrito, processos de expansão e compressão ocorrendo em equilíbrio, tubos e elementos de

ligação adiabáticos, variação da energia cinética e potencial nulas. Nos ciclos ideais, os princípios básicos na análise devem ser respeitados, para as conclusões obtidas poderem ser aplicadas aos ciclos reais.

O rendimento térmico máximo em máquinas que funcionem entre os mesmos níveis de temperatura, acontece nas que operam com ciclos totalmente reversíveis, como por exemplo, o ciclo Carnot. Embora este ciclo seja totalmente teórico, é internamente e externamente reversível, usa-se como referência para se avaliar as diferenças entre o ciclo real e ideal.

Em termodinâmica, uma máquina térmica pode ser classificada como um motor de combustão interna (ex.: automóveis comuns) ou externa (ex.: motor Stirling). São sistemas que convertem energia térmica em trabalho mecânico, a partir de uma fonte de calor, a alta temperatura, que fornece calor de a um fluido. O fluido ao receber calor começa a expandir acionando um sistema absorvendo trabalho e posteriormente o fluido sobre um processo de compressão, cedendo calor a uma fonte fria. Normalmente, os ciclos são representados por diagramas T-s (temperatura-entropia) e P-V (pressão-volume). A área limitada pelas curvas representa o trabalho produzido.

Os ciclos usados nas centrais de cogeração variam conforme a tecnologia utilizada, como os ciclos Diesel e Otto, são ciclos de potência a gás e são usados em motores alternativos de combustão interna, o de Brayton nas turbinas a gás, outros não tão utilizados como o de Ericsson e Stirling, são utilizados em motores de combustão externa. O ciclo Rankine usado em turbinas a vapor, é um ciclo de potência a vapor. Também existe o ciclo combinado com turbina a gás e turbina a vapor.

Nos ciclos de potência a gás, o fluido operante permanece na fase gasosa, sendo composto essencialmente por ar, e a energia da fonte quente provém da queima de um combustível. Uma forma de reduzir a complexidade da análise do ciclo é utilizar as hipóteses do ar padrão (Çengel & Boles, 2006):

- o fluido operante é ar e funciona em circuito fechado e comporta-se como um gás ideal;
- todos os processos são internamente reversíveis;
- o processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor a partir de uma fonte externa;
- o processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor que restitui o fluido ao seu estado inicial;

- os capacidades caloríficas permanecem constantes (a 25 °C).

Nos ciclos de potência a vapor, o fluido operante, normalmente água/vapor de água, é vaporizado e condensado alternadamente. A água/vapor de água tem como vantagem ser barata, está disponível e tem uma elevada entalpia de vaporização. Os ciclos combinados também usam água como fluido operante, no entanto está longe de ser o fluido ideal. O fluido operante ideal deve ter uma elevada temperatura crítica para uma pressão máxima de segurança, a temperatura do ponto triplo deve ser menor do que a do fluido, para evitar qualquer problema de solidificação, a pressão de condensação deve ser menor do que a atmosférica (mas não muito para evitar infiltrações), elevada entalpia de vaporização, (evita grandes caudais e aproxima a transformação a uma isotérmica), elevada condutibilidade térmica, ser barato, não tóxico.

2.1.1. Ciclo Carnot

O ciclo Carnot é constituído por quatro processos totalmente reversíveis, dois isentrópicos (Figura 2.1, processo 4-1 e 2-3) e dois isotérmicos (Figura 2.1, processo 1-2 e 3-4). A transferência de calor isotérmica reversível é muito difícil de se conseguir na prática pois seriam precisos permutadores de calor muito grandes pelo que iria demorar muito tempo, na realidade um ciclo é concluído numa fração de segundo.

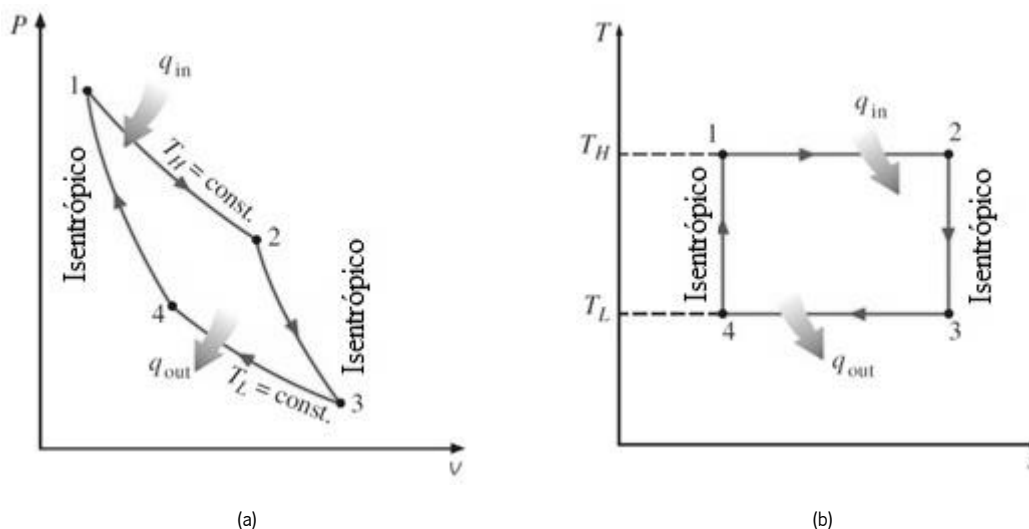


Figura 2.1 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Carnot (adaptado de: Çengel & Boles, 2006)

Teoricamente, pode-se atingir o rendimento máximo com este ciclo, mas isso implicaria que a temperatura absoluta a que o calor é rejeitado fosse nula ($T_f = 0$). O rendimento do ciclo Carnot pode ser calculado de acordo com a equação (2.1).

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (2.1)$$

Onde T_f e T_q , são as temperaturas da fonte fria e quente (K), respetivamente.

A relação de temperaturas permite tirar uma conclusão importante, que pode ser aplicada ao ciclo real e ideal: o rendimento aumenta com o aumento da temperatura a que se fornece calor, T_q , e com a diminuição da temperatura a que se retira calor, T_f (Çengel & Boles, 2006).

2.1.2. Ciclo Rankine com sobreaquecimento

É constituído por dois processos isentrópicos (Figura 2.2, processo 1-2 compressão na bomba e processo 3-4 expansão na turbina) e dois processos isobáricos (Figura 2.2, processo 2-3 adição de calor na caldeira e processo 4-1 rejeição de calor no condensador).

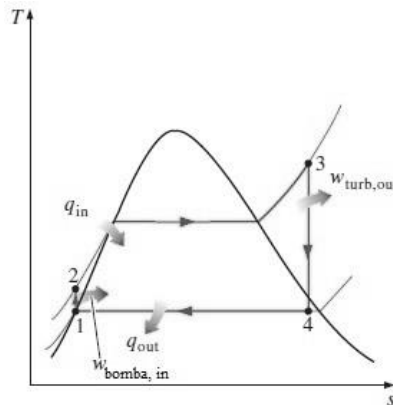


Figura 2.2 – Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

As dificuldades encontradas na zona bifásica do ciclo Carnot a vapor (não é adequado para ciclos de vapor), como a temperatura máxima que se pode atingir no ciclo, pois a temperatura crítica da água é 374 °C, logo o rendimento é baixo, tem baixo título, (condensação) provoca desgaste das pás da turbina, dificuldade em garantir que à entrada do compressor o fluido não está na zona bifásica, são ultrapassados com o ciclo Rankine com sobreaquecimento (Figura

2.2), pois o vapor é sobreaquecido numa caldeira e posterior condensação total num condensador (Çengel & Boles, 2006).

Na Figura 2.3 pode-se ver as diferenças entre o ciclo real e ideal, que se devem ao atrito fluido/equipamento e perdas de calor para o exterior. Para compensar estas perdas a pressão real a que a água é bombeada deve ser maior do que a ideal, o que leva a ter uma bomba maior e mais cara; a caldeira tem de fornecer mais energia, pelo que o rendimento baixa.



Figura 2.3 – Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal e real (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Para se aumentar o rendimento de um ciclo, pode-se aumentar a temperatura a que é fornecido calor ou baixar a temperatura a que é rejeitado calor. Então para se conseguir isto pode-se baixar a pressão de funcionamento do condensador (Figura 2.4, processo 4'-1'), baixando assim a temperatura a que se rejeita calor, aumentando o trabalho na turbina. Aqui deve-se ter cuidado para que a pressão não baixe muito em relação a atmosférica.

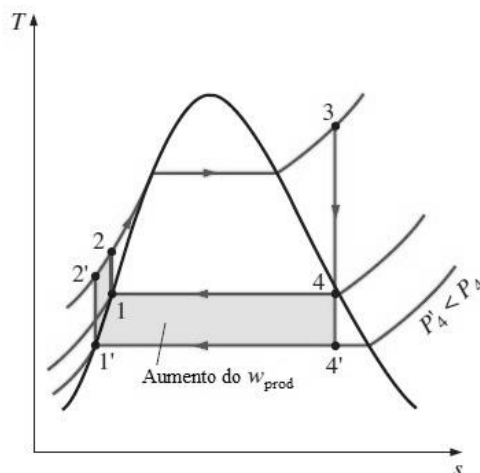


Figura 2.4 – Menor pressão de funcionamento do condensador (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Pode-se sobreaquecer o vapor para temperaturas mais altas, aumentando assim o trabalho produzido pela turbina (Figura 2.5, processo 2-3 para 3'). Esta temperatura máxima está condicionada à resistência térmica do material às altas temperaturas.

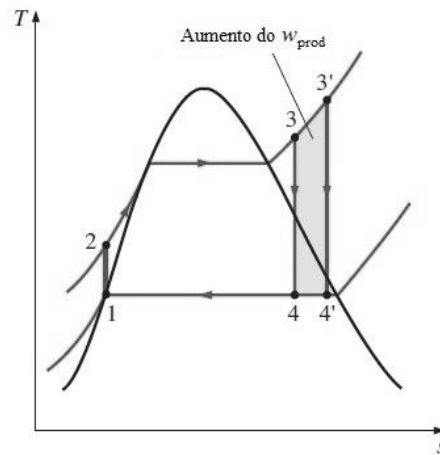


Figura 2.5 – Sobreaquecimento do vapor (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Pode-se aumentar a pressão na caldeira, tendo como consequência o aumento da temperatura a que se fornece calor. Deve-se reparar que para uma temperatura fixa máxima, à entrada da turbina, o teor de humidade aumenta, pois baixa o título de vapor (Figura 2.6, o gráfico desloca-se para a esquerda, do processo 3-4 para o processo 3'-4'). Uma maneira de evitar isto é fazer a expansão em dois (ou mais) estágios (Figura 2.6), fazendo um reaquecimento entre eles, deslocando assim aquela zona do gráfico para a direita, para não ocorrer desgaste na turbina (cavitação).

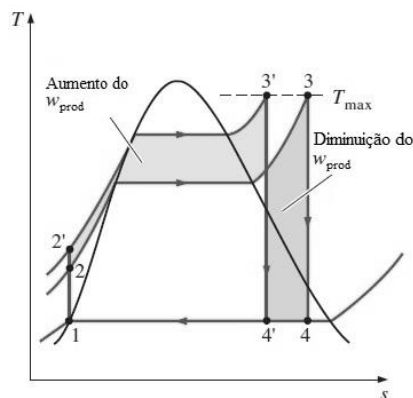


Figura 2.6 – Aumento da pressão da caldeira (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Para se aumentar o rendimento térmico do ciclo, também se pode usar a regeneração. Um processo de regeneração comum em instalações de potência a vapor é conseguido através da

extração de vapor proveniente da turbina em vários pontos (estágios). Este vapor que serviria para produzir mais trabalho, através de uma maior expansão na turbina, é antes usado para aquecer água. Este dispositivo onde a água é aquecida chama-se regenerador (Çengel & Boles, 2006). Uma vez que a água foi pré-aquecida, o calor necessário para vaporizar a água é menor, ou seja, a fonte quente precisa de fornecer menos calor, aumentando assim o rendimento do ciclo.

2.1.3. Ciclo Otto

O ciclo Otto é um tipo de ciclo utilizado pelos motores de combustão interna. É constituído por dois processos isentrópicos (Figura 2.7-b, processo 1-2 e 3-4) e dois isocóricos (Figura 2.7-b, processo 2-3 e 4-1). Aqui é feita uma mistura de ar e combustível, posteriormente comprimida e a ignição é feita por uma faísca externa. No diagrama P-V (Figura 2.7-a) o eixo contém uma escala logarítmica, para se poder representar real.

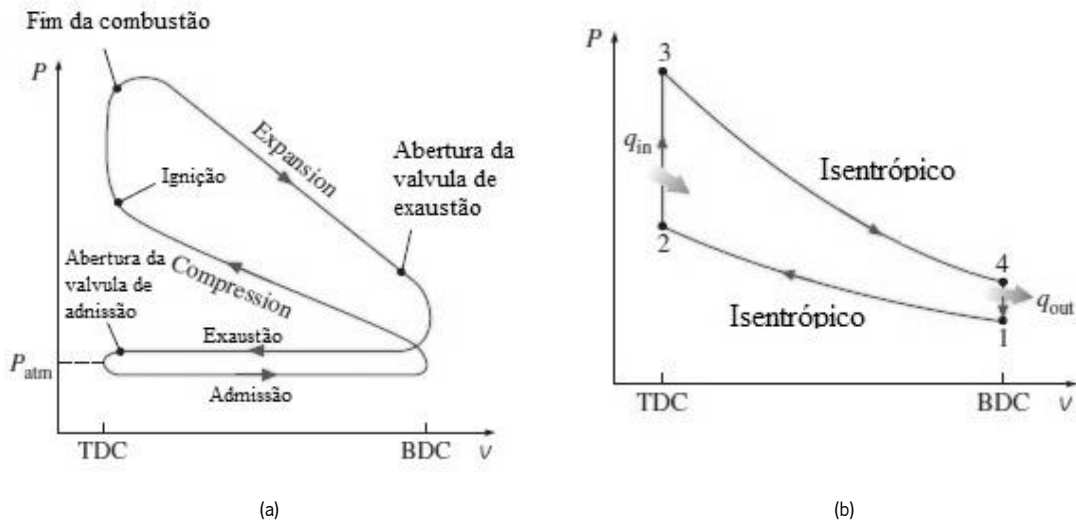


Figura 2.7 – Diagrama P-V do ciclo Otto real (a) e ideal (b) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

O rendimento do ciclo de Otto teórico pode ser obtido pela equação (2.2).

$$\eta_{Otto} = 1 + \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (2.2)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} ; r = \frac{V_1}{V_2}$$

Onde, Q_L é o calor rejeitado, Q_H é o calor fornecido, V_1 é o volume máximo e V_2 é o volume mínimo.

O rendimento varia com a relação volumétrica de compressão, r (equação 2.2). Na Figura 2.8 pode-se ver que valores típicos da taxa de compressão para motores a gasolina variam entre 7 e 10, uma vez que existe o perigo de atingir a temperatura de auto-ignição da mistura ar/combustível durante a compressão. Atualmente já existem motores a gasolina que usam uma razão de compressão de 14.

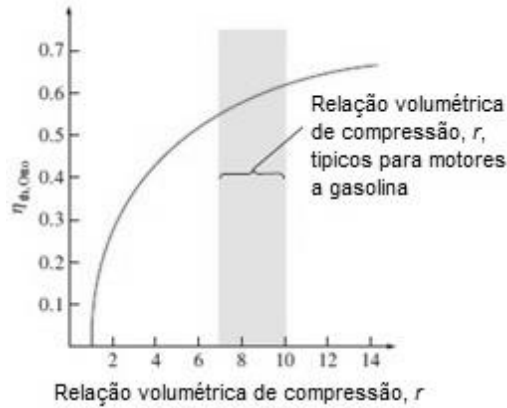


Figura 2.8 – Variação do rendimento com a relação volumétrica de compressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

2.1.4. Ciclo Diesel

O ciclo Diesel é composto por dois processos isentrópicos (Figura 2.9, processo 1-2 e 3-4), um isobárico (Figura 2.9, processo 2-3) e um isocórico (Figura 2.9, processo 4-1). Este ciclo é muito parecido com o de Otto, diferindo apenas no estágio de fornecimento de calor que é isobárico.

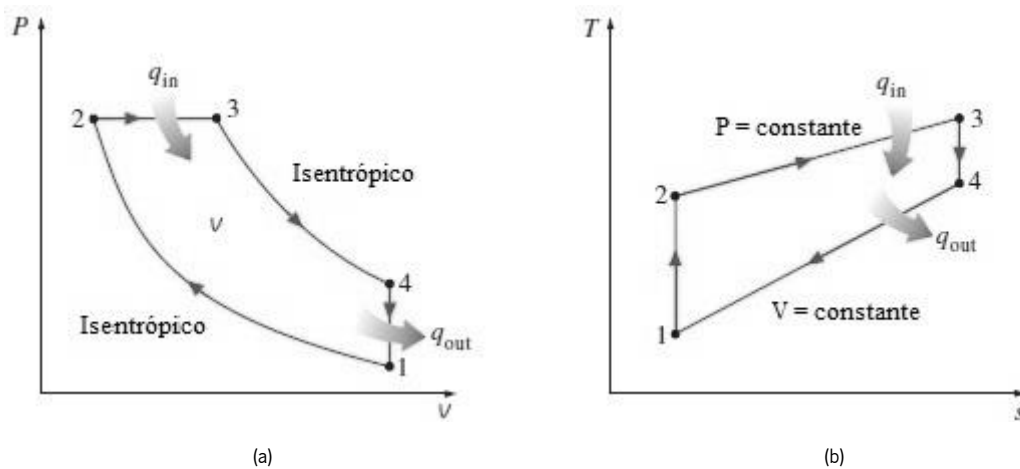


Figura 2.9 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Diesel ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Neste caso, como apenas o ar é comprimido, pode funcionar a pressões mais altas (Figura 2.10) do que o ciclo Otto, não havendo risco de auto-inflamação do ar.

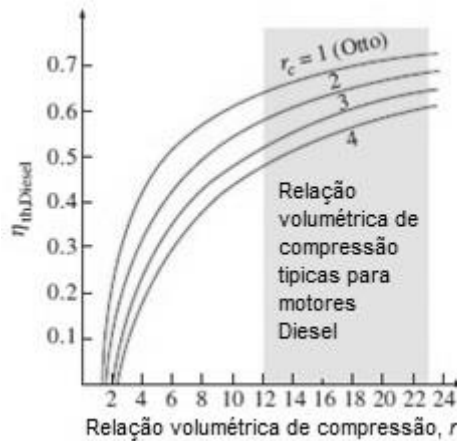


Figura 2.10 - Variação do rendimento com a relação volumétrica de compressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

O combustível é injetado no cilindro com ar comprimido a alta temperatura, dando origem à ignição espontânea. As temperaturas atingidas nos gases de exaustão (escape) são inferiores as do ciclo Otto. O rendimento termodinâmico do ciclo Diesel é dado pela equação 2.3.

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right] \quad (2.3)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} ; r = \frac{V_1}{V_2} ; r_c = \frac{V_3}{V_2}$$

O rendimento é maior do que o atingido no ciclo de Otto, pois trabalha a uma relação volumétrica de compressão superiores. A combustão é mais completa devido a funcionar com excesso de ar. Um rendimento maior e os custos mais baixos do combustível dos motores Diesel tornam-nos mais atraentes para aplicações que requerem grandes potências, como centrais de geração de potência de emergência (alturas de pico de potência), grandes navios, camiões, comboios (Çengel & Boles, 2006).

2.1.5. Ciclo Brayton

O ciclo Brayton ideal é composto por quatro processos reversíveis, dois isentrópicos: compressão (Figura 2.11, processo 1-2) e expansão (Figura 2.11, processo 3-4), e dois isobáricos, adição de calor (Figura 2.11, processo 2-3) e rejeição de calor (Figura 2.11, processo

4-1). Estes processos funcionam com aparelhos de caudal constante, e portanto os processos devem ser analisados como processos de caudal constante.

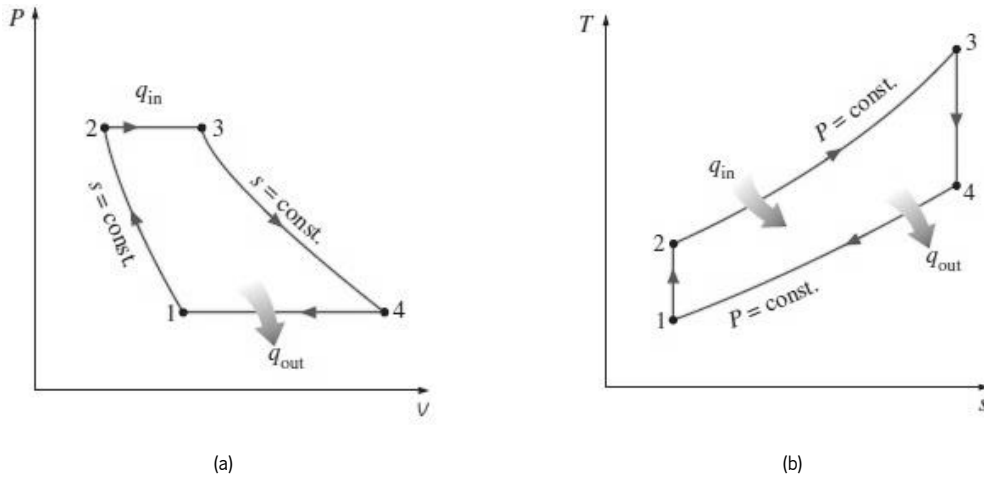


Figura 2.11 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Brayton ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Este tipo de sistema tem uma construção simples, a maioria possui apenas um eixo, têm baixo custo e geralmente pouca manutenção. Normalmente funcionam em sistema aberto (Figura 2.12-a) mas também podem funcionar em sistema fechado (Figura 2.12-b, equivalente ideal), utilizando as hipóteses do ar padrão. No ciclo fechado (ciclo ideal), o processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor a pressão constante, e o de exaustão, é substituído por um de rejeição de calor a pressão constante (Çengel & Boles, 2006).

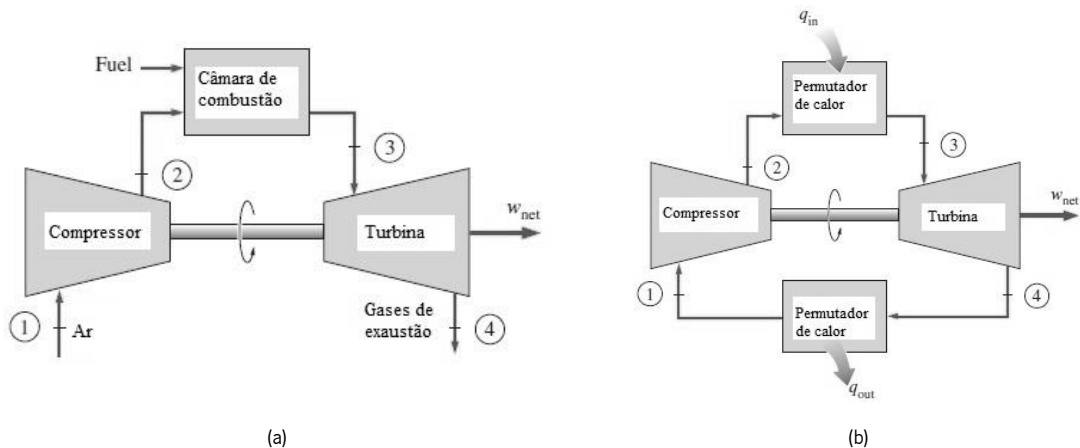


Figura 2.12 – Ciclo Brayton aberto (a) e fechado (b) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

O rendimento térmico do ciclo ideal de Brayton varia com a razão de pressões, r_p (equação 2.4).

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (2.4)$$

$$r_p = \frac{P_{max}}{P_{min}} = \frac{P_2}{P_1} ; \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

O rendimento térmico aumenta com a razão de pressão, que é o que acontece na realidade nas turbinas a gás. Na Figura 2.13, pode-se ver que para valores típicos de razão de pressão, r_p , o rendimento térmico máximo é cerca de 60 %. A temperatura máxima atingida no ciclo é à saída da camara de combustão (Figura 2.12, processo 3) e é limitada pela temperatura máxima que as pás da turbina podem aguentar.

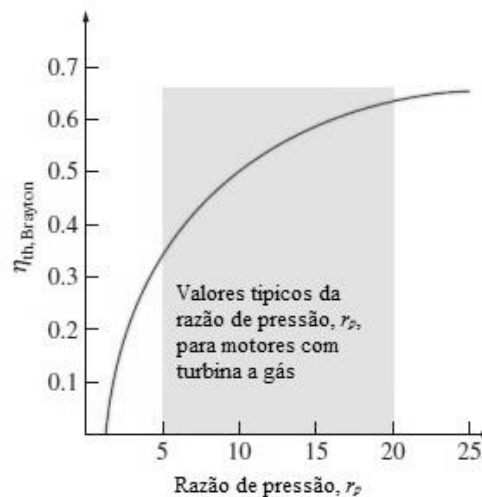


Figura 2.13 - Variação do rendimento térmico com a razão de pressão, r_p ($\gamma = 1.4$; $T = 25$ °C) (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Para uma dada temperatura (fixa) à saída da turbina, o trabalho produzido por ciclo (área interior da Figura 2.14) aumenta com a diminuição da razão de pressão, r_p , atingindo um máximo e depois começa a baixar (Figura 2.14), devendo então haver um compromisso entre o trabalho produzido e o rendimento térmico. Se quisermos aumentar o rendimento com menos trabalho por ciclo, teremos de garantir um maior caudal, logo equipamentos de maiores dimensões, para produzir o mesmo trabalho, o que pode não ser economicamente viável (Çengel & Boles, 2006).

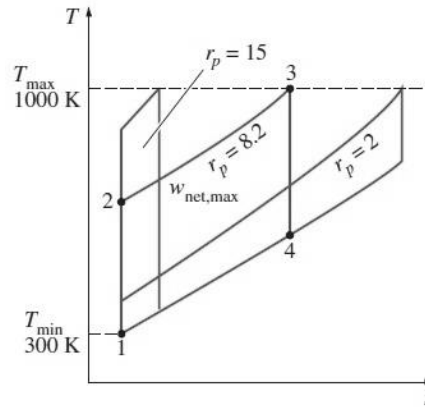


Figura 2.14 – Variação do trabalho produzido com a razão de pressão (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

O trabalho de compressão real é maior do que o ideal (Figura 2.15, ponto 2a – real e 2s – ideal) e o trabalho real fornecido pela turbina é menor do que o ideal (Figura 2.15, ponto 4a – real e 4s – ideal). Isto deve-se às irreversibilidades internas (estados de não equilíbrio, atrito interno). Além disso há quedas de pressão ao longo dos processos de adição e de rejeição de calor, devido perdas de carga interna (atrito do fluido, descontinuidades das condutas, tubos, etc).

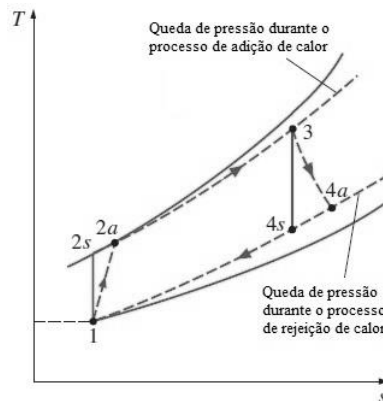


Figura 2.15 – Diferenças entre o ciclo real e ideal (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

Os equipamentos que funcionam segundo o ciclo de Brayton são as turbinas a gás. Podem ser projetadas para funcionar com vários tipos de combustíveis como o gasóleo, biodiesel, GPL e gás natural (Sakatsume, 2004). Com o avanço da tecnologia, como o desenho aerodinâmico das pás e melhor construção, o rendimento destas turbinas aumentou. Foram feitas alterações ao ciclo básico introduzindo o intercooler (baixa a temperatura do gás de trabalho), o que fez baixar o trabalho de compressão. O regenerador (dispositivo que absorve calor e posteriormente devolve esse calor) que aproveita parte da energia dos gases de escape, sob a forma de calor,

para aquecer o fluido a montante em contracorrente, aumentando assim o rendimento, pois para o mesmo trabalho, o calor fornecido é menor; e na expansão por estágios com reaquecimento, aumenta o trabalho produzido pela turbina. Consequentemente deve-se ter um fluido com baixo volume específico na compressão e o contrário na expansão.

2.1.6. Ciclo Combinado

O ciclo combinado (Figura 2.16), tal como o nome indica, combina um ciclo com turbina a gás (Brayton) a alta temperatura com um ciclo de Rankine com turbina a vapor, a mais baixa temperatura, tendo o conjunto um maior rendimento térmico do que cada um dos ciclos em separado.

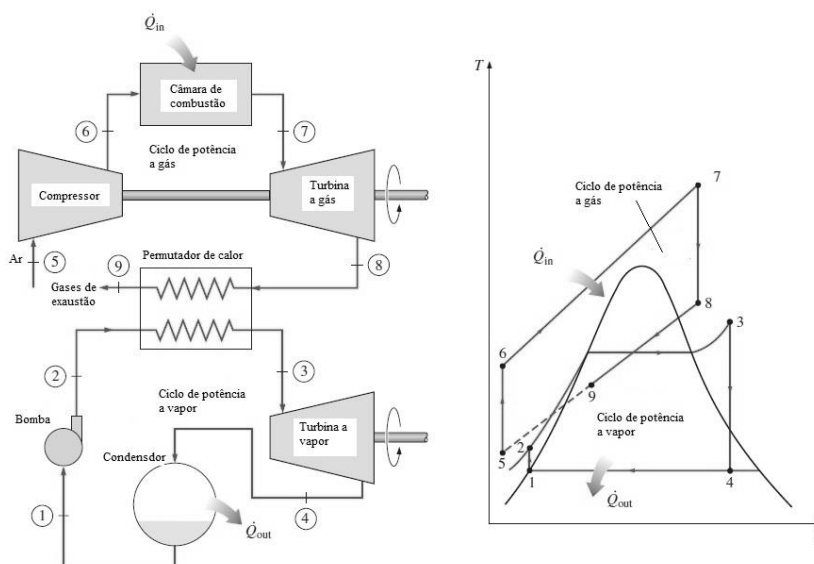


Figura 2.16 – Esquema e diagrama T-s do ciclo combinado (adaptado de: Çengel & Boles, 2006)

Neste ciclo a entalpia dos gases de escape da turbina a gás (cerca de 500 °C) é aproveitada e utilizada como fonte de calor para o ciclo a vapor.

2.1.7. Ciclo Ericsson

No ciclo Ericsson, os processos de adição e rejeição de calor são isotérmicos (Figura 2.17, processos 1-2 e 3-4). Este ciclo difere do Carnot nos dois processos isentrópicos, que são substituídos por dois processos de regeneração a pressão constante (Figura 2.17). No processo 2-3 o regenerador armazena energia do fluido durante o seu arrefecimento, no processo 4-1, o regenerador devolve a energia armazenada pré-aquecendo o fluido.

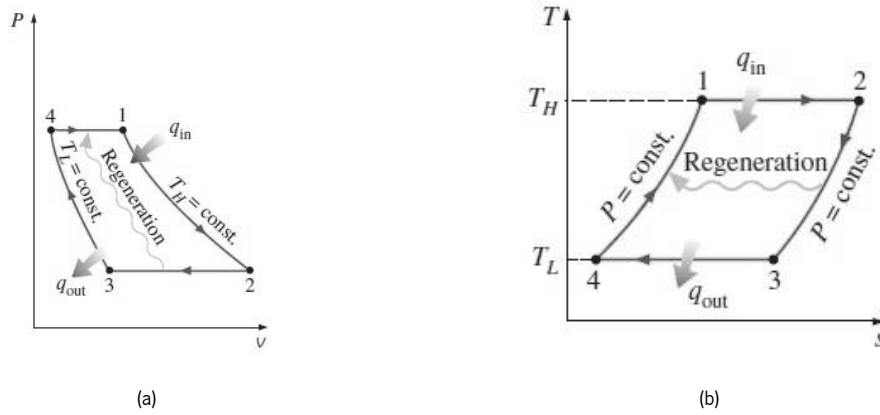


Figura 2.17 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Ericsson (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

A regeneração é um processo de armazenamento de calor para um dispositivo que acumula energia numa parte do ciclo, e a devolve ao fluido operante numa fase posterior. O rendimento térmico é igual à de Carnot, pois também é um ciclo a temperatura constante (Çengel & Boles, 2006). O ciclo Ericsson não é utilizado em máquinas térmicas por ser de difícil execução prática.

2.1.8. Ciclo Stirling

Assim como no ciclo Ericsson, no ciclo de Stirling ideal, os processos de adição e rejeição de calor são isotérmicos (Figura 2.18, processos 1-2 e 3-4), mas aqui, os processos de regeneração ocorrem a volume constante (Figura 2.18, processos 2-3 e 4-1). É um ciclo totalmente reversível, e o seu rendimento térmico ideal também é igual ao rendimento de Carnot.

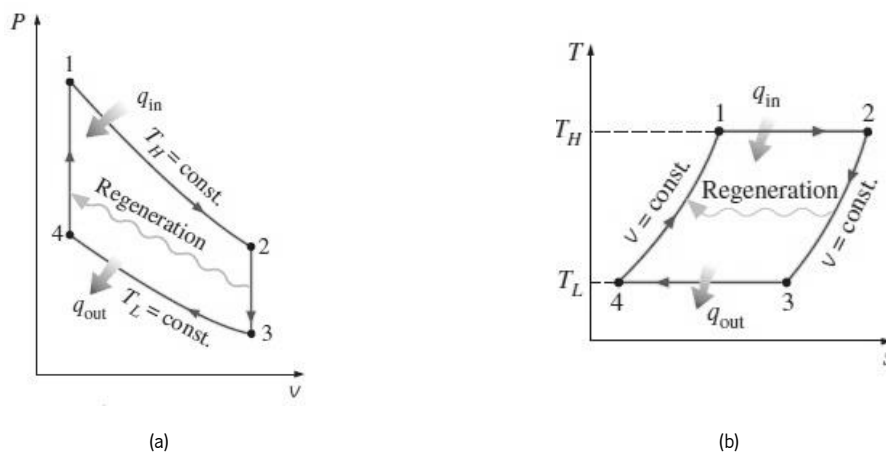


Figura 2.18 – Diagrama P-V (a) e T-s (b) do ciclo Stirling (adaptado de: (Çengel & Boles, 2006))

A execução prática deste ciclo, assim como o de Ericsson, é muito difícil, pois envolve transferência de calor (através de uma diferença de temperatura) em todos os componentes do motor, incluindo o regenerador. Para eliminar estes problemas, seria necessário que a

transferência de calor ocorresse em áreas infinitamente grandes ou num tempo infinitamente longo, o que não é possível, porque os processos de transferência de calor acontecem com uma diferença de temperatura finita, o regenerador não tem uma eficácia de 100% (os permutadores de calor costumam ser avaliados em termos de eficácia que é a quociente entre a energia transferida e a energia máxima teórica que seria transferida se o permutador fosse ideal) e as suas perdas térmicas ser consideráveis. Devido ao seu elevado rendimento térmico e menor emissão de poluentes (diversidade de combustíveis possíveis, incluindo a possibilidade de utilizar fontes renováveis como a energia solar, biomassa, biogás), o interesse de algumas empresas tem aumentado. A Ford Motor Company, General Motors Corporation e a Phillips Research Laboratories, já desenvolveram com sucesso motores Stirling (Çengel & Boles, 2006).

2.2. Tecnologias de Cogeração

As tecnologias de cogeração utilizadas em centrais de cogeração, dependem, entre outros fatores, da potência do sistema (central) de cogeração, das necessidades de energia mecânica, que normalmente é usada para produzir energia elétrica e das necessidades de energia térmica. Na Tabela 2.1, apresentam-se algumas características dos vários tipos de tecnologias usadas em cogeração.

Tabela 2.1 – Características das tecnologias de cogeração (adaptado de: (Wu & Wang, 2006))

	Turbina a vapor	Combustão interna		Turbinas de combustão	Micro-turbina	Motor Stirling	Células de combustível
		Motor Diesel	Motor a gasolina				
Gama de potências	20 kW - 500 MW	5 kW - 20 MW	3 kW - 6 MW	250 kW - 50 MW	15 kW - 300 kW	1 kW - 1.5 MW	5 kW - 2 MW
Combustível	Qualquer	Fuelóleo Diesel	Gasolina, biogás, propano	Gás natural, propano, biogás	Gás natural, diesel, gasolina	Qualquer	Hidrogénio ou hidrocarbonetos
Rendimento elétrico (%)	7 - 20	35 - 45	25 - 43	25 - 42	15 - 30	40	37 - 60
Rendimento global (%)	60 - 80	65 - 90	70 - 92	65 - 87	60 - 85	65 - 85	85 - 90
Custo médio investimento (Euros/kW)	750 - 1500	255 - 750	600 - 1199	338 - 712	675 - 1124	974 - 1499	1874 - 2624

2.2.1. Turbina a vapor

As turbinas a vapor são as mais utilizadas em sistemas de produção de energia na indústria (Wu & Wang, 2006). Estas turbinas funcionam segundo o ciclo de Rankine com dois tipos de configuração, segundo a pressão de saída:

- Contrapressão – a pressão à saída da turbina é maior ou no mínimo igual à pressão atmosférica, conforme a temperatura requerida pelas necessidades de calor útil. Esta configuração também permite retirar vapor em estágios intermédios da turbina a uma pressão e temperatura apropriadas para uma dada carga térmica. À saída da turbina, o vapor cede o calor útil ao condensador e volta ao sistema, com um caudal que pode ser inferior ao da entrada, se a massa de vapor for diretamente usada no processo, ou se houver perdas nos tubos. Esta configuração tem a vantagem de ser simples, com poucos componentes, os custos de estágios a baixa pressão na turbina são evitados, baixos custos de capital, baixa necessidade de arrefecer água, e tem um rendimento total alto, uma vez que não há rejeição de calor para o ambiente através do condensador. Por outro lado, tem como desvantagem de produzir menor trabalho por quilograma de vapor expandido, porque trabalha com menores diferenças de entalpia de vapor. A eletricidade gerada pelo vapor na turbina é controlada pelas necessidades de calor (carga térmica), resultando na pouca flexibilidade entre a eletricidade gerada e a carga elétrica necessária, havendo assim necessidade de duas ligações à rede, uma para compra e outra para a venda da falta e do excesso de eletricidade produzida.

- Extração/condensação de vapor – aqui a pressão à saída da turbina é menor do que a pressão atmosférica maximizando o rendimento elétrico (Wu & Wang, 2006). O vapor é extraído num ou vários estágios intermédios a pressões e temperaturas necessárias. O vapor restante é arrefecido a pressão do condensador, que pode ser menor do que 0.05 bar. Como a temperatura do vapor à saída do condensador é relativamente baixa, cerca de 33 °C (Hinnells, 2008), pouca utilização se pode dar, sendo este rejeitado para o ambiente. Este tipo de turbina tem um preço de venda maior (em comparação com as turbinas em contrapressão) e um rendimento global menor. Até certa medida a produção de eletricidade é independente das cargas térmicas, se o caudal na turbina for devidamente regulado.

Esta é uma tecnologia madura e tem longo tempo de vida. Teoricamente com uma caldeira adequada pode-se usar qualquer tipo de combustível, pelo que com um funcionamento e manutenção adequados são bastante fiáveis. No entanto existem problemas que limitam a sua

aplicação, como baixo rendimento elétrico, arranque lento, funcionamento com cargas intermédias fraco. Por isso, as turbinas a vapor são mais indicadas para grandes centrais cogeração para uso industrial (Hinnells, 2008) que utilizem combustíveis de baixo custo e funcionem em contínuo.

2.2.2. Turbina a gás de combustão interna

Os sistemas que funcionam com turbina a gás, operam segundo ciclo Brayton, onde o ar atmosférico é comprimido, aquecido numa câmara de combustão e por fim expandido numa turbina, produzindo trabalho para fornecer ao compressor e produzir energia, normalmente elétrica. Estas turbinas podem fornecer toda ou apenas parte das necessidades de energia de um local, e a energia térmica rejeitada, nos gases de escape pode ser aproveitada para diversas aplicações de aquecimento. Por exemplo, estes gases podem ajudar na combustão de combustível adicional, elevando as temperaturas dos gases a mais de 1000 °C e assim produzir vapor a alta pressão, que pode ser usado numa turbina a vapor para produzir trabalho. Isto é conhecido como o ciclo combinado, com um rendimento elétrico entre 35 e 60 % (Wu & Wang, 2006).

São normalmente usadas em cogeração de grande dimensão, devido a sua fiabilidade e grande gama de potência. Sistemas com potência inferior a 1 MW têm-se mostrado inviáveis devido ao seu baixo rendimento elétrico e consequentemente elevado custo por kW_{el} (quilowatt hora elétrico) produzido. São mais fáceis de instalar do que os sistemas de turbina a vapor, e têm custos de capital mais baixos. Têm um tempo de arranque curto, permitem o funcionamento em modo intermitente, os custos de manutenção são mais baixos do que os dos motores de combustão interna, mas o seu rendimento elétrico também é menor. A grande desvantagem desta tecnologia é que necessitam de combustíveis de grande qualidade (custo elevado) como o gás natural. Os equipamentos auxiliares utilizados trabalham a altas temperaturas, logo são mais caros, devido ao tipo de materiais que são usados na sua manufatura.

2.2.3. Microturbinas de combustão interna com regenerador

São sistemas de dimensões menores que as turbinas de combustão interna, funcionam de modo semelhante, e abrangem potências até $300 kW_{el}$ (Bernardo, 2012). Têm um rendimento elétrico até cerca de 30 %, podem ser usados vários tipos de combustíveis (ex.: gás natural, GPL, biogás, diesel, gasolina). Apenas têm uma parte móvel, com rolamentos de ar, não precisam de lubrificação, são leves e compactas, e conseguem atingir altas velocidades de rotação, até cerca de 120000 rpm (Onowiona & Ugursal, 2006; Wu & Wang, 2006). Atingem temperaturas relativamente baixas na combustão, baixas emissões de NO_x , e são mais silenciosas comparativamente a um motor alternativo da mesma potência. Uma característica das microturbinas é que podem ser combinadas varias unidades de pequena dimensão, conseguindo-se assim um sistema de média ou grande dimensão à medida do cliente (Wu & Wang, 2006).

As microturbinas funcionam com uma razão de pressão, r_p , muito baixa, cerca de 4.0 (devido à utilização de um compressor de baixo custo) e apenas conseguem atingir um rendimento elétrico razoável porque incluem um regenerador (recuperador interno de calor). Este permutador especial aproveita a energia dos gases de escape, para pré-aquecer o ar novo à entrada da camara de combustão, reduzindo o consumo de combustível e aumentando assim o rendimento elétrico. Este recuperador é avaliado através de dois parâmetros: eficácia e a perda de pressão. Uma eficácia alta significa uma grande área de transferência de calor, resultando numa maior perda de pressão e maiores custos. Na Figura 2.19 pode-se ver que o rendimento elétrico aumenta com a eficácia do regenerador.

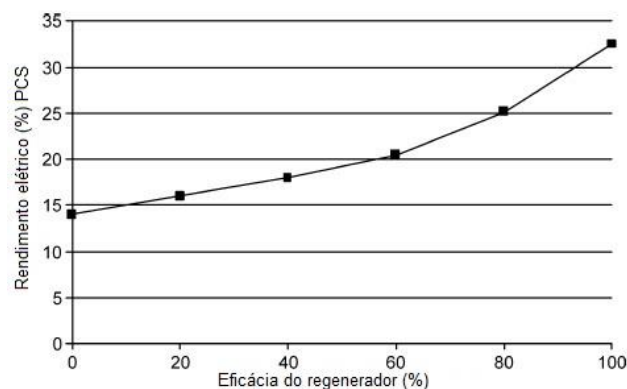


Figura 2.19 – Variação do rendimento da microturbina com a eficácia do regenerador (adaptado de: (Onowiona & Ugursal, 2006))

Com o uso do regenerador consegue-se uma poupança no consumo de combustível em cerca de 30 a 40%. Os materiais usados nestes permutadores são normalmente aços inoxidáveis, para temperaturas de operação de 650 °C, Inconel (liga níquel-crómio austenítica – Special Metals Corporation) para temperaturas de 800 °C e materiais cerâmicos para temperaturas superiores a 870 °C.

Como as dimensões são relativamente pequenas, as ligações entre os componentes, regenerador, zona de descarga do compressor e turbina e zona de escape, são um desafio para os engenheiros, que têm de construir um sistema compacto, mantendo baixa perda de pressão e baixo custo de produção, sem comprometer a performance do sistema para poderem ser competitivos com outras tecnologias.

O rendimento elétrico da microturbina também pode ser aumentado, aumentando o pico de pressão e temperatura no ciclo, o que leva ao desenvolvimento de materiais resistentes a altas temperaturas. Por outro lado, o aumento de temperatura pode levar ao aumento das emissões, necessitando assim uma melhor câmara de combustão para reduzir estas emissões. Na Tabela 2.2 estão três marcas de microturbinas usadas em sistemas de cogeração (Onowiona & Ugursal, 2006).

Tabela 2.2 – Comparação de sistemas de cogeração com diferentes microturbinas (adaptado de: (Onowiona & Ugursal, 2006))

Tipo de combustível	Microturbina Capstone				Elliot/Bowman	Turbec
	Gás propano	Gasóleo	Biogás	Gás natural	Gás natural, propano, GPL, butano	Gás natural
Potência elétrica produzida (kW)	30	30	30	28	80	105
Rendimento elétrica (%) (PCI)	26	25	26	25	28	30
Rendimento global (%) (PCI)	91	90	91	91	75	78
Velocidade de rotação (rpm)	96000	96000	96000	96000	96000	96000
Potência térmica produzida (kW)	85	85	85	85	136	167
Potência de combustível (kW) (PCI)	127	127	127	123.	288	350

Atualmente, a grande desvantagem desta tecnologia é o elevado custo inicial comparado com os motores alternativos (combustão interna). Têm também um rendimento elétrico relativamente baixa, e são sensíveis a mudanças nas condições de ambiente, tendo consequências no rendimento elétrico.

2.2.4. Motores alternativos de combustão interna

Os motores alternativos são usados em varias aplicações, industriais, comerciais, centrais térmicas, cogeração. Funcionam segundo o ciclo Otto ou Diesel (conforme o tipo de motor). Têm um arranque rápido, bom rendimento em regime de carga variável, e é uma tecnologia madura e bastante fiável. Para as mesmas dimensões, um motor alternativo tem um rendimento elétrico maior do que as turbinas a gás, e conseqüentemente menores custos operacionais com o combustível consumido. Os custos iniciais são menores do que os das turbinas a gás até aos 3-5 MW. Os motores de combustão têm custos de manutenção geralmente maiores do que as turbinas, mas esta pode ser feita por uma equipa interna, ou local. Podem ser usados vários tipos de combustíveis, dependendo do tipo de motor, Otto ou Diesel. Os de ciclo Otto podem usar gás natural (mais usual), propano, butano, biogás. Os Diesel usam uma grande variedade de combustíveis líquidos, desde vários tipos de fuelóleo até ao gasóleo, misturas de combustíveis gasosos com líquidos em proporções que permitam a autoignição (dual fuel). Na Tabela 2.3 pode-se ver alguns parâmetros de performance de motores usados em microcogeração, de algumas tecnologias.

Tabela 2.3 – Comparação de sistemas de micro-cogeração com motores de combustao interna (adaptado de: (Onowiona & Ugursal, 2006))

Especificações	Honda	Senertec		Cummins	Alturdyne	Tecogen	MAN
Potência elétrica produzida (kW)	1	5.50 (gás natural)	5.3 (Diesel)	10	40	60	100
Rendimento elétrico (%) (PCS)	21.3	27.5	30.5	-	-	26.4	30.6
Rendimento global (%) (PCS)	85	90	90	-	-	83.1	81
Velocidade de rotação (rpm)	-	-	-	3600	1500	-	1800
Potência térmica produzida (kW)	3	12.5	10.4	-	-	128.96	125
Necessidades de combustível (kW)	4.7	20	17.4	-	-	227.4	277.78

Os motores alternativos estão limitados a aplicações de baixas temperaturas; baixo rendimento elétrico e as suas emissões são relativamente elevadas; possuem ainda níveis de ruído elevados a baixas frequências.

2.2.5. Células de combustível

As células de combustível são compactas, silenciosas e sem partes móveis e produzem eletricidade a partir de uma reação entre o hidrogénio e o oxigénio na presença de um eletrólito. Água e calor são produtos resultantes desta reação. São semelhantes às baterias no sentido que geram energia em corrente contínua através de um processo eletroquímico, sem combustão. Em teoria, as células de combustível podem operar indefinidamente desde que seja fornecido combustível, neste caso hidrogénio. Este pode ser obtido a partir de um hidrocarboneto, normalmente do gás natural, enquanto o oxigénio é retirado do meio ambiente (Oliveira & Costa, 2010). Existem cinco tipos principais desta tecnologia:

- célula de combustível com troca de prótons através da membrana – são simples e ajustáveis às necessidades de potência. Têm um arranque rápido, rendimento elétrico elevado mas trabalham a baixa temperatura necessitando de um catalisador de platina caro, o que limita o uso na cogeração. São mais indicadas para computadores portáteis, telemóveis e outras aplicações móveis;

- célula de combustível alcalina – trabalham com baixas temperaturas, têm arranque rápido, rendimento elétrico superior a 70 % (Wu & Wang, 2006), mas têm uma grande desvantagem, que é a tendência para absorver dióxido de carbono, o qual converte o eletrólito alcalino num eletrólito de carbonato aquoso, que é pior condutor (elétrico). Por isso, esta tecnologia requer hidrogénio puro, limitando assim a sua aplicação;

- célula de combustível de ácido fosfórico – é a tecnologia mais madura, mas os seus custos para comercialização ainda não são competitivos com outras tecnologias de células de combustível. O hidrogénio é o combustível mais usado, mas também pode ser usado gás natural, GPL e metanol. Têm resistência às impurezas dos combustíveis, e podem ser usados catalisadores mais baratos. O seu rendimento é mais baixo comparado com outros tipos de células de combustível. São indicadas para produção de energia (trabalho e eletricidade) em hospitais, hotéis e aeroportos;

- célula de combustível de carbonato fundido – utiliza uma mistura de sais de carbonato fundido como eletrólito. Normalmente o eletrólito é de carbonato de lítio e carbonato de potássio, que são quimicamente agressivos, e melhoram a estabilidade e a resistência ao desgaste das células de combustível. Em consequência, estas são mais caras do que as células de combustível com troca de prótons através da membrana e as de óxido sólido. Trabalham com altas temperaturas e podem ser usadas em cogeração. O tempo de arranque para atingir a temperatura de funcionamento é longo e a baixa flexibilidade, torna esta tecnologia indicada para aplicações de funcionamento contínuo, como por exemplo, uma rede elétrica nacional;

- célula de combustível de óxido sólido – são compostas por uma estrutura sólida de cerâmica, o que as torna estáveis e fiáveis. Podem ser usados vários tipos de hidrocarbonetos, como gasolina metanol e gás natural. Trabalha com altas temperaturas de funcionamento, não há necessidade de um catalisador, e produz calor de alta qualidade, que torna a sua aplicação indicada para cogeração. Tem a desvantagem de requererem materiais resistentes a altas temperaturas, o eletrólito demora muito tempo a aquecer, não são indicados para pequenas aplicações, e têm custos elevados, o que condiciona a sua comercialização.

2.2.6. Motor Stirling

O motor Stirling foi inventado em 1816 por Robert Stirling na Escócia, cerca de 80 anos antes do aparecimento dos motores Diesel (Thombare & Verma, 2008). Estes motores operam segundo um ciclo termodinâmico regenerativo, onde o fluido de trabalho é comprimido e expandido alternadamente entre uma fonte quente e uma fonte fria, cujo diferencial de temperatura permite uma troca efetiva de calor. No início do século XX com o rápido desenvolvimento dos motores de combustão interna, os motores Stirling ficaram esquecidos.

Estes motores são de combustão externa, podem usar uma vasta gama de combustíveis, são silenciosos, e têm elevado rendimento térmico, combinando assim o uso adequado da energia, com a segurança ambiente. Os sistemas com motor Stirling são considerados os melhores entre os sistemas de conversão de energia solar, obtendo razoáveis rendimentos para baixas potências térmicas.

3. Tecnologia Stirling

3.1. Princípio de Funcionamento dos Motores Stirling

O funcionamento do motor Stirling consiste numa compressão, aquecimento regenerativo (pré-aquecimento no regenerador), expansão, e por fim um arrefecimento regenerativo (pré-arrefecimento no regenerador), voltando posteriormente ao início do ciclo. O motor funciona segundo o ciclo de Stirling, como mencionado anteriormente na secção 2.1.8 (ciclo ideal). A introdução do regenerador veio aumentar o rendimento térmico do ciclo, e mostra ser um componente muito importante no funcionamento do motor. Na Figura 3.1 pode-se ver um esquema de funcionamento das quatro fases que compõem o motor Stirling.

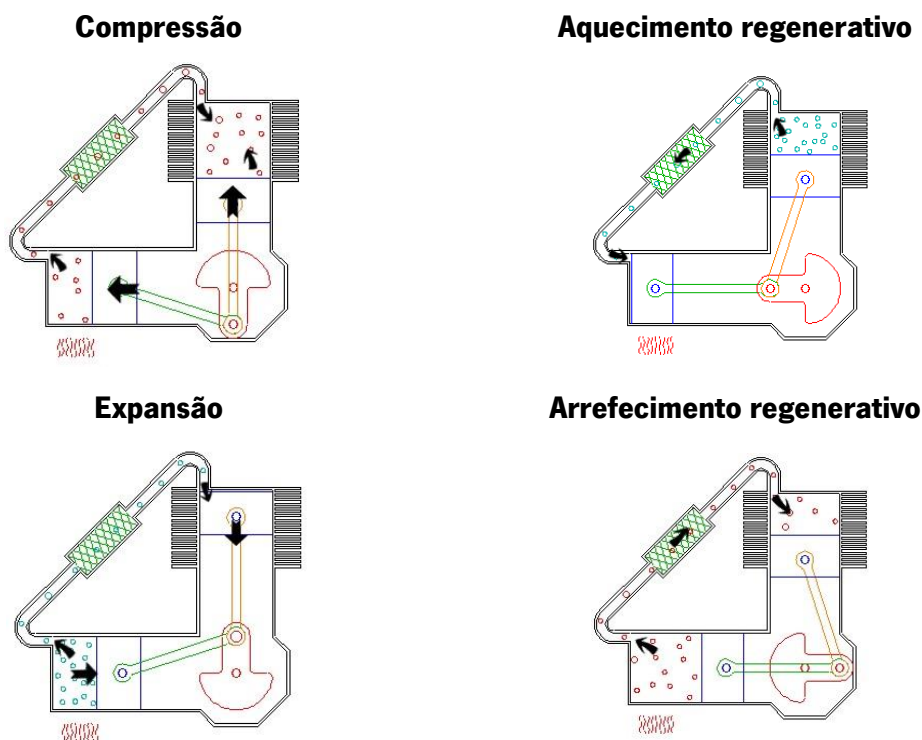


Figura 3.1 – Fases de funcionamento do motor Stirling (adaptado de:(Keveney, 2011))

No entanto existem algumas diferenças entre o ciclo real e o ideal. Os processos de aquecimento e arrefecimento reais, não são perfeitamente isotérmicos, pelo que levam a uma redução do trabalho que é produzido (Figura 3.2).

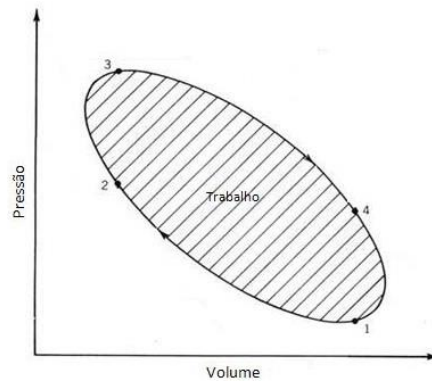


Figura 3.2 – Ciclo Stirling real (adaptado de: (C. Ferreira, 2010; Thombare & Verma, 2008))

No ciclo real existem perdas nos permutadores de calor, o aquecimento e arrefecimento não ocorrem exatamente a volume constante (Figura 3.2), os espaços de compressão (processo 1-2 na Figura 3.2) e expansão (processo 3-4 na Figura 3.2) não são isotérmicos, mas sim adiabáticos, há perda de “rigidez” do fluido de trabalho nos espaços de compressão e expansão, e perdas de calor por condução do fluido para os componentes do motor (Timoumi, Tlili, & Ben Nasrallah, 2008a).

3.2. Configurações dos Motores Stirling

Existem três tipos de configurações mais conhecidas de motor Stirling, normalmente conhecidas como: Alfa, Beta e Gama. No entanto, estes também podem ser classificados quanto ao modo de operação, forma de acoplamento dos pistões, da ligação com o fluido no estado líquido ou gasoso (Thombare & Verma, 2008).

A configuração Alfa (Figura 3.3) é a mais simples e é constituída por dois pistões, um de expansão e outro de compressão, em dois cilindros separados, e unidos por o permutador de aquecimento (a vermelho na Figura 3.3), regenerador (Figura 3.3) e permutador de arrefecimento (a azul na Figura 3.3).



Figura 3.3 – Configuração Alfa do motor Stirling (adaptado de: (Urieli, 2010))

A Figura 3.3 é uma representação esquemática da configuração Alfa do motor Stirling, para facilitar a compreensão do seu funcionamento. Na realidade, esta configuração tem a forma de um “V”, como na Figura 3.1

Estes pistões normalmente estão ligados à mesma manivela e estão desfasados 90°. Têm movimento sinusoidal mas não uniforme, sendo que os processos de fornecimento e rejeição de calor, não são exatamente isocóricos (C. Ferreira et al., 2012). Os processos de aquecimento e arrefecimento são isotérmicos. Durante o arrefecimento, o fluido de trabalho é comprimido no espaço de compressão, no aquecimento, o fluido expande realizando trabalho, no espaço de expansão. Este tipo de configuração tem a desvantagem de tanto o pistão de compressão como o de expansão, necessitarem de ter vedações que consigam impedir que o fluido de trabalho escape.

A configuração Beta é a configuração clássica do motor Stirling. É constituído por um deslocador (pistão livre), e um pistão que estão alinhados no mesmo cilindro. O deslocador tem a função de mover o fluido de trabalho a volume constante entre o espaço de compressão e o de expansão, passando pelo permutador de arrefecimento, regenerador e permutador de aquecimento (Figura 3.4). Nos motores com esta configuração, a ligação entre o pistão e o deslocador permite que a maior parte do fluido seja comprimido dentro do espaço de arrefecimento e expandido no espaço aquecimento, permitindo assim maiores taxas de compressão.

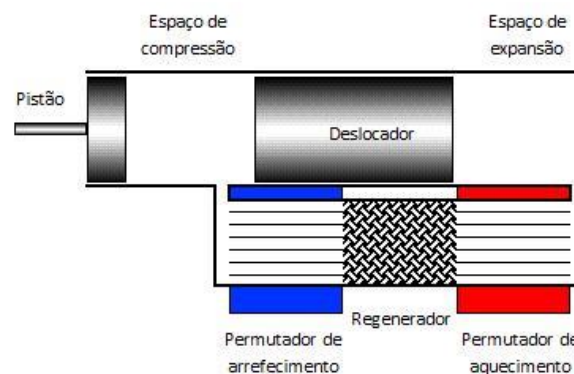


Figura 3.4 – Configuração Beta do motor Stirling (adaptado de: (Urieli, 2010))

A configuração Gama difere da Beta apenas pela disposição do deslocador e pistão estarem em cilindros diferentes (Figura 3.5).

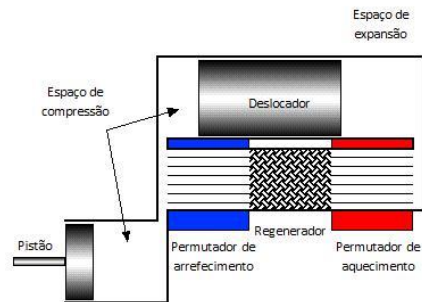


Figura 3.5 – Configuração Gama do motor Stirling (adaptado de (Urieli, 2010))

Isto permite uma separação entre os permutadores de calor que estão ligados ao cilindro onde está o deslocador, e o espaço de compressão e expansão associados ao pistão. Por isso, esta configuração apresenta maiores volumes mortos, em comparação com as configurações Alfa e Beta. Parte da expansão ocorre no espaço de compressão, o que leva a uma redução da potência específica.

A configuração Alfa é a mais simples, devendo ser aplicada a sistemas para grandes potências. O motor Beta gera maior pressão, mas o sistema de ligação entre os cilindros é complicado e difícil de construir. O motor do tipo Gama só é utilizado quando a vantagem de ter cilindros separados é superada pela desvantagem da baixa potência específica.

3.2.1. Equipamentos de micro-cogeração

As tecnologias de micro-cogeração mais promissoras para aplicações residenciais são as células de combustível, e os motores Stirling. A Figura 2.20 mostra o exemplo de uma unidade de microgeração da Stirling Energy que usa um motor do tipo Alfa com as dimensões 563 x 491 x 838 mm e 146 kg de peso.



Figura 3.6 – Unidade de microgeração da Stirling Energy com 1 kWe (adaptado de: catálogo da Stirling Energy)

Estes sistemas conseguem alcançar elevados rendimentos globais (térmica mais elétrica) e baixas emissões de poluentes, boa performance quando funcionam em regime de cargas parciais, podem ser usados vários tipos de combustíveis (tanto renováveis como fósseis), têm baixas vibrações e são silenciosos. No interior, o fluido de trabalho (hélio, hidrogénio, oxigénio, nitrogénio, dióxido de carbono, etc) opera segundo um ciclo termodinâmico fechado regenerativo (ciclo Stirling com regeneração), onde é comprimido e expandido a diferentes temperaturas.

No entanto, os motores alternativos de combustão interna existem a um preço que a tecnologia Stirling ainda não consegue concorrer. Existem também as microturbinas, mas estas têm um custo ainda elevado, comparativamente com os motores de combustão interna. A tecnologia Stirling ainda está limitada a poucas aplicações devido ao seu baixo rendimento elétrico, dificuldades em controlar a potência devido aos diferentes permutadores de calor que compõem o motor, como o regenerador, permutador de aquecimento e o de arrefecimento, elevado custo específico e a necessidade de aquecer o motor no arranque (Roselli et al., 2011).

Existem vários micro-cogeradores com motor Stirling no mercado ou em desenvolvimento. Na Tabela 3.1, está a comparação entre três sistemas de fabricantes diferentes, de unidades de micro-cogeração com motor Stirling.

Tabela 3.1 – Comparação de micro-cogeradores de diferentes fabricantes com motor Stirling (adaptado de: catalogo Enerlyt)

Fabricantes de sistemas de micro-cogeração	Viessmann Werke Vitolwin 300 W	Whispergen	Enerlyt
Motor Stirling	Beta	Alfa	Alfa
Combustível	Gás natural	Gás natural	Gás natural (biogás)
Potência do Combustível (kW)	7	9.1	5
Potência elétrica (kW)	1	1	1
Potência térmica (kW)	5.7	7.5	3.5
Rendimento elétrico (%)	14.3	11	20

Podemos ver que os rendimentos elétricos nos três micro-cogeradores são baixas (Tabela 3.1). Mas existem outras marcas como por exemplo a Whisper Tech, que oferece desde 1995 uma unidade de micro-cogeração com motor Stirling, com a potência de $1 kW_{el}$ e $12 kW_{ter}$ e funcionam com gasóleo, gás natural, querosene e gasolina. Esta unidade é distribuída em Inglaterra pela E.ON (Roselli et al., 2011). Outro exemplo é a SOLO Stirling que vendeu unidades de micro-cogeração entre 2004 e 2007, e neste último ano em que vendeu cerca de 150

unidades entrou em insolvência. Estas unidades usavam gás natural e GPL como combustível, no entanto, algumas unidades foram modificadas para funcionarem com biogás, biomassa (pellets) e com fontes solares (por exemplo, concentradores solares). Os micro-cogeradores da SOLO são compostos por um motor Stirling do tipo Alfa de 160 cm^3 . O fluido de trabalho utilizado é o hélio, mas as unidades que usam fontes solares, usam o hidrogénio. A pressão de trabalho varia entre os 35 e 150 bar debitando uma potência de 2 a 9 kW_{el} (quilowatt elétrico) e 8 a 26 kW_{ter} (quilowatt térmico) (Roselli et al., 2011). A Sunmachine é um produtor alemão que também entrou em insolvência, mas produziu unidades de 3 kW_{el} e 10.5 kW_{ter} , e usavam como combustível biogás, biomassa (pellets), e fontes solares (Roselli et al., 2011). A Stirling Denmark, em conjunto com a Universidade Técnica Danish, desenvolveu uma unidade de micro-cogeração, a SM5A, que ainda não é comercializada. Esta tem um motor Stirling do tipo beta, que fornece 8.1 kW_{el} e 24.9 kW_{ter} em condições nominais, o fluido de trabalho é o hélio e o combustível é biogás (Roselli et al., 2011). No entanto, a Stirling DK já tem pelo menos um modelo comercializável que usa biomassa como combustível, um motor Stirling modelo SD4, esta unidade fornece 35 kW_{el} e 140 kW_{ter} tem um consumo de combustível de 200 kW. A unidade da BAXI que se chama BAXI Ecogen fornece 1 kW_{el} e 25 kW_{ter} .

3.3. Componentes do motor: permutador de aquecimento, arrefecimento e regenerador

Os componentes mais importantes no funcionamento de um motor Stirling são, o permutador de aquecimento, arrefecimento e o regenerador. O rendimento do motor depende da eficácia destes. O ciclo real diverge do ideal devido as irreversibilidades dos componentes do motor, como os permutadores, e dos processos de compressão e expansão (Minassians, 2007).

Muitos investigadores estudaram o efeito das perdas de calor e irreversibilidades na performance do motor. Popescu et al. (Formosa & Despesse, 2010) demonstrou que a redução mais significativa na performance é devido a falta de um regenerador idealmente adiabático (externamente adiabático).

Um regenerador não ideal e os seus processos de regeneração são os fatores mais importantes, e que afetam a performance do motor Stirling. Kongtragool e Wongwiset (Formosa & Despesse, 2010) estudaram o efeito da eficácia do regenerador e dos volumes mortos no trabalho produzido, nas necessidades de fornecimento de calor ao motor e no rendimento

térmico, através de uma análise termodinâmica teórica. Costea et al. (Formosa & Despesse, 2010) estudou o efeito das irreversibilidades na performance, em sistemas solares com motor Stirling, que inclui o efeito da regeneração incompleta, perdas de pressão devido ao atrito interno do fluido de trabalho ao atravessar os componentes e atrito mecânico dos componentes móveis do motor (Timoumi et al., 2008a).

Os permutadores de calor são dispositivos usados para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, uma superfície sólida e um fluido ou entre partículas sólidas e um fluido em contacto, a diferentes temperaturas (Ramesh & Dussan, 2003). Os permutadores de calor são usados em diversas aplicações como aquecimento, arrefecimento, recuperar calor, etc.

Nos motores Stirling são utilizados permutadores de calor compactos. Estes tipos de permutadores são caracterizados por terem uma grande área de transferência por unidade de volume do fluido no permutador, que resulta numa redução do peso, das dimensões máximas, dos custos, dos volumes mortos de fluido, etc. É considerado um permutador de calor compacto, com fluido no estado gasoso, quando a razão entre área de transferência e volume de fluido no permutador, $\varphi > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou um diâmetro hidráulico, $d_h \leq 6 \text{ mm}$ (Ramesh & Dussan, 2003).

A necessidade de obrigar o fluido de trabalho a passar pelos permutadores provoca perdas de pressão (carga) devido ao atrito do fluido de trabalho nas paredes dos permutadores, o que leva à necessidade de fornecer mais energia para produzir o mesmo trabalho. Outra desvantagem é que os permutadores contribuem para o aumento do volume morto do motor reduzindo assim a potência mecânica produzida devido à redução da taxa de compressão.

3.3.1. Permutador de aquecimento

Este permutador tem a função de transferir o calor da câmara de combustão (ou de outra fonte quente) para o fluido de trabalho, que está no interior do motor. Este permutador não é fácil de projetar devido a diferença de condições de funcionamento no interior e exterior dos permutadores e que também são afetados pela escolha da fonte de calor. A superfície exterior dos tubos está a altas temperaturas e baixa pressão com caudal constante, enquanto o interior está a alta pressão, altas temperaturas e com variações de velocidade do fluido no interior do motor. Outra limitação é o rácio entre o diâmetro interno e externo, que é determinado pela

pressão e carga térmica, que pode não estar de acordo com a área de superfície necessária. Os permutadores mais utilizados são os de tubos lisos. Este tipo de permutadores são usados quando a diferença de pressão e/ou temperatura entre os fluidos é grande. Os permutadores tubulares são normalmente usados, quando existem fluidos líquidos, um líquido e outro com mudança de fase (condensação e evaporação), um no estado gasoso e outro líquido, e dois fluidos gasosos, ou seja, em todos os casos.

Os materiais usados são bons condutores de calor. Do lado exterior (combustão), a transferência de calor ocorre a baixa pressão e baixa velocidade dos produtos de combustão, pelo que é um fator limitativo, devendo dar-se atenção a este lado, para se aumentar a transferência de calor. As formas dos tubos usados nos permutadores dependem do espaço e forma da câmara de combustão. Estas podem ser em linha reta, tubos em U, helicoidais, serpentina (Figura 3.7).

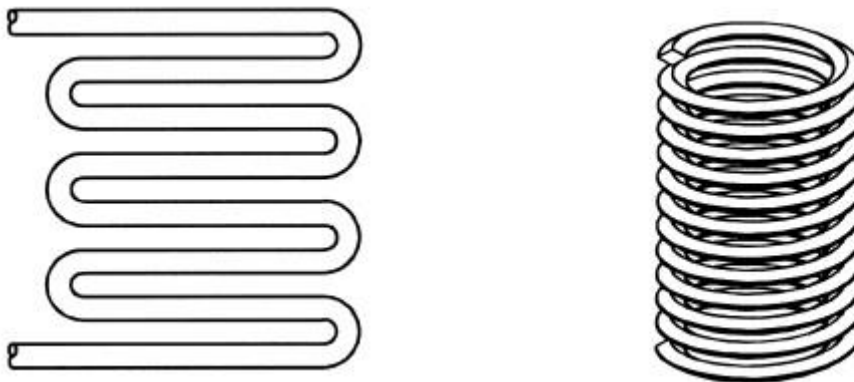


Figura 3.7 – Exemplo da forma dos tubos em serpentina e helicoidal (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))

Os tubos normalmente são de liga de alta qualidade, como aços inoxidáveis, ligas de níquel, alumínio, titânio que quando apropriadamente usados podem reduzir o custo inicial do permutador (Thome, 2010). A escolha do material está dependente das temperaturas de funcionamento que se pretendem.

3.3.2. Permutador de arrefecimento

No permutador de arrefecimento, ao contrário do permutador de aquecimento, a transferência de calor ocorre, do fluido de trabalho para o exterior. Os fenómenos de transferência de calor são os mesmos, convecção interior, condução e convecção exterior. Aqui podem ser usados permutadores de tubos com alhetas, permutadores lamelares, ou, como no

permutador de aquecimento, permutadores de tubos lisos. Este permutador usa normalmente água do lado exterior para arrefecer o fluido de trabalho, logo é uma vantagem pois o calor específico da água é $c_{p,água} = 4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ e do ar é, $c_{p,ar} = 1.01 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ aumentando assim o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , no exterior do tubo, e conseqüentemente o coeficiente global de transferência de calor, e a eficácia destes. As condições de funcionamento são semelhantes às do permutador de aquecimento, mas a temperaturas mais baixas (Thombare & Verma, 2008).

Os tubos com alhetas são usados quando existe uma diferença de transferência de calor entre dois fluidos diferentes (por exemplo, entre a água e o ar). São normalmente utilizados quando um fluido está no estado gasoso e outro no estado líquido. Como o coeficiente de transferência de calor dos líquidos é normalmente uma ordem de grandeza superior ao dos gases, costuma-se usar alhetas do lado dos gases com o objetivo de aumentar a área de transferência de calor. Existem vários tipos de tubos com alhetas (Figura 3.8).

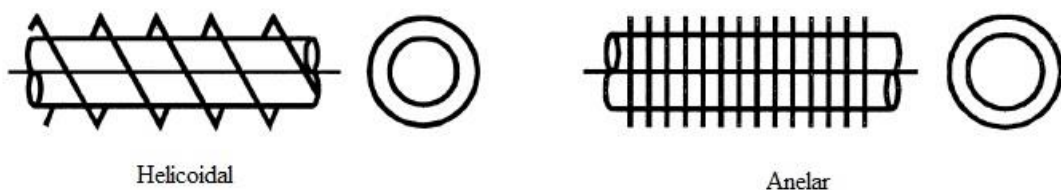


Figura 3.8 – Tubos com alhetas externas (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))

Também existem outros tipos de tubos com alhetas longitudinais, interiores (Figura 3.9 a), exteriores e dos dois lados (Figura 3.9 b).

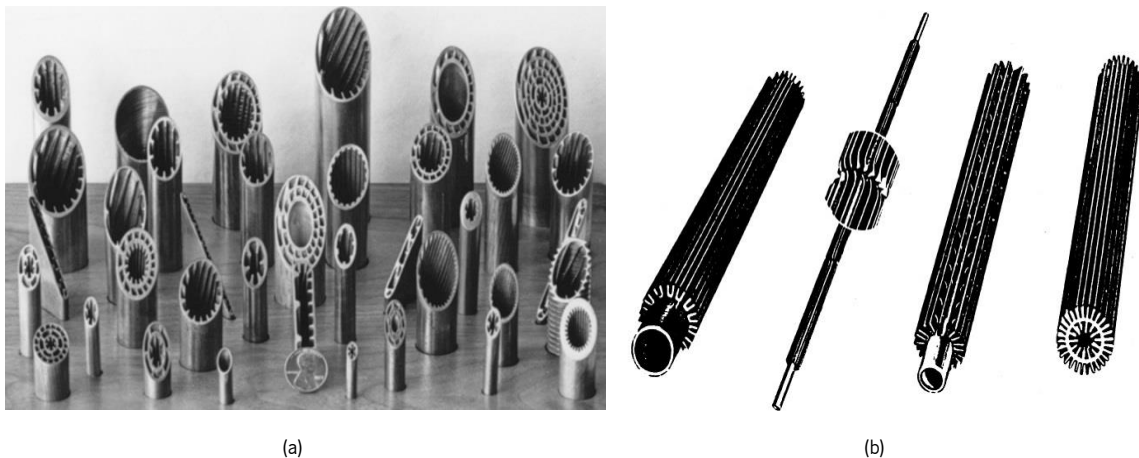


Figura 3.9 – Tubos com alhetas longitudinais interiores (a) e exteriores (b)(adaptado de (Ramesh & Dussan, 2003))

Porém, as dimensões dos permutadores são muito importantes para o motor Stirling que usa permutadores compactos. Estes tipos de tubos são normalmente longitudinais, o que é um fator limitativo no que respeita à disposição e dimensões do permutador de arrefecimento.

Os permutadores de lamelas talvez sejam os mais indicados para esta aplicação. Estes permutadores são constituídos por uma camisa tubular exterior com outro tubo no interior com pequenas lamelas (ranhuras) onde os dois fluidos trocam energia (Figura 3.10).

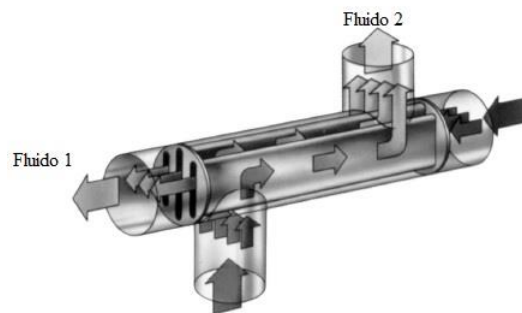


Figura 3.10 – Permutador lamelar (adaptado de: (Ramesh & Dussan, 2003))

Conseguem-se maiores coeficientes de transferência de calor devido aos pequenos diâmetros hidráulicos. Existe também a possibilidade de introduzir concavidades pontuais nas lamelas que aumentam o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga como os permutadores de placas enrugadas. Um permutador de lamelas pesa menos do que um permutador de tubo e camisa com a mesma função (Ramesh & Dussan, 2003).

3.3.3. Regenerador

É um tipo permutador muito específico, e dos componentes mais importantes e influente na performance do motor Stirling. Este tem a função de absorver calor quando o fluido vai no sentido do permutador de aquecimento para o de arrefecimento, devolvendo essa energia, quando o fluido vai no sentido oposto. O rendimento do motor Stirling depende do rendimento do processo de regeneração. Idealmente, a regeneração é alcançada quando o calor retirado ao fluido de trabalho, que vai no sentido da fonte quente para a fonte fria, é igual ao calor fornecido ao fluido de trabalho, quando este se desloca no sentido contrário, ou seja, em estado estacionário, a transferência global de calor por ciclo entre o fluido de trabalho e a matriz do regenerador (composta por uma malha metálica, Figura 3.11) é zero.



Figura 3.11 – Matriz do regenerador

Isso, só é possível, se os processos de transferência de calor a volume constante fossem muito lentos ou o coeficiente de transferência de calor ou a área de transferência fossem infinitos. Também era possível se a capacidade térmica do fluido de trabalho fosse zero ou a capacidade calorífica da matriz do regenerador fosse infinita (Zarinchang & Yarmahmoudi, 2009). Mas na realidade, os processos de funcionamento do motor ocorrem em condições muito diferentes das ideais. A temperatura do fluido de trabalho à entrada do regenerador não é constante, pois a pressão, a massa volúmica e a velocidade do fluido de trabalho variarem bastante (Thombare & Verma, 2008). A qualidade do regenerador é definida numa base entálpica em termos de eficácia, ε , do regenerador que é o rácio entre a variação da entalpia real do fluido de trabalho durante a passagem através do regenerador e a variação da entalpia equivalente à máxima teórica de um regenerador ideal (C. Ferreira, 2010). A eficácia do processo de regeneração depende largamente da capacidade de transferência de calor da matriz do regenerador, ou seja do material (Thombare & Verma, 2008). Tipicamente, um regenerador tem cerca de 10 cm de diâmetro interno, e uma matriz de palha-de-aço (Figuras 3.11 e 3.12) (Knowles, 1997).

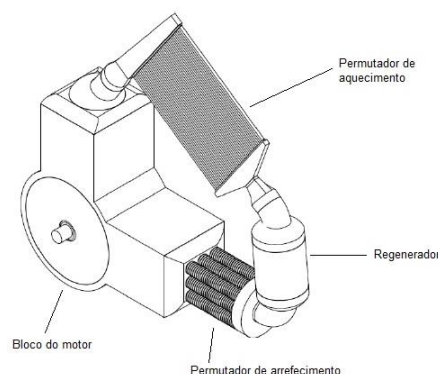


Figura 3.12 – Motor Stirling (adaptado de: (A. C. Ferreira, Ferreira, et al., 2013))

Protótipos espaciais que usam o motor Stirling têm normalmente regeneradores com matrizes de materiais metálicos, diâmetros de arame de 25 μm e vários milímetros de comprimento (Knowles, 1997). Estes filamentos estão dispostos perpendicularmente à direção do escoamento e tocando-se (cruzam-se) apenas em pontos. Na Tabela 3.2, são apresentados alguns diâmetros de arame usados em diferentes materiais.

Tabela 3.2 – Propriedades de materiais usados em regeneradores (adaptado de: (Lloyd, 2009))

Material do regenerador	Diâmetro de arame (μm)	Massa volúmica (g/cm^3)
Palha-de-aço	30	7.8
Palha-de-aço inoxidável	40	7.8
Malha de aço inoxidável	100	2.2
Lã e sílica	7	2.2
Fibra de vidro	1	2.7

A porosidade da matriz do regenerador é outro parâmetro importante, pois a perda de carga é função da porosidade (diminuição da porosidade da matriz aumenta o atrito). Na Tabela 3.3 estão alguns valores de porosidades usadas num motor Stirling do tipo Alfa, usa hidrogénio como fluido de trabalho, com a temperatura da fonte quente de 590 K e da fonte fria de 290 K.

Tabela 3.3 – Valores de porosidades e diâmetros de arame (adaptado de: (Tili, Timoumi, & Nasrallah, 2008))

Matriz	Diâmetro de arame (mm)	Porosidade
M1	3.5	0.9122
M2	5.0	0.8359
M3	6.5	0.7508
M4	7.0	0.7221
M5	8.0	0.6655
M6	9.0	0.6112

As perdas de carga no regenerador aumentam com a velocidade de rotação (frequência de operação), uma vez que o aumento da velocidade, aumenta o fluxo de massa através do regenerador, assim como a pressão aumenta na mesma proporção para a mesma matriz. Como se disse anteriormente, a diminuição da porosidade aumenta o atrito e conseqüentemente as perdas de carga no regenerador. A Figura 3.13 mostra evolução da perda de carga com a frequência de operação para as matrizes da Tabela 3.3.

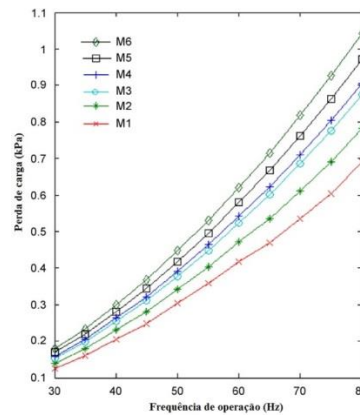


Figura 3.13 – Relação entre a perda de pressão e a frequência de operação em diferentes matrizes (adaptado de: (Tlili et al., 2008))

Na Figura 3.13, vê-se que a matriz M1 tem a menor perda de carga para a mesma velocidade de rotação (frequência de operação), devido à sua maior porosidade. Maiores porosidades induzem menores perdas de carga, então as matrizes devem ter diâmetros de arame pequenos sendo estes tao grosseiros quanto possível (Tlili et al., 2008). No entanto, a perda de carga no regenerador por si só não é suficiente para decidir qual o melhor regenerador sem se considerar a transferência de calor (Tlili et al., 2008). Deve ser feito um balanço entre as perdas de carga e a transferência de calor.

Existem vários materiais (Tabela 3.4) e tipos de regeneradores que podem ser usados na matriz do regenerador, como palha-de-aço, placas paralelas, feltro, malha de arame, tubos finos, malha, esferas empilhadas, folhas metálicas (Figura 3.14).

Tabela 3.4 – Efeito da alteração do tipo de material da matriz ($por = 0.697$, e $d_{arame} = 40 \mu m$) do regenerador na performance do motor, (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

Material do regenerador	Capacidade calorífica volumétrica (ρc_p) (J/m ³ K)	Condutividade (W/m K)	Potência do motor (W)	Rendimento (%)	Energia transferida no regenerador (J)
Aço	3.8465x10 ⁶	46	4258	38.44	441
Aço inoxidável	3.545x10 ⁶	15	4273	39.29	449
Cobre	3.3972x10 ⁶	389	-	-	-
Latão	3.145x10 ⁶	100	4080	34.6	416
Alumínio	2.322x10 ⁶	200	3812	29.16	378
Granito	2.262x10 ⁶	2.5	4091	34.51	431
Vidro	2.1252x10 ⁶	1.2	4062	33.85	428

Existem também estudos de regeneradores com materiais compósitos, que combinam as melhores propriedades individuais de cada material de modo a obter uma matriz de um novo material com as características desejáveis (Knowles, 1997).

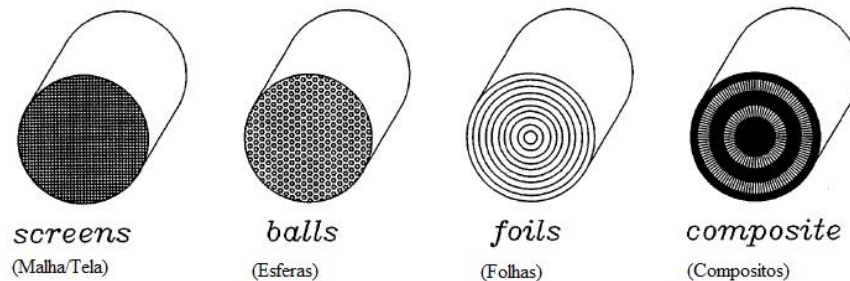


Figura 3.14 – Vários tipos de matrizes de regeneradores (adaptado de: (Knowles, 1997))

Para melhorar o processo de transferência de calor e minimizar a diferença de temperatura entre a matriz e o fluido de trabalho, a matriz deverá ter uma grande área de transferência exposta (grande área de contacto), e portanto a matriz deverá ser finamente dividida. A matriz do regenerador deverá ter:

- .Elevada capacidade calorífica – matriz sólida e volumosa;
- .Pequenas perdas de carga – matriz pequena com elevada porosidade;
- .Pequenos volumes mortos – matriz pequena e densa;
- .Elevada transferência de calor – matriz volumosa e finamente dividida;
- .Baixa contaminação – matriz sem obstruções;

Devido a estas características, o projeto de um regenerador para o motor Stirling, é uma questão de otimização do volume (dimensões) do regenerador, de maneira a obter os melhores valores dos parâmetros anteriores.

3.4. Fluidos de Trabalho

Os fluidos de trabalho utilizados devem ter elevado calor específico, elevada condutividade, baixa viscosidade e massa volúmica. A capacidade calorífica e a condutividade estão relacionadas com a transferência de calor, enquanto a viscosidade e a massa volúmica estão relacionados com o atrito, neste caso, com a perda de carga nos permutadores de calor. Os fluidos mais utilizados são o ar, o hélio e o hidrogénio.

Na Figura 3.15, pode-se ver a evolução do calor específico e massa volúmica com a pressão e a temperatura, para o hélio.

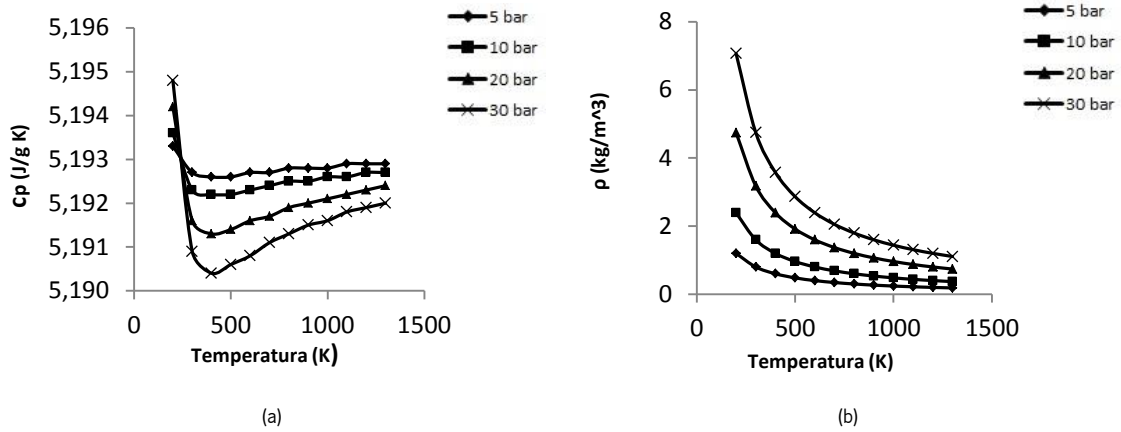


Figura 3.15 – Variação da capacidade calorífica (a) e massa volúmica (b) com a temperatura para o hélio, a diferentes pressões

A capacidade calorífica varia ligeiramente com a pressão e temperatura sendo praticamente constante nesta gama de temperatura e pressão (Figura 3.15-a). A massa volúmica aumenta com o aumento da pressão e diminui com o aumento da temperatura. A pressão é mais influente a “baixas” temperaturas (Figura 3.15-b).

A Figura 3.16 mostra a evolução da viscosidade e condutividade térmica com a pressão e temperatura, para o hélio.

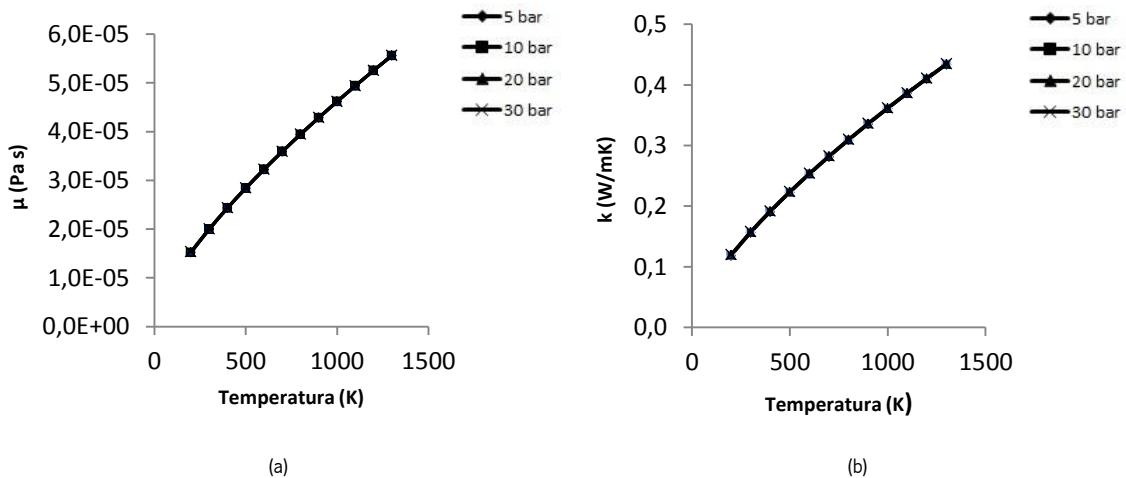


Figura 3.16 – Variação da viscosidade dinâmica (a) e condutividade térmica (b) com a temperatura, para o hélio, a diferentes pressões

A pressão não tem influência na viscosidade nem na condutividade, sendo que estas variam (aumentam) quase linearmente com a temperatura. A Figura 3.17 mostra a evolução do calor específico e massa volúmica com a pressão e a temperatura, para o hidrogénio.

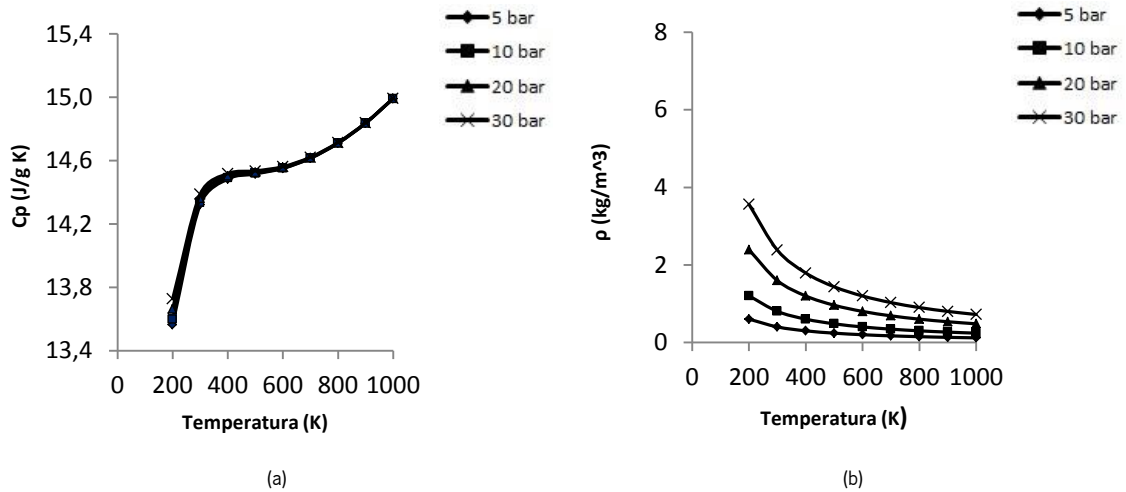


Figura 3.17 – Variação da capacidade calorífica (a) e massa volúmica (b) com a temperatura, para o hidrogénio, a diferentes pressões

A capacidade calorífica do hidrogénio aumenta ligeiramente com a temperatura mas é independente da pressão. A massa volúmica varia da mesma forma que no hélio, sendo que o valor máximo (Figura 3.17-b) desta é cerca de metade da do hélio (Figura 3.15-b).

A Figura 3.18 mostra a evolução da viscosidade e condutividade térmica com a pressão e temperatura, para o hidrogénio.

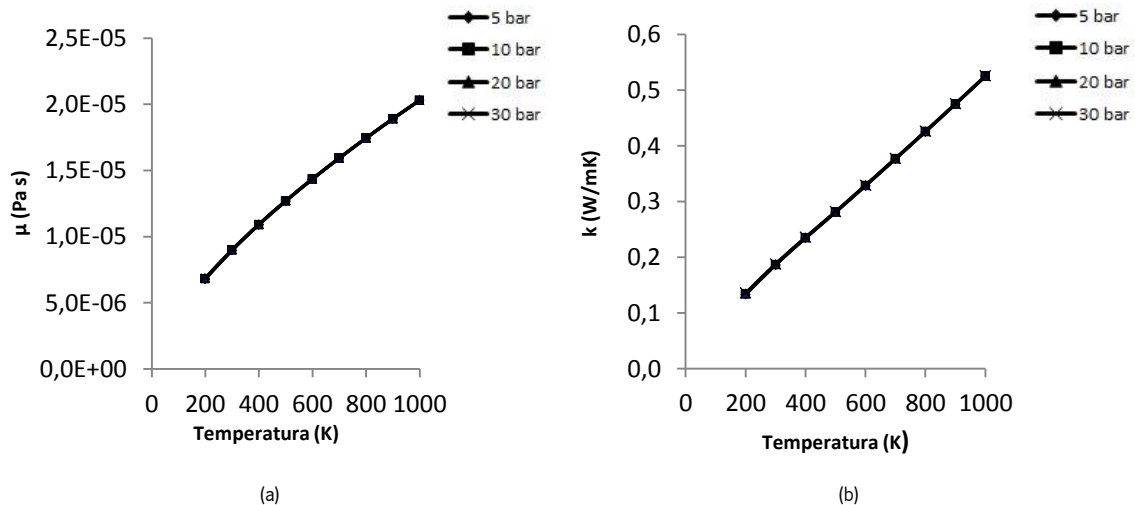


Figura 3.18 – Variação da viscosidade dinâmica(a) e condutividade térmica (b) com a temperatura, para o hidrogénio, a diferentes pressões

A viscosidade do hidrogénio varia de maneira menos acentuada e é menor, em relação ao hélio (Figura 3.18-a). A condutibilidade térmica do hidrogénio aumenta linearmente com a temperatura (Figura 3.18-b).

Pelas Figuras 3.15, 3.16, 3.17 e 3.18, percebe-se que a massa volúmica do fluido de trabalho é influenciada pela pressão e temperatura; por sua vez, o calor específico, a condutividade e viscosidade são praticamente dependentes apenas da temperatura.

Estes parâmetros (capacidade calorífica, massa volúmica, viscosidade e condutividade térmica) variam de formas diferentes com o aumento da temperatura, mas todos aumentam com esta. Apenas a massa volúmica do fluido varia significativamente com a pressão, tanto para o hélio como o hidrogénio.

A seleção do fluido de trabalho mais indicado, é obtida pela melhor combinação destes parâmetros (Tabela 3.5). Por outro lado, a disponibilidade, o custo e condições de funcionamento (inflamabilidade), são também propriedades que não devem ser negligenciadas.

Tabela 3.5 – Comparação de várias propriedades dos fluidos de trabalho a diferentes temperaturas (adaptado de: (C. Ferreira, 2010))

Fluido	Propriedades	250K	500K	1000K
Ar 1 atm M= 28.9 $\gamma = 1.4$	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	1003	1029	1141
	ρ (kg.m ⁻³)	1.413	0.706	0.353
	μ (kg.m ⁻¹ s ⁻¹)	1,61x 10 ⁻⁵	2.68 x 10 ⁻⁵	4.18 x 10 ⁻⁵
	k (W.m ⁻¹ K ⁻¹)	0,0223	0.0395	0.0672
	Pr	0.724	0.699	0.709
Hidrogénio 1 atm M=2 $\gamma = 1.4$	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	14070	14510	14990
	ρ (kg.m ⁻³)	0.0983	0.0492	0.0246
	μ (kg.m ⁻¹ s ⁻¹)	0.79 * 10 ⁻⁵	1.27 * 10 ⁻⁵	2.07 * 10 ⁻⁵
	k (W.m ⁻¹ K ⁻¹)	0.156	0.256	0.428
	Pr	0.713	0.721	0.724
Hélio 1 atm M=4 $\gamma = 1.67$	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	5197	5197	5197
	ρ (kg.m ⁻³)	0.1952	0.0976	0.0488
	μ (kg.m ⁻¹ s ⁻¹)	1.75 * 10 ⁻⁵	2.83 * 10 ⁻⁵	4.50 * 10 ⁻⁵
	k (W.m ⁻¹ K ⁻¹)	0.134	0.211	0.363
	Pr	0.680	0.695	0.652

Os primeiros motores Stirling usavam o ar como fluido de trabalho, principalmente por este estar disponível, sem custo. Mas, estudos feitos a vários gases demonstraram que o hidrogénio e o hélio são os que combinam as melhores propriedades.

O hidrogénio tem a maior condutividade térmica, menor viscosidade, e uma capacidade térmica baixa, numa base volumétrica, ρC_p (J/m³K), o que quer dizer que é preciso uma pequena porção de calor para fazer variar a sua temperatura. Por outro lado, o hidrogénio consegue atravessar o metal, e é difícil encontrar um reservatório totalmente impermeável, para o reter no interior. Embora o volume fluido utilizado no motor seja relativamente pequeno, deve-

se ter em conta que o hidrogénio é inflamável, e este reage com alguns metais, tornando-os quebradiços (frágeis).

O hélio é inerte, e é possível mantê-lo de forma permanente num reservatório metálico. Tem uma capacidade térmica volumétrica ainda menor do que o hidrogénio e uma condutibilidade térmica próxima do hidrogénio, mas a sua viscosidade é mais do dobro da do hidrogénio (Martini, 1978).

O motor Stirling pode ser projetado para usar qualquer um dos fluidos, com o mesmo rendimento à mesma temperatura. No entanto, os permutadores de calor são diferentes. O hidrogénio e o hélio conseguem alcançar a mesma potência específica, mas um motor projetado para trabalhar com hidrogénio irá funcionar de forma deficiente se for usado hélio como fluido de trabalho. O hidrogénio tem uma gama de trabalho a alto rendimento maior do que o hélio. Para o mesmo volume de fluido no motor Stirling, a potência obtida com ar, é cerca de 20 a 25% da potência obtida se trabalhar com hélio ou hidrogénio (Martini, 1978).

Outros tipos de fluidos foram estudados, como o óxido nítrico, mas as suas propriedades de transferência de calor não foram muito apreciadas. Fluidos líquidos como água foram adicionados ao hidrogénio, o que fez aumentar a potência específica do motor, mas a água vaporiza a altas temperatura e condensa a baixas temperaturas (mudança de fase), havendo transferência (consumo) de alguma energia nestes processos (vaporização e condensação).

3.5. Controlo da potência e velocidade em motores Stirling

Num motor Stirling, é preciso controlar o binário, potência e velocidade. Em motores em que é preciso manter a velocidade de rotação constante, esta é conseguida fazendo variar as condições de carga em casos de estados estacionários a velocidade constante de geradores elétricos com frequência fixa.

Existem vários métodos de controlo, como por exemplo, alterar a temperatura, pressão, curso do pistão, ângulo de fase, cada um com as suas vantagens e desvantagens. Estes métodos podem ser aplicados individualmente ou combinados.

3.5.1. Controlo de temperatura

A regulação de temperatura máxima do motor, que ocorre nos tubos do permutador de aquecimento, é uma maneira de controlar a potência produzida. Esta pode ser regulada pelo

maior ou menor caudal de combustível que entra na câmara de combustão. Com o aumento ou diminuição da temperatura que se pretende, a quantidade de combustível no queimador deve estar apropriadamente ajustada para manter a temperatura pretendida nos tubos. No entanto existem desvantagens, pois enquanto nos combustíveis líquidos e gasosos a regulação é relativamente fácil, em combustíveis sólidos é muito difícil (Thombare & Verma, 2008).

3.5.2. Controlo da pressão média

A potência é diretamente proporcional à pressão média do fluido de trabalho. Então se aumentarmos a pressão média, aumentamos a potência. Um método simples é ventilar o motor para uma redução da potência e aumentar a massa de fluido de trabalho. Na prática, este sistema é um pouco mais complicado pois é necessário introduzir um reservatório para o fluido e um compressor. Por outro lado, o momento e grau de abertura da válvula do reservatório, também devem ser cuidadosamente controlados e monitorados.

3.5.3. Variação do volume morto

Um aumento do volume morto resulta numa perda de potência, mas não necessariamente numa redução do rendimento. Se se proporcionar espaços extra, o volume morto pode ser aumentado ou reduzido.

3.5.4. Variação do comprimento do curso dos componentes

O aumento ou diminuição do comprimento do curso dos componentes, por exemplo dos pistões, pode servir para controlar a potência do motor, mas é uma tarefa difícil conseguir mudar mecanicamente e de forma eficaz o curso para controlar a potência.

3.5.5. Variação do ângulo de fase

Esta é uma das melhores opções para controlar a potência de um motor Stirling, pois esta é função do ângulo de fase que atua numa forma aproximadamente sinusoidal. Quando o ângulo de fase é zero, o volume de expansão e compressão variam exatamente em fase uma vez que ciclicamente não há fluido a circular no sistema. O controlo de potência fazendo variar o ângulo de fase é caracterizado pela resposta instantânea. Não pode ser usado em motores com

cilindros de duplo efeito (Thombare & Verma, 2008), o que não acontece na configuração Alfa (dois cilindros de simples efeito).

3.6. Perdas de energia no motor Stirling

As perdas no motor Stirling são devidas às condições reais de funcionamento, que são essencialmente perdas de calor e atrito. Destas, a mais importante é a regeneração não ideal, mas existem outras que contribuem para a diminuição do rendimento do motor, como as perdas por condução externa e interna, e perdas de carga nos permutadores (Figura 3.19).

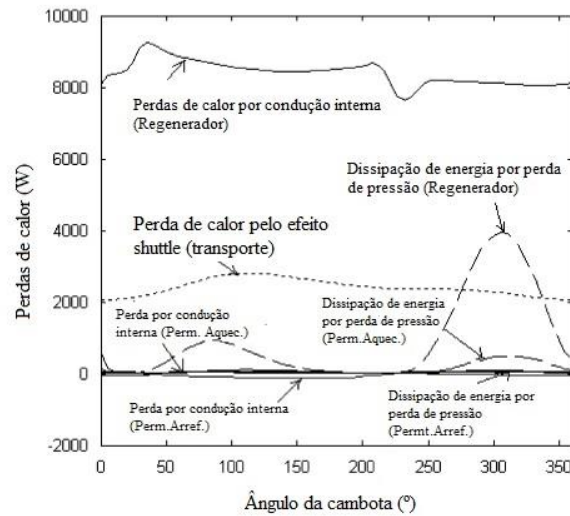


Figura 3.19 – Perdas de calor no motor Stirling (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

A perda de potência térmica por condução interna, \dot{Q}_{Pcd} , entre as zonas quentes e frias no regenerador (equação 3.1), nos permutadores de aquecimento (equação 3.2) e arrefecimento (equação 3.3). Estas perdas nos permutadores de aquecimento e arrefecimento são muito pequenas (Figura 3.19), podendo ser negligenciadas.

$$\dot{Q}_{Pcd,r} = k_r \frac{A_r}{L_r} (T_{r,aq} - T_{arr,r}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{Pcd,aq} = k_{aq} \frac{A_{aq}}{L_{aq}} (T_{aq,e} - T_{r,aq}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{Pcd,arr} = k_{arr} \frac{A_{arr}}{L_{arr}} (T_{arr,r} - T_{r,arr}) \quad (3.3)$$

Onde k , é a condutividade térmica do material (W/mK), A , a área de contacto (m²), L , é o comprimento e T , a temperatura (K).

As perdas totais por condução interna podem ser calculadas pela equação 3.4.

$$\dot{Q}_{Pcd,total} = \dot{Q}_{Pcd,r} + \dot{Q}_{Pcd,aq} + \dot{Q}_{Pcd,arr} \quad (3.4)$$

A perda devido ao efeito de transporte (shuttle) deve-se à transferência de calor para o deslocador a partir da fonte quente, e que é rejeitado para a fonte fria pelo mesmo deslocador (equação 3.5).

$$\dot{Q}_{Ptransp} = \frac{0.4Z^2 k_{pist} D_{pist}}{J L_{pist}} (T_e - T_c) \quad (3.5)$$

Onde Z é o curso do pistão, k é a condutividade do material do pistão, D é o diâmetro do pistão, J é a folga entre o pistão e as paredes do cilindro e L_{pist} é o comprimento do pistão (deslocador).

Esta fórmula foi desenvolvida para a configuração Beta. No motor Stirling do tipo Alfa, este tipo de perda poderá acontecer no espaço de expansão, nomeadamente através do pistão de expansão que pode transportar/conduzir o calor para o espaço de compressão. A condução pode-se dar através dos elementos mecânicos de ligação entre o pistão de expansão e compressão. As perdas por efeito de transporte podem representar 13% das perdas totais (Timoumi et al., 2008a).

No regenerador, as perdas internas são as mais importantes e representam 35 % das perdas de energia totais (Timoumi et al., 2008a). Isto acontece devido à variação da temperatura ao longo do regenerador. As perdas de pressão são bastante mais notáveis no regenerador, comparando com os permutadores de aquecimento e arrefecimento.

A perda de trabalho por perda de rigidez do fluido (Minassians, 2007) conhecida como *spring gas hysteresis*, tem a ver com o amortecimento do gás ao embater por exemplo no pistão

de expansão, ou seja, quando o fluido expande no espaço de expansão e atinge o pistão, este não se desloca, imediatamente, existe uma ligeira compressão do fluido, que quando esta atinge uma pressão superior à que o pistão necessita para se deslocar, este começa a mover-se. Desta maneira, existe uma perda de trabalho por cada ciclo. A perda por rigidez do fluido é função da viscosidade, que normalmente é negligenciada pois é insignificante, e do gradiente de temperatura no interior do motor (Minassians, 2007).

A relação pressão/volume nos gases ideais é adiabática ou isotérmica. Mas em gases reais existe uma parte de trabalho que é dissipado (Timoumi, Tlili, & Ben Nasrallah, 2008b).

As equações 3.6 e 3.7 traduzem esta perda no espaço de compressão e expansão respetivamente.

$$\dot{Q}_{Physt,c} = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_c p_{média} k} \left(\frac{V_{dc,c}}{V_{m,c}} \right)^2 A_{dc} \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{Physt,e} = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_e p_{média} k} \left(\frac{V_{dc,e}}{V_{m,e}} \right)^2 A_{dc} \quad (3.7)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

ω é a frequência de operação (rad/s); T_c e T_e é a temperatura das paredes nos espaços compressão e expansão respetivamente; $p_{média}$ é a pressão média do motor; k é a condutividade térmica do material dos cilindros; $V_{dc,c}$ é o volume varrido no espaço de compressão; $V_{m,c}$ é o volume morto no espaço de compressão; $V_{dc,e}$ é o volume varrido no espaço de expansão; $V_{m,e}$ é o volume morto no espaço de expansão; A_{dc} é a área de contacto no espaço de compressão e expansão, respetivamente.

Olhando para a equação 3.6 ou 3.7, vê-se que o rácio entre o volume varrido e volume morto, $\left(\frac{V_{dc,e}}{V_{m,e}} \right)$, deve ser pequeno, pois a perda aumenta com o quadrado deste. O aumento da pressão aumenta proporcionalmente o trabalho produzido pelo motor, enquanto a perda por

rigidez aumenta com a raiz dessa pressão, logo com o aumento da pressão, a perda começa a ser relativamente pequena, tornando-se residual.

Os permutadores de calor têm um papel essencial no funcionamento do motor Stirling. Estes estão diretamente ligados à potência e rendimento do motor, pelo que é necessário minimizar as perdas, para aumentar a sua performance.

3.7. Performance do motor Stirling

A redução das perdas descritas, permite melhorar a performance (potência e rendimento) do motor. Estas perdas ocorrem principalmente no regenerador. Devem-se inicialmente devido às perdas por condução externas e internas, e também às perdas de pressão nos permutadores de calor. A condutibilidade do regenerador e a sua porosidade, a variação da temperatura, o caudal mássico do fluido de trabalho, o volume do regenerador e as características geométricas dos pistões, cilindros, regenerador, têm grande influência na performance do motor.

3.7.1. Efeito da condutividade e capacidade calorífica da matriz do regenerador

A performance do motor depende da condutibilidade e capacidade térmica do material da matriz do regenerador. O aumento da condutibilidade térmica da matriz do regenerador leva a uma diminuição da performance do motor, devido ao aumento das perdas internas por condução no regenerador (Figura 3.20).

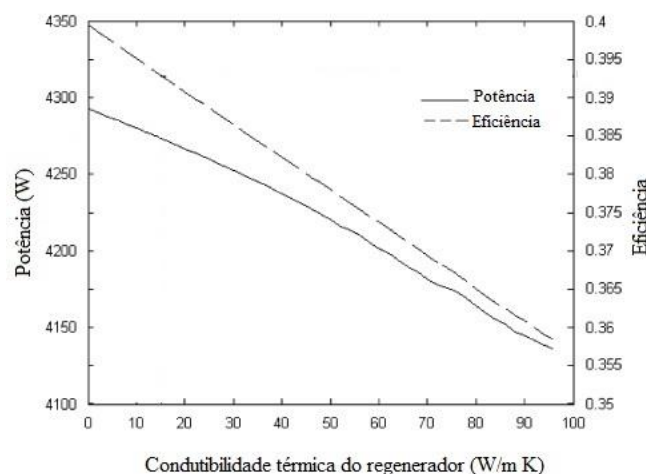


Figura 3.20 – Efeito da condutividade (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

Por outro lado, o aumento da capacidade térmica da matriz do regenerador melhora a performance do motor (Figura 3.21).

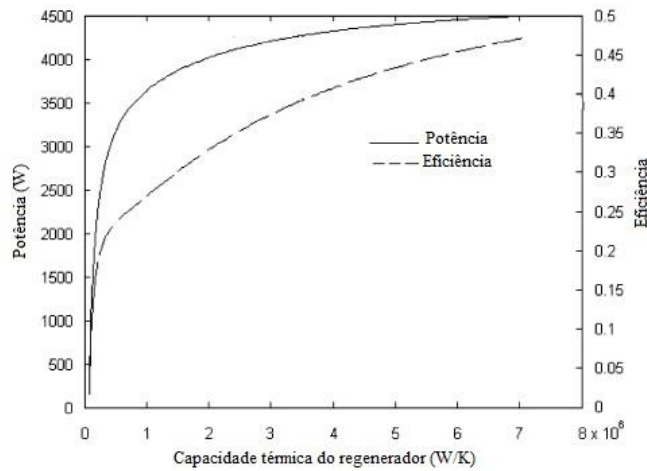


Figura 3.21 – Efeito da capacidade térmica (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

3.7.2. Efeito da porosidade do regenerador

A porosidade do regenerador tem grande importância, uma vez que afeta o diâmetro hidráulico, o volume morto, a velocidade do fluido de trabalho, a superfície de contacto do regenerador para transferência de calor e a eficácia do regenerador. Por conseguinte, influencia as perdas por condução externas, internas e as perdas de carga nos permutadores. A performance do motor diminui com o aumento da porosidade da matriz do regenerador, pois embora diminua o atrito, também diminui a transferência de calor entre o fluido de trabalho e o regenerador, Q_r (Figura 3.22).

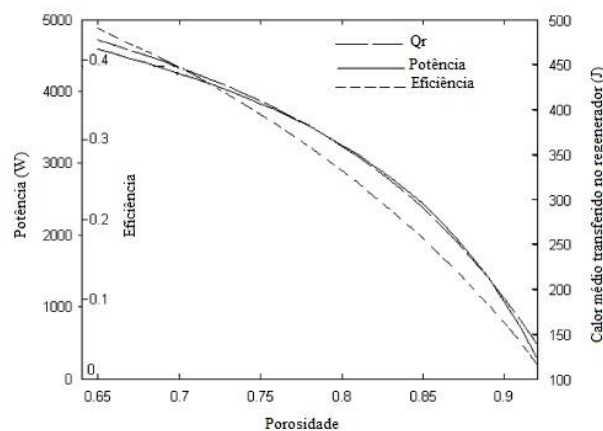


Figura 3.22 – Efeito da porosidade (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

3.7.3. Efeito do gradiente de temperatura no regenerador

O aumento da diferença de temperatura no regenerador aumenta as perdas no motor, mas também aumenta a sua performance, pois aumenta a energia transferida entre a matriz do regenerador e o fluido de trabalho (Figura 3.23).

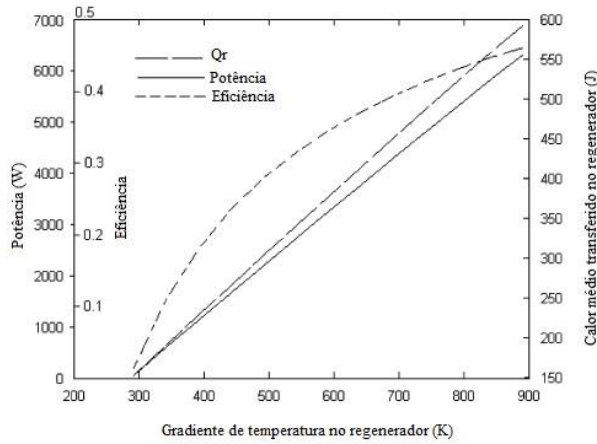


Figura 3.23 – Efeito do gradiente de temperatura (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

3.7.4. Efeito do volume do regenerador

Fixando o diâmetro do regenerador, e fazendo variar o seu comprimento, a performance é afetada. A energia transferida aumenta, a potência e o rendimento atingem um máximo. Se continuar a aumentar o seu comprimento, a potência começa a cair rapidamente, devido ao aumento do volume morto (Figura 3.24).

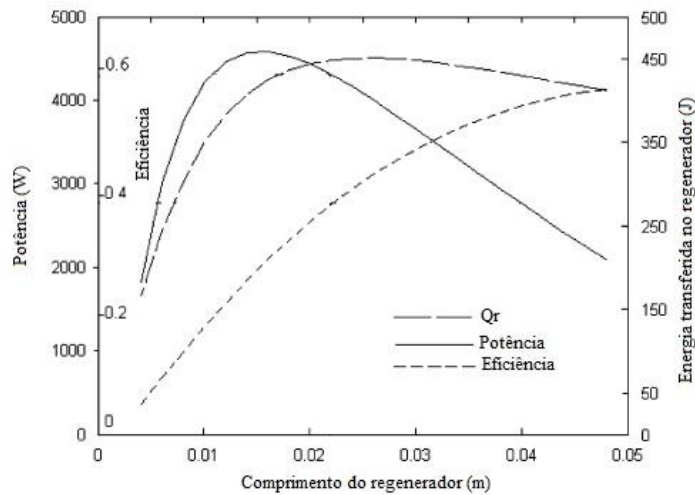


Figura 3.24 – Comprimento do regenerador (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

Quando se fixa o comprimento do regenerador, fazendo variar o seu diâmetro, verifica-se que a performance baixa com o aumento do diâmetro interno do regenerador, diminuído também a energia transferida e o volume morto (Figura 3.25).

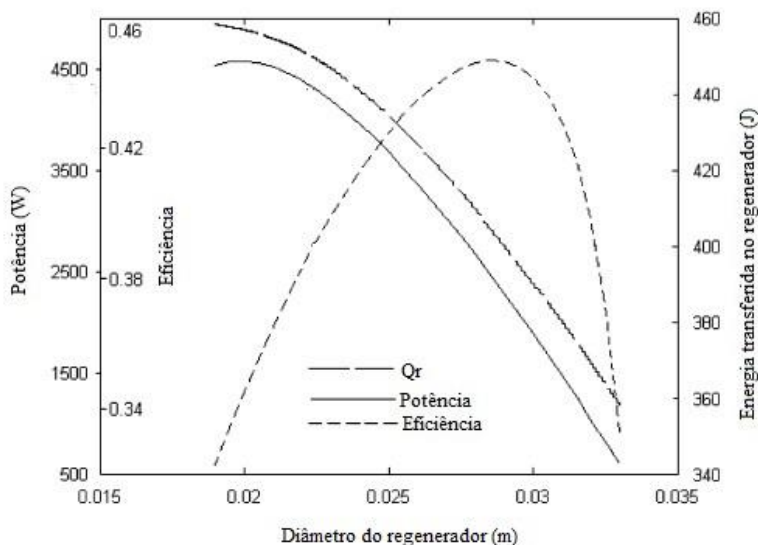


Figura 3.25 – Efeito do diâmetro do regenerador (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

3.7.5. Material do regenerador

O tipo de material do regenerador tem grande influência na performance do motor. O rendimento e potência produzida são função da velocidade de rotação do motor para regeneradores de materiais cerâmicos e metálicos. Como os materiais cerâmicos são menos permeáveis do que os metálicos, descobriu-se que a potência produzida e rendimento do motor são maiores em regeneradores de materiais com revestimentos cerâmicos do que os metálicos (Thombare & Verma, 2008).

3.7.6. Efeito da massa de fluido

O aumento da massa total de fluido no motor, implica um aumento da massa volúmica, caudal mássico, e pressão. Este aumento induz uma maior perda de pressão nos permutadores, mas a potência aumenta e o rendimento atinge um máximo. Continuando a aumentar a massa de fluido, o rendimento começa a baixar devido ao aumento do atrito (perda de carga) e da limitação capacidade térmica do regenerador e permutador de aquecimento (Figura 3.26).

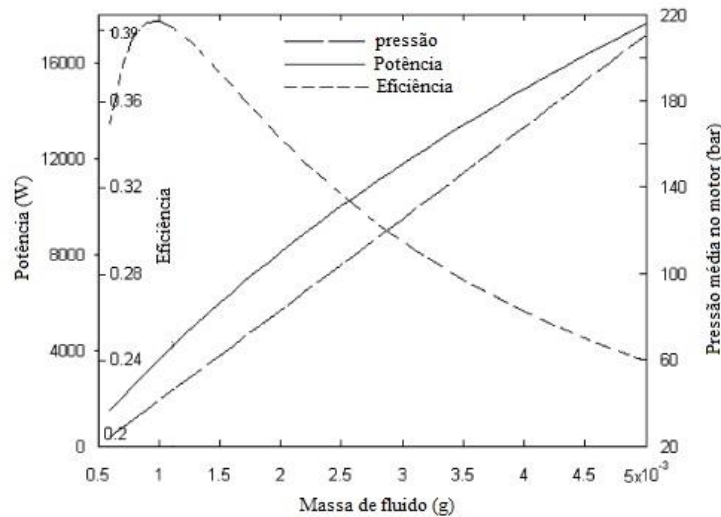


Figura 3.26 – Efeito da massa de fluido de trabalho (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

3.7.7. Efeito do volume e condutividade do pistão de expansão

O volume de expansão e condutibilidade térmica do pistão de expansão influenciam a performance do motor. Para variar o volume de expansão pode-se manter o curso do pistão constante e fazer variar a área de superfície do pistão, mais concretamente o seu diâmetro, ou vice-versa. Mantendo o curso constante e aumentando a área de secção do pistão, verifica-se um aumento da potência do motor, mas o rendimento atinge um máximo (Figura 3.27).

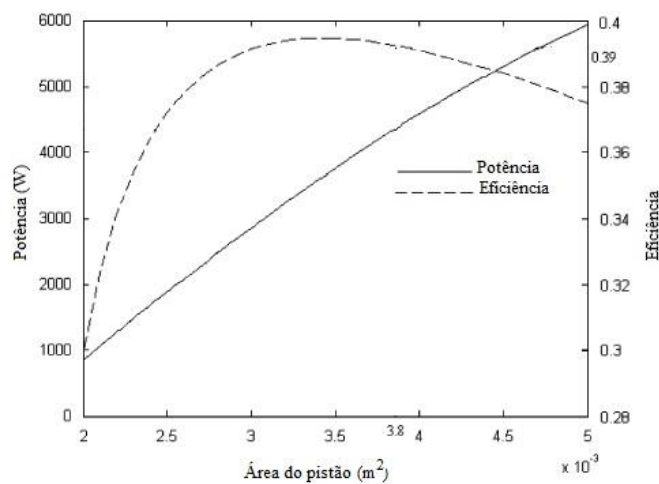


Figura 3.27 – Efeito da área do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

Por outro lado, se mantiver a área do cilindro constante e aumentar o seu curso, a potência do motor diminui, mas o rendimento atinge um máximo (Figura 3.28).

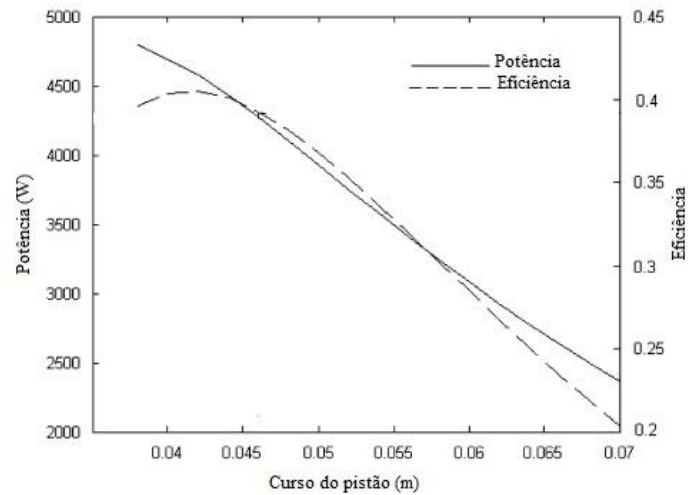


Figura 3.28 – Efeito do curso do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

A condutividade térmica do pistão e do cilindro de expansão, também afetam a performance do motor, de maneira que o pistão e o cilindro devem ser de um material de muito baixa condutividade térmica, de maneira que se possa considerar adiabático (Figura 3.29).

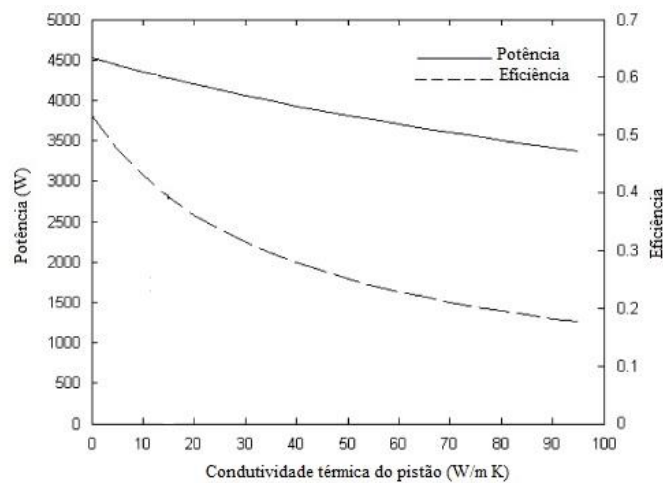


Figura 3.29 – Efeito da condutividade do pistão (adaptado de: (Timoumi et al., 2008a))

Em suma, para obter uma boa performance no motor Stirling deve-se ter em conta vários parâmetros. Devem ser feitos balanços entre perdas e ganhos nos diversos componentes e perceber de que forma estes têm influência na performance do motor Stirling.

4. Modelação Matemática de Sistemas Stirling

Neste capítulo, são apresentados os modelos matemáticos desenvolvidos com vista à análise termoeconómica de sistemas de cogeração com motor Stirling.

Será apresentado o modelo matemático que descreve o funcionamento do motor e o modelo económico que relaciona o custo dos vários componentes com os parâmetros físicos mais relevantes.

O modelo físico, usado para simular o funcionamento do motor Stirling do tipo Alfa, foi já objeto de estudo de trabalhos anteriores. O programa que implementa a resolução numérica das expressões foi desenvolvido por Urieli & Berchowitz (1984) em linguagem Fortran, mais tarde foi implementado em ambiente Matlab (Ferreira, 2010) e tem sido objeto de estudo (Ferreira et al, 2012; Ferreira et al, 2013).

O modelo físico final aqui apresentado faz uma análise quasi-estacionário do escoamento e implica perdas de carga nos permutadores.

4.1. Modelo físico

Este modelo faz uma análise de escoamento quasi-estacionário que inclui as perdas de carga nos permutadores. Esta análise considera o motor dividido em cinco componentes (Figura 4.1): espaço de compressão (c), permutador de arrefecimento (arr), regenerador (r), permutador de aquecimento (aq) e espaço de expansão (e). Começa-se por fazer uma análise isotérmica, que é usada como ponto de partida para se obter uma solução (teórica) para mais tarde se fazer uma análise mais realista. Seguidamente é feita uma análise adiabática um pouco mais próxima do real, onde considera que os espaços e de trabalho são adiabáticos, e por fim, a análise não ideal onde são considerados permutadores de calor reais e as perdas de bombagem que posteriormente são subtraídas ao trabalho adiabático ideal, e assim se obter uma solução final mais realista.

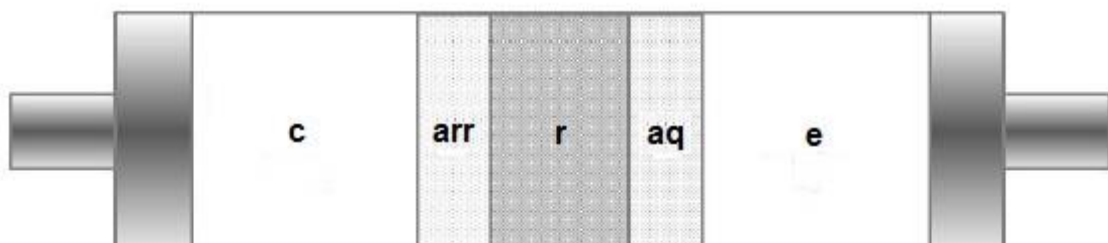


Figura 4.1 – Componentes do motor Stirling (adaptado de:(C. Ferreira et al., 2012))

4.1.1. Análise isotérmica

A análise isotérmica tem por base a análise de Schmidt. O ciclo descrito por Gustav Schimdt tornou-se no clássico ciclo de Stirling ideal. A análise de Schimdt gera uma solução mais teórica do que real, mas serve como ponto de partida para se obter uma solução mais realista. Na análise isotérmica, os espaços de compressão e expansão, assim como os permutadores de arrefecimento e aquecimento são considerados isotérmicos, ou seja a temperatura do espaço de compressão, T_c , é igual à do permutador de arrefecimento, T_{arr} , e a temperatura do espaço de expansão, T_e , é igual à do permutador de aquecimento, T_{aq} , (Figura 4.2). Desta forma obtém-se uma expressão simples para a pressão do fluido em função das variações de volume.

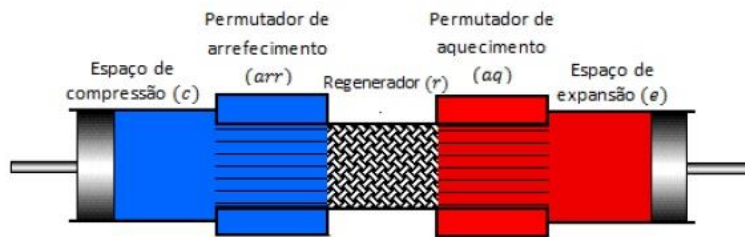


Figura 4.2 – Modelo isotérmico (adaptado de: (Ferreira, 2010))

Os permutadores de aquecimento e arrefecimento são isotérmicos, o que, assim como o regenerador, são ideais e a distribuição da temperatura no motor está demonstrada na Figura 4.3.

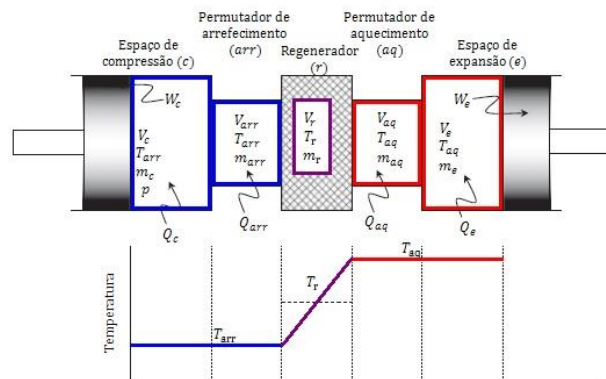


Figura 4.3 – Distribuição de temperaturas no modelo isotérmico (adaptado de: (Ferreira, 2010))

Considerando as temperaturas nos espaços de compressão e expansão constantes, a temperatura do fluido no permutador de aquecimento e arrefecimento é respetivamente T_{aq} e T_{arr} , a temperatura no regenerador pode ser descrita por uma função linear entre T_{aq} e T_{arr} ,

e a massa total de fluido constante, pode-se dizer que a massa total é igual à soma das massas de cada componente (equação 4.1).

$$M = m_c + m_{arr} + m_r + m_{aq} + m_e \quad (4.1)$$

Aplicando a lei dos gases ideais:

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (4.2)$$

Aplicando a equação 4.2 à equação 4.1 e $T_c = T_{arr}$ e $T_e = T_{aq}$ a massa total é dada por:

$$M = p \frac{\left(\frac{V_c}{T_{arr}} + \frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} + \frac{V_e}{T_{aq}} \right)}{R} \quad (4.3)$$

A temperatura média efetiva no regenerador é dada pela equação 4.4.

$$T_r = \frac{T_{aq} - T_{arr}}{\ln\left(\frac{T_{aq}}{T_{arr}}\right)} \quad (4.4)$$

A pressão pode ser obtida em função das variações dos volumes dos espaços de compressão e expansão (equação 4.5).

$$p = M R \frac{1}{\left(\frac{V_c}{T_{arr}} + \frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_{aq}}{T_{arr}}\right)}{T_{aq} - T_{arr}} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} + \frac{V_e}{T_{aq}} \right)} \quad (4.5)$$

Os volumes de expansão e compressão segundo a análise Shmidt variam de forma sinusoidal e são obtidos pelas equações 4.6 e 4.7.

$$V_c = V_{m,c} + V_{dc,c} \frac{1 + \cos(\theta)}{2} \quad (4.6)$$

$$V_e = V_{m,e} + V_{dc,e} \frac{1 + \cos(\theta + \alpha)}{2} \quad (4.7)$$

Substituindo as equações 4.6 e 4.7 na equação 4.5 obtém-se a pressão em função do ângulo da manivela, θ , e ângulo de fase, α .

$$p = \frac{M R}{s + \left(\frac{V_{dc,e} \cos(\alpha)}{2 T_{aq}} + \frac{V_{dc,c}}{2 T_{arr}} \right) \cos(\theta) - \left(\frac{V_{dc,e} \sin(\alpha)}{2 T_{aq}} \right) \sin(\theta)} \quad (4.8)$$

$$s = \frac{V_{dc,c}}{2 T_{arr}} + \frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_{m,c}}{T_{arr}} + \frac{V r \ln \left(\frac{T_{aq}}{T_{arr}} \right)}{T_{aq} - T_{arr}} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} + \frac{V_{dc,e}}{2 T_{aq}} + \frac{V_{m,e}}{T_{aq}} \quad (4.9)$$

O trabalho total (equação 4.10) realizado pelo motor é dado pela soma do trabalho de compressão (equação 4.11) e expansão (equação 4.12).

$$W = W_{c,isot} + W_{e,isot} \quad (4.10)$$

$$W_{c,isot} = Q_c = \pi V_{dc,c} p_{med} \sin(\beta) \frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \quad (4.11)$$

$$W_{e,isot} = Q_e = \pi V_{dc,e} p_{med} \sin(\beta - \alpha) \frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \quad (4.12)$$

Onde β e b , são obtidos pelas equações 4.13 e 4.14:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_{dc,e} \sin(\alpha) / T_{aq}}{\left(\frac{V_{dc,e} \cos(\alpha)}{T_{aq}} \right) + \left(\frac{V_{dc,c}}{T_{arr}} \right)} \right) \quad (4.13)$$

$$b = c/s \quad (4.14)$$

Onde c é dado pela equação 4.15:

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{dc,e}}{T_{aq}} \right)^2 + 2 \frac{V_{dc,e} V_{dc,c}}{T_{aq} T_{arr}} \cos(\alpha) + \left(\frac{V_{dc,c}}{T_{arr}} \right)^2} \quad (4.15)$$

A pressão média é dada pela equação 4.16.

$$p_{med} = \frac{M R}{s \sqrt{1 - b^2}} \quad (4.16)$$

A pressão mínima e máxima podem ser obtidas pelas equações 4.17 e 4.18, respetivamente.

$$p_{min} = \frac{M R}{s (1 + b)} \quad (4.17)$$

$$p_{max} = \frac{M R}{s (1 - b)} \quad (4.18)$$

O rendimento térmico do motor Stirling (equação 4.19) é equivalente ao rendimento de Carnot.

$$\eta_{isot} = 1 - \frac{T_{arr}}{T_{aq}} \quad (4.19)$$

Nesta análise o permutador de aquecimento, e arrefecimento, não contribuem para a transferência de calor no ciclo. O ciclo ideal apenas considera que existe transferência de calor nas fronteiras dos espaços isotérmicos onde ocorre trabalho. Em motores reais, os espaços de trabalho tendem a ser adiabáticos, o que leva a que transferência de calor seja feita pelos permutadores de calor (C. Ferreira et al., 2012).

4.1.2. Análise adiabática ideal

Esta análise tem como objetivo o cálculo da energia transferida em cada componente (permutador de aquecimento, arrefecimento, regenerador, e espaços de compressão, e expansão). Nesta abordagem considera-se um motor semelhante ao da análise isotérmica constituído por cinco componentes ligados em série, como anteriormente. A diferença está nos espaços de compressão e expansão que são adiabáticos, logo não há calor em jogo, ou seja, não há transferência de calor com o ambiente. A análise isotérmica leva a um paradoxo, em que os permutadores de calor (aquecimento, e arrefecimento) não contribuem para a transferência de calor durante o ciclo, e portanto são redundantes. Como foi dito anteriormente, os espaços de compressão, e expansão, são considerados adiabáticos, sendo que toda a transferência de calor durante o ciclo é feita pelos permutadores de calor (Figura 4.4).

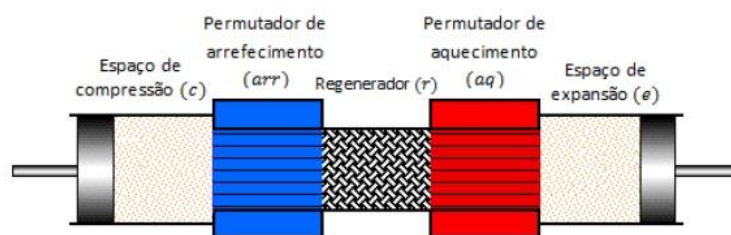


Figura 4.4 – Modelo adiabático ideal (adaptado de: (Ferreira, 2010))

A temperatura no modelo adiabático varia ao longo do ciclo nos espaços de compressão e expansão (Figura 4.5).

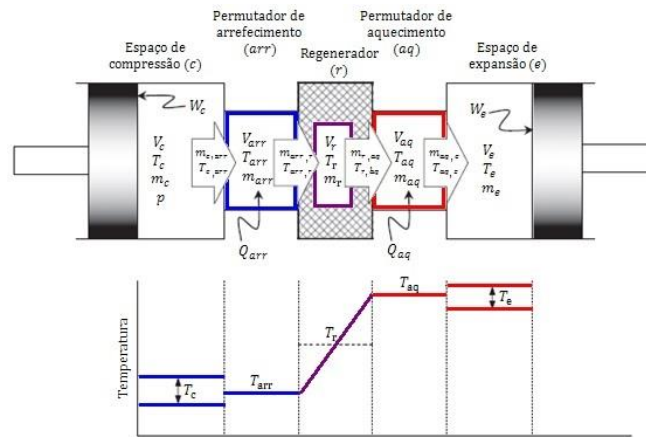


Figura 4.5 – Distribuição das temperaturas no modelo adiabático ideal (adaptado de (Ferreira, 2010))

As temperaturas $T_{c,arr}$ e $T_{aq,e}$ dependem do sentido do caudal mássico do fluido, sendo:

$$T_{c,arr} = T_c \text{ se } dm_c > 0 ; T_{c,arr} = T_{arr} \text{ se } dm_c < 0$$

$$T_{aq,e} = T_{aq} \text{ se } dm_e > 0 ; T_{aq,e} = T_e \text{ se } dm_e < 0$$

Considera-se o modelo ideal onde não há perda de gás, a massa total, M , de fluido é constante e não há perda de pressão, logo, p é a pressão instantânea em todo o sistema. O trabalho, W , é feito sobre a envolvente através das variações dos volumes nos espaços de compressão e expansão, V_c e V_e e os calores Q_{arr} e Q_{aq} são transferidos nos permutadores de arrefecimento, arr , e aquecimento, aq , respetivamente. O regenerador é externamente adiabático, e o calor, Q_r , é transferido internamente da matriz para o fluido e vice-versa, quando o fluido passa pelo regenerador.

Para se calcular a transferência de calor em cada componente, utiliza-se a equação de estado de energia para cada componente. Os componentes ficam interligados através da aplicação da equação da continuidade ao sistema. A energia é transferida para um componente através da entrada de massa de fluido, m_{in} e temperatura, T_{in} , e sai através do saída de massa, m_{out} e temperatura, T_{out} (Figura 4.6).

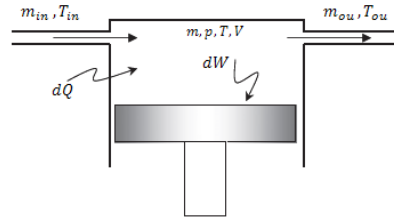


Figura 4.6 – Componente/célula geral (adaptado de (Ferreira, 2010))

A equação geral da energia para o fluido de trabalho no componente é dada pela equação 4.20, onde os termos da energia cinética e potencial são negligenciados.

$$\delta Q + (m_{in}c_P T_{in} - m_{out}c_P T_{out}) = \delta W + c_v d(mT) \quad (4.20)$$

Considera-se o fluido de trabalho como um gás ideal (equação 4.2). Derivando obtém-se a equação 4.21.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (4.21)$$

O ponto de partida da análise, é que a massa total, M , de fluido é constante (equação 4.1).

Aplicando a massa de cada componente à equação 4.2, temos a pressão (equação 4.22)

$$p = MR \frac{1}{\left(\frac{V_c}{T_{arr}} + \frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_{aq}}{T_{arr}}\right)}{T_{aq} - T_{arr}} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} + \frac{V_e}{T_{aq}} \right)} \quad (4.22)$$

A variação da massa total de fluido nos cinco componentes é igual a zero (equação 4.23).

$$dm_c + dm_{arr} + dm_r + dm_{aq} + dm_e = 0 \quad (4.23)$$

Uma vez que os volumes e temperaturas nos permutadores de calor são constantes, a equação de estado (equação 4.22) reduz-se à equação 4.24:

$$\frac{dm}{m} = \frac{dp}{p} \Leftrightarrow dm = \frac{dp}{p} m = \frac{dp}{R T} V \quad (4.24)$$

Substituindo a equação 4.24 na 4.23 fica:

$$dm_c + dm_e + \frac{dp}{R} \left(\frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} \right) = 0 \quad (4.25)$$

Da continuidade sabe-se que a variação (aumento) da massa no espaço de compressão, dm_c , é igual à massa que entra pela fronteira, $-m_{c,arr}$ (Figura 4.7). O espaço de compressão, é adiabático (Figura 4.7), o calor $dQ_c = 0$, a variação da massa no espaço de compressão, dm_c é igual a $m_{c,arr}$ e o trabalho realizado é dado por $dW_c = p dV_c$, ficando:

$$c_p T_{c,arr} dm_c = p dV_c + c_v d(m_c T_c) \quad (4.26)$$

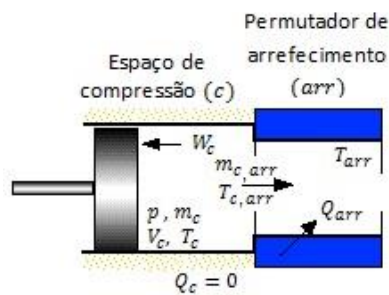


Figura 4.7 – Transferência de calor entre o espaço de compressão e o permutador de arrefecimento (adaptado de (Ferreira, 2010))

Substituindo as relações gás ideal $p V_c = m_c R T_c$, $R = c_p - c_v$, e $\gamma = c_p/c_v$ e simplificando, a equação da massa nos espaços de trabalho, compressão, e expansão, respetivamente, é:

$$dm_c = \frac{p dV_c + V_c \frac{dp}{\gamma}}{R T_{c,arr}} \quad (4.27)$$

$$dm_e = \frac{p dV_e + V_e \frac{dp}{\gamma}}{R T_{aq,e}} \quad (4.28)$$

Substituindo dm_c e dm_e na equação 4.25 fica:

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{c,arr}} + \frac{dV_e}{T_{aq,e}} \right)}{\frac{V_c}{T_{c,arr}} + \gamma \left(\frac{V_{arr}}{T_{arr}} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{aq}}{T_{aq}} \right) + \frac{V_e}{T_{aq,e}}} \quad (4.29)$$

Da forma diferencial da equação de estado, obtém-se a temperatura nos espaços de compressão, T_c , e expansão, T_e , (equações 4.30 e 4.31, respetivamente).

$$dT_{c,ai} = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (4.30)$$

$$dT_{e,ai} = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (4.31)$$

Aplicando a equação geral da energia (equação 4.20) para cada um dos permutadores de calor ($\delta W = 0$, $T = const.$) e substituindo a equação de estado para um permutador de calor $dm = \frac{dp m}{p} = \frac{dp V}{R T}$.

$$\delta Q + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o) = \frac{c_v V dp}{R} \quad (4.32)$$

As equações 4.33, 4.34 e 4.35 traduzem o calor transferido pelos respetivos permutadores de arrefecimento, regenerador e aquecimento.

$$\delta Q_{arr,ai} = \frac{V_{arr} dp c_v}{R} - c_p (T_{c,arr} m_{c,arr} - T_{arr,r} m_{arr,r}) \quad (4.33)$$

$$\delta Q_{r,ai} = \frac{V_r dp c_v}{R} - c_p (T_{arr,r} m_{arr,r} - T_{r,aq} m_{r,aq}) \quad (4.34)$$

$$\delta Q_{aq,ai} = \frac{V_{aq} dp c_v}{R} - c_p (T_{r,aq} m_{r,aq} - T_{aq,e} m_{aq,e}) \quad (4.35)$$

Os permutadores são considerados isotérmicos e o regenerador ideal, o que implica que as temperaturas $T_{c,arr}$ e $T_{arr,r}$ podem ser assumidas como as temperaturas dos respetivos permutadores de calor. A limitação desta análise deve-se ao facto de não considerar os efeitos das perdas de pressão nos permutadores de calor, devido ao atrito entre o fluido e as paredes dos permutadores (C. Ferreira et al., 2012).

O trabalho total, W , será a soma dos trabalhos de compressão (equação 4.36) e expansão (equação 4.37) e é dado pela equação 4.38.

$$\delta W_{c,ai} = p dV_c \quad (4.36)$$

$$\delta W_{e,ai} = p dV_e \quad (4.37)$$

$$\delta W_{ai} = \delta W_{c,ai} + \delta W_{e,ai} = p dV_c + p dV_e \quad (4.38)$$

O rendimento térmico adiabático ideal é dado pela equação 4.39:

$$\eta_{ai} = \frac{W_{ai}}{Q_{aq,ai}} \quad (4.39)$$

Onde W_{ai} é o trabalho total, adiabático ideal, e $Q_{aq,ai}$ é o calor transferido no permutador de aquecimento.

Resumindo o programa utiliza as configurações específicas do motor e a geometria para definir V_c , V_e , dV_c e dV_e , em função do ângulo da manivela, θ , do seu movimento, $d\theta$, e a geometria dos permutadores para definir os volumes V_{arr} , V_r e V_{aq} . A escolha do fluido de trabalho, especifica R , c_p , c_v e γ . As condições de trabalho definem T_{aq} e T_{arr} , e a temperatura média efectiva no regenerador é dada por $T_r = \frac{T_{aq}-T_{arr}}{\ln(T_{aq}/T_{arr})}$. Como a massa total de fluido, M , é difícil de especificar, pois normalmente não é conhecida, faz-se uma aproximação, especificando a pressão média, p_{med} , e posteriormente utiliza-se a análise de Schmidt para calcular a massa total, M . Mesmo considerando o modelo adiabático ideal, que é independente da frequência de trabalho do motor, especificou-se a frequência para calcular a potência e outros parâmetros relacionados.

Nesta análise tratou-se como um problema de “escoamento quasi steady” onde apos cada intervalo de integração, $d\theta$, as massas nas fronteiras dos componentes, $m_{c,arr}$, $m_{arr,r}$, $m_{r,aq}$, $m_{aq,e}$ são constantes e não existem efeitos de aceleração. Esta análise envolve a resolução de sete equações diferenciais ordinárias, pelo para se obter uma solução de forma simples, encarou-se o problema como um problema de valores iniciais (PVI), onde todas as variáveis iniciais são conhecidas e as equações são integradas do estado inicial ate ao fim de um ciclo. No entanto, o modelo adiabático ideal não é um PVI (problema de valores iniciais), mas sim um PVF (problema de valores de fronteira). Não se conhece os valores da temperatura nos espaços de compressão, T_c , e expansão, T_e , que resultam da compressão e expansão adiabática, assim como, as variações das energias. Apenas se sabe que os valores das variáveis no fim do ciclo devem ser iguais as do inicio de ciclo, e assim faz-se um processo iterativo, arbitrando as condições iniciais (inicialmente cinsidera-se $T_e = T_{aq}$, $T_c = T_{arr}$ e vai-se iterando até os valores começarem a tender para valores considerados em estado estacionário cíclico. Esta convergência é obtida normalmente entre a quinta e a décima iteração.

4.1.3. Análise não ideal

Esta última análise considera os permutadores de calor são reais e leva em conta as perdas de carga nos permutadores de calor (perdas de bombagem). Esta perda de carga refere-se à potência mecânica que é preciso fornecer, para fazer o fluido de trabalho circular nos permutadores de calor, e conseqüentemente pelo motor.

A análise do comportamento do fluido durante o funcionamento do motor é extremamente complexa. As condições de funcionamento no interior do motor são de fluxo oscilatório, e a análise é baseada em condições de escoamento em estado estacionário. Aqui é feita uma abordagem de fluxo em regime quasi-estacionário, onde é assumido que a cada instante do ciclo, o fluido comporta-se como se estivesse em estado estacionário (Urieli, 2010).

A transferência de calor por convecção forçada é fundamental para o funcionamento do motor. O calor é transferido de uma fonte externa para o fluido de trabalho pelo permutador de aquecimento, ciclicamente armazenado e recuperado no regenerador, e rejeitado para o exterior pelo permutador de arrefecimento (Ferreira, 2010).

É feita uma análise dimensional de forma a reduzir o número de parâmetros para um conjunto de grupos de escala adimensional, para permitir que os dados experimentais sejam usados em vários contextos. É uma técnica padrão usada na análise de transferência de calor por convecção forçada.

Começou-se por definir o número de Reynolds, Re (equação 4.40):

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (4.40)$$

O número de Reynolds é um número adimensional que relacionando as forças de inércia com as forças de viscosidade. O valor do número de Reynolds avalia o tipo de escoamento do fluido (laminar ou turbulento). É sempre positivo, independente da direção do escoamento do fluido.

O número de Stanton, St , é obtido pela equação 4.41:

$$St = \frac{h}{\rho u c_p} \quad (4.41)$$

O número de Stanton é usado para caracterizar a transferência de calor por convecção forçada. Relaciona a transferência de calor por convecção com a capacidade térmica do fluido. A partir de um balanço energético de um fluido aquecido (ou arrefecido) que flui através de um permutador de calor, a Figura 4.8 mostra de forma esquemática como se dá a transferência de calor por convecção.

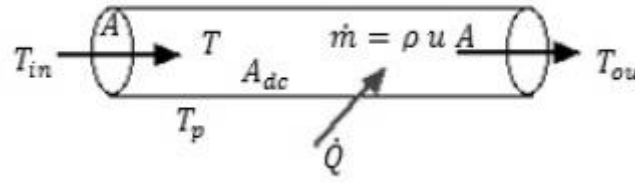


Figura 4.8 – Representação da transferência de calor no permutador de calor (adaptado de: (Ferreira, 2010))

$$\dot{Q} = h A_{dc} (T_p - T) = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) = c_p \rho u A (T_{out} - T_{in}) \quad (4.42)$$

Substituindo a equação 4.41 na 4.42, fica:

$$St = \frac{h}{\rho u c_p} = \frac{A}{A_{dc}} \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{T_p - T} \right) \Leftrightarrow St \frac{A_{dc}}{A} = \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{T_p - T} \right) \quad (4.43)$$

Onde, A é a área de secção; A_{dc} é a área de contacto; h é o coeficiente de convecção; ρ é a massa volúmica do fluido; u é a velocidade do fluido; c_p é a capacidade calorífica do fluido a pressão constante; T_{out} e T_{in} são as temperaturas de saída e entrada do fluido, respetivamente; T_p e T são as temperaturas da parede do permutador e do fluido, respetivamente.

Outro agrupamento popular chamado "Número de Unidades de Transferência", ou NTU, pode ser definido a partir da equação do balanço energético da seguinte forma (equação 4.44):

$$NTU \equiv \frac{h A_{dc}}{\rho u c_p A} = St \frac{A_{dc}}{A} \quad (4.44)$$

Onde, St é o número de Stanton; A_{dc} é a área de contacto; A é a área de secção.

NTU é em função das dimensões do permutador de calor e, como tal, não se considera a transferência de calor no sentido clássico. No entanto, NTU permite uma solução em termos do número de Stanton (St), e assim evita o extrair o coeficiente de transferência de calor por convecção, h .

O número de Prandtl é definido pela equação 4.45:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (4.45)$$

Este número adimensional é obtido a partir do quociente de viscosidade cinemática ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$) e a difusividade térmica ($\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$). Representa a relação entre as camadas limite cinemática e térmica. Para a gama de trabalho dos fluidos utilizados nos motores Stirling e para a gama de temperaturas de interesse (cerca de 300 a 1000 K), o número de Prandtl é aproximadamente constante em torno de um valor de 0,7.

Por ultimo, o número de Nusselt, Nu , obtém-se pela equação 4.46:

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (4.46)$$

O número de Nusselt é normalmente utilizado em alternativa ao número de Stanton para a transferência de calor.

O número de Nusselt também pode ser definido como função de Stanton, Prandtl, e Reynolds, através da equação 4.49.

$$Nu = St Pr Re \quad (4.47)$$

Os permutadores de calor normalmente são avaliados em termos de eficácia, ε (equação 4.50).

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (4.48)$$

A qualidade do regenerador é definida numa base entálpica em termos de eficácia, ε , do regenerador. Esta é definida como o rácio entre a variação da entalpia real do fluido de trabalho durante a passagem através do regenerador e variação da entalpia equivalente à máxima teórica de um regenerador ideal. No entanto, essa definição não é adequada para motores Stirling. Por isso utiliza-se uma equação equivalente no contexto do modelo adiabático, que representa o limite máximo para medir o desempenho, assim, a eficácia para o regenerador de um motor Stirling é definida como a razão entre a quantidade de calor transferida da matriz para o fluido

de trabalho, durante uma passagem e o montante equivalente à transferência de calor no regenerador do modelo adiabático ideal.

O rendimento térmico para o ciclo adiabático ideal é dada pela equação 4.39. Num sistema em que o regenerador não é ideal, quando o fluido vai do permutador de arrefecimento para o de aquecimento, a temperatura a que este sai do regenerador, é menor do que a temperatura do permutador de aquecimento. Isto resulta no fornecimento de mais calor por parte do permutador de aquecimento para aumentar a temperatura do fluido. A equação 4.49 calcula o calor que é necessário fornecer ao fluido em cada ciclo.

$$Q_{aq,ni} = Q_{aq,ai} + Q_{r,ai}(1 - \varepsilon_r) \quad (4.49)$$

Da mesma maneira quando o fluido vai do permutador de aquecimento para o de arrefecimento, este, à saída do regenerador irá ter uma temperatura superior à do permutador de arrefecimento. Então o calor que tem de ser retirado ao fluido de trabalho no permutador de arrefecimento é dado pela equação 4.50.

$$Q_{arr,ni} = Q_{arr,ai} - Q_{r,ai}(1 - \varepsilon_r) \quad (4.50)$$

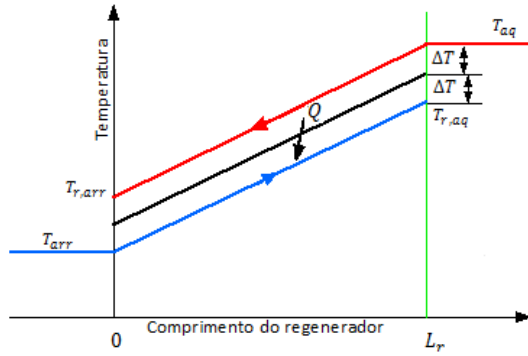
O rendimento térmico não ideal é obtido através da equação 4.51.

$$\eta_{ni} = \frac{W_{ni}}{Q_{aq,ni}} = \frac{Q_{aq,ni} + Q_{arr,ni}}{Q_{aq,ni}} \quad (4.51)$$

Substituindo as equações 4.39, 4.49 e 4.50, na equação 4.51, obtém-se:

$$\eta_{ni} = \frac{\eta_{ai}}{1 + \frac{Q_{r,ai}(1 - \varepsilon)}{Q_{aq,ai}}} \quad (4.52)$$

A análise da eficácia do regenerador, ε_r , é feita através das temperaturas do fluido de trabalho (quente e frio), no que diz respeito à matriz do regenerador (Figura 4.9).



$$\varepsilon_r = \frac{T_{aq} - T_{r,arr}}{T_{aq} - T_{arr}}$$

$$2 \Delta T = T_{r,arr} - T_{arr}$$

Figura 4.9 – Perfil de temperaturas do fluido de trabalho à passagem pelo regenerador (adaptado de: (C. Ferreira, 2010))

A eficácia do regenerador é dada pela equação 4.53:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{1 + \frac{2 \Delta T}{T_{aq} - T_{r,arr}}} \quad (4.53)$$

A partir do equilíbrio energético, sabe-se que a variação da entalpia é igual transferência de calor do fluido (quente) para a matriz, e posteriormente da matriz para o fluido (frio).

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{aq} - T_{r,arr}) = 2 h A_{dc} \Delta T \quad (4.54)$$

Onde \dot{Q} , é potência térmica, h é o coeficiente de transferência de calor global, A_{dc} a área de contacto de superfície do permutador de calor, c_p é o capacidade calorífica a pressão constante, \dot{m} é o caudal mássico que atravessa o regenerador.

Substituindo a equação 4.54 na equação 4.53, obtém-se a equação 4.55:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{1 + \frac{c_p \dot{m}}{h A_c}} \quad (4.55)$$

Pelo método NTU (equação 4.56):

$$NTU = \frac{h A_{dc}}{\dot{m} c_p} \quad (4.56)$$

Onde \dot{m} é igual a (equação 4.57):

$$\dot{m} = \rho u A \quad (4.57)$$

Substituindo a equação 4.56 na equação 4.55, a eficácia do regenerador é obtida por:

$$\varepsilon_r = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (4.58)$$

$$NTU = St \frac{A_{dc}}{2 A} \quad (4.59)$$

Onde St , é o número de Stanton, A_{dc} , é a área de contacto entre o fluido e as paredes da matriz do regenerador e, A , é a área de secção da matriz. O fator 2 na equação 4.59 deve-se ao facto de que ao fim de um ciclo de funcionamento a transferência de calor ocorreu em dois sentidos, do fluido de trabalho para a matriz do regenerador e posteriormente da matriz para o fluido.

A área de contacto do regenerador é dada pelas equações 4.60.

$$A_{dc,r} = 4 \frac{V}{\frac{d_{arame} por}{1 - por}} + \pi d_{matriz} L_r \quad (4.60)$$

onde

$$V = \pi \frac{d_{matriz}^2}{4} por L_r \quad (4.61)$$

Onde V é o volume do regenerador, por é a porosidade da matriz do regenerador, d_{matriz} é o diâmetro interno do regenerador e L_r é o comprimento do regenerador.

A eficácia dos permutadores de aquecimento, e arrefecimento, obtêm-se de maneira diferente da do regenerador mas a mesma fórmula é válida para os dois (equação 4.62)

$$\varepsilon_{arr} = \varepsilon_{aq} = 1 - e^{-NTU} \quad (4.62)$$

Aqui não se pode fazer uma relação direta entre o rendimento dos permutadores de calor e o rendimento do motor, como no regenerador. No diagrama de perfis de temperaturas da Figura 4.10 observa-se que do permutador de aquecimento não-ideal e do regenerador resulta a temperatura média efetiva do fluido de trabalho no espaço de aquecimento (T_{aq}), sendo menor do que a parede do aquecedor ($T_{p,aq}$). Da mesma forma que do permutador de arrefecimento não-ideal e do regenerador, resulta a temperatura média efetiva do gás no espaço frio (T_{arr}) sendo maior do que a da parede do permutador ($T_{p,arr}$). Isto tem um efeito significativo sobre o desempenho do motor, uma vez que este vai operar sempre com temperaturas mais baixas que as temperaturas das paredes dos permutadores.

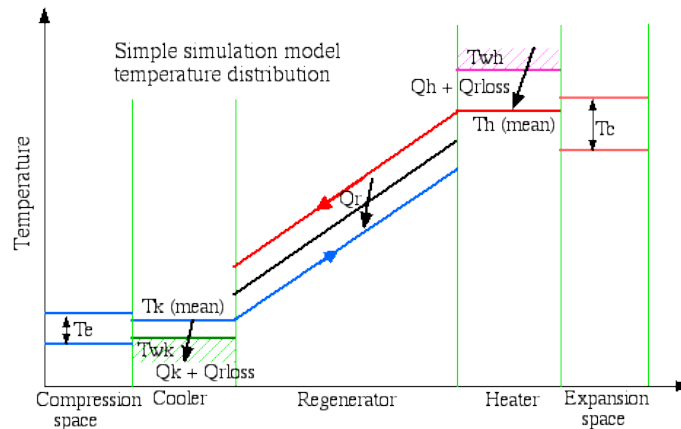


Figura 4.10 – Descrição da redução da energia transferida no regenerador (adaptado de: (Urieli, 2010))

A área de contacto, A_{dc} , do permutador de aquecimento, aq , e arrefecimento, arr , de tubos lisos é dada pela equação 4.63.

$$A_{dc} = n_t \pi \frac{d_i^2}{4} L_{aq} \quad (4.63)$$

Onde n_t , é o número de tubos, d_i , é o diâmetro interno dos tubos, L_{aq} , é o comprimento dos tubos, no caso do permutador de arrefecimento fica, L_{arr} .

Assim, a análise não ideal determina essas diferenças de temperatura, utilizando as equações de transferência de calor, os valores de Q_{aq} e Q_{arr} serão avaliados através da análise ideal adiabática e do valor da redução da energia transferida no regenerador Q_{rloss} , avaliado em termos da eficácia do regenerador.

A transferência de calor por convecção é obtida por:

$$\dot{Q} = h A_{dc} (T_w - T) \quad (4.64)$$

Onde \dot{Q} , é a potência térmica, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_c é a área de contacto da superfície do permutador de calor, T_w é a temperatura da parede, T é a temperatura do fluido.

A transferência de calor por ciclo Q (J/ciclo), é obtida dividindo ambos os membros pela frequência, f :

$$Q_{aq} + Q_{rloss} = \frac{h_{aq} A_{dc,aq} (T_{p,aq} - T_{aq})}{f} \quad (4.65)$$

$$Q_{arr} - Q_{rloss} = \frac{h_{arr} A_{dc,arr} (T_{p,arr} - T_{arr})}{f} \quad (4.66)$$

As temperaturas do fluido nos respetivos permutadores de aquecimento e arrefecimento são:

$$T_{aq,ni} = \frac{T_{p,aq} - (Q_{aq} + Q_{rloss})}{h_{aq} A_{dc,aq}} f \quad (4.67)$$

$$T_{arr,ni} = \frac{T_{p,arr} - (Q_{arr} - Q_{rloss})}{h_{arr} A_{dc,arr}} f \quad (4.68)$$

Na análise do ciclo considerou-se a pressão constante. No entanto pode-se observar que a transferência de calor nos permutadores exige uma grande área de contacto, A_{dc} . O atrito do fluido, associado com a passagem pelos permutadores de calor provoca uma queda de pressão que reduz a potência do motor, que é conhecido como *perda de carga*.

Para calcular a perda de carga, em primeiro lugar calcula-se a queda de pressão, Δp nos três permutadores de calor em relação ao espaço de compressão, c , e posteriormente determina-se o trabalho realizado ao longo do ciclo W_{ni} . A perda de bombagem ΔW é obtida da seguinte forma:

$$W_{ni} = W_e + W_c = \oint p (dV_c + dV_e) - \oint \sum \Delta p dV_e = W_{ai} - \Delta W \quad (4.69)$$

Onde W_{ai} é o trabalho adiabático ideal. As perdas de bombagem, $\Delta Bomb$, são obtidas por:

$$\Delta Bomb = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (4.70)$$

Da lei de Newton da viscosidade, a tensão de corte τ entre as camadas adjacentes do fluido é proporcional ao gradiente de velocidade $\left(\frac{du}{dz}\right)$, como mostrado na Figura 4.11.

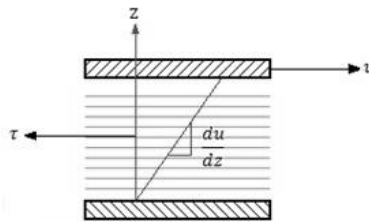


Figura 4.11 – Tensão de corte (adaptado de: (Urieli, 2010))

Onde a tensão de corte é dada por:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dz} \quad (4.71)$$

A força de atrito está relacionada com a tensão de corte, τ :

$$F_a = 4 \tau \frac{V}{d_h} \quad (4.72)$$

Para quantificar o efeito da tensão de corte no escoamento, introduz-se um número, o coeficiente de atrito c_f , definido por:

$$c_f = \frac{2 \tau}{\rho u^2} \quad (4.73)$$

Substituindo a equação 4.71 na equação 4.72, fica:

$$F_a = 2 c_f \rho u^2 \frac{V}{d_h} \quad (4.74)$$

Considerando o fluido quase em repouso (sem aceleração nem desaceleração) a força de atrito é igual e oposta à força de queda de pressão.

$$F_a + \Delta p A = 0 \quad (4.75)$$

Onde, A é a área de secção. Substituindo F_a a que de pressão é obtida por:

$$\Delta p + 2 c_f \rho u^2 \frac{V}{d_h A} = 0 \quad (4.76)$$

A queda de pressão pode ser positiva ou negativa, dependendo da direção do escoamento. No entanto, o segundo termo nesta equação é sempre positivo, violando assim o princípio da conservação do momento no caso de inversão do sentido do escoamento. Para evitar isso, define-se um "coeficiente de atrito de Reynolds", c_{fRe} , multiplicando o número de Reynolds

pelo coeficiente de atrito. O coeficiente de atrito de Reynolds, Re , pode ser obtido pela equação 4.77.

$$c_{fRe} = Re C_f \quad (4.77)$$

Substituindo na equação 4.76 a queda de pressão nos permutadores é obtida pela equação 4.78.

$$\Delta p = \frac{-2 c_{fRe} \mu u V}{d_h^2 A} \quad (4.78)$$

Onde, Re é o número de Reynolds, D o diâmetro, c_{fRe} , o coeficiente de atrito de Reynolds, μ é a viscosidade dinâmica, u é a velocidade do fluido, V é o volume de fluido, d_h é o diâmetro hidráulico, A é a área de secção.

Esta equação satisfaz o princípio da conservação do momento tanto para o fluxo positivo e negativo, uma vez que o sinal de Δp esta sempre relacionado com o sinal da velocidade u .

O diâmetro hidráulico no caso de tubos de secção circular, o diâmetro hidráulico é igual ao diâmetro interno do tubo, e para tubos de secção não circular, aplica-se a equação 4.79.

$$d_h = \frac{4 A L}{p L} = \frac{4 V}{A_{dc}} \quad (4.79)$$

Este diâmetro corresponde ao diâmetro equivalente circular, que traduz a secção média por onde um fluido escoar (flui). Por exemplo o regenerador é composto por uma matriz de malha de arame (secção quadrada), e quando se fala de diâmetro hidráulico, está-se a falar do diâmetro equivalente circular de cada pequena secção da matriz, como se pode ver na Figura 4.12.

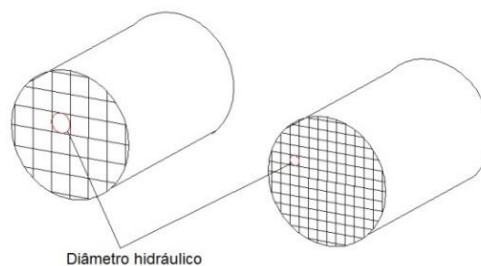


Figura 4.12 – Diâmetro hidráulico da matriz do regenerador

O diagrama c_{fRe} vs Re de tubos circulares (Diagrama de Moody), é utilizado de forma generalizada. Estas curvas foram simplificadas e reorganizadas em termos do coeficiente de atrito de Reynolds c_{fRe} (Figura 4.13).

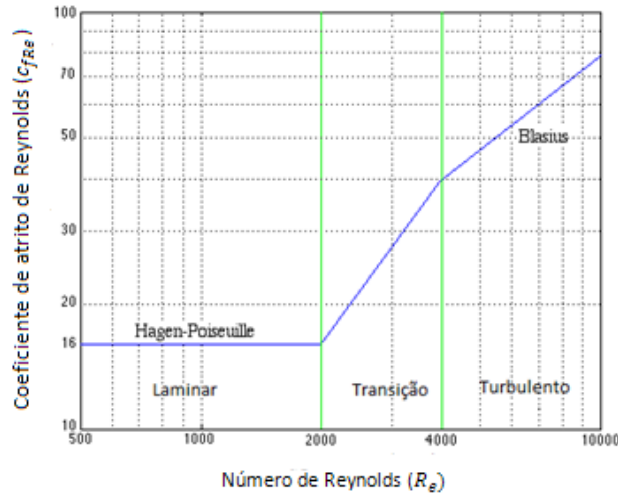


Figura 4.13 – Diagrama de Moody alterado (adaptado de:(C. Ferreira, 2010))

As equações 4.80, 4.81, 4.82 traduzem o coeficiente de atrito de Reynolds, c_{fRe} para diferentes regimes, baseado no Diagrama de Moody alterado.

Para tubos circulares e escoamento laminar ($Re < 2000$) utiliza-se a equação de Hagen Poiseuilleem (equação 4.80).

$$c_{fRe} = 16 \quad (4.80)$$

Em escoamentos na região de transição ($2000 < Re < 4000$) o coeficiente é dado por:

$$c_{fRe} = 7.343 \times 10^{-4} Re^{1.3142} \quad (4.81)$$

Para escoamentos turbulentos ($Re > 4000$) usa-se a equação de Blasius:

$$c_{fRe} = 0.0791 Re^{0.75} \quad (4.82)$$

Em alternativa, para se calcular o coeficiente de convecção, h , pode-se recorrer à analogia de Reynolds, relacionado o coeficiente de atrito, com o número de Stanton (equação 4.83). Esta fórmula embora não seja quantitativamente exata, tem uma finalidade valiosa, que outra fórmula mais precisa, que é a ligação entre o número de Stanton e o coeficiente de atrito (Urieli, 2010).

$$St = \frac{C_f}{2} \quad (4.83)$$

4.2. Modelo económico

Para a definição do custo do motor Stirling dividiu-se o motor em quatro componentes principais, que são, o permutador de aquecimento, permutador de arrefecimento, regenerador e o bloco do motor. Para cada um foi definida uma equação de custo, que relaciona o custo do equipamento com os parâmetros termodinâmicos do modelo matemático, e que são de maior relevância para a definição do seu custo (Ferreira, et al., 2013). Estas variáveis podem ser classificadas em variáveis de tamanho e qualidade. O custo também pode ser estimado para uma gama ou intervalo específico de acordo com o tamanho do motor.

4.2.1. Metodologia para o desenvolvimento das equações de custo

Para os três permutadores de calor (permutador de aquecimento, arrefecimento e regenerador), cada equação foi definida considerando que o custo de cada um dos componentes depende de um coeficiente de custo de referência (equação 4.84) (Ferreira, et al., 2013).

$$C = C_{ref} F_m F_t \quad (4.84)$$

Onde C_{ref} , é o coeficiente de custo de referência que corresponde a um custo por unidade de área de transferência de calor ($\text{€}/\text{cm}^2$), F_m é o fator de tamanho que dimensiona o permutador de calor a partir de um caso de referência, e F_t , é o fator de correção de temperatura. O fator de tamanho é obtido pela equação 4.85 (Ferreira, et al., 2013).

$$F_m = A_{ef,ref} \left(\frac{A_{ef}}{A_{ef,ref}} \right)^b \quad (4.85)$$

Onde $A_{ef,ref}$ é a área efetiva de referência, A_{ef} , é a área efetiva, b é o coeficiente de tamanho. O fator de correção de temperatura, F_t , é calculado pela equação 4.86 (Ferreira, et al., 2013).

$$F_T = \frac{1 + e^{c(T-T_{ref})}}{2} \quad (4.86)$$

Onde c é uma constante para a correção da temperatura, T é a temperatura das paredes do permutador de calor e T_{ref} é a temperatura de referência. O parâmetro F_T , é igual a 1, quando a temperatura das paredes dos permutadores, T , é igual à temperatura de referência, T_{ref} .

4.2.2. Equação de custo do permutador de aquecimento

A equação 4.87 relaciona o custo do permutador de aquecimento com a sua área efetiva, A_{ef} , e temperatura das paredes do permutador, T_{aq} , baseado num coeficiente de custo específico de um permutador de referência C_{ref} , com a área efetiva, $A_{ef,ref}$ e uma temperatura máxima de referência, $T_{aq,ref}$ (Ferreira, et al., 2013).

$$C_{aq} = C_{ref} A_{aq,ref} \left(\frac{A_{aq}}{A_{aq,ref}} \right)^b \left[\frac{1 + e^{0.001(T_{aq}-725)}}{2} \right] \quad (4.87)$$

Onde $C_{ref} = 1.5 \text{ €/cm}^2$; $b=0.5$; $A_{aq,ref} = 600 \text{ cm}^2$; $T_{aq,ref} = 725 \text{ K}$

Estes permutadores trabalham com altas temperaturas e altas pressões, necessitando assim de grandes áreas de transferência e materiais específicos, que são mais difíceis de trabalhar, maquinar, o que leva ao aumento do seu custo. A Figura 4.14 mostra a evolução do custo do permutador de aquecimento com a área de transferência.

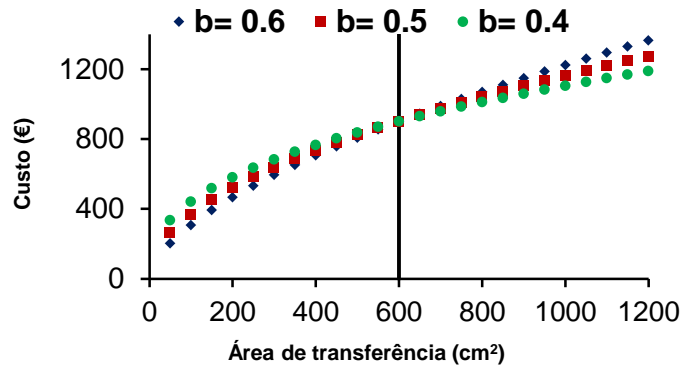


Figura 4.14 – Variação do custo do permutador de aquecimento com a sua área para diferentes coeficientes de tamanho

4.2.3. Equação de custo do permutador de arrefecimento

O permutador de arrefecimento trabalha com temperaturas muito mais baixas que o permutador de aquecimento. Por isso a equação 4.88 relaciona o custo deste permutador com a sua área efetiva e temperatura efetiva, baseada num coeficiente de custo específico de um regenerador de referência C_{ref} , com uma área, $A_{arr,ref}$ (Ferreira, et al., 2013).

$$C_{arr} = C_{ref} A_{arr,ref} \left(\frac{A_{arr}}{A_{arr,ref}} \right)^b \quad (4.88)$$

Onde $C_{ref} = 0.83 \text{ €/cm}^2$; $b=0.4$; $A_{arr,ref} = 600 \text{ cm}^2$

A Figura 4.15 mostra a evolução do custo do permutador de arrefecimento com a área de transferência.

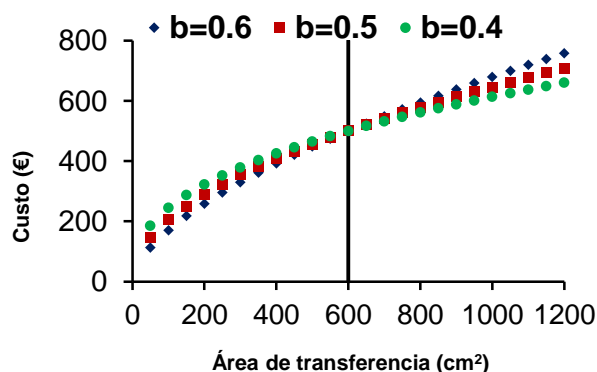


Figura 4.15 – Variação do custo do permutador de arrefecimento com a sua área para diferentes coeficientes de tamanho

4.2.4. Equação de custo regenerador

O regenerador é o componente mais importante do motor Stirling. É um tipo de permutador de calor muito específico, pois tem como função receber calor, armazenar esse calor, e posteriormente devolver esse calor. A área de transferência de calor é muito importante para o custo do regenerador (Ferreira, et al, 2013). Desta maneira os parâmetros como a malha e a sua porosidade são muito importantes para esse fim. Para se aumentar a transferência de calor e minimizar a diferença de temperatura entre a matriz e o fluido de trabalho é preciso que exista uma grande área de contacto entre a matriz e o fluido (Ferreira, et al., 2013). A equação 4.89 relaciona o custo do regenerador com a sua área efetiva de transferência, A_r , a temperatura máxima, T_r , tendo como base um coeficiente de custo específico de referência, C_{ref} com uma área de referência $A_{r,ref}$ e uma temperatura máxima de referência de $T_{r,ref}$. O coeficiente de tamanho considerado foi b .

$$C_r = C_{ref} A_{r,ref} \left(\frac{A_r}{A_{r,ref}} \right)^b \left[\frac{1 + e^{0.008(T_r - T_{r,ref})}}{2} \right] \quad (4.89)$$

Onde $C_{ref} = 6.25 \text{ €/cm}^2$; $b = 0.4$; $A_{r,ref} = 80 \text{ cm}^2$; $T_{r,ref} = 600 \text{ K}$

A temperatura atingida no regenerador é também importante, por isso foi introduzido o fator de temperatura, uma vez que altas temperaturas implicam o uso de materiais mais resistentes, e mais caros, que se refletem no aumento do custo deste componente. A Figura 4.16 mostra a evolução do custo do regenerador com a temperatura.

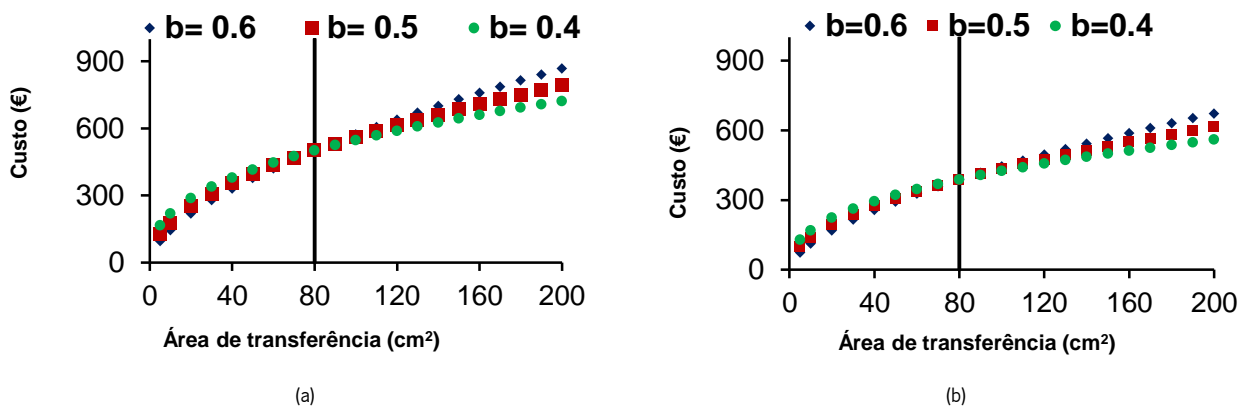


Figura 4.16 – Variação do custo do regenerador com a área para diferentes coeficientes de tamanho e à temperatura no regenerador de 600 K (a) e 500 K (b)

4.2.5. Equação de custo do bloco do motor

Para representar o custo do bloco do motor Stirling, teve-se em conta o volume do motor, pois para maiores potências, são precisas maiores pressões que se refletem no aumento do volume do motor. Então a equação 4.90 representa o custo do bloco do motor.

$$C_{bloco\ motor} = C_{ref} V_{ref} \left(\frac{V}{V_{ref}} \right)^{c_2} \quad (4.90)$$

Onde $C_{ref} = 7.9268 \text{ €/cm}^3$, a constante $c_2 = 0.2$ e $V_{ref} = 1640 \text{ cm}^3$

A evolução do custo do bloco do motor com o aumento do seu volume, para vários coeficientes, c_2 , está ilustrado na Figura 4.17.

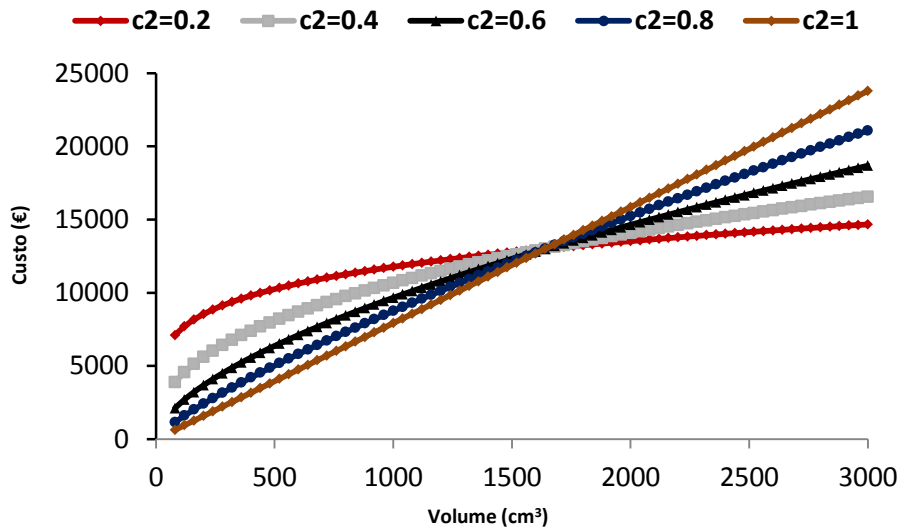


Figura 4.17 – Variação do custo do bloco do motor com o aumento do seu volume

5. Resultados e discussão

A análise deste tipo de sistemas envolve um grande número de variáveis, por vezes com influências contraditórias, o que dificulta a bastante a sua análise. O modelo matemático utilizado permite obter resultados para as análises isotérmica, adiabática ideal e adiabática não ideal, podendo assim avaliar-se a relevância de vários parâmetros importantes, que, posteriormente podem ser comparados. Como exemplo, a Figura 5.1 mostra a variação dos trabalhos e calores transferidos ao longo do ciclo adiabático ideal. Aqui consegue-se ter uma ideia da importância do regenerador, uma vez que é responsável pelo pré-aquecimento e pré-arrefecimento do fluido e em que a energia envolvida (Q_r) é cerca de quatro vezes superior ao calor da fonte quente (Q_{aq}), ou seja, uma pequena diminuição na transferência de calor no regenerador real levará para o mesmo ciclo de pressões a aumentos significativos nos calores da fonte quente e da fonte fria e, conseqüentemente, a uma forte redução do rendimento térmico.

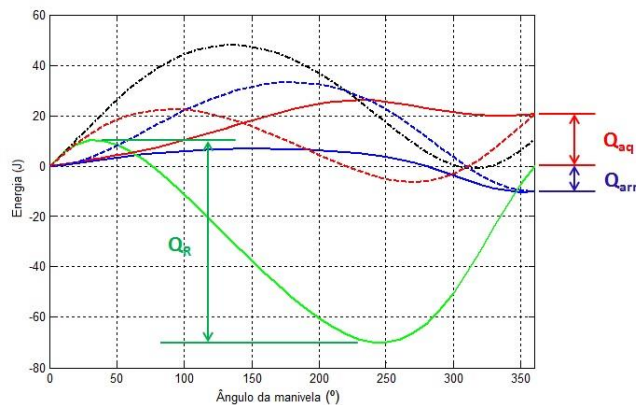


Figura 5.1 – Variação dos trabalhos e calores transferidos ao longo ciclo adiabático ideal (adaptado de:(Ferreira, 2010))

Como segundo exemplo, a Figura 5.2 mostra como varia temperatura ao longo do ciclo para a análise não ideal. Aqui percebem-se as diferenças entre as temperaturas médias do fluido e as temperaturas das paredes dos permutadores.

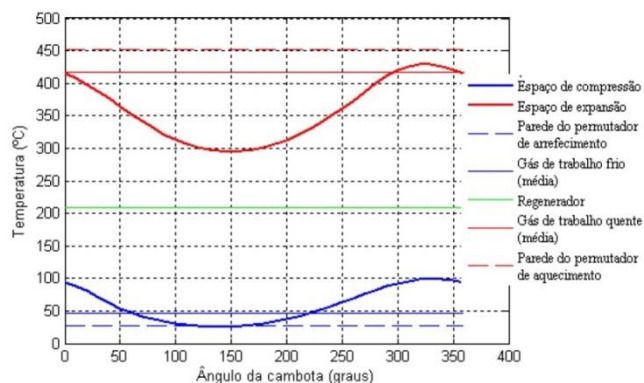


Figura 5.2 – Variações de temperatura nos diferentes componentes ao longo de um ciclo completo (adaptado de:(Ferreira et al., 2012))

O modelo matemático também permite determinar o ciclo P-V do motor para as para diferentes tipos de análises (Figura 5.3).

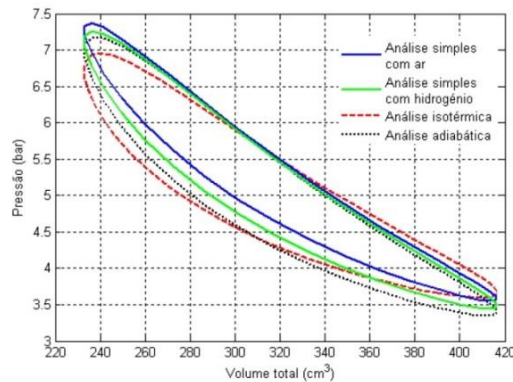


Figura 5.3 – Diagrama P-V para diferentes análises (adaptado de:(Ferreira, 2010))

No caso da análise não ideal, as perdas de pressão ao longo do ciclo podem ser avaliadas para os três permutadores. Como um exemplo, apresentam-se as do regenerador e que variam com o tipo de fluido (Figura 5.4).

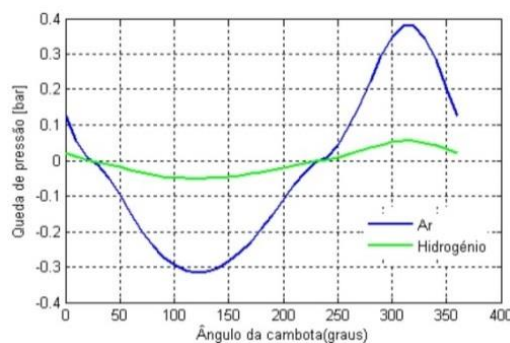


Figura 5.4 – Exemplo com comparação da queda de pressão no regenerador para o ar e o hidrogénio (adaptado de:(Ferreira, 2010))

Realizaram-se se seguida uma série de análises de sensibilidade utilizando o modelo físico descrito anteriormente para a análise adiabática não ideal, recorrendo ao Matlab para proceder às simulações numéricas necessárias.

Foram vários os parâmetros analisados de modo a avaliar a performance do motor Stirling. Esta análise foi dividida em duas partes. A primeira parte diz respeito à análise dos parâmetros geométricos, tendo sido estudadas as dimensões dos permutadores (diâmetros, comprimentos, número de tubos). A segunda refere-se a parâmetros operacionais (pressão, temperatura, velocidade).

Por último, o modelo económico desenvolvido é testado comparando os seus resultados com valores de casos reais.

5.1. Motor de referência para a análise de sensibilidade

O motor selecionado para os testes ao modelo físico tem uma configuração simples com dimensões aproximadas de sistemas usados normalmente em aplicações com energia solar (Ferreira, 2010). As características deste motor são apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Características do motor de referência

Tipo de Motor	alfa
Ângulo da manivela (°)	90
Fluido de trabalho	hélio
Vol. morto do espaço de expansão (cm³)	25
Vol. varrido do espaço de expansão (cm³)	130
Vol. morto do espaço de compressão (cm³)	25
Vol. varrido do espaço de compressão (cm³)	130
Pressão média (bar)	30
Velocidade de rotação (rpm)	1500
Temperatura da fonte fria (K)	300
Temperatura da fonte quente (K)	725
Temperatura média do regenerador (K)	481.7
Permutador de aquecimento	
Tipo	Tubos lisos
Diâmetro interno (mm)	3
Comprimento do permutador (mm)	150
Número de tubos	80
Permutador de arrefecimento	
Tipo	Tubos lisos
Diâmetro interno (mm)	3
Comprimento do permutador (mm)	100
Número de tubos	150
Regenerador	
Tipo	Anelar
Matriz	malha de arame
Porosidade	0.7
Diâmetro do arame (mm)	0.3
Diâmetro externo (mm)	56
Diâmetro interno (matriz) (mm)	46
Comprimento do regenerador (mm)	60

5.2. Análise de sensibilidade ao modelo físico: parâmetros geométricos

Com o objetivo de se perceber de que forma as dimensões dos permutadores influenciam as suas eficácias, as perdas de carga, e conseqüentemente a performance do motor (potência e rendimento térmico), fez-se um estudo, que consistiu em fazer variar uma variável num dado intervalo, mantendo as outras constantes. Por exemplo, variou-se o diâmetro interno dos tubos de um permutador, num intervalo, enquanto se manteve constante o número de tubos e o comprimento.

5.2.1. Permutador de aquecimento

Nos permutadores pretende-se obter baixas perdas de carga, baixo volume interno e o máximo de transferência de energia (calor) possível. Se por um lado se aumentar a área, logo maior transferência de calor, por outro lado aumenta o volume morto e o atrito entre o fluido de trabalho e as paredes do permutador. Deve ser feito um balanço entre os ganhos e as perdas.

Influência do comprimento dos tubos

Começou-se por variar o comprimento dos tubos entre 30 e 250 mm. A Figura 5.5-a mostra a diferença de temperatura entre as paredes do permutador de aquecimento e o fluido de trabalho. Verifica-se um acentuado decréscimo com aumento do comprimento dos tubos.

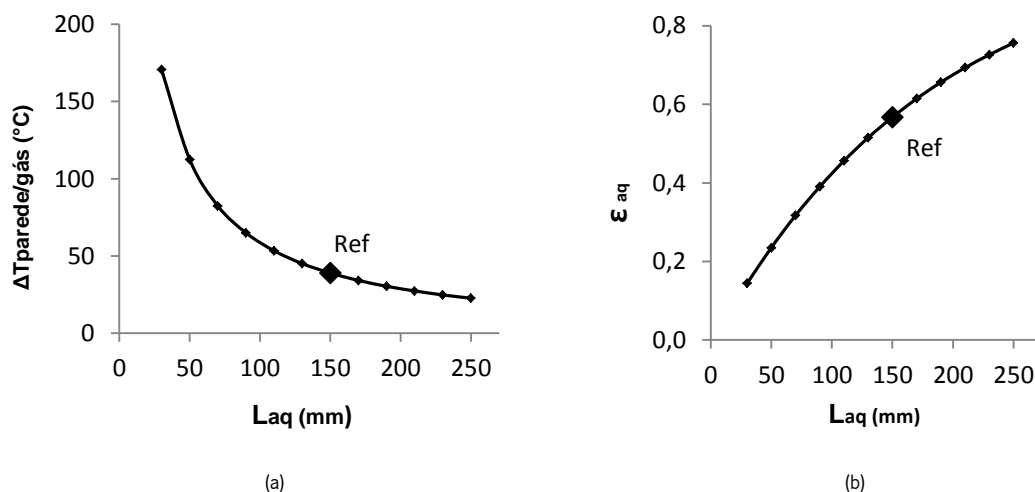


Figura 5.5 – Variação do diferencial de temperatura (a) e eficácia (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de aquecimento

A eficácia do permutador de aquecimento aumenta com o aumento do comprimento dos tubos (Figura 5.5-b).

A potência (Figura 5.6-a) e o rendimento térmico (Figura 5.6-b) também variam. A partir dos 70 mm, a potência mantém-se praticamente constante. O rendimento real para comprimentos de tubo pequenos e até 70 mm aumenta rapidamente atingindo os 32%. A partir dos 70 até aos 250 mm o rendimento térmico aumenta ligeiramente chegando aos 35%.

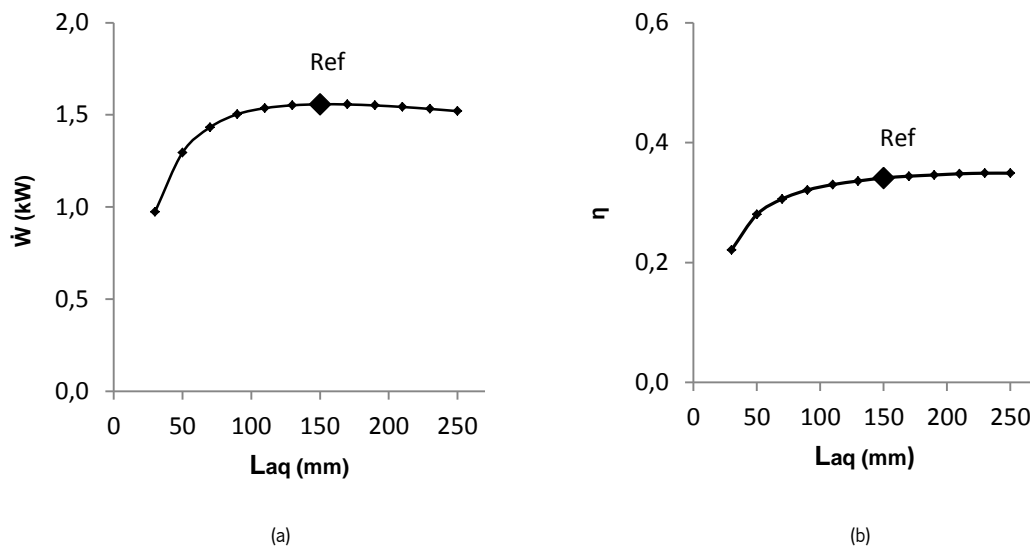


Figura 5.6 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do comprimento dos tubos do permutador de aquecimento

Para comprimento de tubo entre 90 e 250 mm, a potência real é cerca de 1.50 kW, atingindo um máximo de 1.56 kW para tubos com 150 mm de comprimento (Figura 5.6-a)

Influência do número de tubos

Por outro lado, pode-se aumentar o número de tubos mantendo o comprimento e o diâmetro interno. Esta opção faz diminuir a velocidade do fluido o que leva à diminuição do coeficiente de convecção (Figura 5.7-a). A diferença de temperatura entre o fluido e as paredes do permutador diminui (Figura 5.7-b), mas aumenta o volume morto. Esta solução torna a construção do permutador mais complicada, aumentando o custo do permutador por tubo adicionado.

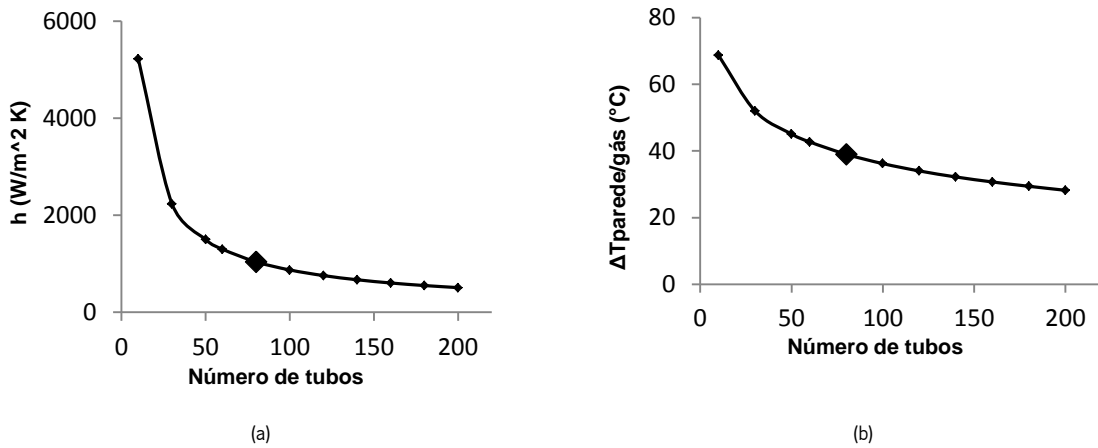


Figura 5.7 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento

A eficácia do permutador de aquecimento aumenta (Figura 5.8), embora o coeficiente de convecção diminua (Figura 5.7-a), uma vez que a transferência de calor também depende da área de contacto que aumenta com o aumento do número de tubos.

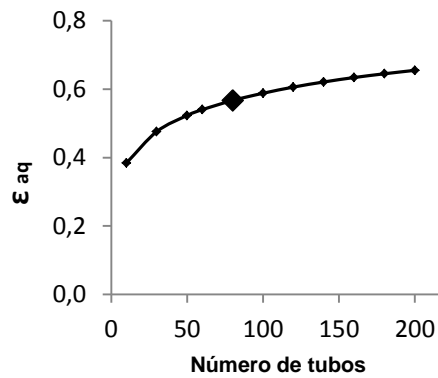


Figura 5.8 – Variação da eficácia com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento

A potência (Figura 5.9-a) atinge o máximo quando o número de tubos é 50 que corresponde a uma eficácia de 52% (Figura 5.8) e um rendimento térmico de 33% (Figura 5.9-b). Para eficácias entre 38% e 59% (número de tubos entre 10 e 100) obtêm-se potências de cerca de 1.5 kW (Figura 5.9-a) e um aumento do rendimento térmico de 30% e 34% (Figura 5.9-b).

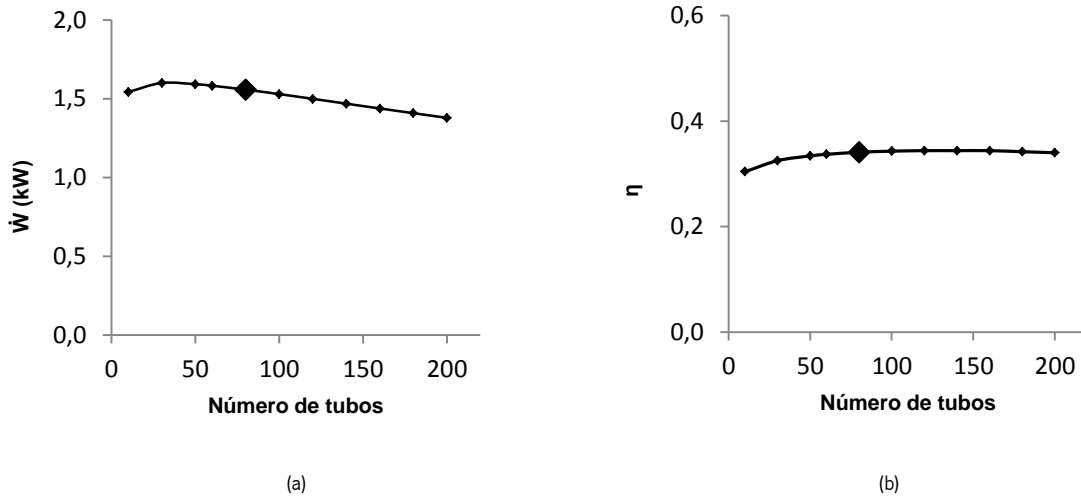


Figura 5.9 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do número de tubos no permutador de aquecimento

Influência do diâmetro interno, d_i , dos tubos

A última opção será aumentar o diâmetro interno dos tubos diminuindo assim o trabalho de atrito. O aumento do diâmetro tem a desvantagem de diminuir o coeficiente de convecção (Figura 5.10-a), pois diminui a velocidade do fluido nos tubos, aumentando a diferença de temperatura entre as paredes do permutador e o fluido de trabalho (Figura 5.10-b).

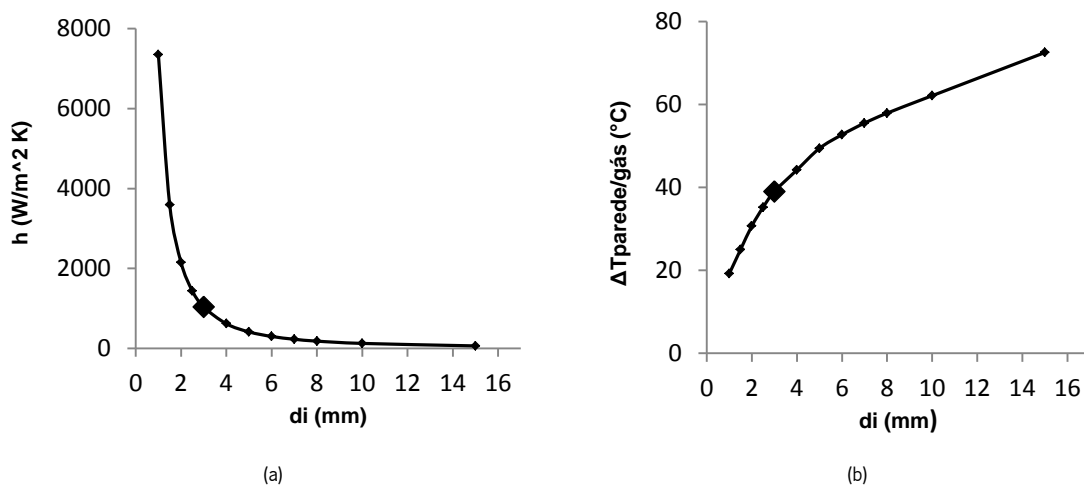


Figura 5.10 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do diâmetro dos tubos no permutador de aquecimento

Como consequência da diminuição do coeficiente de convecção, a eficácia do permutador de aquecimento diminui com o aumento do diâmetro interno (Figura 5.11), isto apesar do aumento da área de transferência de calor.

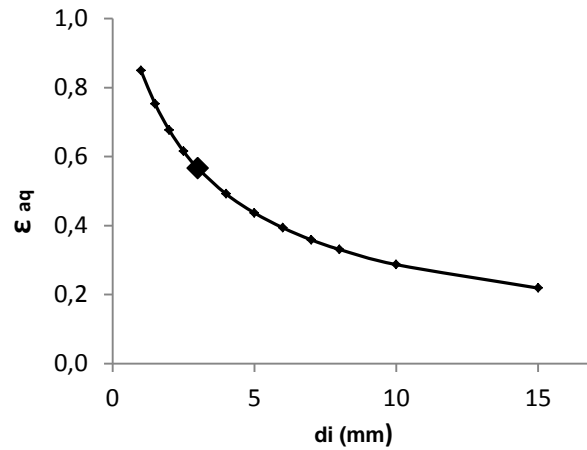


Figura 5.11 – Variação da eficácia com o diâmetro interno dos tubos no permutador de aquecimento

A potência aumenta com o aumento da eficácia (Figura 5.12-a), assim como o rendimento térmico (Figura 5.12-b). Como consequência, será conveniente que os tubos do permutador tenham pequenos diâmetros internos (Figura 5.12).

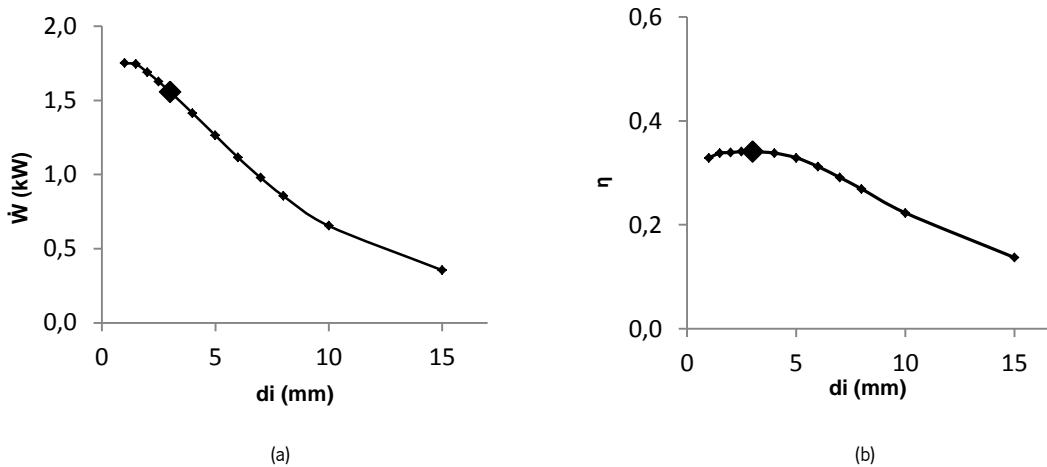


Figura 5.12 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro interno dos tubos do permutador de aquecimento

Para uma potência real entre 1.41 e 1.75 kW (Figura 2.12-a) que corresponde a uma eficácia do permutador de aquecimento entre 49% e 85% (Figura 5.11), tem-se o diâmetro interno dos tubos a variar entre 1 e 4 mm, e um rendimento real entre 34 % e 33 % (Figura 5.12-b).

Globalmente, a melhor estratégia para o permutador de aquecimento, será diminuir o diâmetro dos tubos e aumentar o seu comprimento.

5.1.2. Permutador de arrefecimento

No permutador de arrefecimento os efeitos da variação das suas dimensões são semelhantes às do permutador de aquecimento.

Influência do comprimento dos tubos

Se se aumentar o comprimento dos tubos, o coeficiente de convecção mantém-se constante e diminui o diferencial de temperatura entre as paredes do permutador de arrefecimento e o fluido de trabalho (Figura 5.13-a).

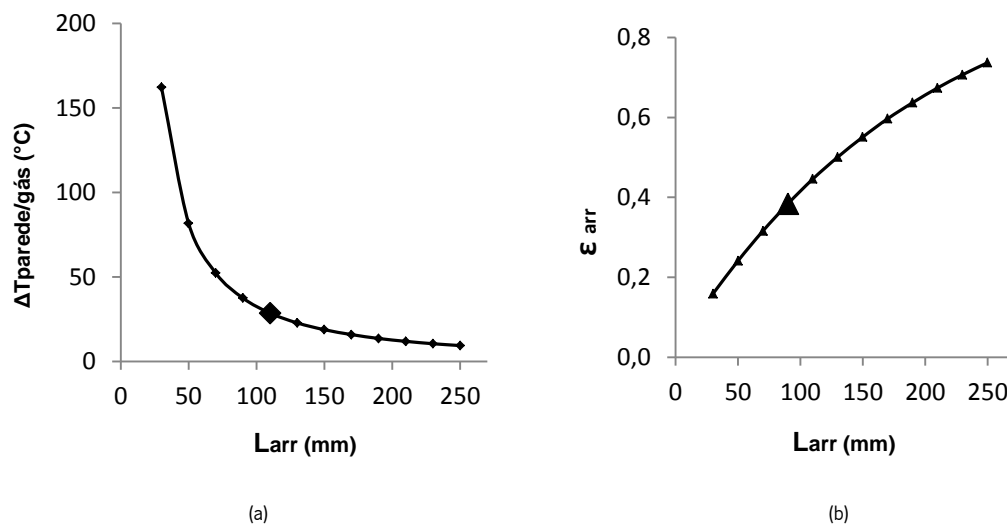


Figura 5.13 – Variação diferencial de temperatura (a) e eficácia (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de arrefecimento

A eficácia do permutador de aquecimento aumenta com o aumento do comprimento dos tubos do permutador de arrefecimento (Figura 5.13-b).

O aumento do comprimento dos tubos aumenta a potência do motor (Figura 5.14-a), devido ao aumento da área, mas também o volume morto e o atrito. Isto leva a que a potência aumente, atinja o ponto mais alto e diminua. O rendimento térmico é máximo para comprimentos maiores do que no caso da potência (Figura 5.14-b).

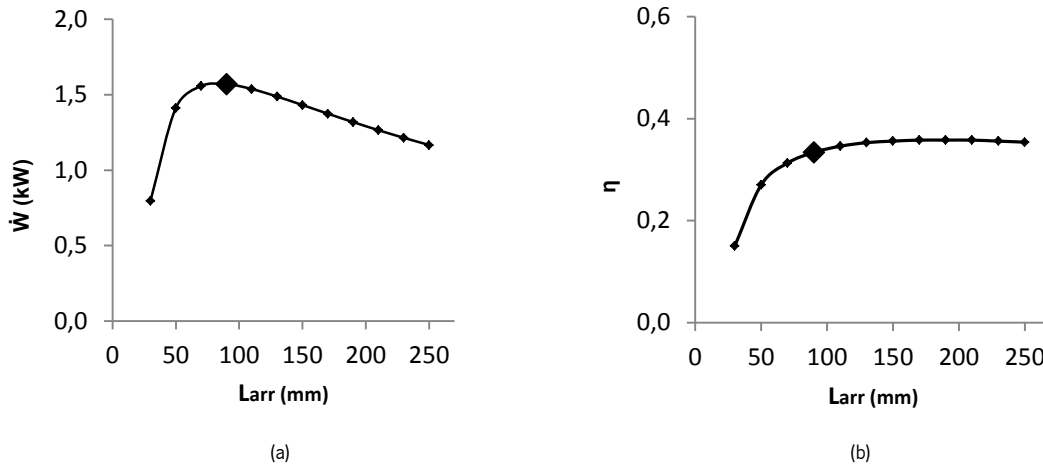


Figura 5.14 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do comprimento dos tubos no permutador de arrefecimento

Para uma eficácia entre 24% e 50% (Figura 5.13-b) tem-se a potência a aumentar de 1.41 até 1.57 kW (Figura 5.14-a) para depois baixar para os 1.49 kW. Para esta gama de eficácias, o rendimento real varia (aumenta) entre 27% e 35% (Figura 5.14-b), correspondendo a comprimentos dos tubos no permutador de arrefecimento, entre 50 e os 130 mm.

Influência do número de tubos

O aumento do número de tubos no permutador de arrefecimento diminui o coeficiente de convecção (Figura 5.15-a) mas também diminui a diferença de temperatura entre o permutador e o fluido de trabalho (Figura 5.15-b).

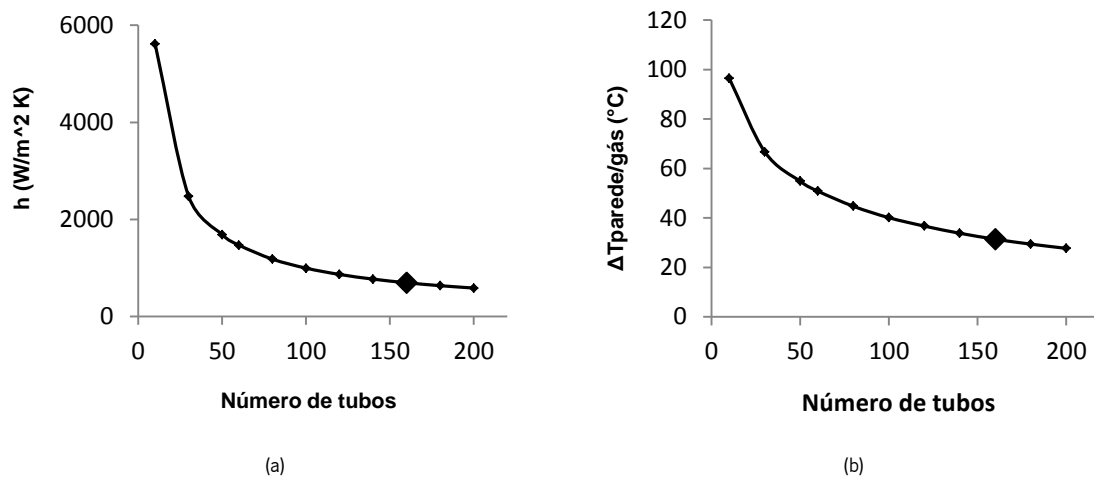


Figura 5.15 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferença de temperatura (b) com o número de tubos

A eficácia do permutador de arrefecimento aumenta, embora diminua o coeficiente de convecção, devido ao aumento da área de contacto (Figura 5.16).

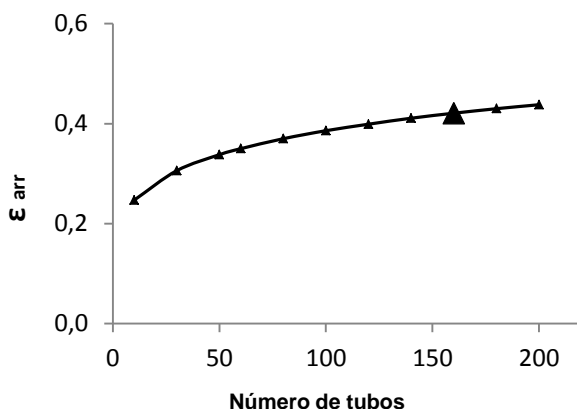


Figura 5.16 – Variação da eficácia com aumento do número de tubos no permutador de arrefecimento

A potência aumenta com o aumento da eficácia do permutador de arrefecimento (Figura 5.17-a), atinge um máximo, e começa a diminuir devido ao aumento do volume morto, enquanto o rendimento térmico aumenta sempre (Figura 5.17-b).

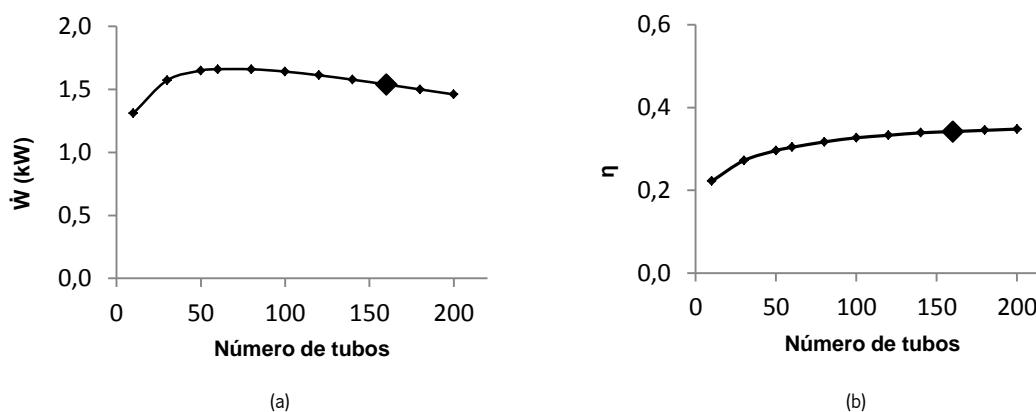


Figura 5.17 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do número de tubos no permutador de arrefecimento

A potência máxima é atingida para o número de tubos entre 60 e 80 com 1.66 kW (Figura 5.17-a) e rendimento real entre 30% e 32% (Figura 5.17-b). O rendimento térmico é máximo (35%) quando a eficácia do permutador é máxima para o maior número de tubos (Figuras 5.16 e 5.17-b).

Influência do diâmetro interno, d_i , dos tubos

Para diâmetros pequenos, a velocidade do fluido é alta, aumentando o coeficiente de convecção (Figura 5.18-a), e diminuindo a diferença de temperatura entre as paredes do permutador e o fluido de trabalho (Figura 5.18-b).

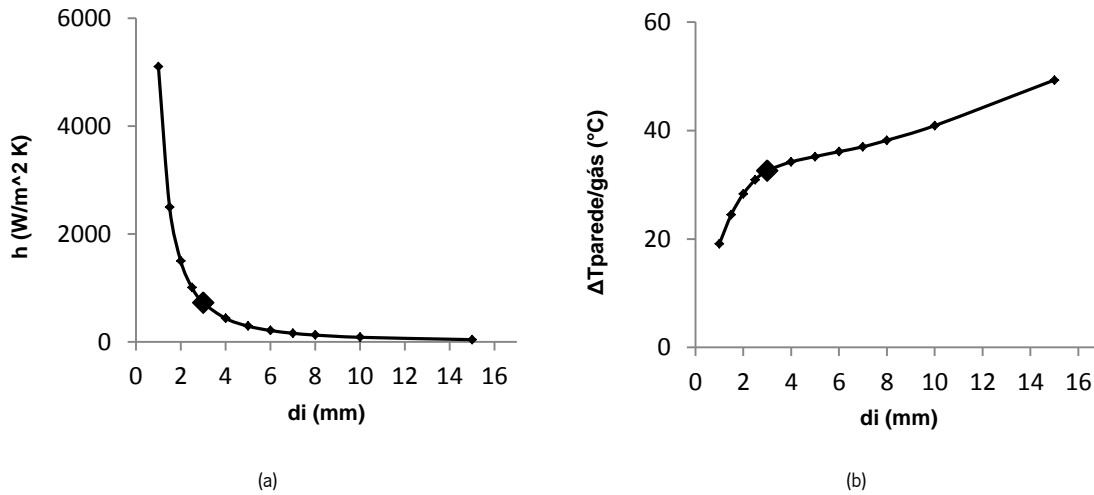


Figura 5.18 – Variação do coeficiente de convecção (a) e diferencial de temperatura (b) com o aumento do diâmetro dos tubos no permutador de arrefecimento

A eficácia do permutador de arrefecimento assim como no de aquecimento, diminui com o aumento do diâmetro interno (Figura 5.19). As maiores eficácias são atingidas para diâmetros mais pequenos.

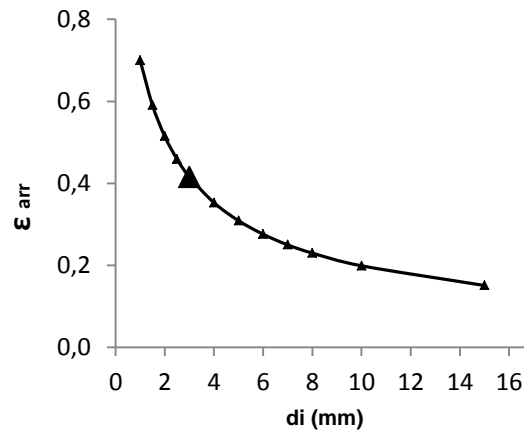


Figura 5.19 – Variação da eficácia com o aumento do diâmetro interno dos tubos no permutador de arrefecimento

A potência do motor aumenta com o aumento da eficácia do permutador de arrefecimento (Figura 5.20-a), e a redução do volume morto, mas o rendimento térmico aumenta até ser atingido o máximo, a partir do qual esta cai ligeiramente, devido ao aumento das perdas por bombagem (Figura 5.20 -b).

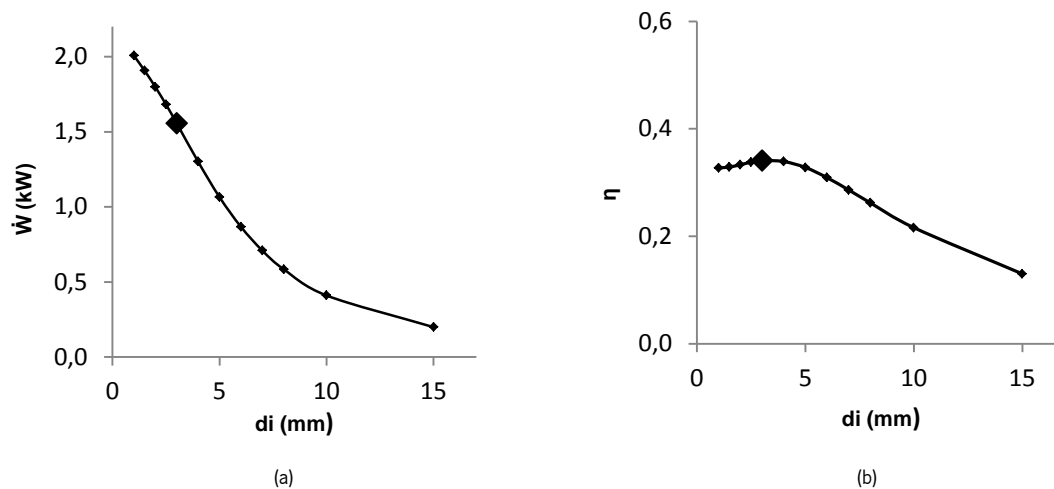


Figura 5.20 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento diâmetro dos tubos no permutador de arrefecimento

Para uma potência real a variar entre 1.56 e 2 kW (Figura 5.20-a) que corresponde a um rendimento térmico entre 42% e 33% (Figura 5.20-b), temos diâmetros internos entre 1 e 5 mm, respetivamente.

5.1.3. Regenerador

O grande problema do regenerador é o atrito entre o fluido de trabalho e a matriz do regenerador, que provoca a perda de pressão e conseqüentemente perda de potência no motor. Existem vários parâmetros que devem ser analisados como, a geometria da matriz, material da matriz (condutividade), porosidade e diâmetro de arame.

A alteração do tipo de matriz não tem influência na melhoria da performance. A mudança de material da matriz também não altera significativamente a performance do motor (Zarinchang & Yarmahmoudi, 2009). Já, pequenas alterações na porosidade e o diâmetro de arame, provocam grandes variações na potência e rendimento.

Influência do comprimento do regenerador

A redução da potência térmica transferida no regenerador real por comparação com o ideal diminui com o aumento do comprimento do regenerador (Figura 5.21-a), e é equivalente ao aumento da sua eficácia (Figura 5.21-b).

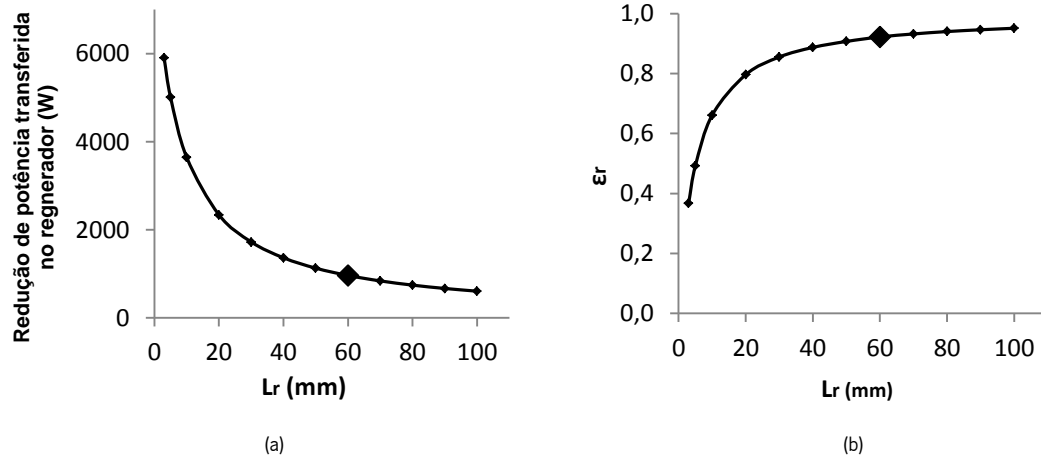


Figura 5.21 – Variação da redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento do comprimento do regenerador

Uma vez que a secção não é alterada, o número de Reynolds mantém-se praticamente constante e igual a 300. A potência aumenta com o comprimento, atingindo um máximo de 1.57 kW para cerca de 40 a 60 mm, e decaindo lentamente a partir desse ponto enquanto o rendimento térmico continua monotonicamente a subir (Figura 5.22-a e b)

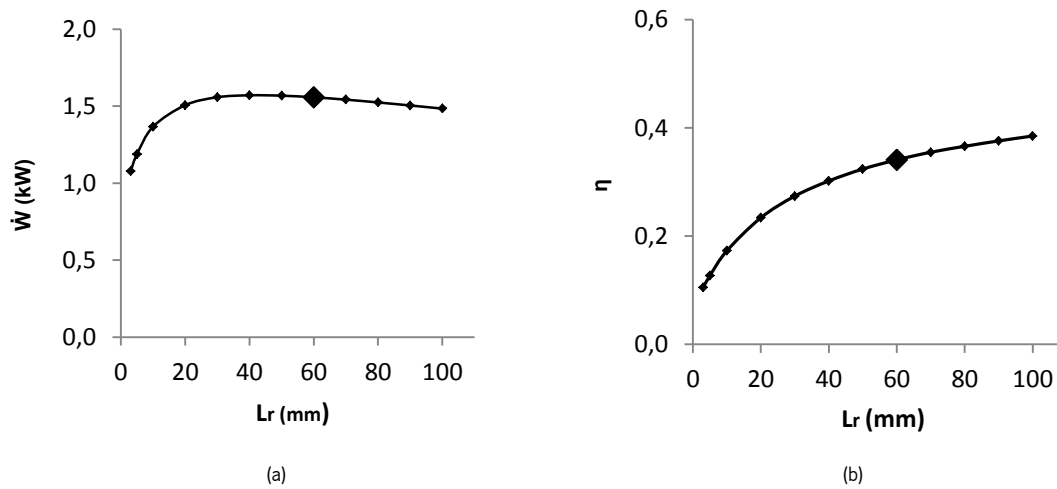


Figura 5.22 – Variação da potência (a) e rendimento (b) com o aumento do comprimento do regenerador

Influência do diâmetro do regenerador

O aumento do diâmetro da matriz (maior regenerador) aumenta a eficácia do regenerador (Figura 5.23-b) a que corresponde uma diminuição das perdas da potência térmica nele transferido por comparação com o regenerador ideal (Figura 5.23-a).

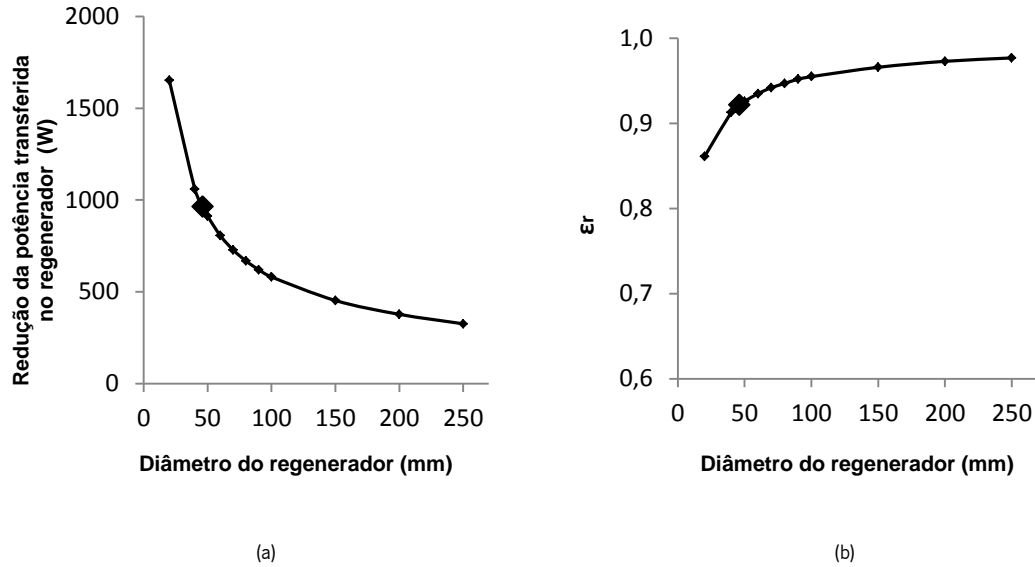


Figura 5.23 – Variação da redução da potência transferida (a) e eficácia (b) com o aumento do diâmetro da matriz do regenerador

O aumento do diâmetro faz diminuir a velocidade do fluido, diminuindo o número de Reynolds, mas por outro lado, aumenta a área de contacto no regenerador.

A potência mantém-se praticamente constante, cerca de 1.5 kW, para diâmetros até aos 50 mm (Figura 5.24-a), começando a baixar significativamente para os diâmetros superiores. No mesmo intervalo de diâmetros a rendimento térmico aumenta de 27% para 35%, atingindo um máximo para um diâmetro entre os 100 e os 150 mm (Figura 5.24-b).

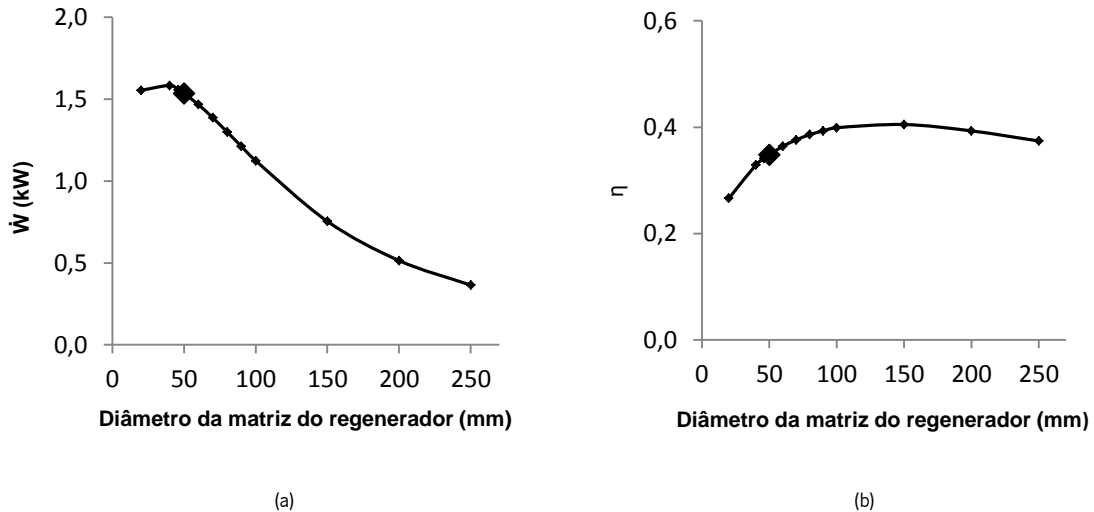


Figura 5.24 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro do regenerador

Influência da porosidade da matriz

Outro parâmetro importante no regenerador é a porosidade da sua matriz. O aumento da porosidade diminui a área de contacto no regenerador e a capacidade térmica da matriz metálica, levando a uma diminuição da sua eficácia e correspondente aumento na redução da potência térmica transferida (Figura 5.25-a e b).

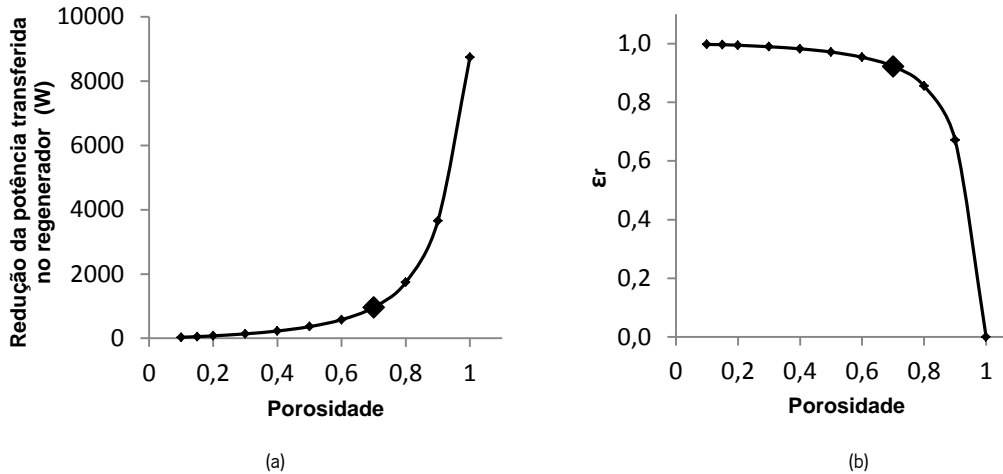


Figura 5.25 – Variação redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento da porosidade da matriz do regenerador

A potência e o rendimento térmico atingem os máximos em pontos próximos (Figura 5.26-a e b). A potência é máxima (1.65 kW) para uma porosidade de 0.4 (Figura 5.26-a), a que corresponde um rendimento térmico de 40% também próxima do máximo (Figura 5.26-b). Para baixas porosidades, a redução da potência e rendimento térmico do motor explica-se pelo rápido crescimento das perdas de bombagem. Haverá todo o interesse em reduzir a porosidade da matriz de 0.7 para 0.4.

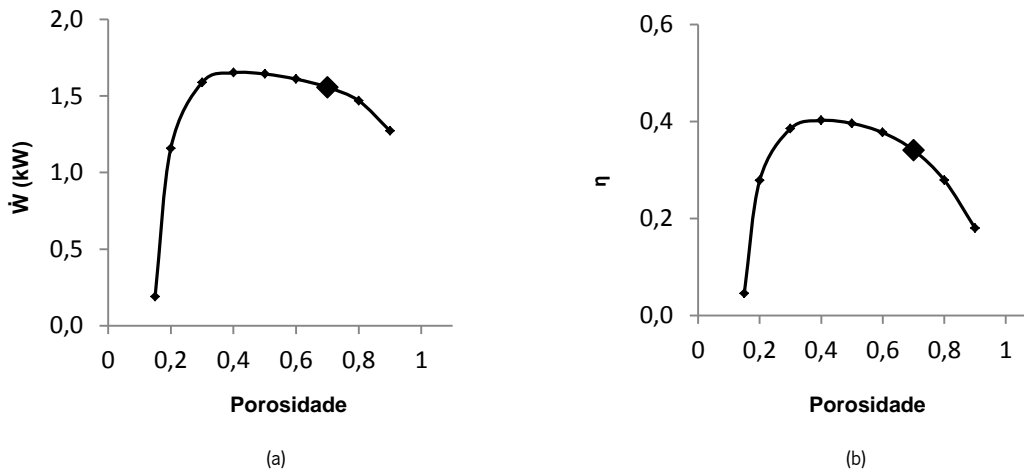


Figura 5.26 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) do motor com o aumento da porosidade da matriz do regenerador

Influência do diâmetro do arame da matriz

O diâmetro de arame aumenta de uma forma quase linear a redução da potência térmica transferida no regenerador (Figura 5.27-a) diminuindo também de uma forma linear a sua eficácia (Figura 5.27-b).

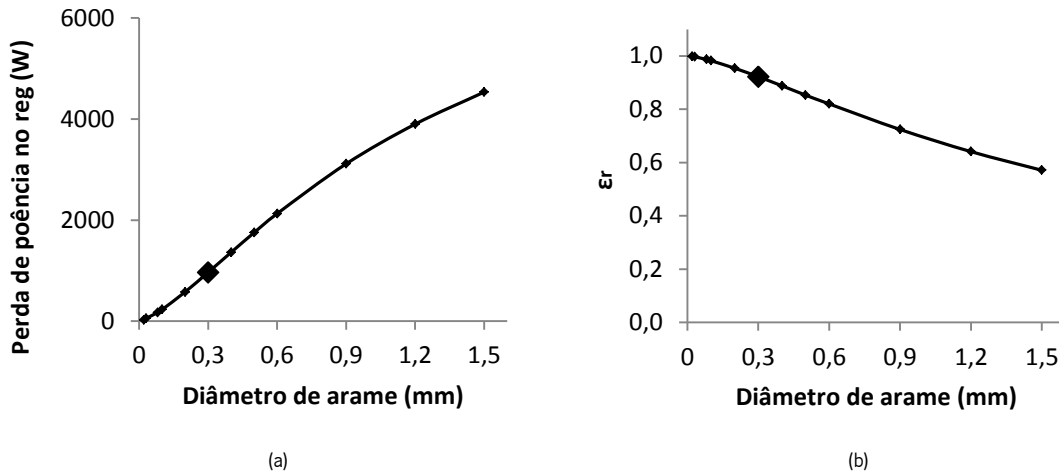


Figura 5.27 – Variação da redução de potência térmica transferida (a) e da eficácia (b) com o aumento do diâmetro de arame da matriz do regenerador

O diâmetro de arame também tem grande influência na performance do motor Stirling. A potência máxima é igual a 1.61 kW para diâmetro de arame de 0.1 mm a que corresponde a um rendimento térmico de 42 % (Figura 5.28-a e b). O máximo do rendimento térmico (42.7%) é obtido para um diâmetro ligeiramente inferior de 0.08 mm (Figura 5.28-b). Para valores inferiores, as perdas por bombagem aumentam de uma forma drástica.

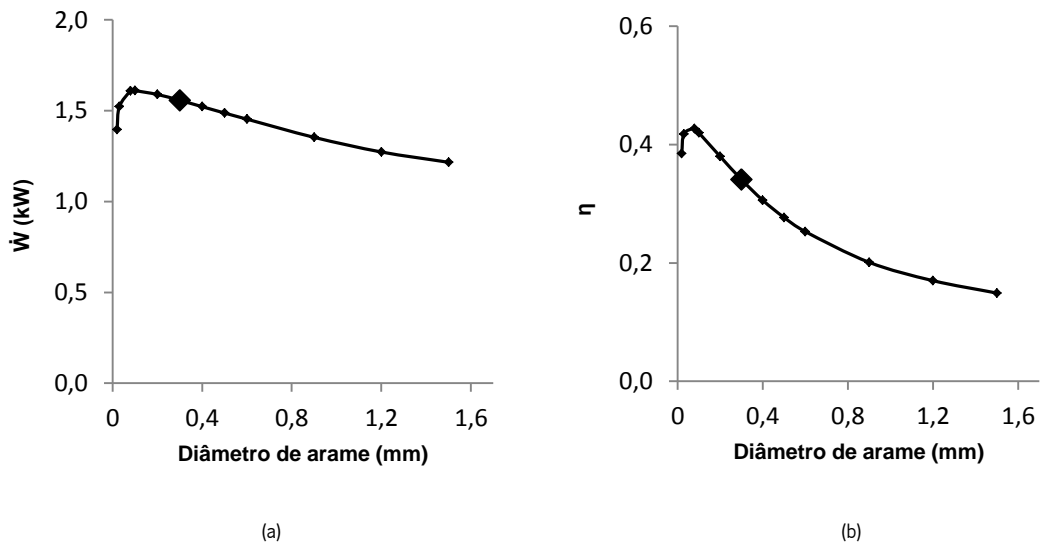


Figura 5.28 – Variação da potência (a) e rendimento térmico (b) com o aumento do diâmetro de arame da matriz do regenerador

5.3. Análise de sensibilidade ao modelo físico: parâmetros de funcionamento

Este programa apenas considera a transferência de calor no interior do motor, ou seja, considera que a temperatura nas paredes dos permutadores é constante e apenas existe convecção no interior. Na realidade, o processo de transferência de calor que ocorre nos permutadores de aquecimento e arrefecimento, são por convecção exterior, condução e convecção interior. No caso do regenerador apenas deveria ocorrer convecção interior e condução interior para a matriz, mas como o regenerador não é idealmente adiabático na realidade poderá ocorrer convecção e/ou condução para o exterior.

5.3.1. Permutador de aquecimento

Os permutadores de calor são essenciais para o funcionamento do motor Stirling. O desempenho destes é medido em termos de eficácia. O permutador de aquecimento é influenciado pela temperatura da fonte quente, e velocidade de rotação (Figura 5.29). A eficácia diminui com o aumento da pressão média e velocidade da rotação mas aumenta com a temperatura da fonte quente (Figura 5.29).

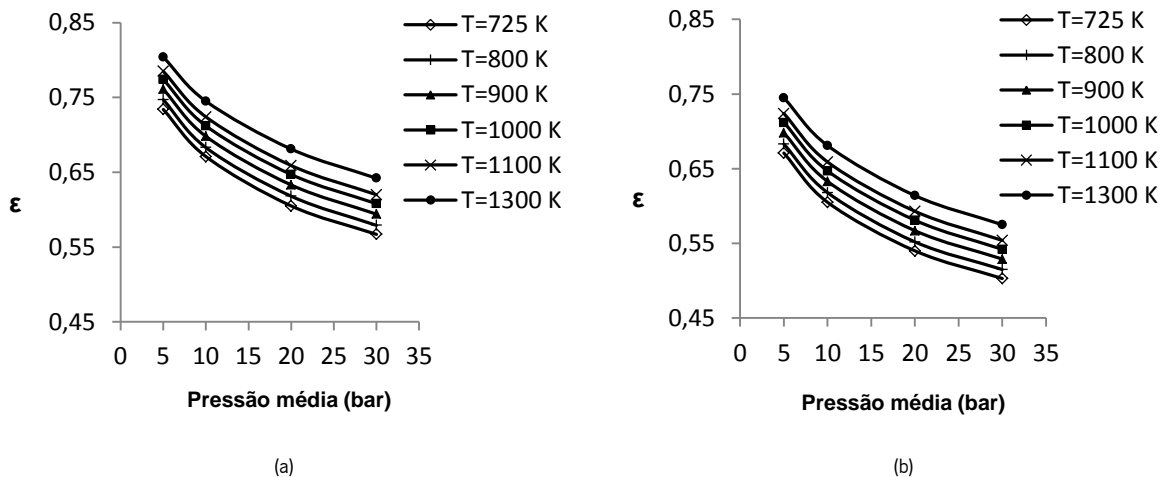


Figura 5.29 – Variação da eficácia do permutador de aquecimento com pressão média e temperatura da fonte quente para o hélio a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b)

A eficácia do permutador é calculada pelo método NTU, sendo esta, função do número de Stanton ($St = \frac{h}{\rho u c_p}$) e da relação de áreas, $\frac{A_{dc}}{A}$ (A_{dc} é a área de contacto; A é a área de secção do tubo). O número de Stanton é função das características do fluido (ρ ; c_p), enquanto a relação de áreas é influenciada pelas dimensões do permutador.

5.3.2. Permutador de arrefecimento

O permutador de arrefecimento quase não é influenciado pelo aumento da temperatura da fonte quente (Figura 5.30). A eficácia diminui com o aumento da pressão média (Figura 5.30) e também com a velocidade de rotação (Figura 5.30- a e b).

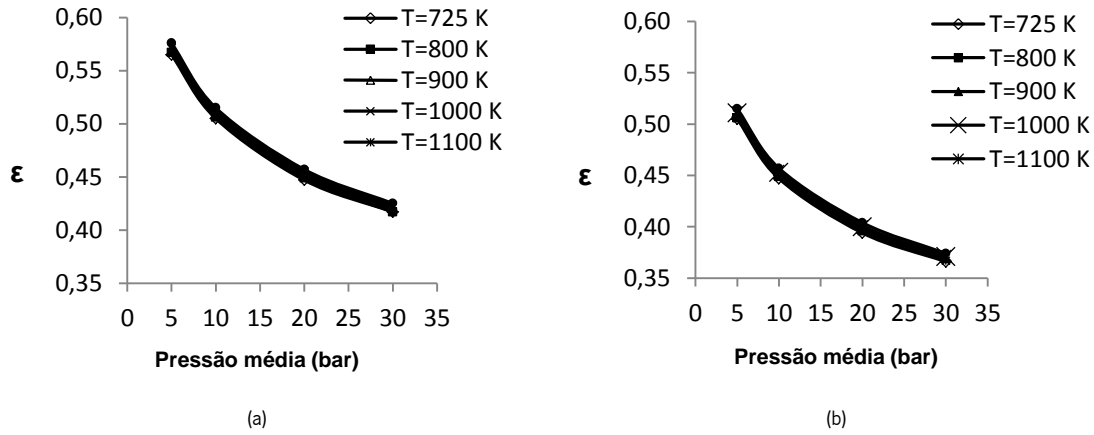


Figura 5.30 – Variação da eficácia do permutador de arrefecimento com pressão média e temperatura da fonte quente para o hélio a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b)

5.3.3. Regenerador

A eficácia do regenerador é mais alta em relação aos outros dois permutadores (por opção de dimensionamento, dado o rendimento térmico do motor ser extremamente sensível a este parâmetro), mas também diminui com o aumento da pressão e a redução da temperatura da fonte quente (Figura 5.31).

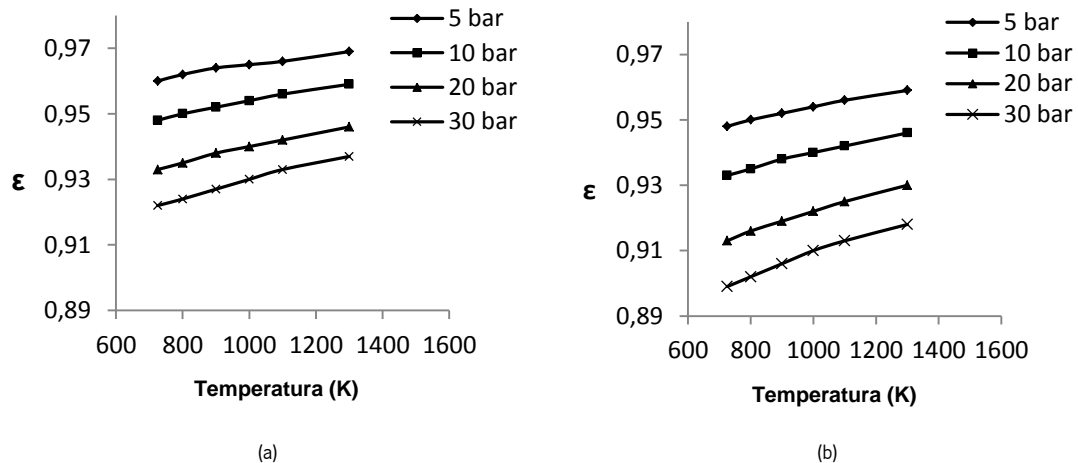


Figura 5.31 - Variação da eficácia do regenerador com a temperatura da fonte quente e pressão média para o hélio a 1500 rpm (a) 3000 rpm (b)

A eficácia depende do número de Stanton ($St = \frac{h}{\rho u c_p}$) e da relação de áreas, $\frac{A_{dc}}{2A}$ (A_{dc} é a área de contacto; A é a área de secção do tubo). Enquanto o número de Stanton tem a mesma influência nos permutadores de aquecimento e arrefecimento, a relação de áreas no regenerador é diferente. Por outro lado, a área de contacto é bastante influenciada pelo diâmetro de arame, d_{arame} e pela porosidade.

5.3.4. Motor

A potência do motor aumenta com o aumento da pressão, temperatura da fonte quente e velocidade de rotação (Figuras 5.32 e 5.33). Para as mesmas condições de temperatura, pressão e velocidade de rotação, não existem diferenças significativas em termos de potência produzida, entre o hélio e o hidrogénio (Figuras 5.33-a e b).

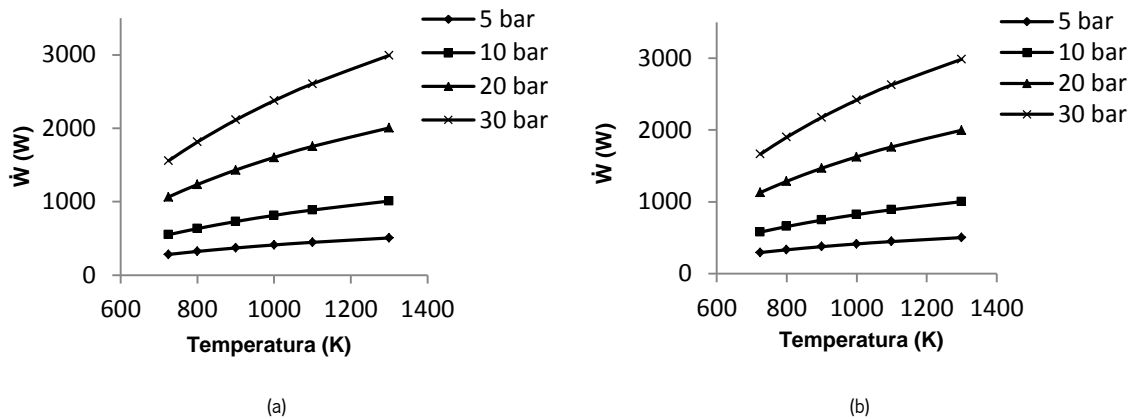


Figura 5.32 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o hélio (a) e hidrogénio (b) a 1500 rpm

A velocidade de rotação tem maior influência na potência (Figura 5.33).

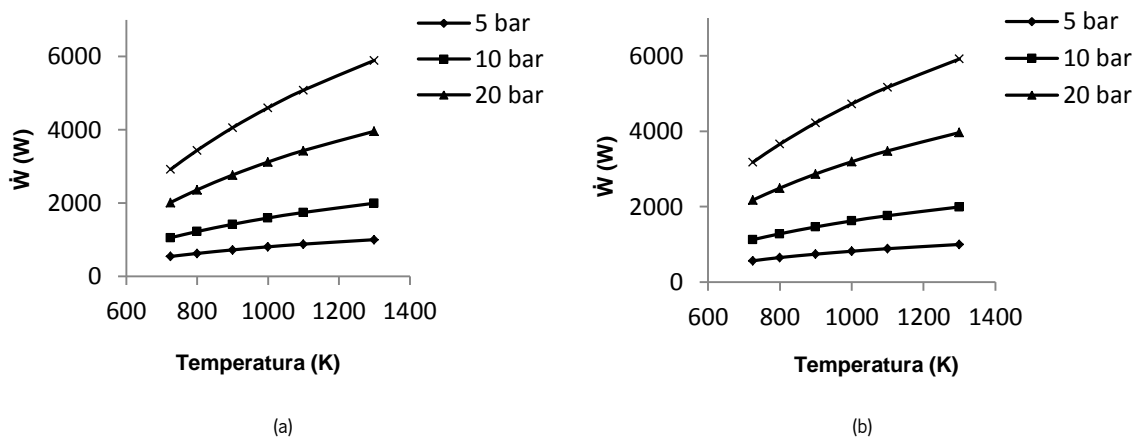


Figura 5.33 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o hélio (a) e hidrogénio (b) a 3000 rpm

O ar usado como fluido de trabalho também não apresenta diferenças significativas (Figura 5.34-a) em relação aos outros dois tipos de fluido de trabalho.

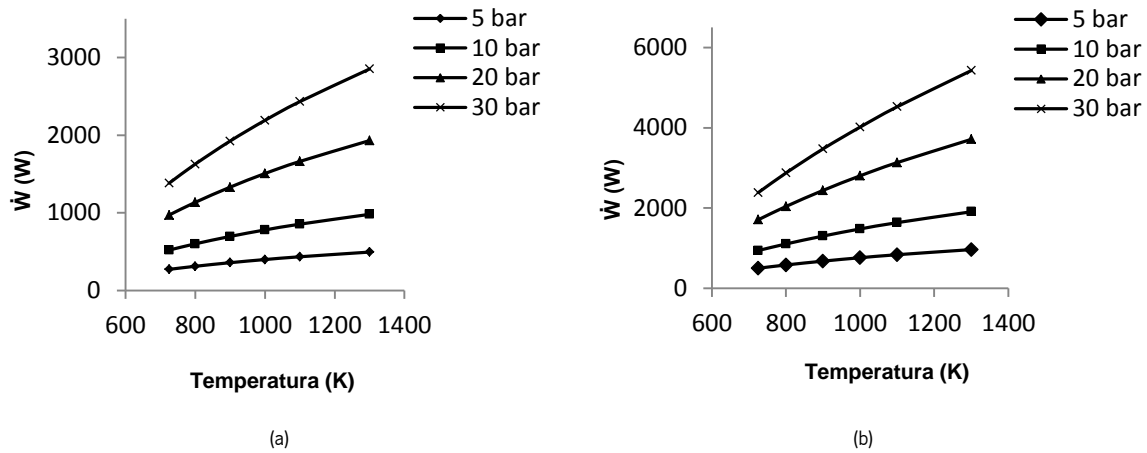


Figura 5.34 – Variação da potência do motor com a temperatura e pressão média para o ar a 1500 rpm (a) 3000 rpm (b)

O rendimento térmico também aumenta com o aumento da temperatura mas ao contrário da potência, diminui com o aumento da pressão e da velocidade de rotação. O rendimento térmico também é sensível ao tipo de fluido (Figura 5.35), sendo muito mais baixo no caso de este ser o ar.

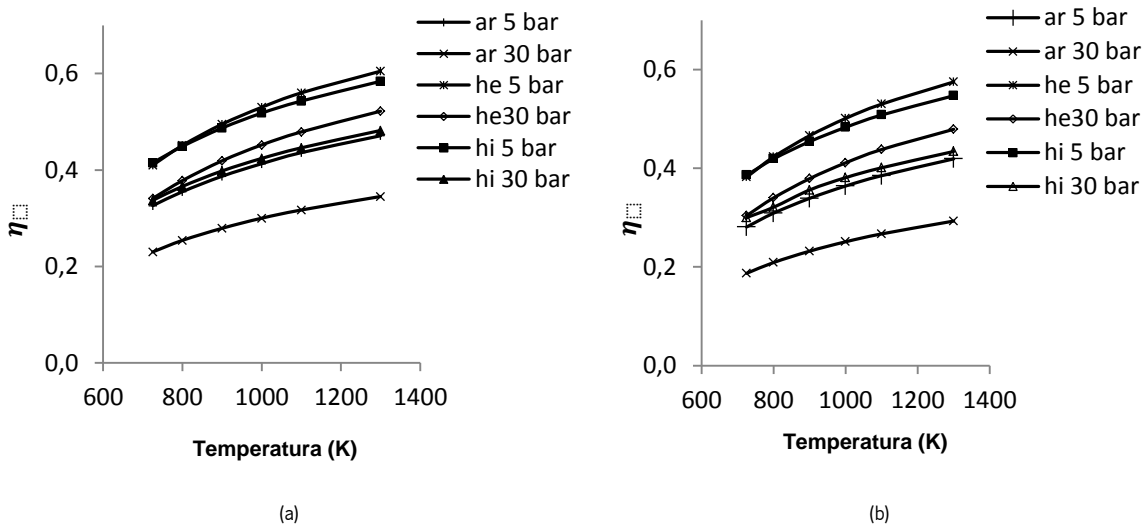


Figura 5.35 – Variação do rendimento térmico do motor com a temperatura e pressão média para os três fluidos a 1500 rpm (a) e 3000 rpm (b)

5.4. Soluções melhoradas

Podemos agora testar os melhores dados obtidos, e comparar com os de referência. Então, para isso considerou-se o motor de referência, dimensões, condições de funcionamento (Tabela 5.1), e os resultados obtidos nas análises de sensibilidade, e fez-se um redimensionamento dos

permutadores de aquecimento, arrefecimento e regenerador, de forma a se obter as melhores performances do motor. Uma vez que é muito difícil conseguir aumentos de potência e rendimento térmico simultaneamente, consideraram-se dois casos. Um caso, em que o que se pretende, é a melhor potência, e outro onde o que interessa é o melhor rendimento térmico. No caso da melhor potência, são escolhidas as melhores dimensões para se conseguir uma maior potência, em relação ao motor de referência (Tabela 5.1), sem grandes penalidades para o rendimento térmico. Para o melhor rendimento térmico, o que se pretende é o contrário do caso anterior, ou seja, quer-se um maior rendimento térmico, sem grandes reduções de potência, em relação ao motor de referência (Tabela 5.1). Em todos os casos (referência, maior potência, maior rendimento térmico) correu-se a simulação em Matlab, com os melhores valores de cada parâmetro e retiraram-se as áreas de contacto e volumes totais dos permutadores (aquecimento, arrefecimento e regenerador), assim como a potência e o rendimento térmico. Na Tabela 5.2 são demonstrados os valores desses parâmetros, para se poder comparar, e posteriormente calcular o custo de cada motor através das equações de custo.

Tabela 5.2 – Comparação dos diferentes motores

Motor		Referência	Melhoria	
			Potência	Rendimento
Permutador de aquecimento	L_{aq} (mm)	150	150	150
	Número de tubos (mm)	80	50	80
	d_i (mm)	3	2	2
	Área de contacto (cm^2)	1131	471	754
	Volume (cm^3)	84.8	23.6	37.7
Permutador de arrefecimento	L_{arr} (mm)	100	100	100
	Número de tubos (mm)	150	110	150
	d_i (mm)	3	2	3
	Área de contacto (cm^2)	1414	692	1414
	Volume (cm^3)	106.0	34.6	106.0
Regenerador	L_r (mm)	60	60	80
	d_{matriz} (mm)	46	46	100
	Porosidade	0.7	0.4	0.4
	d_{arame} (mm)	0.3	0.3	0.3
	Área de contacto (cm^2)	4075	8064	50520
	Volume (cm^3)	69.8	39.9	251.3
\dot{W} (W)		1557	2019	1338
$\eta_{térmica}$		0.341	0.315	0.479

Se pretendermos ainda aumentar a potência, sabemos que esta aumenta com o aumento da temperatura da fonte quente, da pressão e da velocidade de rotação. Por outro lado também se sabe que o rendimento térmico aumenta com a temperatura da fonte quente, mas diminui com o aumento da pressão e da velocidade de rotação. O tipo de fluido também tem influência no rendimento térmico do motor, sendo que, para as condições de funcionamento o hélio é o que tem o melhor comportamento, seguido do hidrogénio e do ar.

Este redimensionamento, no caso em que se pretendia uma melhoria da potência, esta aumentou cerca de 30% em relação ao caso do motor de referência, de 1.56 kW para 2.03 kW, com uma pequena redução no rendimento térmico de 34% para 31.5%, que corresponde a uma diminuição de cerca de 8% em relação ao motor de referência (Tabela 5.2). Na melhoria do rendimento térmico, esta aumentou de 34% para 48%, que corresponde a um aumento no rendimento térmico de cerca de 40% e uma redução na potência de 14% em relação ao motor de referência (Tabela 5.2).

Seguidamente calcularam-se os custos de cada componente, através das equações desenvolvidas anteriormente (secção 4.2 - Modelo económico), para cada um dos casos apresentados na Tabela 5.2. A Tabela 5.3 mostra os custos de cada componente do motor Stirling, assim como, o custo total para cada um dos casos estudados (Tabela 5.2).

Tabela 5.3 – Custos dos motores

Motor		Referência		Melhoria da \dot{W}		Melhoria da $\eta_{térmica}$	
		Custo (€)		Custo (€)		Custo (€)	
Perm. de aquecimento	A (cm ²)	1131	1212	471	780	753.98	1000
	T (°C)	412.9		407.7		434	
Regenerador	A (cm ²)	4075	1672	8064	2199	50520	4577
	T (°C)	208.5		208.5		208.5	
Perm. de arrefecimento	A (cm ²)	1435	702	692	527	1414	701
Bloco do motor	V (cm ³)	130	7833	130	7833	130	7833
Total (€)		11419		11338		14112	

O aumento da potência do motor através do redimensionamento dos permutadores, levou a uma ligeira diminuição do custo do motor, uma vez que os permutadores de aquecimento e arrefecimento são mais pequenos (menor área), em relação ao custo do motor de referência. No aumento do rendimento térmico, o custo do motor subiu bastante, cerca de 24% em relação ao motor de referência. Este aumento deve-se em grande parte ao regenerador que é cerca de 2.74 vezes o custo do regenerador do motor de referência. Em todos os casos o regenerador é o componente mais caro do motor, e para o caso do aumento da potência, este, é cerca de 1.31 vezes o custo do regenerador do motor de referência.

5.5. Comparação de custos calculados com custos reais

Com o objetivo de se ter a perceção sobre a precisão das equações de custo, fez-se uma comparação do preço final obtido através das equações de custo desenvolvidas, e valores de custo reais de sistemas de micro-cogeração com motor Stirling, obtidos através de catálogos de várias marcas (Tabela 5.4).

Tabela 5.4 – Dados técnicos de motores Stirling

Fabricante	Genoastirling (motor)			Natufeuer AG / ENERLYT (micro-CHP)
	GENOA00	GENOA01	GENOA03	5 - ZGM
Modelo				
Potência (kWe)	0.35	1	3	1
Cilindrada (cm ³)	94	188	880	1640
Pressão (bar)	50	50	25	6.5
Temperatura (°C)	750	750	750	800
Velocidade de rotação (rpm)	600	600	600	1100
Preço (€)	8000	12000	14000	13000

Uma vez que os fabricantes não indicam todas as especificações técnicas dos motores, tais como área dos permutadores, correu-se o programa de simulação com os parâmetros obtidos na Tabela 5.4 (pressão, temperatura, cilindrada, velocidade de rotação) e calculou-se a área para se obter as potências dadas na Tabela 5.4 para cada um dos motores. De seguida calculou-se o seu custo final através das equações de custo desenvolvidas (Tabela 5.5).

Tabela 5.5 – Custos dos motores calculados através das equações de custo desenvolvidas

		Genoastirling (motor)					ENERLYT (micro-CHP)		
			Custo 0.35 kWe (€)		Custo 1kWe (€)		Custo 3 kWe (€)		Custo 1 kWe (€)
Perm. de aquecimento	A (cm ²)	141.37	512.74	494.80	959.25	2356.19	2093.26	1696.46	1828.46
	T (°C)	750		750		750		800	
Regenerador	A (cm ²)	209	704.45	1019	1327.59	6432	2774.16	1202	1517.83
	T (°C)	316.3		316.3		316.3		333.4	
Perm. de arrefecimento	A (cm ²)	94.25	237.51	188.5	313.4	1178.1	625.29	1696.46	754.72
Bloco do motor	V (cm ³)	94	7343.31	188	8432.96	880	11482.72	1640	13005.20
Total (€)		8796.02		11033.19		17002.43		17106.21	

Os valores dos custos começam a divergir mais significativamente para motores com maiores cilindradas (Tabela 5.5). Olhando para o custo do bloco do motor (Tabela 5.5) vê-se que este aumenta muito, sendo quase o valor do preço real (Tabela 5.6).

Tabela 5.6 – Comparação de custos reais e calculados

Fabricante		Genoastirling (motor)			Natufeuer AG / ENERLYT (micro-CHP)
Potência (kW)	real	0.35	1	3	1
	calculada	0.334	0.999	3.076	1.068
Preço (€)	real	8000	12000	14000	13000
	calculado	8796.02	11033.19	17002.43	17106.21

6. Conclusões e trabalho futuro

6.1. Conclusões

Pretendeu-se com este trabalho e no seguimento de trabalhos anteriores, compreender o melhor possível o funcionamento do motor Stirling. Analisou-se detalhadamente o modelo físico do motor considerando uma análise isotérmica, adiabática ideal e por ultimo fazendo uma análise não ideal, que inclui os permutadores de calor e as perdas por bombagem.

Usando este modelo mais completo fez-se um estudo de sensibilidade aos parâmetros do modelo físico, nomeadamente, diâmetros internos, comprimentos, número de tubos, nos permutadores de calor. Para além destes, foi estudado o efeito da variação da porosidade e o diâmetro de arame no regenerador. Outros parâmetros como pressão média de funcionamento, velocidade de rotação, temperatura da fonte quente e o tipo de fluido utilizado, também foram estudados.

Foi ainda desenvolvido um modelo económico e foram apresentadas as equações de custo para os 4 componentes mais importantes do motor Stirling: permutador de aquecimento, permutador de arrefecimento, regenerador e bloco do motor. Os resultados obtidos foram comparados com valores de custo reais.

São agora apresentados as principais conclusões dos vários estudos realizados.

O regenerador é o componente que mais influencia o rendimento térmico de motor Stirling sendo primordial conseguir uma eficácia muito elevada. No entanto, a análise de sensibilidade demonstrou que a variação do diâmetro da matriz do regenerador tem pouca influência na eficácia deste. Para diâmetros pequenos o rendimento térmico aumenta com o diâmetro, atingindo um máximo e começando a baixar de uma forma suave para diâmetros maiores. Já a potência é bastante afetada, diminuindo acentuadamente com o aumento do diâmetro da matriz. O aumento do comprimento do regenerador aumenta a sua eficácia e, conseqüentemente, o seu rendimento térmico e a potência. Esta influência diminui com o próprio comprimento. O aumento da porosidade diminui a eficácia do regenerador, sendo que, para porosidades perto de 1, a eficácia baixa bastante. Para a potência e rendimento térmico existe um intervalo ótimo para a porosidade que se situa entre 0.3 e 0.7, e um diâmetro de arame 0.3 mm. O aumento do diâmetro de arame da matriz diminui de forma linear a eficácia do regenerador. O rendimento térmico e a potência também diminuem, sendo esta diminuição, mais acentuada no rendimento térmico. Deve ser feito um balanço entre a porosidade e o diâmetro de arame, de maneira a que a transferência de calor por convecção interior seja a

maior possível mas mantendo o baixo atrito nas paredes da matriz. O diâmetro hidráulico reflete esta relação. No estudo feito, para a porosidade e diâmetro de arame, as maiores potencia e rendimentos térmicos ocorreram para diâmetros hidráulicos de 2 mm e 2.33 mm.

Da análise do permutador de aquecimento concluiu-se que o aumento do comprimento dos tubos aumenta a eficácia do permutador. Tanto o rendimento térmico como a potência aumentam com o comprimento dos tubos, sendo estes aumentos maiores na gama dos “pequenos” comprimentos, tornando-se posteriormente constante com o contínuo aumento do comprimento. O aumento do número de tubos em paralelo não leva a aumentos significativos nem na potência, nem no rendimento tornando-se até prejudicial. Este parâmetro deve ser o menor possível. O aumento do diâmetro interno dos tubos diminui a eficácia do permutador, diminuindo a potência e o rendimento térmico. Esta diminuição é mais evidente na potência.

Do estudo do permutador de arrefecimento pode-se tirar as mesmas conclusões do permutador de aquecimento, ocorrendo a única diferença com a potência que, depois de atingido um máximo começa a baixar linearmente com o aumento do comprimento dos tubos. Conclui-se então que os tubos do permutador de arrefecimento devem ser mais curtos do que os do permutador de aquecimento, se se pretender obter maiores potências.

Nos parâmetros de funcionamento conclui-se que a eficácia do permutador de aquecimento aumenta com a temperatura da fonte quente, e diminui com o aumento da pressão média e da velocidade de rotação.

A eficácia do permutador de arrefecimento, não é influenciada pelo aumento da temperatura da fonte quente, mas diminui com o aumento da pressão média e da velocidade de rotação.

A eficácia do regenerador diminui com o aumento da pressão média, e aumenta com o aumento da temperatura da fonte quente. A velocidade de rotação não influencia a eficácia do regenerador.

A potência do motor aumenta com o aumento da velocidade de rotação, temperatura da fonte quente e pressão média. Este aumento é mais evidente para maiores pressões médias.

O rendimento térmico aumenta com o aumento da temperatura da fonte quente, e diminui com o aumento da pressão média e da velocidade de rotação.

Para as pressões médias, temperaturas, e velocidades de rotação estudadas, a alteração do tipo de fluido de trabalho não mostrou diferenças significativas na variação da potência, mas o rendimento térmico varia bastante conforme o tipo de fluido, sendo o ar o pior.

Relativamente ao modelo económico desenvolvido, concluiu-se que as equações de custo dos permutadores de aquecimento, arrefecimento e o regenerador incluem os parâmetros mais importantes para o custo de cada um. A equação de custo do bloco do motor mostrou que este componente é o que mais pesa no valor do custo final do motor Stirling. Os valores de custo finais calculados através das equações de custo desenvolvidas, mostram estar perto dos valores reais, mas necessitam ainda de ser ajustadas, em particular, a equação de custo do bloco do motor.

6.2. Trabalho futuro

Para trabalho futuro, sugere-se um estudo as equações de custo, nomeadamente a equação de custo do bloco do motor, pois apenas tem em conta a cilindrada do motor e deverá passar a incluir pelo menos mais um termo relacionado com a pressão média de funcionamento. Este tipo de motor atinge maiores potências a pressões e temperaturas mais altas, pelo que o material terá de suportar estas condições de funcionamento.

Outra sugestão, embora seja mais difícil de atingir, é, não apenas projetar, mas realmente construir um motor Stirling de cerca de 1kWe, para mais tarde poder comparar os valores teóricos com os práticos, e assim desenvolver a tecnologia Stirling.

Os modelos, físico e económico, devem agora integrar um modelo de otimização termoeconómico no sentido de encontrar os parâmetros ótimos para a solução economicamente mais viável.

Bibliografia

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization* (Wiley.). New York: Wiley.
- Bernardo, A. (2012). *Avaliação Económica e Energética do Dimensionamento de Centrais de Cogeração e Trigerção*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics - An engineering A pproach 5th Edition*.
- Cogen Portugal. (2006). Retrieved August 05, 2013, from <http://www.cogenportugal.com/>
- Directiva 2004/8/CE. (2004), 50–60.
- Ferreira, A. C., Costa, J. M., Teixeira, S. F., Nunes, M. L., & Martins, L. B. (2013). Techno-Economical issues in the design of a heat-regenerator for Stirling engines. *ENEGL*.
- Ferreira, A. C., Ferreira, C., Teixeira, S., Teixeira, J., Nunes, M. L., & Martins, L. B. (2013). Thermal-Economic Modeling of a Micro-CHP Unit Based on a Stirling Engine. In *Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2013* (pp. 1–10). San Diego, CA.
- Ferreira, C. (2010). *Ante-projeto de um motor Stirling*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade do Minho.
- Ferreira, C., Martins, L. B., Ferreira, A. C., Teixeira, S., Teixeira, J. C., & Nunes, M. L. (2012). Modeling a Stirling Engine for Cogeneration Applications. In ASME (Ed.), *Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2012* (pp. 1–9). Houston: ASME.
- Formosa, F., & Despesse, G. (2010). Analytical model for Stirling cycle machine design. *Energy Conversion and Management*, *51*(10), 1855–1863. doi:10.1016/j.enconman.2010.02.010

- Hinnells, M. (2008). Combined heat and power in industry and buildings. *Energy Policy*, 36(12), 4522–4526. doi:10.1016/j.enpol.2008.09.018
- Keveney, M. (2011). Animações com Stirling. Retrieved from <http://www.animatedengines.com/vstirling.html>
- Knowles, T. R. (1997). *Composite Matrix Regenerator for Stirling Engines* (p. 75). Relatório. San Diego, CA: Energy Science Laboratories, Inc.
- Lloyd, C. C. (2009). *A low temperature differential Stirling engine for power generation*. Tese de Mestrado em Engenharia. University of Canterbury.
- Martini, W. R. (Universidad. de W. (1978). *Stirling Engine Design Manual*.
- Minassians, A. Der. (2007). *Stirling Engines for Low-Temperature Solar-Thermal- Electric Power Generation*. University of California. Retrieved from <http://www.eecs.berkeley.edu/Pubs/TechRpts/2007/EECS-2007-172.html>
- Oliveira, N., & Costa, P. (2010). *Cogeração & Trigeração* (p. 94). Relatório. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- Onowwiona, H. I., & Ugursal, V. I. (2006). Residential cogeneration systems: review of the current technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(5), 389–431. doi:10.1016/j.rser.2004.07.005
- Ramesh, K. S., & Dussan, P. S. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. In *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering* (Vol. c, pp. 1–77). doi:10.1615/AtoZ.c.CLAOFHEAEXC
- Ricardo, M. (2012). *Estudo de um sistema de cogeração com motor Stirling e concentrador solar*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

- Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S., & Tzscheuschler, P. (2011). Experimental analysis of microgenerators based on different prime movers. *Energy and Buildings*, 43(4), 796–804. doi:10.1016/j.enbuild.2010.11.021
- Sakatsume, F. H. (2004). *Uso de Cogeração no setor residencial*. Tese de Mestrado em Ciências de Planeamento Energético. Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), 1–38. doi:10.1016/j.rser.2006.07.001
- Thome, J. R. (2010). Wolverine Tube, Inc. In *Engineering data book III*. Wolverin Yube, Inc.
- Timoumi, Y., Tlili, I., & Ben Nasrallah, S. (2008a). Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy*, 33(9), 2134–2144. doi:10.1016/j.renene.2007.12.012
- Timoumi, Y., Tlili, I., & Ben Nasrallah, S. (2008b). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33(7), 1100–1114. doi:10.1016/j.energy.2008.02.005
- Tlili, I., Timoumi, Y., & Nasrallah, S. Ben. (2008). Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *Renewable Energy*, 33(8), 1911–1921. doi:10.1016/j.renene.2007.09.024
- Urieli, I. (2010). Stirling Cycle Machine Analysis. Retrieved from <http://www.ohio.edu/mechanical/stirlinG/me422.html>
- Wu, D. W., & Wang, R. Z. (2006). Combined cooling, heating and power: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(5-6), 459–495. doi:10.1016/j.peccs.2006.02.001
- Zarinchang, J., & Yarmahmoudi, A. (2009). Optimization of Thermal Components in a Stirling Engine, 4(1), 1–10.